

UNIVERSITATEA POLITEHNICA BUCURESTI



**First International Conference of Thermal Equipment,
Renewable Energy and Rural Development**



Bucureşti
6 Iulie 2012

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" BUCUREŞTI
FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ

**A XI-A CONFERINȚA NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENT TERMOMECHANIC
CLASIC ȘI NUCLEAR ȘI ENERGETICĂ URBANĂ & RURALĂ**

E.T.C.N.E.U.R. 2012

Organizatori:

**DEPARTAMENTUL TERMOTEHNICĂ, MOTOARE, ECHIPAMENTE
TERMICE ȘI FRIGORIFICE - COLECTIVUL E.T.C.N**

ACEPRO - PERFECT TOUR

LUCRările conferinței

Editori:

*Prof.dr.ing. Lucian MIHĂESCU
Conf.dr.ing. Gabriel-Paul NEGREANU*

București – România
6 Iulie 2011

Editura PERFECT

Bucureşti, sector 4, Şoseaua Olteniţei nr. 36, bl. 5D, ap.3

Tel./Fax 021 - 6342850

Director editură: Constantin Răduţi

Aparține: Centrului de formare și perfecționare Perfect Service

Bucureşti, sector 4, Şoseaua Olteniţei nr. 36, bl. 5D, ap.3

Tel./Fax 021 - 6342850

Director CFPSS: Ion Oprea

COMITET DE ORGANIZARE

**Președinte Prof.Dr.ing. Alexandru Dobrovicescu –Decan, F.I.M.M, U.P.B.
de onoare**

Președinte: Prof.Dr.ing. Lucian Mihăescu – Șef Colectiv E.T.C.N.

Membri: Conf. Dr.ing. Gabriel Paul Negreanu

Conf. Dr.ing. Ionel Pîșă

COMITET DE RECENZIE

Președinte: Prof.Dr.ing. Ion Iordache

Membri: Prof.Dr.ing. Ion Oprea

Conf.Dr.ing. Manuela Elena Georgescu

Conf.Dr.ing. Mălina Prisecaru

COLECTIVUL DE REDACTIE

Președinte: Conf.Dr.ing. Gabriel Paul Negreanu

Membri: Șef lucrări dr.ing. Elena Popa

Şef lucrări ing. Viorel Berbece

As.ing. Cristina Ciobanu

COPERTA: Conf. dr.ing. Gabriel-Paul Negreanu

**University POLITEHNICA of Bucharest
Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics
Department of Thermotechnics, Engines, Thermal and Frigorific Equipment**

**First International Conference of Thermal Equipment,
Renewable Energy and Rural Development TE-RE-RD 2012**

Scientific Committee

Prof. Viorel BADESCU (Romania)
Prof. George DARIE (Romania)
Prof. Konstantin DIMITROV (Republic of Macedonia)
Prof. Ion DONA (Romania)
Prof. Ermanno GRINZATO (Italy)
Prof. Gheorghe LAZAROIU (Romania)
Prof. Ion IONITA (Romania)
Dr. Jurgen KERN (Germany)
Prof. Constantin PANA (Romania)
Prof. Tudor PRISECARU (Romania)
Prof. Boris SOROKA (Ukraine)
Prof. Mohand TAZEROUT (France)
Prof. Marija TODOROVIC (Serbia)
Prof. Tanay Sidki UYAR (Turkey)

Organizing Committee

Prof. Lucian MIHAESCU (Chairman)
Dr. Gabriel NEGREANU (Deputy Chairman)
Prof. Ion OPREA (Member)
Prof. Gheorghe POPESCU (Member)
Dr. Ionel PISA (Member)
Dr. Manuela GEORGESCU (Member)
Dr. Malina PRISECARU (Member)
Dr. Alexandru RACOVITZA (Member)
Dr. Elena POP (Member)
Eng. Viorel BERBECE (Member)
Eng. Cristina CIOBANU (Member)

SPONSOR AL CONFERINȚEI



Mobil 0722229638
e-mail: turboexpertromania@rdslink.ro

PROGRAMUL LUCRĂRILOR CONFERINȚEI

	Perioada	AMFITEATRUL CD001
Vineri 6 iulie 2012	8.30-9.30	Înregistrarea participanților
	9.30-11.00	TE-RE-RD Plenary Section 1
	11.00-11.30	Pauză de cafea
	11.30-13.00	TE-RE-RD Plenary Section 2
	13.00-14.00	Cocktail
	14.00-17.00	ETCNEUR Secțiune plenară
	17.00-18.00	Întrebări și discuții, concluzii

CUPRINS

ETCNEUR 2012

E1. Fl. ALEXE, V. CENUŞĂ, Diana TUȚICĂ, „CET urbane cu ITG - Condiții pentru cogenerarea de înaltă eficiență ”.....	1
E2. Fl. ALEXE, V. CENUŞĂ, Diana TUȚICĂ, „CET urbane cu MP - Condiții pentru cogenerarea de înaltă eficiență ”.....	5
E3. D. ANDREESCU, Elisabeta CERCHEZ, „Schemă termică pentru recuperarea căldurii gazelor arse la cazanele industriale.....	9
E4. Gh. CAUNEI FLORESCU, C. NISTOR, A.G. ȘTEFAN, „Soluții fundamentale în studiul dispersiei unidimensionale și bidimensionale a poluanților de la o sursă punctiformă”.....	13
E5. Mirela DRAGOMIR, „Verificarea periodică a aparatelor de condiționat aerul în vederea asigurării confortului”.....	17
E6. Manuela MATACHE, V. VASILESCU, „Turbina cu abur AKL-3,5 – Prezentare generală”.....	21
E7. L. MIHĂESCU, T. PRISECARU, I. PÎŞĂ, G. NEGREANU, A. ADAM, I. BĂRBIERU, D. NISTORESCU, „Cercetări experimentale privind posibilitatea utilizării unui amestec de huilă de afra de sud cu lignit autohton la cazanele de la IE Deva”.....	25
E8. L. MIHĂESCU, G. NEGREANU, I. OPREA, „Asupra eticiei sociale la utilizarea resurselor energetice regenerabile ”.....	31
E9. B. NICULESCU, „Aspecte economice ecologice și tehnice pentru plantațiile oleaginoase valorificabile energetic”	37
E10. Mălina. PRISECARU, Cristina-Mihaela CIOBANU, Elena POP, „Modelarea procesului de ardere a sorgului prin termografie ”.....	41
E11. A. G. ȘTEFAN, C. NISTOR, “ Dispersia turbulentă a poluanților de la surse liniare”.....	45
E12. M.M. TOADER, “Importanța economică a plantațiilor energetice”.....	49
E13. Mariana ZMĂRĂNDDESCU, S. ZMĂRĂNDDESCU, „Distribuția concentrației suspensiilor într-un decantor longitudinal”.....	53

TE-RE-RD 2012

T1. M. C. CEACÂRU, Al. TUDOR, N. ROTAR, Ruxandra CRUTESCU, M. CRUTESCU, V. BADESCU “Active solar energy system integrated in the first office passive building from Romania”.....	57
T2. M. CECLAN, P. LIVOLSI, Rodica Elena CECLAN, Cintya RÉAUD, “ENETRAP’s II initiatives on attracting a new generation of radiation protection specialists”.....	63
T3. M. DELGEANU, „Les effets spécifiques à la variation de régime de fonctionnement de la turbine”.....	69
T4. M. DELGEANU, „Les éléments géométriques de la trajectoire.....	73
T5. M. D. DELGEANU, „The tridimensional virtual graphic construction and rotary motion of a turbine blade”.....	77
T6. O. EPIK, „Greenhouse gas emission potential for the energy generation activities”.....	81

T7. V.V. GHIEA „Calculation of characteristics determining significant effects, at combustion in furnaces of LPG comparative CH ₄ ”.....	87
T8. B.A. IABLONSCHI, „Technical and economic performance evaluation and optimal solution determination for a cogeneration power plant using agricultural biomass as fuel.....	93
T9. I. C. IONIȚĂ, “The heat pump obtains advantages in house heating”	99
T10. Gh. LĂZĂROIU, L. MIHĂESCU, I. PİŞĂ, Elena POP, Manuela-Elena GEORGESCU, H. POP, „Mathematical modeling of hydrogen diffusion in the porous system of biomass briquettes”.....	105
T11. L. MIHĂESCU, T. PRISECARU, E. ENACHE, Gh. LĂZĂROIU, I. PISA, G. NEGREANU, V. BERBECE, Elena POP, „Boilers made by „E. morărit”- Romania for cereals straw briquettes”.....	111
T12. A. C. RACOVITZĂ, “Multi-engines test bed designed to operate with bio-ethanol as alternative fuel.....	115
T13. N. ROTAR, M.C. CEACARU, Al. TUDOR, Ruxandra CRUTESCU, V. BĂDESCU, “Heat supply system using a heat pump and deep wells for the first large Romanian passive office building (AMVIC-Bragadiru)”	121
T14. Iuliana SORIGA, C. NEAGA, „Dynamic modeling of solar evacuated tube collectors using object-oriented approach”.....	127
T15. Z. TEUBER, I. BOLMA, „NO _X reduction at energetical steam generators by applying the selective non catalytic method (SNCR)”	131
T16. Al. TUDOR, M. CEACARU, N. ROTAR, Ruxandra CRUTESCU, V. BADESCU, “Description of the monitoring system for the ground heat exchanger of the first passive office building in Romania”.....	137

LUCRĂRI ETCNEUR 11



CET URBANE CU ITG – CONDIȚII PENTRU COGENERAREA DE ÎNALTĂ EFICIENTĂ

Prof. dr. ing. Florin ALEXE, ş.l. dr. ing. Victor CENUŞĂ și drd. ing. Diana TUTICĂ
 Universitatea „Politehnica” Bucureşti, email: florin.alex@energ.pub.ro

District Heating CHPP with Gas Turbines & the High Efficiency Cogeneration - Abstract

There is on the market a large variety of Gas Turbines (GT) for TPP & CHPP, having different sizes, types, and producers. The author's investigation uses their directories data, for computing the power & thermal flow rates in district heating CHPP with GT & Recovery Hot Water Heat Exchanger (RHWHE). The results are graphically and statistically analyzed, in order to establish if, and how, could be reached, in this design, the requirements of a “high efficiency cogeneration” CHPP. The conclusions are useful for power utilities staffs, and power auto producers, to facilitate them choosing: 1) initially, the accurate GT & RHWHE and 2) in operation, the proper loads for CHPP application.

Key words: *Gas Turbines, district heating CHPP, high efficiency cogeneration*

1. Obiective, ipoteze și prezentarea modelului de analiză

Azi există pe piață numeroase Turbine cu Gaze (TG) energetice, diferite prin puteri, tipuri și producători. În [1] se identifică 451 TG, cu 31 fabricanți. La alegerea TG, pt. CTE sau a perechii TG + Cazan Recuperator (CR), pt. CTE și CET, e necesară prognoza performanțelor, iar în operare e necesară alegerea regimurilor optime de lucru. Lucrarea de față se ocupă de CET urbane cu TG și CR pt. Apă Fierbinte (CRAF), fără postcombustie. Ea urmărește: 1) d.p.d.v. teoretic, să evaluateze, pornind de la datele TG și estimărilor pt. CRAF, performanțele energetice realizabile, comparându-le cu cele impuse pentru „cogenerarea de înaltă eficiență” [2, 3, 4]; 2) d.p.d.v. practic, să ajute companiile de electricitate / auto-producătorii, la alegerea TG și datelor pt. CRAF, precum și la operarea optimă a CET.

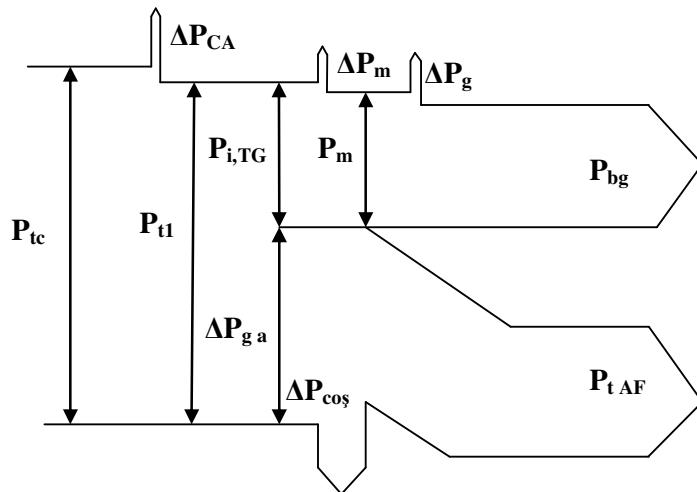


Figura 1. Diagrama Sankey (arborească) pentru ansamblul TG+CRAF

Analiza s-a efectuat pt. 286 TG relativ recente, cu $P_{bg} \in [1÷90]$ MW_{el}, fabricate de titulari de licențe (17 din 31). Datele relevante din [1], pe baza cărora am calculat fluxurile masice și energetice (diagrama Sankey pentru analiza energetică a ansamblului TG+CRAF e de tipul celei din figura 1), sunt: P_{bg} → puterea la bornele generatorului, kW; $\eta_{el,b}$ → randamentul electric, %; $D_{s,aer}$ → debitul de aer, kg/s și $t_{ga,ev}$ → temperatura gazelor evacuate din TG, °C.

Puterea termică dezvoltată de combustibil, P_{tc} , kW, a rezultat prin raportarea P_{bg} la $\eta_{el\ b}$.

Debitul de combustibil, D_{scb} , kg/s, a rezultat prin raportarea P_{tc} la puterea calorifică a CH₄, H_i , în kJ/kg_{gaz} ($D_{scb} = P_{bg}/\eta_{el\ b}/H_i$) [5]. Excesul de aer al TG, α_{TG} , a rezultat prin raportarea debitului de CH₄ ce ar putea fi ars stoechiometric în D_{saer} , la debitul real de combustibil. Compoziția gazelor evacuate s-a obținut prin modelarea arderii pentru α_{TG} .

Debitul de gaze de ardere $D_{ga\ ev}$, în kg/s, a rezultat prin însumarea D_{saer} și D_{scb} .

Fluxurile energetice asociate căldurii aerului / gazelor de ardere s-au calculat ca produse între fluxurile masice și entalpii. Pierderile mecanice, la generator și cele prin radiație, convecție și nearese s-au calculat cu formule semiempirice [6].

Puterea termică recuperabilă la CRAF, P_{tAF} , kW, e proporțională cu $D_{ga\ ev}$, și cu diferența de temperatură $t_{ga\ ev} - t_{ga\ cos}$, ultima fiind dependentă de dimensionarea CRAF. Principalii indicatori pentru analiza energetică sunt: $\eta_{el\ b}$ (definit mai sus), „randamentul termic”, $\eta_{tb} = P_{tAF}/P_{tc}$ (de fapt, cota din energia primară livrată sub formă de căldură), randamentul global, $\eta_{gl\ b} = (P_{bg} + P_{tAF})/P_{tc} = \eta_{el\ b} + \eta_{tb}$, indicele de termoficare, $y_{termof} = P_{bg}/P_{tAF} = \eta_{el\ b}/\eta_{tb}$ și economia relativă de combustibil realizabilă prin cogenerare, în raport cu producerea separată, $\Delta B_{rel\ cog}$, %, calculată cu datele de mai sus, folosind metodologia, factorii de corecție și indicatorii de referință din [2, 3].

2. Analiza și interpretarea rezultatelor. Concluzii.

Calculele s-au efectuat în 3 cazuri, funcție de gradul de recuperare a căldurii: A) pentru cota maximă de recuperare, $c_{rec\ max}$, când prin CRAF trece tot $D_{ga\ ev}$ (funcționare după grafic termic), iar temperatura gazelor la ieșirea din CRAF e minimă: $t_{ga\ cos} = 80^\circ C$; B) pentru $c_{rec} = 0,9 * c_{rec\ max}$ și C) pentru $c_{rec} = 0,8 * c_{rec\ max}$. Cazurile B) și C) pot corespunde funcționării după grafic electric (prin CRAF trece o cotă din $D_{ga\ ev}$), unor valori mai mari ale $t_{ga\ cos}$ (dimensionare mai „strânsă” a CRAF), sau oricărei combinații a acestor cauze.

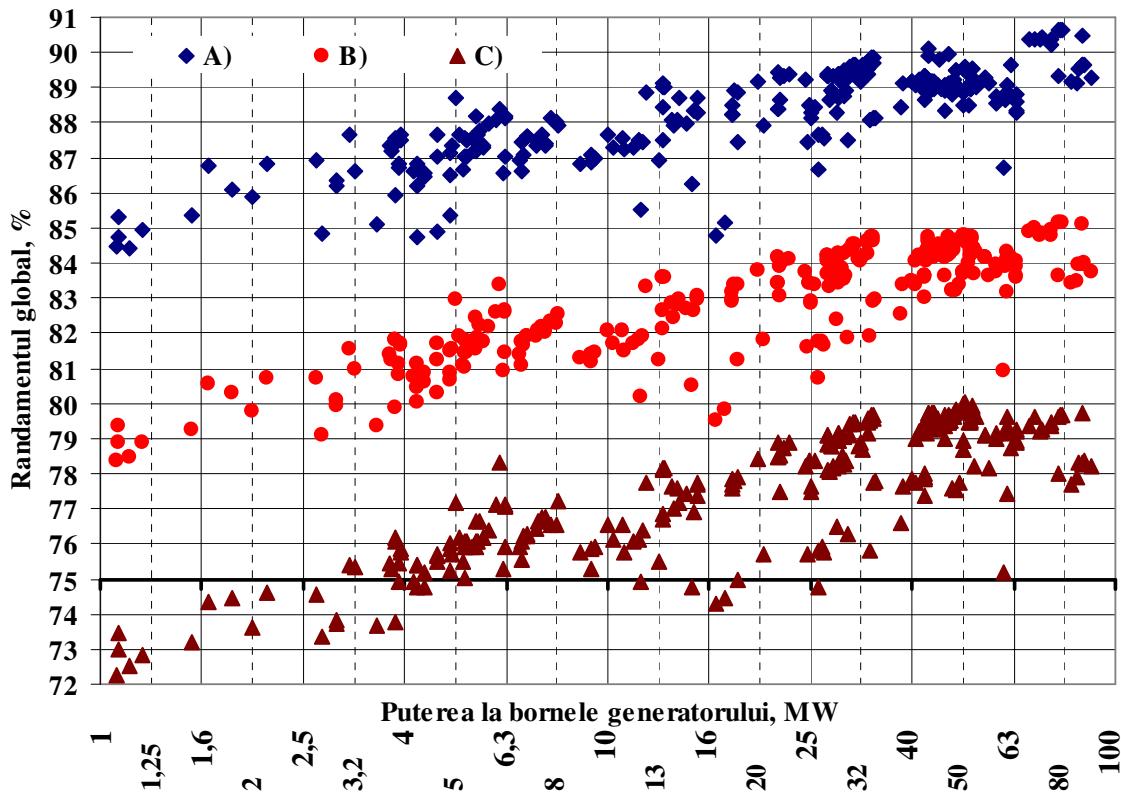


Figura 2. Valori ale $\eta_{gl\ b}$ pentru ansamblul TG + CRAF

Rezultatele sunt prezentate grafic în figurile 2 și 3; în amândouă, datorită domeniului larg de puteri unitare. axa O-x este logaritmică, în scara R_{10} .

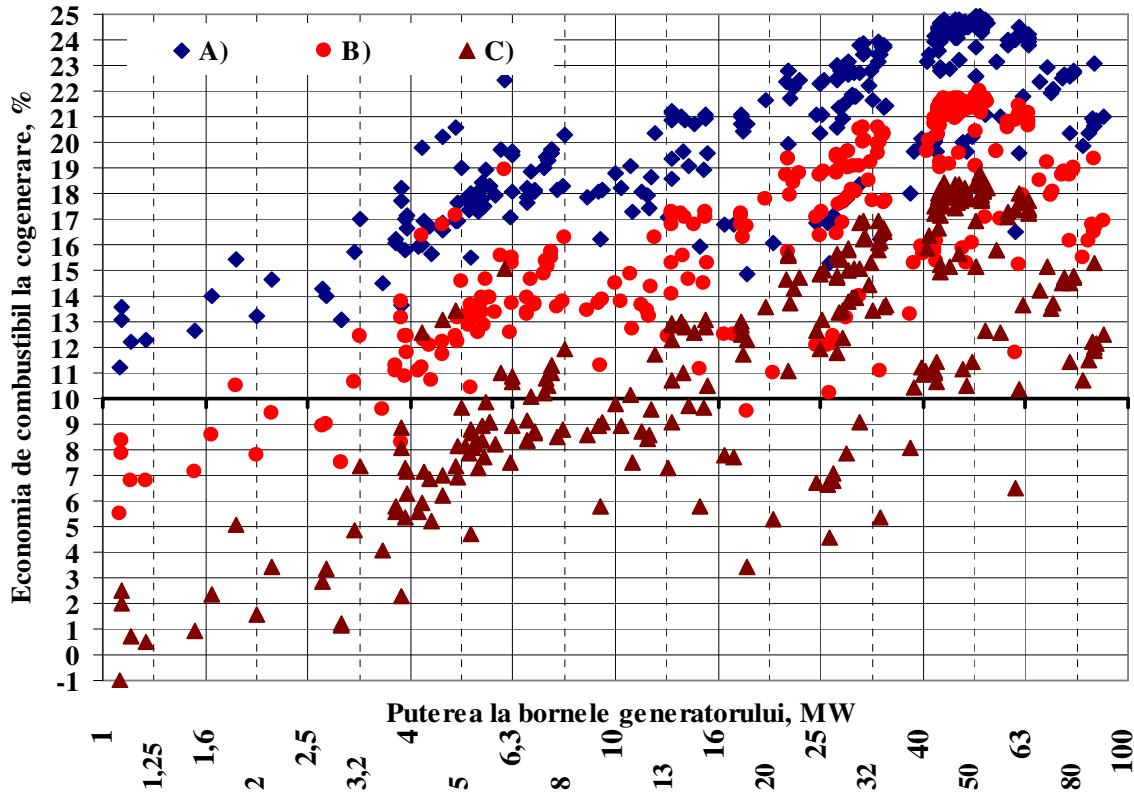


Figura 3. Valori ale economiei de combustibil în cogenerare, în raport cu producerea separată

Tabelul 1 prezintă cifrele rezultate din analiza statistică a datelor de catalog ($\eta_{el,b}$) și a celor calculate (η_{tb} , $\eta_{gl,b}$, $y_{termofare}$, și $\Delta B_{rel,cog}$): (valori maxime-maximorum „max”, medii „med”, minime-minimorum „min”, deviația standard $\pm\sigma$ și limitele intervalelor de valori uzuale $[(med-\sigma) \div (med+\sigma)]$).

Tabelul 1 Valori rezultate din analiza statistică a mărimilor calculate

Mărimi	$\eta_{el,b}$	η_{tb}			$\eta_{gl,b}$, %			y_{termof} , kJ_{el}/kJ_t			$\Delta B_{rel,cog}$, %		
		A)	B)	C)	A)	B)	C)	A)	B)	C)	A)	B)	C)
Cazuri	toate												
max	43,31	62,56	56,31	50,05	85,51	80,20	74,90	0,958	1,065	1,198	24,92	21,98	18,80
med+σ	39,92	57,77	51,99	46,21	87,46	81,92	76,38	0,812	0,903	1,016	23,89	20,58	16,97
med	34,88	53,45	48,11	42,76	88,85	83,31	77,77	0,664	0,738	0,830	20,63	16,67	12,29
med-σ	29,84	49,13	44,22	39,31	86,93	81,22	75,50	0,516	0,574	0,645	17,37	12,76	7,61
min	23,26	45,21	40,69	36,16	88,42	82,64	76,85	0,380	0,422	0,475	11,18	5,47	-1,03
σ	5,04	4,32	3,89	3,45	87,52	82,10	76,68	0,148	0,165	0,185	3,26	3,91	4,68

Din analiza figurilor și a datelor din tabel se observă că, în cazurile analizate:

- Condiția $\eta_{gl,b} > 75\%$ e atinsă de toate TG, dacă $c_{rec} \geq 0,85 * c_{rec,max}$, dar la înrăutățirea condițiilor de recuperare a căldurii, $c_{rec} \leq 0,8 * c_{rec,max}$ doar de TG cu $P_{bg} > 4$ MW.
- Condiția $\Delta B_{rel,cog} > 10\%$, e atinsă curent de TG cu $P_{bg} > 4$ MW, dacă $c_{rec} \geq 0,9 * c_{rec,max}$, iar la înrăutățirea condițiilor de recuperare a căldurii, dacă $c_{rec} \leq 0,85 * c_{rec,max}$ doar de unele TG cu $P_{bg} \geq 10$ MW.
- Dintre cele două condiții, cea mai restrictivă este $\Delta B_{rel,cog} > 10\%$.

În concluzie, CET cu ITG având $P_{bg} \geq 10$ MW, având CRAF recuperatoare, dar și unele cu P_{bg} mai mari, pot primi bonusul pentru cogenerare de înaltă eficiență, doar dacă îndeplinesc simultan următoarele cerințe:

▲ **La proiectarea CET:** 1) se aleg ITG care să aibă simultan atât $\eta_{el,b}$, cât și $t_{ga,ev}$ mai mari decât mediile celor de puteri similare și 2) se dimensionează CRAF cu o suprafață majorată de transfer de căldură, pentru a coborî $t_{ga,coș}$.

▲ **La operarea ITG** se practică preponderent regimul de funcționare după grafic termic.

Concluziile de mai sus sunt utile companiilor de electricitate / auto-producătorilor pentru alegerea, la proiectare a TG și a datelor de dimensionare a CRAF și în operarea optimă a CET cu ITG și CRAF.

Bibliografie selectivă:

- [1] * * * - *Gas Turbine World - 2001 GTW Handbook*, Pequot Publishing Inc., Fairfield, Connecticut, SUA, may 2011, USPS 944-760, ISSN 0747-7988.
- [2] * * * - *Metodologie de calcul pentru stabilirea cantităților de energie electrică produse în cogenerare de eficiență înaltă, în vederea certificării prin garanții de origine*, Monitorul Oficial, Partea I nr. 831 din 03/12/2009.
- [3] * * * - *Ordin nr. 13/2007 din 22/06/2007, privind valorile de referință armonizate aplicabile la nivel național ale eficienței pentru producerea separată de energie electrică, respectiv de energie termică, și pentru aprobarea factorilor de corecție aplicabili la nivel național*, Monitorul Oficial, Partea I nr. 434 din 28/06/2007
- [4] Alexe, Fl., Cenușă, V., - *Economia de energie în cogenerare – dependența de randament, indice de termoficare și combustibil*, a IX-a Conferință Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană & Rurală, București, pag 1-4, ISSN 1843-3359
- [5] Horlock, J. H., s.a. - *Advanced Gas Turbine Cycles*, Whittle Laboratory Cambridge, U.K., 2003
- [6] Tuțică, D., Cenușă, V., Alexe, Fl. - *Combined heat & power industrial plants with gas turbines & heat recovery steam generators – feasibility study method and case analysis*, U.P.B. Sci. Bull. Series D, Vol. 74, Iss. 1, 2012, pag. 3 – 10, ISSN 1454-2358.

CET URBANE CU MP – CONDIȚII PENTRU COGENERAREA DE ÎNALTĂ EFICIENTĂ

Prof. dr. ing. Florin ALEXE, ş.l. dr. ing. Victor CENUŞĂ și drd. ing. Diana TUTICĂ
Universitatea „Politehnica” Bucureşti, email: florin.alex@energ.pub.ro

District Heating CHPP with Reciprocating Engines & the High Efficiency Cogeneration - Abstract

There is on the market a large variety of Reciprocating Engines (RE) for TPP & CHPP, with different fuels & processes (Spark Ignition, Diesel), having diverse sizes & producers. The author's investigation uses their directories data, for computing the power & thermal flow rates in district heating CHPP with RE & Recovery Hot Water Heat Exchanger (RHWHE). The results are graphically and statistically analyzed, in order to establish if, and how, could be reached, in this design, the requirements of a "high efficiency cogeneration" CHPP. The conclusions are useful for power utilities staffs, and power auto producers, to facilitate them choosing: 1) initially, the accurate RE & RHWHE and 2) in operation, the proper loads for CHPP application.

Keywords: Power Reciprocating Engines, Gas (Spark Ignition) Engines, Diesel Engines, district heating CHPP, high efficiency cogeneration

1. Obiective, ipoteze și prezentarea modelului de analiză

Azi există pe piață numeroase Motoare cu Piston (MP) energetice, cu diferite procese și combustibili - Motoare cu Aprindere prin Scânteie (MAS, cu gaz), Motoare cu Aprindere prin Compresie (MAC, sau Diesel - combustibil lichid) - dar și prin puteri și producători.

La alegerea MP pt. CTE sau a perechii MP + Cazan Recuperator (CR), pt. CTE și CET, e necesară prognoza performanțelor, iar în operare e necesară alegerea regimurilor optime de lucru. Lucrarea de față se ocupă de CET urbane cu MP și CR pt. Apă Fierbinte (CRAF). Ea urmărește: 1) d.p.d.v. teoretic, să evaluateze, pornind de la datele MP și estimările pt. CRAF, performanțele energetice realizabile, comparându-le cu cele impuse pentru „cogenerarea de înaltă eficiență” [1÷4]; 2) d.p.d.v. practic, să ajute companiile de electricitate / auto-producătorii, la alegerea MP și datelor pt. CRAF și la operarea CET.

În bibliografie [5÷11] am identificat 225 MP care pot dezvolta continuu puterea nominală, având puterea la bornele generatorului $P_{bg} \in [100 \div 12\,500] \text{ kW}_{el}$, având 7 fabricanți titulari de licențe; dintre ele 188 sunt MAS și 37 MAC. Datele relevante din pe baza cărora am calculat fluxurile masice și energetice, sunt: $P_{bg} \rightarrow$, kW; $\eta_{el,b} \rightarrow$ randamentul electric, %; $D_{ga} \rightarrow$ debitul de gaze de ardere, kg/s și $t_{ga, ev} \rightarrow$ temperatura gazelor evacuate din MP, °C.

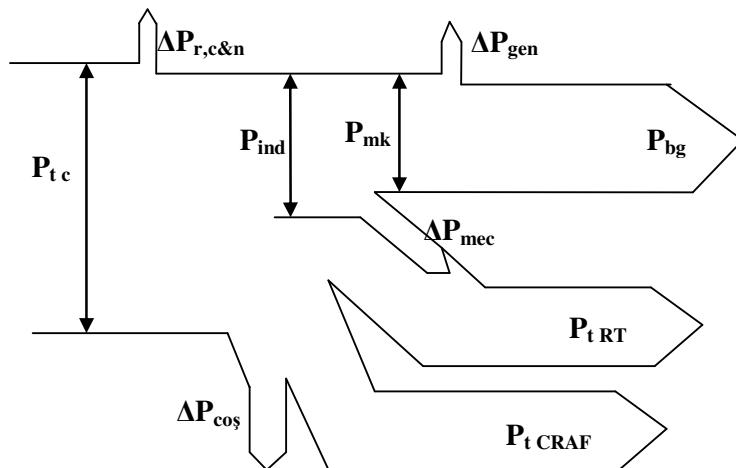


Figura 1. Diagrama Sankey (arborescentă) pentru ansamblul MP+CRAF

Metodologia de bilanț energetic al ansamblului TG+CRAF e de tipul celei din [12], iar diagrama Sankey e prezentată grafic în figura 1. Puterea termică dezvoltată de combustibil, P_{tc} , kW, a rezultat prin raportarea P_{bg} la $\eta_{el,b}$. Debitul de combustibil, D_{scb} , kg/s, a rezultat prin raportarea P_{tc} la puterea calorifică a CH₄, H_i , în kJ/kg gaz ($D_{scb}=P_{bg}/\eta_{el,b}/H_i$). Debitul de aer D_{saer} , kg/s, a rezultat prin diferența $D_{sga} - D_{scb}$. Excesul de aer al TG, α_{MP} , a rezultat prin raportarea debitului de CH₄ ce ar putea fi ars stoichiometric în D_{saer} , la debitul real de combustibil. Compoziția gazelor evacuate s-a obținut prin modelarea arderii pentru α_{MP} . Fluxurile energetice asociate căldurii aerului / gazelor de ardere s-au calculat ca produse între fluxurile masice și entalpii. Pierderile la generator și cele prin radiație, convecție și nearse s-au calculat cu formule semiempirice.

Puterea termică recuperabilă la CRAF, P_{tCRAF} , kW, e proporțională cu D_{ghev} , și cu diferența de temperatură $t_{ghev}-t_{gac}$, ultima fiind dependență de dimensionarea CRAF. Principalii indicatori pentru analiza energetică sunt: $\eta_{el,b}$ (definit mai sus), „randamentul termic” (de fapt, cota din energia primară livrată sub formă de căldură), $\eta_{tb}=P_{tAF}/P_{tc}$, randamentul global, $\eta_{glb}=(P_{bg}+P_{tAF})/P_{tc}=\eta_{el,b}+\eta_{tb}$, indicele de termoficare, $y_{termof}=P_{bg}/P_{tAF}=\eta_{el,b}/\eta_{tb}$ și economia relativă de combustibil realizabilă prin cogenerare, în raport cu producerea separată, $\Delta B_{rel,cog}$, %, calculată cu datele de mai sus, cu metodologia, factorii de corecție și indicatorii de referință din [2, 3].

2. Analiza și interpretarea rezultatelor. Concluzii.

Calculele s-au efectuat pentru 4 cazuri, rezultate prin combinarea a două criterii:

- după tipul motorului (MAS sau MAC);
- după gradul de recuperare a căldurii: A) la funcționare după grafic termic, pentru cota maximă de recuperare, $c_{rec,max}$, realizată la t_{gac} minimă de 90°C, trecerea prin CRAF a întregului D_{ghev} și recuperarea integrală în circuitul de AF a căldurii răcirilor tehnologice ale aerului, uleiului și blocului motor, P_{tRT} , și B) pentru $c_{rec}=0,8*c_{rec,max}$.

Cazul B) poate corespunde următoarelor situații:

B.1. funcționare după grafic electric (ex. când prin CRAF trece doar o cotă din D_{ghev});

B.2. dimensionarea mai „strânsă” a CRAF, respectiv valori mai mari ale t_{gac} ;

B.3. recuperarea parțială a căldurii de la răcirea aerului, uleiului și blocului motor;

B.4. orice combinație a cauzelor B.1.-B.3..

Rezultatele sunt prezentate grafic în figurile 2 și 3, în care axa O-x, logaritmică, este în scara R₁₀. Tabelul 1 prezintă cifrele rezultate din analiza statistică a mărimilor de catalog ($\eta_{el,b}$) și a celor calculate (η_{tb} , η_{glb} , y_{termof} , și $\Delta B_{rel,cog}$): valori maxime-maximorum „max”, medii „med”, minime-minimorum „min”, deviația standard $\pm\sigma$ și limitele intervalelor de valori uzuale $[(med-\sigma)-(med+\sigma)]$.

Tabelul 1 Valori rezultate din analiza statistică a mărimilor calculate

Mărimi	$\eta_{el,b}$, %			η_{tb} , %			η_{glb} , %			y_{termof} , kJ _{el} /kJ _t			$\Delta B_{rel,cog}$, %						
	Cazuri	MAS	Diesel	MAS, A)	Diesel, A)	MAS, B)	Diesel, B)	MAS, A)	Diesel, A)	MAS, B)	Diesel, B)	MAS, A)	Diesel, A)	MAS, B)	Diesel, B)				
Valori	max	45,7	43,8	63,9	53,7	51,1	43,0	93,6	90,3	81,7	80,2	1,017	0,974	1,271	1,217	25,5	30,9	19,4	25,8
	med+ σ	37,2	42,9	61,4	52,4	49,1	41,9	92,6	89,8	80,8	79,9	0,703	0,934	0,879	1,167	22,2	30,6	14,0	25,2
	med	34,1	40,1	57,6	49,2	46,1	39,3	91,7	89,2	80,1	79,4	0,599	0,822	0,748	1,028	21,0	29,3	12,2	23,3
	med- σ	30,9	37,3	53,7	46,0	43,0	36,8	90,7	88,7	79,5	79,0	0,495	0,710	0,618	0,888	19,9	28,0	10,3	21,4
	min	29,6	35,5	44,9	44,8	35,9	35,9	89,8	88,2	78,3	78,2	0,463	0,664	0,579	0,830	18,4	26,6	8,5	19,5
	σ	3,16	2,80	3,87	3,18	3,09	2,54	0,99	0,57	0,63	0,46	0,104	0,112	0,130	0,140	1,11	1,28	1,89	1,91

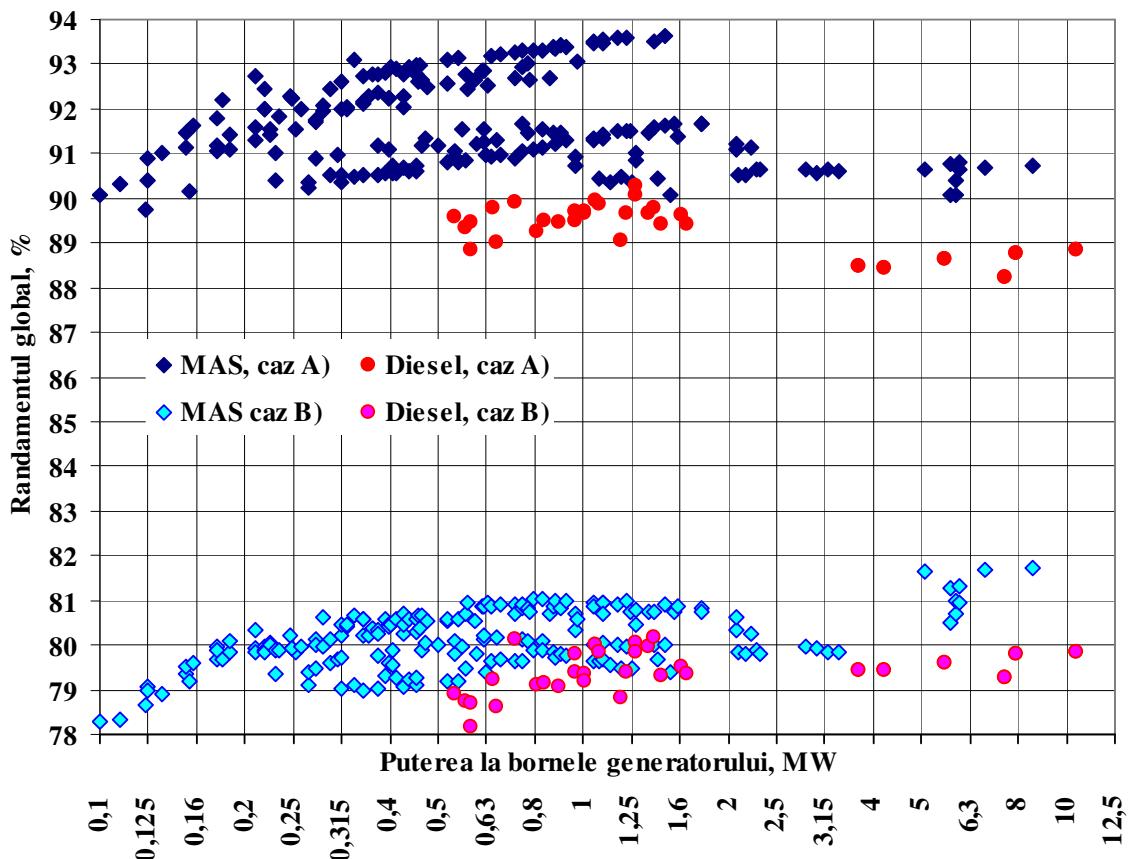


Figura 2. Valori ale η_{glb} pentru ansamblul MP + CRAF

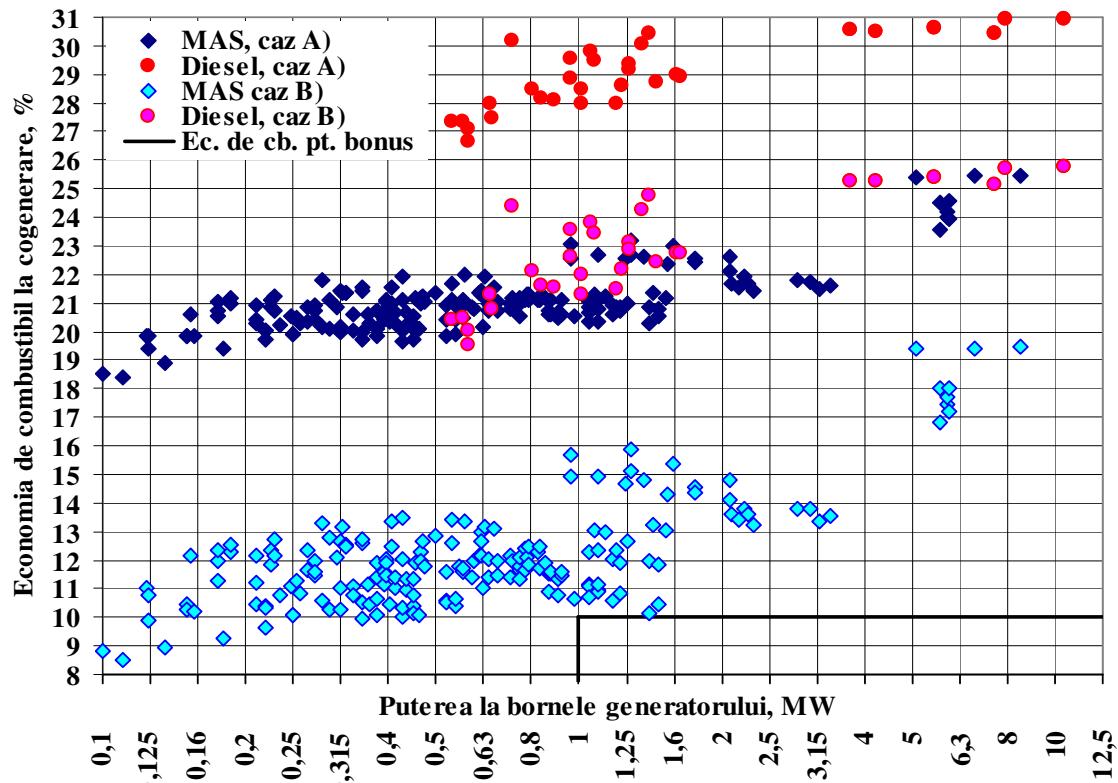


Figura 3. Valori ale economiei de combustibil în cogenerare, în raport cu producerea separată

Din analiza figurilor și a datelor din tabel, precum și prin comparația rezultatelor cu cele obținute din analiza similară pentru TG [13] se observă următoarele:

- ◆ Dacă $c_{rec} \geq 0,8 * c_{rec\ max}$, toate MP analizate îndeplinesc atât condiția $\eta_{gl\ b} > 75\%$ cât și pe cea de economie relativă de combustibil prin cogenerare ($\Delta B_{rel\ cog} > 10\%$, pentru $P_{bg} \geq 1\ MW_{el}$, respectiv $\Delta B_{rel\ cog} > 0$, pentru $P_{bg} < 1\ MW_{el}$).
- ◆ La puteri și randamente comparabile, MAC realizează $\Delta B_{rel\ cog}$ mai mari decât MAS, deoarece, în conformitate cu [3], valorile de referință aplicate în România pentru eficiență la producerea separată de energie electrică, respectiv de energie termică, sunt mai severe în cazul combustibilului gazos decât pentru cel lichid.
- ◆ Pe întreg domeniul de puteri, atât pentru MAS, cât și pentru MAC, la înrăutățirea condițiilor de recuperare a căldurii, când $c_{rec} < 0,75 * c_{rec\ max}$, poate deveni restrictivă condiția $\eta_{gl\ b} > 75\%$. În asemenea situații se recomandă ca: **la proiectarea CET: 1)** să se aleagă MP care să aibă simultan atât $\eta_{el\ b}$, cât și $t_{ga\ ev}$ mai mari decât mediile celor de puteri similare și **2)** să se dimensioneze CRAF cu o suprafață majorată de transfer de căldură, pentru a coborî $t_{ga\ cos}$, iar **la operare** să se funcționeze după grafic termic.
- ◆ În zona $P_{bg} \in [1 \div 1,6]\ MW_{el}$, la înrăutățirea condițiilor de recuperare a căldurii, când $c_{rec} < 0,78 * c_{rec\ max}$, devine restrictivă pentru MAS și condiția $\Delta B_{rel\ cog} > 10\%$. Măsurile recomandate în acest caz sunt similare cu cele de mai sus.
- ◆ La puteri comparabile, $P_{bg} \in [1 \div 10]\ MW_{el}$, și aceleași c_{rec} , MAS și MAC au şanse mai mari decât ITG de a primi bonus, deoarece realizează $\eta_{gl\ b}$ și $\Delta B_{rel\ cog}$ mai mari.

Concluziile de mai sus sunt utile companiilor de electricitate / auto-producătorilor pentru alegerea MP și a modului de dimensionare a CRAF și la operarea CET cu MP și CRAF.

Bibliografie selectivă:

- [1] *** - *Gas Turbine World - 2001 GTW Handbook*, Pequot Publishing Inc., Fairfield, Connecticut, SUA, mai 2011, USPS 944-760, ISSN 0747-7988.
- [2] *** - *Metodologie de calcul pentru stabilirea cantităților de energie electrică produse în cogenerare de eficiență înaltă, în vederea certificării prin garanții de origine*, Monitorul Oficial, Partea I nr. 831 din 03/12/2009.
- [3] *** - *Ordin nr. 13/2007 din 22/06/2007, privind valorile de referință armonizate aplicabile la nivel național ale eficienței pentru producerea separată de energie electrică, respectiv de energie termică, și pentru aprobarea factorilor de corecție aplicabili la nivel național*, Monitorul Oficial, Partea I nr. 434 din 28/06/2007
- [4] Alexe, Fl., Cenușă, V. - *Economia de energie în cogenerare – dependența de randament, indice de termoficare și combustibil*, a IX-a Conferință Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană & Rurală, București, pag 1-4, ISSN 1843-3359
- [5] *** <http://www.cat.com/cda/files/190491/7/LEXE7582-02> Caterpillar Diesel & Gas Generator Sets Ratings Guide.pdf
- [6] *** <http://www.planbfir.com/May 20 2009 Updates/SpecSheet/QSV Natural Gas spec>. Cummins Natural Gas Power Generation Engines Specification Sheet.pdf
- [7] *** http://www.deutz.de/live_deutz_products/html/display:index
- [8] *** [http://www.sari-energy.org/PageFiles/What_We_Do/activities/renewable_spain_oct_2009/Presentations Jenbacher_gas_engines_overview.pdf](http://www.sari-energy.org/PageFiles/What_We_Do/activities/renewable_spain_oct_2009/Presentations_Jenbacher_gas_engines_overview.pdf)
- [9] *** <http://www.mtu-online.com/mtu/mtu/mtu-report/>
- [10]*** <http://www.scribd.com/doc/35255987/Wartsila-Vasa-32-Project-Guide>
- [11]*** http://www.dresserwaukesha.com/documents/8082_0710_Waukesha_Gas_Engines.pdf
- [12] Tuțică, D., Cenușă, V., Alexe, Fl. - *Analyzing Power Reciprocating Engines Directories Data*, 5th International Conference on Energy and Environment, November 3-4, 2011, Bucharest
- [13] Alexe, Fl., Cenușă, V., Tuțică, D. - *CET urbane cu ITG – condiții pentru cogenerarea de înaltă eficiență*, a XI-a Conferință Națională de Echipament Termomecanic Clasic și Nuclear și Energetică Urbană & Rurală, 6 iulie 2012, București

SCHEMA TERMICA PENTRU RECUPERAREA CALDURII GAZELOR ARSE LA CAZANELE INDUSTRIALE

ing. Dan Andreeescu; ing. Elisabeta Cerchez – TURBOEXPERT srl Bucuresti

ABSTRACT

The flue gases heat recovery from the boilers with TURBOEXPERT pseudo heat pipes economizers had several attempts already, more successfully for the flue gases issued from naturals gas. However, the issue is not to <simply install> an economizer, but to solve <the energetic issue> first. This will be the target of this paper.

1. CADRUL GENERAL

Includem in categoria <Cazanelor Industriale> aceleia care au scopul asigurarii apei fierbinti sau aburului pentru diverse procese tehnologice in industria usoara, alimentara si altele. De regula sunt cazane ignitubulare cu debite sub 10t/h si presiuni sub 16bar si temperatura de saturatie. Temperatura GA are valori ridicate: 220-240°C ceea ce este, evident, in detrimentul randamentului energetic.

Recuperatoarele de caldura suplimentare amplasate pe traseul GA preincalzesc apa de alimentare/adaos sau contribuie la incalzirea spatiala a intreprinderii, la procese de uscare sau livreaza caldura unui proces tehnologic din fabrica. Recuperatoarele dezvoltate de TURBOEXPERT srl Bucuresti [1] au ca element component definitoriu o solutie constructiva proprie numita <Pseudo Tuburi Termice> si sunt tehnic si ca pret foarte convenabile acestor utilizari, dar simpla lor intercalare in circuitul GA nu rezolva complet problema recuperarii, fara o solutie energetica integratoare, adecvata particularitatilor functionarii cazanelor industriale.

In medie, recuperarea investitiei unei instalatii recuperatoare se face in 6-8 luni de functionare la nominal.

2. RECUPERATOARELE DE CALDURA CU PSEUDO TUBURI TERMICE

In conditiile concrete ale unei Centrale Termice existente, amplasarea unui recuperator de caldura pe traseul gazelor arse se loveste de diverse dificultati tehnice: varietatea deosebita a parametrilor (debiti, presiuni, temperaturi) atat a sursei de caldura cat si a celei care o recupereaza; lipsa spatiului necesar si impunerea amplasarii in pozitii diferite de la caz la caz; lipsa unei structuri de rezistenta adecvata preluarii greutatii recuperatorului si a dilatarilor termice; interferenta functionala cu arzatorul cazanului si a circuitului de apa de racire prin pierderea de presiune suplimentar introdusa; realizarea unei scheme termice si functionarii care sa tina seama de cea initial existenta si de calificarea personalului de tura, s.a..

Din toate aceste motive cat si din altele de natura constructiva si economica, solutia TURBOEXPERT srl <Recuperator cu Pseudo Tuburi Termice> prezentata in Fig. 1 cauta sa raspunda cat mai bine la aceste considerente.

Nu trebuie pierdut din vedere ca efectuarea unei recuperari de caldura este o actiune mai ampla in care recuperatorul este elementul central, dar nu singurul. Ca urmare, in realitate este vorba de o <Instalatie de Recuperare> – care contine o anumita tehnologie energetica de recuperare, conductele si AMCR-ul necesar – si care influenteaza esential eficiența recuperarii..



Fig. 1 Recuperator caldura din gazele arse cu PSEUDO TUB TERMIC

Recuperatorul cu PTT se incadreaza foarte bine in aceasta Instalatie de Recuperare datorita avantajelor sale care sunt:

- a) Geometria variabila, gabaritul redus, care permite o amplasare in spatii limitate si in orice pozitie.
- b) Insensibilitatea practic totala la regimurile tranzitorii, acceptand orice soc termic intrucat, prin constructie, nu au deplasari impiedicate.
- c) Posibilitatea mult mai mare de a impiedica, datorita deteriorarilor, a intrarii/infiltrarii unui fluid in spatiul celuilalt fluid in recuperator, avarie deosebit de grava cel mai adesea.
- d) Solutie constructiva tipizata si modulata care permite adaptarea rapida a proiectului cat si a executiei la fiecare caz specific.
- e) Posibilitatea utilizarii atat ca <economizer> adica fara a ajunge sub punctul de roua cat si <condenser>, respectiv coborand sub acesta.
- f) Mentanta recuperatoarelor cu PTT este ca si inexistentă fiind necesara doar pentru ansamblul instalatiei de recuperare, care contine armaturi, AMCR s.a..

3. APPLICATIE LA UN CAZAN INDUSTRIAL

Pentru diversele domenii ale industriei usoare: alimentara, de materiale de constructii, a lemnului s.a., care utilizeaza cazane mici de abur / apa calda, - cazane industriale - solutia cu pseudo tuburi termice este adecvata atat ca posibilitatea de amplasarii in spatiul existent cat si a eficientei energetice si a costului scazut.

Aceste cazane au in comun cateva caracteristici specifice:

- Debit: $2 \div 10 \text{t/h}$, presiuni: $10 \div 16 \text{ bar}$; combustibil CH4 (cel putin ca suport), deseurile combustibile, biomasa.
- Temperatura gazelor arse la evacuare intre $200^\circ\text{C} \div 250^\circ\text{C}$ si pot contine particule.
- Functionare aleatoare, atat ca debit cat si ca presiuni, functie de cerintele consumatorului

O schema termica tipica este prezentata in Fig.2. Preincalzirea apei de alimentare a cazanului, apa de adaos este 100%, se face cu abur viu produs de cazan. Gazele de ardere, cu temperatura ridicata peste 220°C sunt evacuate printr-un cos amplasat direct pe cazan.

Preincalzirea apei de alimentare cu abur viu asigura temperatura minim necesara de cca 55°C, dar este in detrimentul debitului util pentru procesul tehnologic si are mari probleme cu fiabilitatea. Sistemele simpliste, fara o automatizare adevarata si fiabila, de difuzare a aburului viu in rezervoarele de apa de alimentare conduc la defectiuni datorita socurilor termice si posibilitatii unor manevre gresite.

Este cu atat mai mult de preferat o preincalzire a apei de alimentare recuperand caldura gazelor arse, cresterea randamentului fiind de minim 5%, dar putand ajunge si la 15% in cazul <condenser> si la excese mari de aer de ardere.

Aceasta este si situatia la o aplicatie facuta recent de TURBOEXPERT intr-o unitate de industrie alimentara, a carei schema termica initiala a fost prezentata in Fig.2.

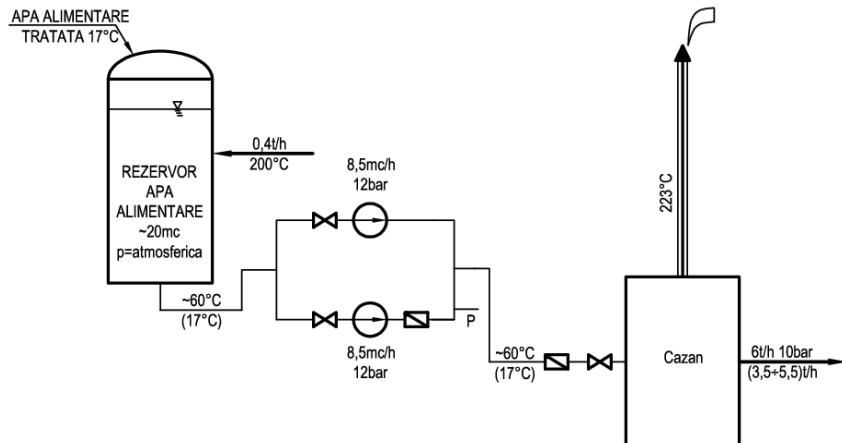


Fig.2 Schema termica initiala – CT cu cazan 6t/h si 12 bar.

La aceasta se constata ca temperatura apei de alimentare este de 17°C, intrucat preincalzirea cu abur nu functioneaza voit, datorita fiabilitatii foarte scazute si a faptului ca, obiectiv, nu exista recuperare de condens. In consecinta schema de recuperare aplicata are ca obiectiv preincalzirea apei de alimentare cu caldura gazelor arse, la un nivel de peste 55°C (Vezi Fig. 3).

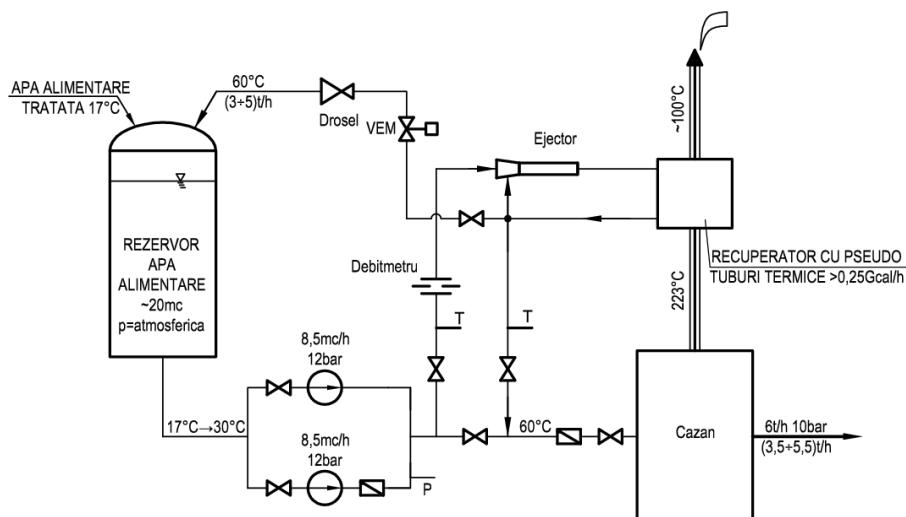


Fig.3 Schema termica finala cu Instalatie de Recuperare-CT cu cazan 6t/h si 12 bar

Acest cazan industrial de tip ignitubular are, in afara variatei continue si intempestive a parametrilor, inca o particularitate functionala. Astfel, pompa de apa de alimentare este in

mod constant supradimensionata de constructor, dand la presiunea nominala de 12bar a cazarului, un debit majorat cu cca 45%, adica peste 8,5t/h. Aceasta dimensionare acopera orice situatie de crestere a debitului peste cel nominal, ceea ce este foarte posibil la cazane ignitubulare si mai ales in procese cu consumatori de abur aleatori, care in situatii de simultaneitate de crestere a consumului se depaseste asa zisa valoare nominala de debit a cazarului. Daca aceste situatii de supraincarcare se pot produce sezonal sau pe parcursul catorva ore pe zi, in restul timpului, necesarul de abur poate scadea sub 50% din cel nominal, mai ales in industriile sezoniere.

In acest caz ,prin protectia de nivel maxim al cazarului, ca prima treapta, se opreste pompa de apa de alimentare. In caz ca se continua reducerea consumului, intervine a doua treapta de protectie si se opreste arzatorul cazarului.

Reporarea pompei se face la atingerea nivelului minim din cazon.

Din punct de vedere al functionarii Instalatiei de Recuperare, oprirea pompei inseamna si intreruperea procesului de recuperare, ca urmare in schema este prevazut un ventil electromagnetic cu rolul de a inchide/deschide o legatura de by-pass cu rezervorul de apa de alimentare. Aceasta permite, printr-un algoritm de automatizare, ca pompa sa ramana continuu in functionare, trimitand pe circuitul de by-pass debitul de apa de alimentare excedentar fata de necesarul momentan al cazarului, asa cum se prezinta in Fig.3.

Referitor la partea constructiva din Fig.4 si Fig5 se poate constata atat spatiul limitat in care s-a amplasat recuperatorul cat si necesitatea realizarii unui suport pentru a nu incarca suplimentar cazonul cu greutatea recuperatorului.



Fig.4 Vedere generala (initiala) a cazarului 6t/h 12 bar



Fig.5 Vedere generala a cazarului 6t/h 12 bar cu Instalatia de Recuperare montata.

4. CONCLUZIE

Avantajele schemei de recuperare din Fig. 3 si ale recuperatorului cu pseudo tuburi termice sunt:

- a) Recuperarea unei cantitati de caldura care se traduce intr-o crestere a debitului de abur disponibil sau o reducere a cosumului de combustibil cu pana la 8%.
- b) Adaptarea la conditiile reale de functionare ale cazarului, caracterizate printr-o variatie continua si ampla a parametrilor sai.

5. BIBLIOGRAFIE

- [1] ANDREESCU, D., Cerchez,E., *Recuperarea caldurii gazelor arse cu recuperatoare (GA) cu recuperatoare cu tuburi termice (TT)*, UPB Conferinta ETCNEUR 2011.

SOLUȚII FUNDAMENTALE ÎN STUDIUL DISPERSIEI UNIDIMENSIONALE ȘI BIDIMENSIONALE A POLUANȚILOR DE LA O SURSĂ PUNCTIFORMĂ

Dr. ing. CAUNEI FLORESCU Gheorghe M.Ap.N
Lt. ing. NISTOR Constantin Doctorand Academia Tehnică Militară
Conf. dr. ing. ȘTEFAN Amado George Academia Tehnică Militară

ABSTRACT

The paper presents an analysis of variance issued by a point source, assuming one-dimensional variation and bidimensional. Function using species population density $DP(x,t)$ and initial distribution $d_0(x)$. Check that the function $u(x,t)$, is called fundamental solution, equation (4), verify the differential equation (5). Determine the one-dimensional dispersion of particles CO_2 in the air with the fundamental solution (4). Are known. $D = 0.16 \times 10^{-4}$ and $N_0 = 100$. If dispersion is bidimensional, fundamental solution is given by (8). We present a case study of two-dimensional dispersion of particles CO in the air, for $N_{bd0} = 10000$, $x \in [-1,1]$; $y \in [-1,1]$

1. INTRODUCERE

Se presupune că o anume specie este introdusă într-un mediu existent, apoi în mod natural indivizii speciei vor dispersa din punctul de eliberare. Deși dispersia se efectuează în tot domeniul ambiant, în primă aproximatie dispersia se consideră unidimensională.

Se notează cu $DP(x,t)$ funcția densitate a populației speciei analizate, $t \geq 0$ și $x \in (-\infty, \infty)$. Se presupune că la $t = 0$ se importă un grup de N_0 indivizi în punctul $x = 0$.

Fie $d_0(x)$ distribuția inițială a populației. Avem

$$N_0 = \int_{-\infty}^{\infty} d_0(x) \cdot dx . \quad (1)$$

unde $d_0(x) = 0$ pentru $x \neq 0$, deoarece specia înainte de dispersie nu există în mediu.

Densitatea populației în $x = 0$ este dată de limita următoare

$$d_0(0) = \lim_{x \rightarrow 0^+} \frac{-x}{2x} = \infty . \quad (2)$$

Funcția $d_0(x)$ este caracterizată prin

$$d_0(x) = \begin{cases} \infty & \text{daca } x = 0 \\ 0 & \text{daca } x \neq 0 \end{cases}, \text{ și } \int_{-\infty}^{\infty} d_0(x) \cdot dx = N_0 .. \quad (3)$$

2. DISPERSIA UNIDIMENSIONALĂ

În fizică funcția $d_0(x)$ este numită funcția δ (funcția delta) și se notează $\delta_0(x)$. Se verifică faptul că funcția

$$u(x,t) = \frac{N_0}{\sqrt{4\pi \cdot D \cdot t}} \cdot \exp\left(\frac{-x^2}{4D \cdot t}\right), \quad (4)$$

este soluția ecuației diferențiale

$$\frac{\partial u}{\partial t} = D \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad t > 0, \quad x \in \mathbb{R}, \quad u(0,x) = N_0 \cdot \delta_0(x), \quad (5)$$

în sensul că $u(x,t)$ satisfacă ecuația (5) pentru $t > 0, x \in \mathbb{R}$.

Într-adevăr

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(u(x,t,D,N_0)) &= \frac{-N_0}{8} \cdot \frac{2 \cdot \exp\left(\frac{-x^2}{4 \cdot D \cdot t}\right)}{\sqrt{\pi \cdot D \cdot t} \cdot \sqrt{t}} + N_0 \cdot \frac{2 \cdot x^2 \cdot \exp\left(\frac{-x^2}{4 \cdot D \cdot t}\right)}{\sqrt{\pi \cdot D \cdot t^2} \cdot \sqrt{t} \cdot D} = \\ &= D \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2}(u(x,t,D,N_0)) \end{aligned}$$

Condițiile inițiale sunt

$$\lim_{t \rightarrow 0^+} u(x,t) = 0, \quad x \neq 0, \quad \lim_{t \rightarrow 0^+} u(0,t) = \infty. \quad (6)$$

Funcția $u(x,t)$ se numește soluție fundamentală a ecuației diferențiale cu derivele parțiale a dispersiei unidimensionale (5). Pentru fiecare $t_{\text{fixat}}, t_{\text{fixat}} > 0$, $u(x,t_{\text{fixat}})$, este o funcție de distribuție normală, cu graficul în formă de clopot (a lui Gauss).

De subliniat că particulele care difuzează în mediul înconjurător nu se reproduc, astfel încât (\forall) x și t avem

$$\int_{-x}^x u(t,x) \cdot dx = N_0. \quad (7)$$

Valori ale coeficienților de difuzie ale unor gaze în aer la presiunea de 1 atmosferă

Tabel 1

Nr. crt.	Substanță	Temperatura absolută T [K]	Coeficientul de difuzie D [m^2/s]
1	CO_2	298	0.16×10^{-4}
2	H_2	298	0.41×10^{-4}
3	He	300	0.777×10^{-4}
4	O_2	298	0.21×10^{-4}
5	Vapori H_2O	298	0.26×10^{-4}
6	NH_3	298	0.28×10^{-4}
7	CO	300	0.202×10^{-4}
8	NO	300	0.18×10^{-4}
9	SO_2	300	0.126×10^{-4}
10	Benzen	298	0.083×10^{-5}
11	Naftalină	300	0.62×10^{-5}

Studiu de caz

Se determină dispersia unidimensională a particulelor de CO_2 în aer cu ajutorul soluției fundamentale (4). Sunt cunoscute $D = 0.16 \cdot 10^{-4}$, $N_0 = 10000$ particule.

Pentru $x \in [-3, 3]$ [m], $x = -3; -2,5 \dots 3$ și $t = 2500, 5000, 10000$ [s], rezultă distribuțiile $u \left[\frac{\text{numar particule}}{m} \right]$

Tabel 2

x	$u(x, 2500)$	$u(x, 5000)$	$u(x, 10000)$
-3	0	$6,086 \cdot 10^{-8}$	$5,509 \cdot 10^{-3}$
-2,5	$1,53 \cdot 10^{-13}$	$3,285 \cdot 10^{-5}$	0,405
-2	$1,959 \cdot 10^{-7}$	0,037	13,614
-1,5	0,011	8,81	209,661
-1	27,22	438,20	1478,00
-0,5	2957,00	4566,00	4772,00
0	14100,00	9974,00	7052,00
0,5	2957,00	4566,00	4772,00
1	27,23	438,21	1478,00
1,5	0,011	8,815	209,661
2	$1,959 \cdot 10^{-7}$	0,037	13,614
2,5	$1,53 \cdot 10^{-13}$	$3,285 \cdot 10^{-6}$	0,405
3	0	$6,086 \cdot 10^{-9}$	$6,609 \cdot 10^{-3}$

cu reprezentările grafice:

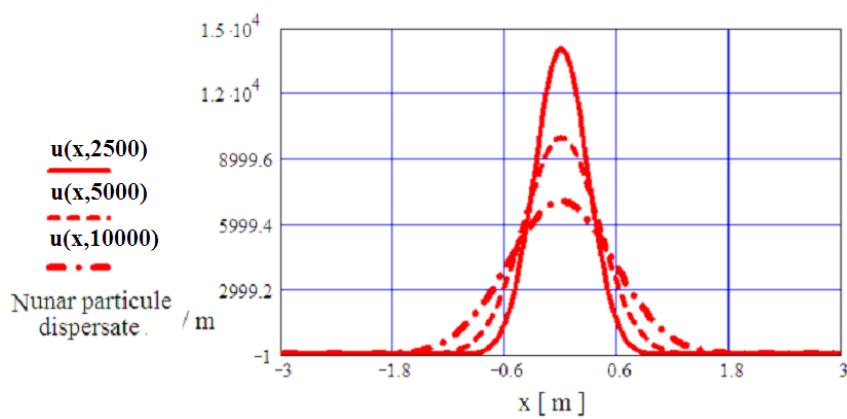


Fig. 1 Dispersia unidimensională a CO_2 în aer

Numărul de particule aflate la momentul t , la distanța x , se determină cu algoritmul scris în limbajul Mathcad

$$k = 0..20, \quad x(k) = -3 + k \cdot \frac{x_{\max} - x_{\min}}{20}, \quad \delta(k) = x(k+1) - x(k)$$

$$N(k, t) = u(x(k), t) \cdot d(k).$$

3. DISPERSIA BIDIMENSIONALĂ

Similar cu cazul dispersiei unidimensionale ecuația diferențială

$$\frac{\partial u}{\partial t} = D \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad t > 0, \quad (x, y) \in \mathbb{R}^2, \quad u(0, x, y) = N_{bd0} \cdot \delta_0(x, y),$$

are soluția

$$u_{bd}(x, y, t) = \frac{N_{bd0}}{4\pi \cdot D \cdot t} \cdot \exp\left(-\frac{(x^2 + y^2)}{4D \cdot t}\right), \quad (8)$$

în care

$$\delta_0(x, y) = \begin{cases} \infty & \text{daca } (x, y) = (0, 0) \\ 0 & \text{daca } (x, y) \neq (0, 0) \end{cases}, \quad \text{și} \quad \int_{\mathbb{R}^2} \delta_0(x, y) dx dy = N_{bd0}.$$

De menționat că funcția $u_{bd}(x, y, t)$ este radial simetrică.

4 CONCLUZII

Dispersia bidimensională a particulelor de CO în aer se determină cu ajutorul soluției fundamentale (8). Pentru $D_{CO} = 0.202 \cdot 10^{-4}$, $N_{bd0} = 10000$, $x \in [-1, 1]$ $y \in [-1, 1]$ [m],

$x = -1, -0.8, -0.4, 0, 0.4, 0.8, 1$, și $t[s]$, rezultă

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 u_{bd}(x, y, 500) \cdot dx \cdot dy = N_{bd0} = 10^4,$$

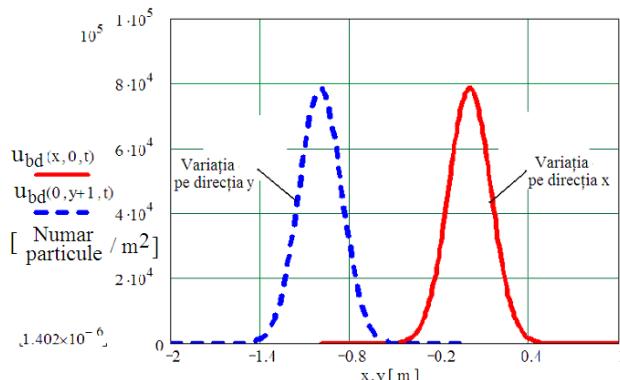


Fig. 2 Dispersia bidimensională a CO în aer

5. BIBLOGRAFIE

- [1] Bird, R.B, Stewart, W.E., & Lightfoot, E.N. Transport Phenomena, John Wiley, 2002.
- [2] Carruthers, D.J., R.J. Holroyd, J.C.R. Hunt, W.S. Weng, A.G. Robins, D.D. Apsley, D.J. Thomson and F.B. Smith (1994). UK-ADMS: A New Approach to Modelling Dispersion in the Earth's Atmospheric Boundary Layer. J. Wind Eng. Ind. Aero. 52, 139-153.
- [3] Caunei Florescu, Gh., Ștefan, A., G., Ștefan, St., Marin, G., Dan, S., M., Elemente de teoria jeturilor fluide și aplicații la arderea combustibililor gazoși, Editura Univers Științific, București, 2010, ISBN 978-973-1994-22-7.
- [4] Farlow, S.J. Partial differential equations for scientists and engineers, Dover 1993.
- [5] Lide, D.R. and H.V. Kehiaian, CRC Handbook of Thermophysical and Thermochemical Data, CRC Press, U.S., 1994 ISBN 0-8493-0197-1, (1999).
- [6] Pasquill, F., 1962, Atmospheric diffusion, Van Nostrand, New York.
- [7] Turner, D.B. (1994). Workbook of Atmospheric Dispersion Estimates: An Introduction to Dispersion Modeling. 2nd Ed. CRC Press, London. ISBN 1 56670 023 X.

VERIFICAREA PERIODICĂ A APARATELOR DE CONDIȚIONAT AERUL ÎN VEDEREASIGURĂRII CONFORTULUI

Mirela Dragomir, dr. ing.
Biroul Român de Metrologie Legală
dragomir_mrl@yahoo.com

Abstract

This paper shows how regular check air conditioning machines (check the movement of air, convenience checks, checking weather, checking the system protections) and methods of recycling air conditioning devices.

Defining various and well pre-defined working conditions is of crucial importance. Evaluating the functional performances of any component or system is answering two series of questions:

- How much is it satisfying the requirements? What else is it offering? Which other advantage?
- What is the energy consumption level? What are the maintenance requirements? How much environmental impact?

The test of the components or of the system considered must include enough measurements to answer these questions.

1. Controlul instalațiilor de ventilare

- La ventilatoare se verifică:
 - fixarea pe postament și pe sistemul de amortizare a vibrațiilor,
 - sensul corect de rotație a rotorului ventilatorului,
 - echilibrarea statică a rotorului și modul de rotire al rotorului (fără frecări, jocuri, zgomote și trepidații anormale),
 - gradul de încalzire al lagărelor și rulmenților,
 - starea accesoriilor de reglare a debitului de aer: jaluzele reglabile, variatoare de turăție,
 - debitul și presiunea în regimul normal de funcționare,
 - randamentul energetic.
- La filtrele de praf se verifică:
 - integritatea și calitatea materialului filtrant,
 - gradul de colmatare al filtrului; existența aparaturii de măsurare și semnalizare a colmatării filtrului,
 - asigurarea etanșării pe traseul de aer între filtru și peretele canalului.
- La canalele de aer se verifică:
 - etanșeitatea îmbinărilor,
 - suporții și sistemele de prindere,
 - protecția anticorosivă,
 - starea termoizolației și existența ei, în cazurile în care temperatura aerului din canal o impune,
 - funcționalitatea organelor de închidere și reglaj (clapete de reglaj, rame cu jaluzele etc.),
 - lipsa zgomotului la circulația aerului.
- La gurile de aer se verifică:
 - gradul de murdărire al gurii de aer,
 - curgerea normală a aerului prin secțiunea liberă a gurii de aer; să nu existe obturări ale curentului de aer (corpuși străini, jaluzele blocate),

- funcționarea normală a dispozitivelor de reglare a debitului de aer (clapete de reglare, jaluzele)
 - viteza aerului în zona ocupată, datorată gurii de ventilare,
 - nivelul de zgomot.
- La ventilo-convectorare și aparate de climatizare se verifică:
- funcționarea normală a ventilatorului; regimuri de funcționare pe trepte de debit,
 - dacă suprafetele de admisie și refulare a aerului sunt complet libere,
 - setarea corespunzatoare a termostatelor,
 - modul de funcționare al instalației de automatizare prin porniri, opriri în diverse regimuri,
 - starea de curătenie a aripiilor bateriilor de încalzire/răcire; lipsa deformațiilor la aripiare,
 - gradul de colmatare a filtrului de aer,
 - colectarea și evacuarea normală a condensatului rezultat din funcționare,
 - starea elementelor de susținere.

Trec în revistă, în continuare, la instalațiile de ventilare, o serie de cauze care pot să apară în exploatare și care au ca efect funcționarea cu consumuri energetice suplimentare; dacă nu sunt eliminate, conduc la scăderea eficienței energetice a instalației:

- rețeaua de canale: neechilibrată aeraulic; pierderi de aer prin neetanșeitate; organe de reglare (clapete, jaluzele) blocate în poziția închis; priza de aer proaspăt obturată; corpuri străine în interiorul canalelor; rugozitate mare a pereților interiori; viteze mari ale aerului pe canale,
- filtrul de praf: colmatat (rezistență aeraulice mari),
- ventilatorul: parametrii punctului de funcționare (debit-presiune) nu corespund condițiilor de proiect; lipsește sistemul de reglaj pentru adaptarea regimului ventilatorului la cerințele utilizatorilor (variator de turăție etc.); racordare neadecvată, pe aspirație și refulare, la tubulatură; randament de funcționare scăzut,
- recuperatorul de căldură/frig din aerul evacuat: lipsă,
- bateriile de încălzire/răcire a aerului: secțiune de trecere a aerului redusă (lamale îndoite, corpuri străine); piese speciale neadecvate pentru racordarea la tubulatură,
- aparatula de monitorizare a parametrilor instalației: lipsă.

2. Operațiuni de întreținere curentă la instalațiile de ventilare

Operațiuni de întreținere:

- la ventilatoare:
verificarea echilibrării rotorului; ungerea lagarelor și rulmenților; alinierea șaibelor, roților de transmisie și a motoarelor de antrenare; întinderea uniformă a curelelor de transmisie; strângerea șuruburilor și a piulițelor sistemului de fixare a ventilatorului pe suport; înlocuirea burdufurilor de racord de pe refulare și aspirație.
- la filtrele de aer:
curățarea periodică a filtrelor prin spălare, scuturare etc.; înlocuirea filtrelor colmatate care nu se mai pot reutiliza; verificarea sistemului de avertizare a colmatării filtrului.
- la organele de reglare (clapete, jaluzele):
ungerea partilor mobile; înlocuirea bucșelor și lagarelor gripe; strângerea șuruburilor slabite; îndreptarea jaluzelelor îndoite.
- la gurile de refulare sau absorție:
curățarea suprafețelor de refulare sau absorție, eliminarea corpurilor străine; ungerea elementelor mobile și strângerea șuruburilor slabite; refacerea etanșărilor față de tubulatură; verificarea funcționalității gurii de aer.

- la canalele de distribuție a aerului:
refacerea etanșeității la îmbinările tronsoanelor; verificarea stării izolațiilor termice și acustice; fixarea suporturilor slăbite, înlocuirea suporturilor elastice deteriorate.

3. Reciclare

Scopul reciclării este de a asigura:

- separarea nepoluantă a fracțiilor și componentelor din echipamentele frigorifice în vederea reciclării sau a recuperării de energie;
- eliminarea substanțelor CFC, HCFC și HFC ("substanțe controlate") fără efecte asupra mediului înconjurător (CFC - Cloroflorocarburi (spre exemplu R12, R11), HCFC - Hidrocloroflorocarburi (spre exemplu R22, R141b) și HFC - Hidroflorocarburi (spre exemplu R134a)). CFC și HCFC sunt substanțe care degradează stratul de ozon și care au un potențial de încălzire globală ridicat (PIG), pe când HFC nu degradează stratul de ozon dar are un potențial de încălzire globală semnificativ).
- tratarea HC (hidrocarburi spre exemplu Propan, Butan, Ciclopantan, Izobutan și Iso-Pantan) în condiții de siguranță.

Cerințele sunt aplicabile extragerii "substanțelor controlate" din echipamente frigorifice în vederea neutralizării acestora.

Dezmembrarea și tratarea sunt realizate în două etape. Etapa 1 se referă la extragerea „substanțelor controlate” și uleiului din circuitele de răcire, iar Etapa 2 se referă la extragerea „substanțelor controlate” din spuma izolatoare în vederea neutralizării și separării materialelor reciclabile și recuperabile (metal, sticlă, plastic, cabluri, etc.).

Per ansamblu, se recomandă o serie de cerințe minime care trebuie respectate privind:

- colectarea, depozitarea, transportul, și manipularea;
- recuperarea și neutralizarea substanțelor controlate;
- utilizarea fracțiilor rezultante (țintele de valorificare și reciclare sunt de 80%, respectiv 75%, obiective stabilite conform Directivei 2002/96/CE sau versiunile ulterioare ale acesteia, modificate);
- măsurile de siguranță privind echipamentele sau părți din echipamente (Echipamente sau părți din echipamente, spre exemplu piese demontabile precum ușile în care nu se poate constata prezența vreunui element gazos sau conținut gazos) care conțin gaze neidentificate, în vederea asigurării că toate echipamentele sau părțile din echipamente care conțin orice fel de HC sunt tratate în mod corespunzător;
- asigurarea calității (monitorizare și raportare);
- inspecții și controale.

Colectarea, depozitarea, transportul și manipularea se va efectua astfel:

1. Sortarea tipurilor de echipamente frigorifice (dispozitive care conțin CFC, HCFC, HFC, HC sau NH₃) va avea loc în cadrul instalațiilor de tratare.
2. Sortarea tipurilor de echipamente frigorifice în vederea tratării, înainte de procesul de tratare, va fi realizată de către și sub supravegherea personalului instruit și în conformitate cu condițiile privind tratarea echipamentelor frigorifice.
3. Colectarea, depozitarea, transportul și manipularea echipamentelor frigorifice se vor realiza în mod atent, astfel încât să se evite deteriorarea echipamentelor și dispersarea substanțelor controlate. Dacă se constată scurgeri de ulei, se vor lua măsuri corespunzătoare pentru a reduce la minimum impactul asupra mediului înconjurător.
4. În ceea ce privește depozitarea, transportul dar și manipularea și tratarea echipamentelor frigorifice, trebuie luate măsuri de precauție în scop de protecție, din cauza caracterului inflamabil al hidrocarburilor. Locurile unde pot apărea riscuri de

explozie vor fi special amenajate. Mai mult, se va indica clar interzicerea surselor de aprindere și interdicția privind accesul persoanelor neautorizate.

5. Optimizarea transportului este permisă atâtă vreme cât dimensiunea inițială a echipamentelor frigorifice, inclusiv a combinelor, nu este redusă și se asigură starea buna a echipamentelor.

6. Toate amplasamentele vor demonstra că dispun de securizare împotriva accesului neautorizat.

7. Substanțele controlate extrase vor fi depozitate, manevrate și transportate în mod atent, astfel încât să se evite dispersia acestora înainte de neutralizarea lor.

Toate echipamentele frigorifice și componentele acestora care nu sunt categorisite strict ca încadrându-se în tipul HC, fie din punctul de vedere al agentului frigorific fie din acela al agentului de expandare al spumei poliuretanice, trebuie tratate aşa cum sunt tratate cele de tipul CFC, HCFC și HFC. În consecință, instalațiile de tratare a tuturor tipurilor de dispozitive vor respecta măsurile de protecție împotriva exploziilor, aşa cum sunt stabilite în Directiva 1999/92/CE.

Substanțele controlate extrase vor fi neutralizate printr-un proces termic sau chimic corespunzător. Neutralizarea va fi dovedită prin documente justificative (spre exemplu: avize, documente de livrare).

Bibliografie

[1] [Monitorul Oficial, Partea I nr. 695 din 12/10/2007](#)

[2] <http://www.scrtube.com/stiinta/arhitectura-constructii/Exploatarea-si-intretinerea-cl65985.php>

[3] www.ecotic.ro

TURBINA CU ABUR AKL 3,5 – PREZENTARE GENERALĂ

ing. Manuela MATACHE, ing. Valentin VASILESCU
ICPET TURBO S.A. Șoseaua Berceni nr. 104, sector 4, București
e-mail: mmatache@icpet-turbo.ro; vvasilescu@icpet-turbo.ro

ABSTRACT

The steam turbine AKL 3,5 is included in the category of district heating turbines, impulse backpressure type, at a speed of 10500 rpm. The turbine is coupled through a reduction gear with an electric generator type T4-2.

The turbine is provided with an electro hydraulic control system with digital processing of the information by which is realized the turbine start, the raising in controlled speed, the synchronization, the control at the network, the load control, the control of the pressure at discharge and the protections.

1. INTRODUCERE

Grupul turbogenerator are în componență o turbină cu abur cu contrapresiune de tip AKL 3,5, la turăie ridicată cuplată cu un generator electric tip T4-2, prin intermediul unui reductor de turăie și este destinat producerii combinate de energie electrică și abur tehnologic (căldură) la $1,2^{+1,3}_{-0,5}$ bara.

Turbina este prevăzută cu un sistem de reglaj electrohidraulic cu procesare digitală a informațiilor prin care realizează pornirea turbinei, ridicarea în turăie controlată, sincronizarea, reglarea la rețea, reglarea sarcinii, reglarea presiunii la eșapare și protecțiile. Turbina este, de asemenea, dotată cu un sistem de ulei ce asigură uleiul de reglaj și uleiul de ungere.

Generatorul electric este de tip T4-2 de o putere maximă de 4 MW la o turăie de 3000 rot/min.

Turbina cu abur AKL 3,5 este o turbină cu contrapresiune de tipul cu acțiune, la o turăie de 10500 rot/min.

Construită într-un singur corp cu 6 trepte, turbina asigură destinderea aburului de la presiunea de admisie (35 bara), până la presiunea de eșapare (1,2 bara).

Admisia aburului în turbină este comandată de un ventil rapid și un set de ventile de reglare monoscaun cu difuzor (3 buc.) acționate cu servomotoare individuale. Reglajul debitelor de abur ce circulă prin turbină este de tip calitativ-cantitativ, fiecare ventil alimentând câte un sector de ajutaje ale primei trepte.

Etanșările turbinei sunt asigurate printr-un sistem de labirinți lamelari, atât la capetele rotorului (admisie și respectiv eșapare) cât și între trepte (la baza diafragmelor și la vârful paletelor rotorice).

Partea statorică are un plan de separație orizontal și este constituită în principal din: carcăsa, diafragme, portlabirinți și labirinți.

Rotorul se sprijină la capete pe un lagăr radial axial în cutia din față, și un lagăr radial în cutia din spate.

Turbina este prevăzută cu un viror electric parte componentă a reductorului de turăie.

Cele 2 cutii (față, spate) ale turbinei sunt amplasate pe fundație prin intermediul unei rame, pe care este amplasat și reductorul.

Pentru a păstra o uniformitate a temperaturii părților calde ale turbinei și pentru a preveni apariția unor diferențe de temperatură inacceptabile între carcasa superioară și cea inferioară, turbină este izolată termic.

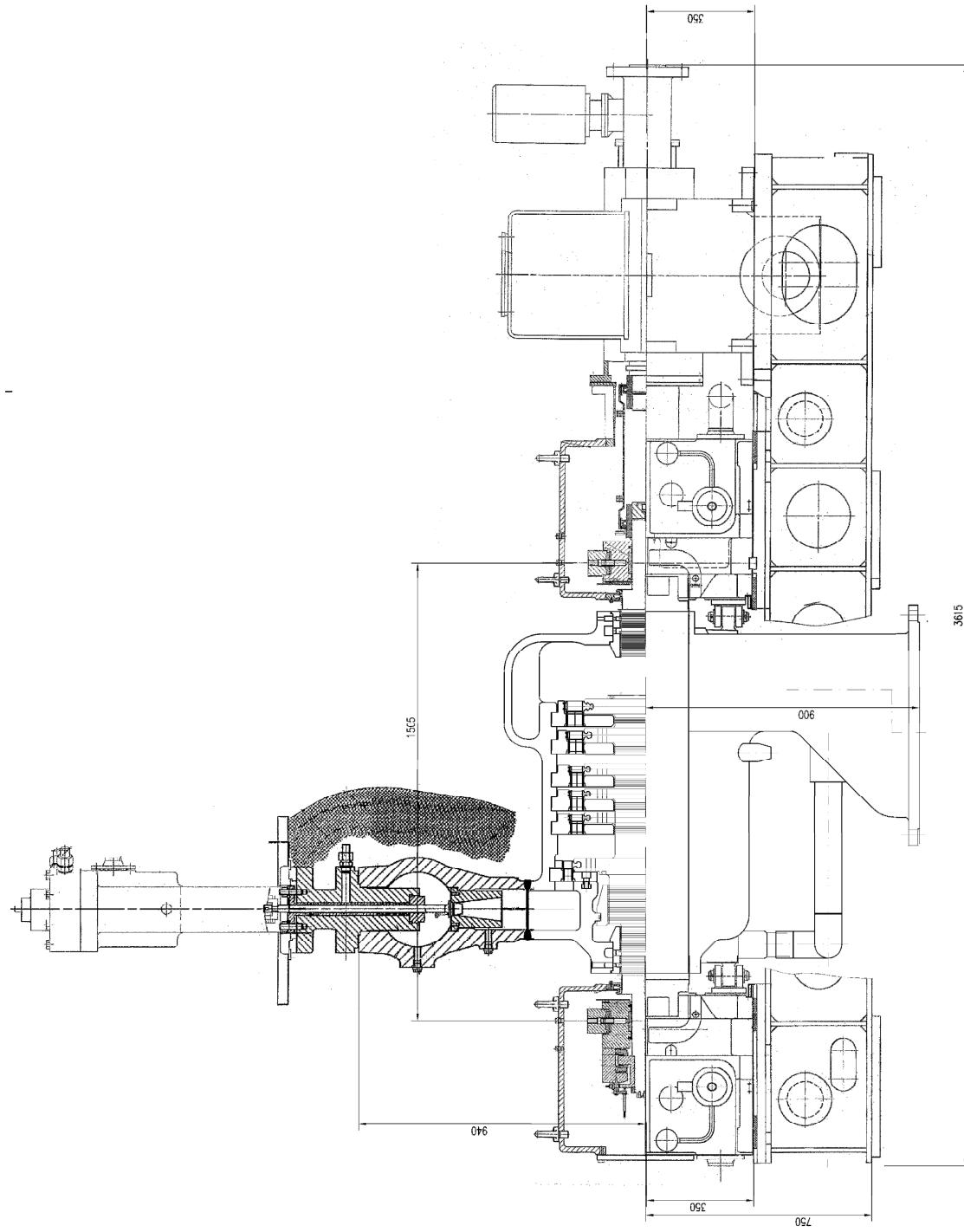
Termoizolația este acoperită cu o îmbrăcăminte din tablă, ceea ce conferă turbinei un aspect armonios.

2. CARACTERISTICI TEHNICE

– Turația	10 500 rot/min
– Sensul de rotație	invers acelor de ceasornic
– Numărul de trepte	6
– Numărul de corpuri	1
– Numărul de prize	1 (priză fixă)
– Planul de separație al turbinei	planul orizontal
– Tip carcăsă	Turnată din 2 jumătăți
– Tip rotor	monobloc
– Tip capăt arbore spre generator	manșonul cuplajului elastic freat
– Echilibrare rotor	G=2,5 gmm/Kg ISO 1940
– Supraturare rotor	112 %
– Admisie abur viu	1 ventile rapid, 3 ventile de reglare
– Lagăre	1 lagăr radial–axial; 1 lagăr radial
– Etanșări – de capăt	labirinți cu lamele
– între trepte	labirinți cu lamele și lamele deasupra paletajului elastic
– Cuplaj turbină–generator	inclus în ansamblul reductor
– Viror	ramă comună turbină–reductor
– Plăci de bază	carcase, ventilele de admisie, conducte abur viu și eșapare
– Izolație	
– parametrii aburului admisie	
p_0	35 bara
t_0	450°C
D_0	23,15 t/h
– parametrii aburului la priză	
$D_{\text{priză}}$	1,11 t/h
$p_{\text{priză}}$	4,7 bara
– parametrii aburului la eșapare	
p_k	1,2 ^{+1,3} _{-0,5} bara
t_k	90...174°C
D_k	22,04 t/h
– puterea la bornele generatorului	N = 3,59 MW
– cantitatea de căldură la termoficare (la $p_k = 1,2$ bara)	14 MWt

3. SOLUȚII CONSTRUCTIVE

Carcasă. Carcasa turbinei este realizată prin turnare, din două jumătăți, din oțel Cr-Mo. Pe jumătatea superioară este sudată camera de distribuție cu cele 3 ventile de reglare și cu ventilul de închidere rapidă.



Planul de separație orizontal al carcsei se strânge și etanșează cu un set de prezoane și piulițe speciale, cu strângere la cald.

Prin câte 2 console ale jumătății inferioare carcasa se sprijină pe cele două cutii față și respectiv spate.

Orificiul de evacuare de la contrapresiune este amplasat radial spre în jos pe jumătatea inferioară a carcsei.

Ansamblul carcăsă cuprinde, de asemenea, portlabirinții de capăt.

Diafragme. Diafragmele turbinei sunt în număr de 5, sunt formate din câte 2 jumătăți și se fixează direct pe carcăsă (treptele 2 ... 6). Pentru tr.1 există o coroană de ajutaje formată din 3 sectoare, corespunzătoare celor 3 ventile de admisie. Materialul folosit pentru aceste subansamblu este în principal, un oțel aliat cu Cr.

Labirinți. Pentru etanșările rotorului față de stator sunt prevăzuți labirinți de capăt montați în portlabirinți și labirinți intermediari montați în diafragme. Aceștia sunt de tip inele cu lamele încastrate. Jocurile labirinților rotor-stator sunt determinate pe baza dilatărilor relative din turbină precum și a deplasării rotorului în funcționare.

Rotor. Rotorul turbinei este de tip monobloc, obținut prin forjare din oțel aliat Cr-Mo-V. Este prevăzut cu 6 discuri pe care se montează paletele treptelor 1 ... 6.

Paletele acestor trepte au piciorul prelucrat în T, montarea în canalele corespunzătoare din discuri realizându-se prin câte 2 locașe speciale.

Ansamblul rotor paletat va fi supus unor echilibrări statice și dinamice, dezechilibrul admis fiind de 2,5 gmm/kg conform ISO 1940. Ansamblul rotor va fi supus, de asemenea, testului de supraturare la o turație de 112 % față de turația de funcționare.

Rotorul este astfel proiectat încât să suporte în siguranță supraturări de 20 %, scurtcircuite trifazate ale generatorului la 10 % tensiune (bazate pe un cuplu de scurtcircuit egal cu de 5 ori cuplul de sarcină nominală).

Cutiile. Cele două cutii, față și respectiv spate, sunt destinate sprijinirii statorului prin intermediul consolelor de pe semicarcasa inferioară și fixării lagărelor ce sprijină rotorul turbinei. Cutiile au un plan de separație orizontal, în p.o.s. al turbinei, ce permite accesul rapid la lagărele turbinei prin îndepărțarea capacului acestora. Prin îndepărțarea capacului cutiei din spate se permite accesul și la cuplajul turbină-reductor.

Lagărele. Rotorul turbinei se sprijină față-spate pe câte un lagăr radial. Centrarea radială a rotorului în lagăre se face prin adaosuri fixate sub pernițele de sprijin ale lagărului pe suportul său.

Pentru prelucrarea împingerilor axiale ale rotorului în față, combinat cu lagărul radial, este prevăzut un lagăr axial cu dublu efect.

Prin intermediul unor inele, a căror grosime se ajustează la montaj, inele ce se montează între corpul lagărului și portpastile, se determină poziția corectă a rotorului în carcăsă, realizându-se astfel, jocurile axiale rotor-stator prescrise în documentația de montaj.

Lagărele sunt concepute cu plan de separație orizontal, pentru a putea fi demontate în vederea verificării, reparării sau înlocuirii, fără scoaterea rotorului din stator.

Pentru prevenirea deteriorării lagărelor datorită oricărei apariții a cureților prin arbore se vor instala mijloace corespunzătoare de împământare.

Reduceri. Reductorul de turație se montează între turbină și generator, pentru a reduce turația rotorului turbinei cu abur de la 10500 la turația generatorului (3000 rot/min). În cadrul ansamblului reductor este inclus și virorul electric. Acest viror este complet automatizat asigurând în funcționare următoarele funcții: pornirea automată la pornirea și oprirea turbinei; dezangrenarea automată la creșterea turației rotorului turbinei peste turația dată de viror; pornirea virorului numai după realizarea unei alimentări corespunzătoare cu ulei a lagărelor turbinei. Virorul este de asemenea prevăzut cu un sistem ce permite acționarea manuală.

Cuplajul. Cuplajul dintre turbină și reductor este de tip elastic cu dinți. Cuplajele turboagregatului trebuie să fie proiectate să suporte cel mai ridicat cuplu anticipat la cuplare fără riscul de deteriorare permanentă continuă a componentelor sau de mișcare relativă a jumătăților cuplate. Cuplajul de sarcină trebuie să fie proiectat pentru a ușura demontarea și înlocuirea fără a necesita re-echilibrarea. Proiectul trebuie, în măsura în care este practic, să minimizeze aerisirea. Se va prevedea o apărătoare a cuplajului.

Plăci de bază. Fixarea cutiilor lagărelor turbinei pe fundație se face prin intermediul unei rame comune turbină-reductor.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND POSIBILITATEA UTILIZĂRII UNUI AMESTEC DE HUILĂ DE AFRICA DE SUD CU LIGNIT AUTOHTON LA CAZANELE DE LA IE DEVA

Prof.dr.ing. Lucian Mihăescu, prof.dr.ing. Tudor Prisecaru, conf.dr.ing. Ionel Pîșă, conf.dr.ing. Gabriel Negreanu, dr.ing. Adrian Adam, ing. Ion Bărbieru, ing. Dan Nistorescu

1. INTRODUCERE

Lucrarea de față prezintă rezultatele obținute în urma cercetărilor experimentale de măcinare și ardere – huilă de Africa de Sud- singură sau în mixaj cu lignit autohton la instalată experimentală de 2 MW pentru combustibil solid din cadrul Universitatii Politehnice Bucuresti – Departamentul de Termotehnica, Motoare, Echipamente termice și frigorifice.

Scopul experimentelor a constat în studiul posibilităților utilizării respectivelor combustibili în diferite dozări ale amestecului la Electrocentrale Deva .

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI EXPERIMENTALE DE COMBUSTIBIL SOLID A CATEDREI DE ECHIPAMENT TERMOMECHANIC CLASIC ȘI NUCLEAR

Instalația experimentală de combustibil solid pe care s-au efectuat determinările experimentale , este alcătuită din următoarele componente principale:

- instalația de măcinare și insuflare a prafului de cărbune;
- instalația de ardere a combustibilului;
- instalația de evacuare a zgurii și cenușii;
- instalația de epurare a gazelor de ardere evacuate.

Moara ventilator este proiectată pentru măcinarea în regim nominal a unui debit de 200 kg/h lignit cu o putere calorifică inferioară $Q_i^i = 7300 \text{ kJ/kg}$, având o turărie nominală de 5000 rot/min, cu posibilitatea de reglare continuă asigurată prin electromotorul de acționare alimentat cu curent continuu.

Datorită construcției speciale a focarului (14) flacăra se dezvoltă atât pe orizontală cât și pe verticală. Focarul este echipat cu două arzătoare: un arzător pilot de gaz natural cu rol de aprindere (încălzire a focarului) și de suport a flăcării de combustibil solid în cazul unei puteri calorifice reduse a acestuia; arzătorul principal de combustibil solid pulverizat este dispus central, pe frontul focarului (există mai multe variante constructive disponibile în funcție de caracteristicile combustibilului). praf de cărbune și cu un singur jet de aer secundar).

Focarul este căptușit cu material refracțiar având pereții răciți cu apă (16), având formă dreptunghiulară cu secțiunea de $2400 \times 1200 \text{ mm}$, iar înălțimea de 7400 mm. Apa de răcire intră în țevile ce ecranează focarul cu o temperatură de 20°C și ieșe (în regim nominal de funcționare) la o temperatură de $40\div50^\circ\text{C}$, fiind returnată la rezervorul pompei de alimentare. Această construcție (șamotarea cu material refracțiar) permite astfel simularea condițiilor din interiorul focarelor cazanelor energetice care au o temperatură a peretelui metalic de circa $350\div400^\circ\text{C}$.

La finele focarului, în drumul de gaze descendente este plasat preîncălzitorul de aer(cu o suprafață de 25 m^2), de tip tubular, în care are loc încălzirea aerului la circa $200\div250^\circ\text{C}$. Gazele de ardere evacuate din cazan la o temperatură de circa $150\div200^\circ\text{C}$ sunt trecute printr-o

baterie de trei cicloane separatoare (10) legate în paralel, pentru desprăuire, după care, prin intermediul ventilatorului de gaze sunt evacuate la coș.

Admisia aerului de ardere în instalație este realizată de către ventilatorul de aer (12), din evacuarea acestuia existând patru trasee posibile:

- un prim traseu este cel clasic al aerului preîncălzit, până la arzătoare;
- al doilea traseu, injectează aer la intrarea gazelor fierbinți în turnul de preuscare și are rol de reglare a temperaturii amestecului combustibil la ieșirea din separatorul morii;
- al treilea traseu injectează aer rece înainte de intrarea gazelor arse în preîncălzitorul de aer tubular, având rolul de a asigura o temperatură în admisie de maxim 600°C pentru gazele arse, pentru protejarea metalului țevilor preîncălzitorului;
- al patrulea traseu injectează aer rece înainte de cicloanele separatoare și are rolul de a asigura o temperatură a gazelor arse la intrarea în ventilatorul de gaze de maxim 120°C , în vederea protejării acestuia la solicitări termice.

Evacuarea zgurii din pâlnia focarului se efectuează mecanic cu ajutorul unui sistem cu motor electric și şnec.

Debitul de combustibil gazos de aport B_g (m^3/h), ce este admis în arzătorul de combustibil gazos, se măsoară cu ajutorul unui rotometru. Debitul de combustibil solid B_c (în kg/h) introdus în focar, se stabilește prin determinarea turăției dozatorului, care are un volum de 1000 cm^3 , și a densității combustibilului la granulația din buncărul de cărbune concasat.

Prin intermediul unor diafragme etalonate se poate determina cantitatea de aer ce ajunge la arzătorul de gaz și la arzătorul de combustibil solid pulverizat, sub formă de aer primar, secundar sau terțiar.

Schela de ansamblu a instalației experimentale de ardere și arzătorul turbionar de huila sunt prezentate în continuare.

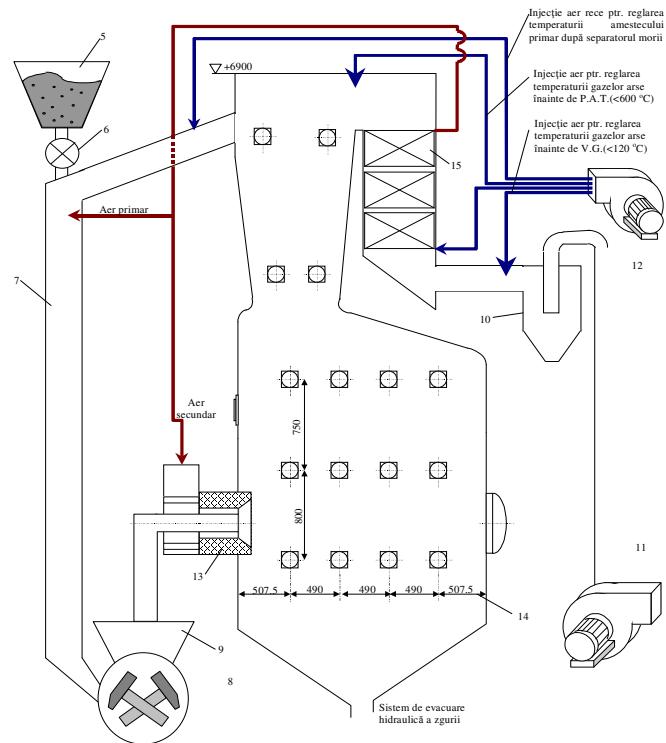


Fig. 1. Schema de ansamblu a instalației experimentale de combustibil solid

3. CARACTERISTICILE COMBUSTIBILULUI UTILIZAT

Din carbunele trimis de IE Deva, ICEMENERG a prelevat probe pentru determinarea analizei chimice a celor două tipuri de cărbune (huilă și lignit).

Au rezultat următoarele puteri calorifice inferioare:

- Huilă 6074 kcal/kg (23390 kJ/kg)
- Lignit Valea Jiului 2576 kcal/kg (10767 kJ/kg)

Continutul de materiile volatile nu a diferențiat evident combustibili :

- Huila 24,80 %
- Valea Jiului 26,36%

Combustibilul gazos utilizat în calcule a fost gaze naturale cu puterea calorifică inferioară de 8250Kcal/Nm³ (34500 KJ/Nm³)

4. PROCEDURA DE EFECTUARE A EXPERIMENTARILOR

Procedura de realizare a masuratorilor experimentale a avut la bază realizarea arderii combustibililor în trei situații principale din punct de vedere a mixajului:

- I .- huila 100 %;
- II - huila 70 % + lignit de Valea Jiului 30 %;
- III.- huila 60 % + huila de Valea Jiului 40 %;

În urma efectuării și analizei masuratorilor au rezultat următoarele:

Tabel 4.1

Tabel cu valori masurate

Nr.	Denumire parametru	U/M	PROBA 70% huila+ 30% lignit	
			P1 cu gaze naturale	P2 fara gaze naturale
1.	Debit combustibil solid	Kg/h	95	105
2.	Debit combustibil gazos	Nm ³ /h	36	-
3.	Temperatura gaze de ardere ieșire focar	°C	1100	1100
4.	Temperatura separator moara	°C	110	110
5.	Temperatura aer arzator	°C	250	250
6.	Presiune focar	mmca	-2	-2
7.	Analiza gaze de ardere ieșire focar: - CO ₂ - O ₂ - CO - SO ₂ - NO _X	% % ppm ppm ppm	13.5 2.6 28 470 256	12.8 2.6 11 533 163
7.	Analiza gaze de ardere la cos: - CO ₂ - O ₂ - SO ₂ - CO (la O ₂ =3%) - NO _X (la O ₂ =3%)	% % mg/Nm ³ ppm mg/ Nm ³	3.9 16.5 437 0 405	3.4 17.2 1655 4 358

Principalele obiective ale cercetării experimentale au fost :

- determinarea limitei de functionare fara suport de combustibil gazos sau determinarea limitei inferioare a suportului termic de combustibilului gazos sau huilei de Valea Jiului pentru carbunele de Pregheda ;
- determinarea stabilitatii flacarii ;
- capacitatea de macinare a amestecului de carbuni ;
- temperatura la finele focarului .
- nivelul emisiilor poluante.

Tabel 4.2

Tabel cu valori masurate

Nr.	Denumire parametru	U/M	PROBA 60% huila+ 40% lignit	
crt			P3 cu gaze naturale	P4 fara gaze naturale
1.	Debit combustibil solid	Kg/h	95	150
2.	Debit combustibil gazos	Nm ³ /h	36	-
3.	Temperatura gaze de ardere iesire focar	°C	1080	1040
4.	Temperatura separator moara	°C	110	110
5.	Temperatura aer arzator	°C	250	250
6.	Presiune focar	mmca	-2	-2
7.	Analiza gaze de ardere iesire focar: - CO ₂ - O ₂ - CO - SO ₂ - NO _x	% % ppm ppm ppm	10.8 6.5 0 >5000 856	13.4 6.1 0 1045 126
7.	Analiza gaze de ardere la cos: - CO ₂ - O ₂ - SO ₂ - CO (la O ₂ =3%) - NO _x (la O ₂ =3%)	% % mg/ Nm ³ ppm mg/ Nm ³	4.3 16.1 3215 - 249	3.6 16.9 3260 - 416

Probele de praf pentru determinarea finetei de macinare au fost prelevate izocinetice printr-un stut situat dupa separatorul morii.

Rezultatele sunt prezentate in tabelul 4.3.

Tabelul 4.3

Identificare proba	Site folosite	Refuz pe sita in gr.	Trecut prin site in gr.	Procent %	Procent cumulat %
PROBA	1.000	1.5300		1.53	1.53
moară rapiță	0.500	4.9170		4.91	6.44
Huila 70%	0.250	11.1153		11.11	17.56
Lignit 30%	0.090	31.3965		31.39	48.95
			51.04		100.000
PROBA	1.000	2.3788		2.3788	2.3788
moară rapiță	0.500	8.1015		8.1015	10.4803
Huilă 60%	0.250	14.6696		14.6696	25.3499
Lignit 40%	0.090	27.7949		27.7949	53.1448
			46.85		100.000

Cum carbunele utilizat a avut puterea calorifica inferioara ridicata, cazonul pilot a functionat cu exces de aer foarte redus (la finele focarului λ_f avariata in domeniul $1,03 \div 1,05$).

Acest lucru a condus la o crestere a emisiei de CO si la o scadere a emisiei de NO_x termic.

Cu toate că s-a utilitzat o moară rapidă, referitor la influenta finetei de macinare asupra aprinderii nu au aparut probleme , chiar dacă huila are alte caracteristici de măcinabilitate față de lignit, finetea de macinare exprimata prin restul pe sita de 90μ a variat in domeniul unei macinari semigrosiere ($R_{90} = 48,9\% \div 53,14\%$). Nu s-au observat diferente sensibile asupra finetei de macinare pentru cazurile de dozaj utilizate .

Temperatura la finele focarului , indicator ce exprima legatura dintre calitatea carbunelui si sarcina termica exprimata prin incarcarea termica a volumului focarului , a variat intre 1040 si 1100°C .

Pentru mixarea huilă 60%, lignit 30%, functionarea fara suport de gaz a condus la o flacara stabile, dar emisia de CO în flacără a fost foarte ridicată. S-a demonstrat astfel, că limita maximă de mixare cu lignit este de 35%. Peste această limită de dozare, caracteristicile diferite ale celor doi cărbuni, în special în conținutul de carbon, conduce la o ardere defectuoasă.

Emisia de NO_x a avut valori care au variat intre 293 si 336 mg/m^3 , pentru $\text{O}_{2\text{med}} = 6\%$ în cazul dozării cu 30% lignit și între 179 și 206 mg/m^3 în cazul dozării cu 40% lignit.

5. CONCLUZII

Analiza rezultatelor obtinute la cercetarea experimentală efectuată, a condus la urmatoarele concluzii si observatii:

- Volatilele continute de către huilă de Africa de Sud au o valoare ridicată, 24,80 comparabilă cu cea de Valea Jiului care au o valoare de 23,81%,
- Huila de respectivă nu poate fi utilizata la cazonul de la IE Deva construite pentru huilă de Valea Jiului drept combustibil decat in combinatie cu lignit de Valea Jiului, pentru reducerea puterii calorifice spre valoarea huilei autohtone;
- Pentru arderea cu suport de gaze naturale se apreciaza ca valoarea limită maximă pentru aportul de gaz este de cca 12-18 %.
- Mixarea optimă cu lignit, nu poate depăși proporția în greutate a acestuia de 35%.
- La toate masurările efectuate nu a aparut fenomenul de zgurificare (cu menționarea faptului că timpul total de funcționare cu cărbune a fost de 15 ore).
- Nu s-au constatat probleme legate de stabilitate a flacarii, chiar și la funcționarea fără suport de combustibil gazos.
- Temperatura gazelor de ardere la sfârșitul focarului a variat in intervalul $980 - 1100^\circ\text{C}$
- Finetea de macinare realizata a avut valori optime pentru măcinarea cu mori rapide.
- Devolatilizarea redusă în timpul măcinării (pierdere circa 5 puncte procentuale), nu conduce la o evidențiere a pericolului de explozie în moară. Această problemă se ridică datorită uscării lignitului numai cu aer, fără recirculare de gaze de ardere, conform situației la morile de la IE Deva. Recomandăm însă, o probă industrială numai pe o moară la IE Deva, cu monitorizarea tuturor parametrilor și calcularea limitelor reale de explozie.
- Pentru huilă, concentrația periculoasă la explozia prafului în moară apare la valori de peste $0,32 - 0,47 \text{ kg/m}^3$ și la o concentrație de oxigen de max 19%.

Bibliografie

- [1] Mihăescu, L., Prisecaru, T., Oroianu, I., Popa, E., Lixandru, D., Grămescu, S., „*Cazane de abur și apă fierbinți, manual pentru ingineri de exploatare și operatori cazane*”, Editura Perfect în colaborare cu Printech, 2007.
- [2] Mihăescu, L., Prisecaru, T., Oprea, I., „*Cazane și și turbine*”, vol.I-Cazane, Editura Perfect, București, 2002.
- [3] Pănoiu, N., „*Cazane de abur*”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [4] Moțoiu, C., „*Centrale termo- și hidroelectrice*”, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974.
- [5] Popper, L., „*Eficiența economică a sistemelor de energie*”, București, Editura Perfect-Printech, 2005.
- [6] Neaga, C., „*Calculul termic al generatoarelor de abur, îndrumar*”, Editura Tehnică, 1988.
- [7] Badea A, ș.a. „*Bazele termoenergetice*”, Editura BREN, București, 2004.
- [8] Popper, L., „*Exploatarea cazanelor de abur*”, Editura Perfect, București, 2005
- [9] Prisecaru, M., Mihăescu, L., Prisecaru, T., Popa, E., Popescu, R., „*Construcția și exploatarea cazanelor de abur și apă fierbinți*”, Editura POLITEHNICA Press, București, 2009.
- [10] Popper, L., Mihăescu, L., Iliescu, M. „Eficiența economică a sistemelor de energie”, Editura Perfect, București 2011.

ASUPRA ETICII SOCIALE LA UTILIZAREA RESURSELOR ENERGETICE REGENERABILE

Prof.dr.ing. Lucian Mihăescu, conf.dr.ing. Gabriel Negreanu, prof.dr.ing. Ion Oprea

Universitatea Politehnica din Bucureşti

1. Aspecte generale

Valorificarea surselor energetice regenerabile a apărut ca o provocare a minții omenești la întrebările privind o producție de energie durabilă. Producția de energie ne slujește, dar ne-a subjugat și existența. Astăzi se dezvoltă o energetică care să polueze tot mai puțin. Trăim în mijlocul unor mutații revoluționare de o ampioare fără precedent.

Totul se transformă într-un ritm foarte grăbit, iar creșterea demografică fără precedent va impune o treptată penurie a materiilor prime esențiale, inclusiv cea a apei. Mai mult, existența noastră individuală devine pe zi ce trece tot mai globalizată, oamenii devenind un tot în care rămâne totuși esențial aportul fiecărui.

Pe acest fond evolutiv atât de complex, orice greșală în domeniul dezvoltării energetice viitoare va fi recepționată pe o perioadă exagerat de mare (un sistem global, foarte mare are în primul rând o inerție conceptuală urmată de una investițională).

În domeniul utilizării combustibililor regenerabili, entuziasmul social, de multe ori a unor indivizi sau societăți insuficient cunoșătoare a amănuntelor dar și a ansamblului interacțiunilor, a condus la oscilații sau la avânturi deseori în direcții gresite.

Entuziasmul a condus la negarea noțiunii de piață liberă pentru situația generării de energie electrică din resurse regenerabile, prin mecanismul certificatelor verzi de sprijin, prin subvenții de stat sau prin sprijin rațional logistic sau chiar financiar.

În această vălmășeală de interes a apărut o „clasificare” a agreabilității tipului de resursă energetică regenerabilă.

Prezenta lucrare caută să răspundă la această situație actuală. Însăși atribuirea de numere de certificate verzi diferențiate pe tipuri de instalații de producere a energiei din surse regenerabile conduce la analiza etică atribuirii acestora. Dar acest aspect nu este singurul legat de etică, deoarece utilizarea în scopuri energetice a unor resurse agricole este cotată foarte diferențiat. Astfel, uleiurile vegetale sunt astăzi unanim acceptate pentru aditivarea combustibililor pentru transporturi, dar nu și pentru producția de energie.

Problematica fundamentală a problematicii de etică socială asupra culturilor energetice, cuprinde în special scoaterea din circuitul agricol a unor mari suprafete.

2. Producția energiei din biomasă lemnosă

Această producție a pornit cu un mare entuziasm, devansând de fapt toate celelalte resurse regenerabile. La acest lucru a contribuit existența tradiției de utilizare în gospodăriile individuale a lemnului, dar și concluziile protocolului de la Kyoto. Țări ca Austria, Germania, ca și cele Scandinave au stat în fruntea acestor realizări. Cât timp unitățile de producție de energie erau rare, a dominat valorificarea deșeurilor. În

următoarea etapă s-a ajuns însă la utilizarea directă a pădurilor, cu mult peste nivelul de resturi de la curățire.

Chiar dacă în țara noastră această acțiune a debutat târziu, întâi cu centrale pentru încălzirea unor localități, s-a ajuns și la producția de energie electrică. Consumurile au devenit atât de mari, încât au început să fie serios afectați însăși consumatorii individuali.

Dacă la producția de energie în cogenerare randamentul este ridicat, producția numai de energie electrică, are randamente foarte scăzute pentru domeniul de puteri sub 10 MW, acesta variind în domeniul 12 – 20%. Chiar la acest randament scăzut, primirea de certificate verzi face atractivă producția singulară a energiei electrice.

Dacă se analizează consumurile de lemn, pentru o centrală de producție a energiei electrice, se constată că acestea devin excesiv de mari, nemaiputând fi satisfăcute de aşa zisele deșeuri.

În figura 1, se prezintă centrala de 5MW electrici de la Pângărați. Aceasta, dacă se consideră puterea calorifică a lemnului 14 000 KJ/kg și randamentul 16% va conserva o cantitate de 8 t/h. Acest lemn are însă o umiditate de numai 30 – 35%, consumul de lemn brut cu umiditatea la tăiere de 75% fiind de circa 18 t/h. Așa cum se vede din fotografie, lemnul brut este reprezentat de bușteni.

Concluzia, distrugerea pădurilor pentru producția de energie nu este etic. Rămâne drept soluție, culturile forestiere cu creștere rapidă (salcia și plopul energetic). La noi în țară, culturile de salcie, cuprind astăzi numai circa 600 ha, cu răspândire largă în suprafața țării.



Fig. 1. Centrala de la Pângărați

Tăierea pădurilor nu poate fi compensată din punct de vedere finanțier prin cultivarea puieților. Astăzi se estimează o perioadă de circa 30 – 35 de ani pentru realizarea unei păduri. Această perioadă prin blocarea capitalului investițional îndepărtează inițiativele oricărui mediu de afaceri. Mai mult, se poate considera că în general, orice plantare de păduri nu se poate realiza decât cu capital pus în slujba unor interese de turism, mediu, etc., în nici un caz unor interese de valorificare energetică prin ardere.

Astăzi sunt multe semne de întrebare privind economicitatea culturilor lemnăsoase cu creștere rapidă. Prima necunoscută a constat în definirea perioadei la plantație la prima recoltare (s-a emis inițial perioada de 3 ani, care ulterior a fost corectată la 5 ani). A doua necunoscută este cea legată de producția la hecitar (care va fi o consecință a solului din

România). Oricum, costurile vehiculate în prezent la valorificarea masei lemnioase au ajuns foarte mari (până la 50 Eu/t), în costuri fiind inclusă și o uscare pentru atingerea unei umidități de 18-20% (peletele vor costa și mai mult). Oricum, un răspuns există deja, culturile nu se pot realiza decât într-un sol propice (existent însă pe tot teritoriul național), iar terenul trebuie să permită lucrul mașinilor de recoltat.

Din punct de vedere al eticii, se poate spune că aceste culturi nu ocupă locul unora cu aplicabilitate în hrana populației.

3. Producția energiei din biomasă agricolă solidă

În acest domeniu, etica cuprinde întrebarea dacă această producție nu este necesară societății pentru mâncare. Cum în România în momentul de față sunt circa 2,3 milioane de ha necultivate, pentru momentul actual, întrebarea nu are decât un aspect filozofic. Mai trebuie făcută o precizare, cultivarea în scopul utilizării energetice a plantelor cu ciclul de 1 an, permite oricând reorientarea producției, spre deosebire de perioada extrem de lungă pentru păduri.

Un al treilea aspect legat de etică arată că pentru combustibili destinați transporturilor se pot cultiva suprafețe enorme de rapiță, în timp ce pentru producția de energie societatea a amendat aspectele etice.

În momentul de față, în România nu se produce energie din resurse regenerabile de tipul biomasei agricole. Sunt în schimb mai multe cercetări pe instalații de laborator și pilot.

Cum cerealele reprezintă o mare resursă agricolă a țării noastre, rezultă cantități foarte mari de paie. Uniunea Europeană estimează cantitatea de paie utilizabilă în scopuri energetice la circa 7 milioane tone pe an, numai că apare impedimentul strângerea acestora de pe un teritoriu enorm. Rezultă că valorificarea pailor rămâne apanajul numai marilor exploatații de cereale.

Din punct de vedere al caracteristicilor energetice, puterea calorifică a pailor este ridicată (odată și jumătate față de lignitul autohton), acestea având și avantajul că nu absorb umiditate. Dacă se consideră valorificarea pailor de pe un hecțar conduce la 9,6 MWh energie termică brută. Pentru comparație, încălzirea unei locuințe de 100 m² are nevoie de circa 0,3 – 0,35 MWh de energie termică netă pentru o lună (pentru un randament de 75%, 0,45 – 0,5 MWh energie brută).

Pentru producerea de energie electrică cu randament de 18%, pentru un MWh este nevoie de piale pe circa 0,6 ha, sau altfel spus un hecțar cultivat cu păioase, prin utilizarea pailor va produce 1,66 MWh energie electrică.

Valorificarea energetică a pailor nu ridică probleme de etică, deoarece după ce se scade cantitatea utilizată în hrana animalelor rezultă cifra foarte mare anunțată anterior. Mai mult, UE prin noi directive interzice arderea pailor pe câmp.

Instalațiile energetice pentru valorificarea pailor sunt alimentate fie cu baloturi (instalații cu alimentare discontinuă), fie cu brichete, (lucru ce implică tocarea baloților și densificarea acestora sub stare brută sub formă de brichete (sau chiar maxibrichete).

Fabricarea de pelete din paie este posibilă dar nu este economică, deoarece implică tocare fină și uscare înaintea presării (tocarea fiind elementul mult prea dificil).

La noi în țară sunt mai multe instalații de brichetare, cu utilizarea acestora numai în domeniul producerii de energie termică. S-a reușit realizarea unui cazan de 100 KW complet automatizat.

Porumbul reprezintă cultura cu cea mai mare posibilitate de a fi utilizat în scopuri energetice. Se poate valorifica totul, boabele având cea mai mare putere calorifică (dar pot absorbi umiditatea mediului până la valori care le fac neutilizabile), urmând cocii și tulpina. Arderea porumbului este tehnologic cea mai apropiată de cea a cărbunelui (problemele sunt însă mult mai grele de depozitare și chiar la alimentare).

Valorificarea integrală a producției de la un hectar produce circa 36 MWh de energie brută, de circa 4 ori mai mult decât în cazul păielor. De fapt, în anumiți ani, agricultorii au ars porumb (inclusiv boabe), dacă costul acestora a fost sub cel al lemnelor.

Astăzi porumbul poate fi utilizat cu succes în cadrul tehnologiei de cocombustie cu cărbunele, aducând certificate verzi pentru cota sa în raport cu masa de cărbune. Un calcul aplicat cazanului de 420 t/h, care are un consum de 200 t/h de cărbune, pentru o aplicație în cocombustie cu 10% participația masică a porumbului (15% în procente termice), conduce la un consum de 20 t/h.

La nivelul unui an consumul de porumb va fi de 150 000 t, producție realizată pe o suprafață de circa 15 000 ha.

În ultima perioadă, terenuri neutilizate agricol, au început să fie cultivate cu sorg, o plantă asemănătoare porumbului, cu o producție masică ridicată (90 t pe an pentru două culturi). Umiditatea ridicată la recoltare, de circa 55 – 60%, complică foarte mult valorificarea energetică prin ardere directă.

Se face mențiunea că o altă direcție de valorificare energetică a porumbului și a sorgului cuprinde transformarea acestuia în metanol, combustibil mult mai ușor de utilizat ulterior.

4. Valorificarea energetică a uleiurilor vegetale brute

Uleiul vegetal brut de floarea soarelui, rapiță, porumb, etc. are o putere calorifică foarte ridicată, apropiată de cea a hidrocarburilor lichide. Ca urmare au apărut cercetării de ardere a uleiurilor vegetale brute sau a amestecurilor acestora cu combustibilii lichizi fosili în scopuri energetice. S-au vizat instalații de puteri termice reduse și medii de la cele rezidențiale la industriale.

Pentru o producție de 2000 kg la ha, pentru încălzirea unei locuințe de 100 m² este necesară o suprafață de 0,92 – 1,05 ha.

Stabilitatea amestecului de combustibil lichid fosil – ulei vegetal brut este foarte mare, peste timpul normal de stocaj.

Atât instalațiile de ardere cu pulverizare cu pompă, cât și cele cu cupă rotativă s-au dovedit adecvate arderii uleiului vegetal brut sau în amestec cu combustibil fosil. Încercările experimentale s-au efectuat pentru puteri cuprinse între 55 KW (domeniul încălzirii rezidențiale) și 2000 KW (domeniu industrial).

Utilizarea uleiului vegetal în producția de energie electrică conduce la obținerea de certificate verzi.

Problemele de etică socială sunt legate absolut de scoaterea din circuitul posibil agricol a unor suprafețe de teren arabil. Această suprafață pentru viitorii 10 ani ar fi cea

mai mare, dacă s-ar avea în calcul un model de dezvoltare socială care să înlocuiască parțial în mediul sătesc lemnul cu uleiul vegetal, și dacă va cuprinde și o producție de energie electrică. Această suprafață este estimată la 700 000 ha, posibilă în balanță terenurilor agricole necultivate din țara noastră.

5. Valorificarea energetică a unor terenuri pentru producția directă de electricitate

Prima tehnologie care concurează cu biomasa în ceea ce privește ocuparea terenurilor destinate agriculturii este tehnologia fotovoltaică.

Panourile fotovoltaice sunt asezate pe suporti fixi încinați cu un unghi cuprins între 10 și 70 °, potrivit cu latitudinea locației, îndreptate pe latura sudică. Dacă se dorește o creștere a producției de electricitate, se pot utiliza suporti mobili, care își modifica unghiul de înclinare, respectiv orientarea în azimut după poziția soarelui pe cerul cerească. Din punctul de vedere al suprafeței necesare pentru producerea energiei, indicii fermelor fotovoltaice sunt: 10–50 km²/GW și 5000–25000 m²/GWh an



Fig. 2 Câmpuri fotovoltaice

A doua tehnologie este reprezentată de fermele eoliene, care pot fi instalate atât pe teren plat, cât și în zona colinară. Cerințele de amplasare se referă la lipsa obstacolelor posibile între vânt și turbine: pomi, tufișuri, clădiri, garduri, care ar putea interfera în procesul de conversie a energiei eoliene. Deosebirea dintre fermele fotovoltaice și cele eoliene este că printre turbinele eoliene se poate face în continuare agricultură: cultura plantelor, păsunat, etc. Admițând că pe 1 km² de teren se pot instala până la 8 turbine eoliene, suprafața exceptată de la practicarea agriculturii în acest amplasament este doar suprafața fundațiilor, adică doar de 0,2 %. Firește, se extrag apoi și suprafețele acoperite de drumurile de acces și de eventualele stații electrice.

Indicii energie-suprafață ai fermelor eoliene sunt: 100 km²/GW și 140.000 m²/GWh an.



Figura 3. Ferme eoliene onshore

6. Concluzii

Utilizarea culturilor energetice regenerabile creează doar aparent probleme de etică socială. Datele prezentate arată că suprafețele agricole scoase din circuitul alimentar sunt cu mult sub cele necultivate din anumite considerente. În plus unele culturi cu perenitatea de 1 an pot fi ușor redirecționate spre alimentație, în funcție de condițiile meteorologice ale anului agricol, cerințe la export sau al pieții propriu-zise.

Lemnul nu reprezintă un viitor ca resursă energetică regenerabilă datorită perioadei foarte lungi de creștere. Se pot utiliza în schimb deșeurile lemnoase de exploatare forestieră și prelucrare industrială.

Instalațiile eoliene ocupă o suprafață agricolă foarte redusă, în schimb, cele fotovoltaice sustrag din circuitul agricol cele mai mari suprafețe de teren raportate la unitatea de producție.

ASPECTE ECONOMICE ECOLOGICE ȘI TEHNICE PENTRU PLANTAȚIILE OLEAGINOASE VALORIZABILE ENERGETIC

Ing. Bogdan Niculescu –

Direcția Agricolă Dâmbovița

1. Valorificarea energetică a potențialului de biomasă

Biomasa este reprezentată în special prin deșeurile de lemn, deșeurile agricole, gunoiul menajer și culturile energetice. Producerea de biomasa nu reprezintă doar o resursă de energie regenerabilă ci și o oportunitate semnificativă pentru dezvoltarea rurală durabilă. Potențialul energetic al biomasei este de circa 7.594 mii tep/an, împărțit pe următoarele categorii de combustibil: reziduuri din exploatare forestiere și lemn de foc (1.175 mii tep), deșeuri de lemn (487 mii tep), deșeuri agricole rezultate din cereale (4.799 mii tep), biogaz (588 mii tep), deșeuri și reziduuri menajere urbane (545 mii tep).

România are o Strategie de valorificare a resurselor regenerabile, aprobată prin Hotărârea Guvernului în anul 2003. Sistemul românesc de promovare a energiei din surse regenerabile de energie (E-SRE) constă în combinarea cotelor obligatorii (1) și a certificatelor verzi (2). Din suprafața totală României, 40% este utilizată pentru agricultură, pădurile reprezentând 27%.

Certificatul verde este un document ce atestă o cantitate de 1 MWh de E-SRE livrată în rețeaua electrică. Certificatul verde are teoretic valabilitate nelimitată și se poate tranzacționa distinct de energia electrică asociată acestuia, pe o piață a contractelor bilaterale sau pe piața centralizată de certificate verzi.

Plantele oleaginoase pot constitui principala resursă de combustibili regenerabili, chiar înaintea biomasei lemnoase. Se are în vedere în special cultura rapiței și a floarea soarelui. Valorificarea în scopuri energetice rămâne în special culturilor de floarea soarelui, deoarece uleiul de rapiță este folosit aproape în totalitate în industria transporturilor.

Valorificarea potențialului energetic al culturilor de floarea soarelui cuprinde:

- masa solidă formată din tulpi, capitel și coji de semințe;
- ulei brut.

Date privind evoluția suprafețelor și a producției în România

Tabelul nr.1

Specificare	UM	2007	2008	2009	2010	2011*
Suprafață	mii ha	835,9	813,9	766,1	790,8	989,1
Producție medie	Kg/ha	654	1437	1433	1597	1887
Producție totală	mii to	546,9	1169,7	1098,0	1262,9	1866,2

Pe suprafața de 876000 ha cultivate cu floarea soarelui în 2000, s-a obținut o producție de tulpi de 1.8 t/ha, respectiv de circa 1.570.000 tone în total. Resturile vegetale rezultate au o bună valoare energetică și după recoltarea și colectarea manuală, sau mecanizată, sunt folosite astăzi doar local drept combustibil în zonele rurale. Tabelul 1 prezintă potențialul energetic al deșeurilor vegetale rezultate din culturi agricole și pomicole, care ar putea fi utilizat mult mai eficient decât în simple sobe de încălzit.

Pentru calcule s-a ales anul 2000 ca an reprezentativ, fiind relativ îndepărtat de perioada de avânt economic 2005 – 2008 și de criza din 2009 – 2010.

Rapița este o plantă cu o oarecare tradiție în România, aceasta este însă în concurență cu floarea soarelui, care prezintă un grad mai mare de favorabilitate de cultură cu o medie a productivității de $(1.000 \div 1.500)$ kg semințe/ha.

2. Efectele economice și sociale ale utilizării surselor agricole de energie regenerabilă

Principalele efecte pozitive ale inițiativei UE de creștere a producerii de energie și a quantumului încălzirii și răcirii din surse de energie regenerabile, sunt legate de promovarea ocupării forței de muncă și oportunitățile pentru întreprinderile mici și mijlocii, dezvoltarea rurală și regională, stimularea creșterii economice și amplificarea rolului de lider al industriei europene la nivel global. Abordarea problemelor schimbării climatice și a securității aprovisionării cu energie a UE sunt considerate, de asemenea, efecte pozitive de maximă importanță.

Efectele negative se referă, în cea mai mare parte, la presiunea asupra resurselor de biomasă care sunt folosite, de regulă, producerea mâncării sau pentru utilizare industrială ne-energetică, iar exploatarea intensivă a terenurilor agricole ar putea determina deficite sau efecte nedorite asupra mediului.

Dacă terenul care deține rezerve mari de carbon în sol sau în vegetație este transformat în vederea cultivării materiilor prime pentru biocombustibili și alte biolichide, o parte a rezervelor de carbon va fi, în general, eliberat în atmosferă, ducând la formarea dioxidului de carbon. Efectul negativ privind emisia de gaze cu efect de seră care rezultă din aceasta ar putea diminua, chiar sever în anumite cazuri, efectul pozitiv asupra gazelor cu efect de seră al biocombustibililor sau al biolichidelor. Prin urmare combustibilii regenerabili nu se pot obține de pe terenuri care în ianuarie 2008 reprezentau una din următoarele situații:

- a. zone umede, adică terenuri acoperite sau saturate cu apă în mod permanent sau pentru o perioadă semnificativă a anului, inclusiv turbării neexploatate;
- b. suprafețe dens împădurite, adică terenuri care acoperă mai mult de 1 hectar, cu copaci mai înalți de 5 metri și un coronament de peste 30 %, sau copaci care pot atinge aceste praguri *in situ*.

Punând capăt unei perioade de trei decenii de scădere a prețurilor produselor agricole (în termeni reali), prețurile mai multor produse au înregistrat o creștere susținută începând din 2006, ce s-a accentuat considerabil începând cu cea de-a doua jumătate a anului 2007.

Creșterea bruscă a prețurilor a afectat mai multe produse în același timp: în mai puțin de un an, cerealele, carnea și produsele lactate au înregistrat creșteri procentuale semnificative. Dimensiunile și rapiditatea acestor creșteri ale prețurilor au dat naștere unor dezechilibre macroeconomice în întreaga lume.

Evoluțiile observate ale prețurilor sunt rezultatul unei combinații complexe de factori strucurali și de factori de natură temporară. Măsura în care fiecare factor explică majorările de prețuri variază în funcție de produsele de bază și de regiuni. Cauzele care au dus la creșterea prețurilor sunt substanțial diferite pentru anumite culturi. Majorările au fost determinate în mare parte de aspecte legate de ofertă. Creșterea cererii a jucat un rol secundar. Factorii legați de ofertă par să fi produs majorări de prețuri mai mari decât creșterea cererii.

Prețurile mari ale energiei afectează, de asemenea, prețurile produselor agricole. Astfel, unii analiști sunt de părere că majorarea prețurilor la energie are un efect mai important asupra prețurilor la produsele alimentare decât creșterea prețurilor produselor agricole de bază. Se afectează astfel prețurile la produsele alimentare în mod direct, făcând să crească prețul unor factori necesari producției cum ar fi îngrășăminte, pesticidele și

motorina, precum și costurile de prelucrare și transport. Prețul îngrășămintelor azotate a crescut cu 350 % din 1999, în mare parte din cauza costurilor legate de combustibil. Costurile transportului de marfă au crescut, de asemenea, în mod semnificativ. În mod indirect, creșterea rapidă a prețului petrolului brut face să crească și cererea de biocarburanți obținuți în special din rapiță, deoarece aceștia devin astfel un înlocuitor viabil pentru carburanții fosili.

Cererea de produse agricole de bază este influențată și de **apariția unor debușeuri comerciale alternative, în special piața biocarburanților**. Analizele Comisiei arată, însă că producția actuală de biocarburanți din UE are puține efecte asupra prețurilor mondiale actuale la produsele alimentare, întrucât biocarburanții folosesc sub 1 % din producția cerealieră a Uniunii. Consiliul European a stabilit un obiectiv vizând utilizarea a 10 % biocarburanți în transporturi până în 2020. O perioadă de adaptare atât de lungă se consideră că face improbabil ca acest obiectiv să aibă vreun impact asupra prețurilor actuale, iar criteriile de durabilitate propuse de Comisie vor reduce impactul viitor.

3. Analiza posibilităților de utilizare energetică a uleiurilor vegetale

Din considerente geo-politice și ecologice pe plan mondial se intensifică acțiunile de diversificare a surselor de energie, printre acestea numărându-se sursele regenerabile de natură vegetală.

Printre acțiunile de folosire a biomasei drept combustibil sunt și cele de utilizarea "uleiurilor" extrase din diverse sorturi de plante drept combustibil lichid (floarea-soarelui, soia, rapiță, germenii de porumb, in, șofrânel). În prezent aceste uleiuri sunt folosite în: industria alimentară, chimică, transporturi, etc. Uleiurile vegetale au în compoziție elemente care intră în reacție chimică cu oxigenul, reacție exogenă.

Uleiurile menționate au fost cercetate din punctul de vedere a domeniului în care au fost utilizate până în prezent. Au fost mai puțin cercetate din punct de vedere al utilizării lor drept combustibil lichid în scopul producerii de energie.

Date privind prețul mediu pe piață internă la floarea soarelui

Tabelul nr.2

Anul	UM	Preț mediu
2007	lei/kg	0,84
2008	lei/kg	1,12
2009	lei/kg	0,86
2010	lei/kg	1,19
2011	lei/kg	1,58

Sursa : INS

Situată privind schimburile comerciale intra și extracomunitare de floarea soarelui în perioada 2007-2011

Tabelul 3

Anul	Cant_IMP (to)	Val_IMP (mii euro)	Cant_EXP (to)	Val_EXP (mii euro)
2007	66.650,4	32.451,3	382.686,1	105.373,8
2008	89.576,4	52.219,5	471.391,2	192.248,7
2009	141.061,9	72.905,6	564.243,7	146.145,1
2010	208.284,0	109.721,4	557.409,3	214.803,9
2011	237.374,8	142.577,5	1.182.870,5	508.257,4

Sursa : Autoritatea Națională a Vămilor și I.N.S

Uleiurile au în componentă masă combustibilă, substanțe minerale necombustibile și apă. Masa "organică" este formată din elemente combustibile (C, H) și elemente necombustibile (O, N). Pentru a vedea cum se comportă aceste uleiuri în procesul de ardere, respectiv de folosire a lor drept combustibil lichid, este necesară cunoașterea caracteristicilor fizico-chimice care influențează desfășurarea diverselor faze ale procesului, caracteristici definite drept caracteristici energetice. Cunoașterea acestora și compararea lor cu caracteristicile combustibililor lichizi "clasici" permite alegerea economico-ecologică a tipului de instalație de ardere care poate utiliza uleiurile respective drept "combustibil lichid" și stabilirea, dacă este necesar, a unor modificări constructive care trebuie aduse instalației respective.

Cultura de floarea soarelui pe lângă calitățile incontestabile (rezistență la secetă, conținut înalt de ulei comestibil) are și un sir de neajunsuri vădite:

- slabă rezistență la boli;
- provoacă eroziunea solului;
- are o instabilitate vădită a productivității;
- nu poate reveni pe același teren în mai puțin de 6-7 ani fără riscul de a fi atacată de boli;
- necesită obligatoriu protecție chimică contra buruienilor și prelucrare mecanică între rânduri;
- necesită uscare după recoltare.

Conținutul de ulei brut obținut de la semințele de floarea soarelui variază între 35 și 40%. Conținutul de ulei în şrot este de 2,5 – 3%.

Uleiul din floarea soarelui este un amestec de 95% trigliceride și 5% acizi grași liberi.

Caracteristicile fizico-chimice și energetice indică:

- densitatea la 20°C , $0,92 \text{ kg/m}^3$;
- viscozitate la 20°C , 51 – 62
- temperatură de aprindere, $280 - 330^{\circ}\text{C}$
- putere calorifică inferioară, $37700 - 38700 \text{ kj/kg}$.

Concluzii

Plantele oleaginoase constituie în actualul cadru de dezvoltare a agriculturii din țara noastră un real potențial pentru energetică din surse regenerabile.

Dacă rapița este cu precădere destinată transportului, floarea soarelui poate fi utilizată cu succes în prelucrarea de energie.

Utilizarea culturilor energetice regenerabile creează doar aparent probleme de etică socială. Datele prezентate arată că suprafețele agricole scoase din circuitul alimentar sunt cu mult sub cele necultivate din anumite considerente. În plus unele culturi cu perenitatea de 1 an pot fi ușor redirecționate spre alimentație, în funcție de condițiile meteorologice ale anului agricol, cerințe la export sau al pieții propriu-zise.

MODELAREA PROCESULUI DE ARDERE A SORGULUI PRIN TERMOGRAFIE

Conf.dr.ing Mălina Prisecaru, as.drd.ing Mihaela Cristina Ciobanu, s.l.dr.ing Elena Pop
Universitatea Politehnica Bucuresti

During the last period of time, many types of sorghum have been farmed in the Romanian fields for energy production purposes. This paper has focused upon the experimental work involving sorghum primary preparation and optimization of its combustion process according to its provenience.

1.AVANTAJELE CULTURIOR ENERGETICE REGENERABILE DE SORG

Sorgul este o plantă productivă, nepretențioasă la fertilitatea solului, la secetă, implică cheltuieli minime pentru cultivare și prelucrare, e o plantă care nu produce pierderi, chiar și deșeurile fiind rentabile. În acest sens, sorgul a fost studiat din punct de vedere al performanței prin valorificarea terenurilor, profitabilitatea productiei, posibilitatea folosirii acestuia pentru obținerea de produse alimentare și non-alimentare, pentru hrana animalelor și nu în ultimul rând pentru obținerea și utilizarea industrială.

În România, suprafața cultivată cu sorg a scăzut semnificativ după anul 1989, dar avantajele cultivării acestei specii atrag tot mai mult atenția atât a agricultorilor cât și a persoanelor abilitate din domeniul industrial. Există un număr mare de soiuri și mai ales de hibrizi, destinate producerii de biocombustibil (bioethanol, combustibil solid etc) cât și pentru obținerea produselor destinate industriei alimentare și sectorului zootehnic.

Cultivarea sorgului pe suprafețe mari are pe lângă avantajele economice și avantaje din punct de vedere ecologic, deoarece ar putea rezolva parțial problema poluării aerului (1 ha de sorg absorbe anual din atmosferă până la 50-55 t de bioxid de carbon, în timp ce pădurile foioase absorb 16 t/ha/an, iar cerealele 3-10 t/ha/an). În contextul Protocolului de la Kyoto, Romania are șanse mari să câștige sume semnificative din cultivarea pe suprafețe mari a acestei plante.

2.OBIECTIVUL CERCETĂRII

Centrului de Cercetări Termice din Universitatea Politehnica București fiind dotat cu echipamente adecvate studierii din punct de vedere a valorificării energetice a combustibililor, a permis abordarea cercetărilor pentru studierea acestei plante drept combustibil. S-au analizat două tipuri de sorg, cuprinzând tulipa, panicul și frunzele, care vor fi denumite în continuare SORG 3 și SORG 4. Ponderea masică a acestor trei componente nu poate fi stabilită încă cu precizie, nici chiar pe cale statistică, astfel că s-a luat decizia de a se analiza chimic separat cele trei componente ale plantei.

Pentru aceste două tipuri de sorg s-a determinat analiza elementară, s-au definit posibilitățile de ardere directă și temperatura de înmuire a cenușii. Analiza a fost efectuată cu ajutorul unui aparat de tip COSTECH ECS 4010. Aparatul funcționează pe principiul chromatografiei produselor de ardere și identificarea acestora din punct de vedere cantitativ. Analiza ușuală s-a efectuat în două etape: în prima etapă s-au determinat următoarele elemente: carbon, hidrogen, sulf, azot, iar în cea de-a doua etapă, prin schimbarea coloanei chromatografice s-a determinat conținutul de oxigen. Prin analiza suplimentară în cuptor și etuvă a fost determinat și conținutul de steril, respectiv conținutul de umiditate totală. Pentru

cele două tipuri de sorg au rezultat analizele elementare prezentate în tabelele 1 și 2, pentru cele trei componente ale plantei (tulpină, frunze, panicule).

Tabelul 1. Analiza elementară pentru SORG 3

SORG 3	Wt	C	H	N	S	O	A	Q _{I an}	Q _{I ex}
	%	%	%	%	%	%	%	kJ/kg	kJ/kg
Frunze	9.53	46.93	6.09	2.1	-	29.4	10.94	18739	18761
Panicule	14.91	47.04	5.985	1.47	-	29.92	5.67	18474	18508
Tulpina	45.67	23.2	7.45	0.21	-	27.09	1.36	11445	11404

Tabelul 2. Analiza elementară pentru SORG 4

SORG 4	Wt	C	H	N	S	O	A	Q _{I an}	Q _{I ex}
	%	%	%	%	%	%	%		kJ/kg
Frunze	12.24	47.67	6.09	1.15	-	28.87	8.96	18977	19002
Panicule	13.07	46.2	6.4	1.78	-	34.54	2.9	18165	18198
Tulpina	40.08	29.29	8.19	0.21	-	24.78	2.43	14659	14612

Puterea calorică inferioară a materialului supus analizei a fost determinată cu un calorimetru PARR 6200. Valoarea rezultată pentru puterea calorică determinată experimental a fost verificată cu relația Mendeleev-Dulong, astfel încât să nu existe diferențe mai mari de 50 kJ/kg, conform procedurii standardizate. Pentru probele de putere calorică au fost elaborate câte 3 mostre/element structural, iar rezultatele au fost mediate.

După cum se poate constata din analiza tabelelor de mai sus, structura cea mai diferită apare în cazul tulpinei de sorg, caracterizată de o umiditate foarte mare în comparație cu restul componentelor. Conținutul de carbon este diminuat corespunzător. Cel mai redus conținut de steril este vizibil în cazul paniculelor. O observație importantă este aceea că probele au trebuit uscate natural în cameră timp de două săptămâni, deoarece umiditatea inițială de 60-65% era prea mare pentru a încadra sorgul drept combustibil solid. Este de semnalat faptul că sulful lipsește din componența oricărei structuri analizate. Toate valorile prezentate în tabele se încadrează în domeniul acoperit de literatura de specialitate.

3.EXPERIMENTĂRILE DE ARDERE

Încercările de ardere s-au făcut pentru două cazuri: arderea materialului combustibil în vrac și sub formă mărunțită.



Figura 1. Materialul vrac



Figura 2. Material mărunțit pregătit pentru ardere

Pentru arderea în vrac a fost utilizat un cazan de 55 kW (figura 3) dotat cu arzător pentru combustibil lichid și cu grătar pentru arderea combustibilului solid. Mai întâi s-a făcut alimentarea focarului cu combustibil de tip sorg, apoi amorsarea arderii cu combustibil lichid și continuarea procesului de ardere fără suport de combustibil lichid. Materialul în vrac a fost

introdus în focarul cazanului, arderea a fost amorsată cu arzătorul de combustibil lichid, după care sorgul a fost lăsat să ardă.

Pentru mărunțire a fost utilizată o instalație de tocata cu tambur acționat electric, de unde a rezultat un material combustibil cu o dimensiune medie de 10 mm. Arderea sub formă mărunțită s-a efectuat un cazan ERPEK de 30 kW, complet automatizat cazan prezentat în figura 4.



Figura 3. Vedere cazan PIFATI de 55 kW



Figura 4. Vedere a frontului cazanului ERPEK pregătit pentru testare

S-a constatat că procesul de ardere încetează imediat ce a încetat amorsarea cu combustibil lichid. Prin analiza stării focarului s-a constatat că umiditatea este prezentă sub formă condensată în cantitate foarte mare și acoperă suprafețele de contact între oxigen și elementele combustibile, împiedicând desfășurarea reacției de oxidare.

Pentru arderea sub formă mărunțită au fost necesare următoarele etape: mărunțirea combustibilului cu o instalație de tocata, arderea propriu-zisă.

Același fenomen negativ s-a observat și la încercarea de ardere sub formă mărunțită, datorită umidității ridicate și care acoperă practic întreaga suprafață.

Se remarcă faptul că fenomenul de acoperire cu umezeală a sorgului a fost mult mai puternic în cazul materialului mărunțit, decât în cazul celui vrac, deoarece suprafața de contact cu atmosfera a fost mult mărită prin mărunțire. Ca urmare s-a impus uscarea prealabilă a sorgului înaintea arderii.

Uscarea materialului combustibil s-a făcut treptat, prin uscare naturală fiind apoi testată capacitatea de aprindere din procesul de ardere directă. Procesul de uscarea s-a desfășurat în cameră uscată, iar repetarea procedurilor de testare s-a efectuat periodic. Procesul de ardere a fost amorsat începând cu o umiditate de 32-35%.

Dotarea instalației de testare se observă în figura 4; astfel pentru aprecierea calității flăcării a fost utilizată o videocameră în infraroșu CEDIP SILVER 420, iar pentru analiza de gaze au fost utilizate două analizoare de gaze HORIBA PG250 și AFRISO Maxilizer. În figurile de mai jos se poate observa cum se aprinde combustibilul (sorgul), iar flăcăra progresizează pe măsura ce crește temperatura.

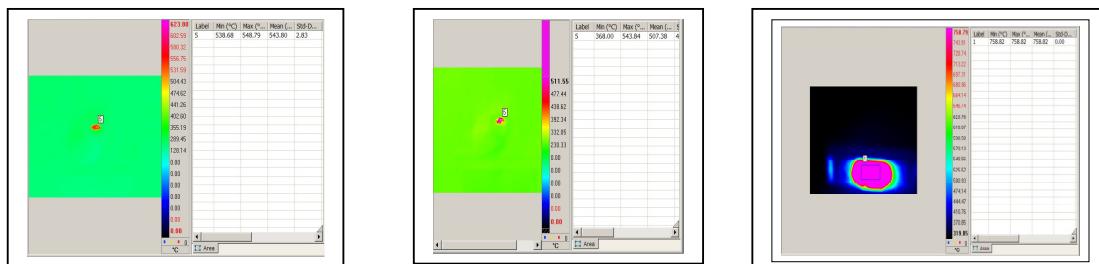


Figura 5. Spectrul evoluției arderii obținut prin înregistrare în infraroșu

În ansamblu, putem rezuma că procesul de ardere nu poate avea loc în condiții brute pentru sorg, deoarece umiditatea materialului testat pentru ardere a avut o umiditate prea mare (s-a demonstrat absoluta necesitatea a uscării sorgului înaintea arderii). Acest lucru a fost relevant prin analiza gazelor de ardere unde s-a constatat un conținut foarte ridicat de monoxid de carbon(CO) și prea mic de dioxid de carbon (CO₂). De asemenea valorile monoxidului de azot din gazele de ardere a fost scăzut, deoarece temperatura în flacără a fost prea mică. S-a demonstrat că dacă uscarea se face mai profund rezultatele se vor schimba. Acest lucru înseamnă că uscarea pe cale naturală nu este suficientă. Se poate spune că procesul de ardere nu a avut loc propriu-zis ci s-a produs doar o slabă gazeificare, în lipsa unei suprafețe de contact corespunzătoare dintre sorgul mărunțit și oxigen.

4. CONCLUZII

În urma cercetărilor în concluzie se poate afirma că:

1. Sub 17,5 % umiditate, sorgul se poate arde direct fără probleme deosebite (nu se poate utiliza arderea directă a sorgului în urma recoltării).
2. Soluția constructivă de ardere pe grătar și în suspensie este cea mai bună pentru arderea sorgului mărunțit. Aceasta constă dintr-un aruncător mecanic centrifugal care aruncă materialul combustibil după traiectorii parabolice; combustibilul arde parțial, iar apoi cade pe un grătar mobil cu mișcare de translație în sens invers celui de aruncare, unde arderea este apoi finalizată.
3. La puteri de peste 10 MW grătarul rulant poate lipsi, din cauza dimensiunilor mari ale focarului care permite arderea parțială în suspensie.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. A. Golabi and J. Smith, *Title of the book*, John-Wiley, 2003.
- [2]. A. C. John, Title of the conference paper, *Proc. Int. Conf. On Advances in Materials and Processing Technologies*, Dublin

DISPERSIA TURBULENTĂ A POLUANȚILOR DE LA SURSE LINIARE

Conf. dr. ing. Amado George ȘTEFAN Academia Tehnică Militară
Lt. ing. Constantin NISTOR Doctorand Academia Tehnică Militară

ABSTRACT

This paper presents the characteristics of turbulent motion, expressed by mean and fluctuating quantities. Root mean squared pulsation,, $\sqrt{v_x^2}$, $\sqrt{v_y^2}$, $\sqrt{v_z^2}$ one measuring the main parameters of turbulence, ie turbulence intensity. v' . Another way to characterize the turbulent system is the statistical correlation between the temporal and spatial velocity components of fluid particles. Molecular mechanism of diffusive transport and advection transport is characterized by the differential equation (13). Continue looking at the source is linear in two dimensions, with $D = \text{const.}$ a flow velocity uniform field $v = (U, 0, 0)$.

INTRODUCERE

Analiza difuziei turbulente este eficientă în evaluarea evoluției concentrațiilor de contaminanți, care sunt eliberați în mediul natural. Rezultatele cercetărilor sunt aproximative iar modelele matematice de difuzie turbulentă, în special modele de inginerie, prezic doar concentrații pe durată medie.

1 CARACTERIZAREA TURBULENȚEI

Atunci când viteza unui fluid crește peste o limită anumită, particulele lui nu-și mai mențin traекторiile de mișcare inițiale, ele trec neregulat, cu comunicare de impulsuri, sub formă de vârtejuri, dintr-un strat într-altul al fluidului. Această mișcare neregulată de particule de fluid se numește turbulentă. Pentru a descrie o astfel de mișcare, se folosesc între diferitele componente ale vitezelor fluidului relații statistice de corelație.

Dacă se consideră că viteza medie a fluidului într-o conductă este u și se notează cu v' pulsăția acestei viteze, atunci componentele vitezei momentane a fluidului după trei axe de coordonate rectangulare x, y, z (x fiind paralelă cu direcția curentului fluidului), sunt:

$$u_x = \bar{u} + v_x, \quad u_y = v_y, \quad u_z = v_z. \quad (1)$$

Valoarea medie a componentelor pulsăției vitezei fluidului este zero, adică

$$\bar{v}_x = \bar{v}_y = \bar{v}_z = 0, \quad (2)$$

Rădăcinile mediilor pătratelor pulsăților, $\sqrt{\bar{v}_x^2}, \sqrt{\bar{v}_y^2}, \sqrt{\bar{v}_z^2}$, sunt pozitive și pot fi măsurate cu anemometre cu fir cald. Aceste valori permit aprecierea unei dintre principalele parametri ai turbulentei, și anume intensitatea turbulentei .data de expresia:

$$v' = \sqrt{\frac{1}{3} \cdot (\bar{v}_x^2 + \bar{v}_y^2 + \bar{v}_z^2)}. \quad (3)$$

În cazul turbulentei izotrope, când $\sqrt{\bar{v}_x^2} = \sqrt{\bar{v}_y^2} = \sqrt{\bar{v}_z^2} = \sqrt{v'^2}$ intensitatea turbulentei este:

$$v' = \sqrt{v^2} . \quad (4)$$

De multe ori această intensitate a turbulentei este exprimată în procente din viteza medie a curentului și se numește intensitate relativă a turbulentei

$$\frac{v'}{\bar{u}} . \quad (5)$$

Un alt mod de caracterizare a sistemului turbulent îl constituie corelațiile statistice temporale și spațiale dintre componentele vitezelor particulelor din fluid. Dacă viteza unei mase elementare din curentul principal suferă la un moment dat o variație v_0 , iar după timpul t , o variație v_t între cele două variații se poate scrie corelația:

$$R_t = \frac{\overline{v_0 \cdot v_t}}{\sqrt{\overline{v_0^2}} \cdot \sqrt{\overline{v_t^2}}} . \quad (6)$$

După cum se observă din fig.1, corelația R_t variază de la valoarea 1, la $t = 0$, la valoarea zero la un timp oarecare, când între cele două componente ale vitezei orice relație statistică dispare. Suprafața de sub curba din figură exprimată de

$$\int_0^\infty R_t \cdot dt = t_0 \quad (7)$$

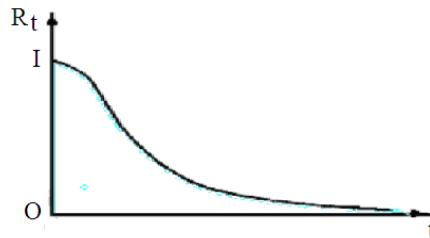


Fig. 1. Variația corelației R_t cu timpul t .

reprezintă o caracteristică temporală a sistemului.

O dimensiune caracteristică a structurii turbulentei este aşa-numita scară a turbulentei, dată în reprezentarea Lagrange de relația:

$$I_1 = v' \cdot \int_0^\infty R_t \cdot dt . \quad (8)$$

Dacă în loc să se considere vitezele la două momente diferite, se consideră vitezele în același moment, în două puncte diferite (la distanța r), se poate scrie corelația:

$$R_r = \frac{\overline{v_0 \cdot v_r}}{\sqrt{\overline{v_0^2}} \cdot \sqrt{\overline{v_r^2}}} , \quad (9)$$

iar dimensiunea caracteristică a turbulentei, denumită și scara Euleriană a turbulentei este

$$I_2 = v' \cdot \int_0^\infty R_r \cdot dr . \quad (10)$$

Această scară a turbulentei este funcție și de mărimea medie a vitezelor turbulente. Mărimea ei este determinată de dimensiunile sistemului (de exemplu, diametrul conductei) sau de mecanismele de producere a turbulentei (de exemplu, diametrul jetului sau mărimea ochiurilor grătarelor de producere a turbulentei).

Determinarea mărimii intensității turbulenței cu relația (4) și a scărilor turbulenței cu ecuația (8) și ecuația (10) contribuie la caracterizarea unei turbulențe izotrope. Pentru o turbulență anizotropă, expresiile celor trei dimensiuni caracteristice sunt mai complexe.

2. MECANISME DE AMESTEC ÎN FLUXURILE TURBULENTE

Fluxurile turbulente conțin mișcări neregulate pe o gamă largă de scale de lungimi și de timp. Problema majoră este legată de descompunerea rapidă și concomitentă a concentrațiilor contaminanților cu distanța de la sursă.

Transportul molecular în direcția axei Ox este dat de prima lege a lui Fick:

$$q = -D \cdot \frac{\partial c}{\partial x} \quad (11)$$

unde q reprezintă fluxul masic, adică masa transportată pe direcția x , prin unitatea de suprafață și unitatea de timp, c este concentrația masică, adică masa marcată din unitatea de volum și D coeficientul de difuzie.

Ecuația (11) poate fi scrisă sub formă

$$\bar{q} = -D \cdot \bar{\nabla} c, \quad \bar{q} = q_x \cdot \bar{i} + q_y \cdot \bar{j} + q_z \cdot \bar{k}, \quad \bar{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \cdot \bar{i} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \bar{j} + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \bar{k} \quad (12)$$

Într-un fluid în mișcare un mecanism major de transport are loc ca urmare a fluxului de difuzie (flux advectiv), notat în direcția Ox cu $\bar{u} \cdot \bar{c}$, sau în trei dimensiuni $\bar{v} \cdot c$.

Mecanismul de transport molecular difuziv și de transport advectiv se caracterizează de ecuația diferențială

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial c}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial c}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial c}{\partial z} = D \cdot \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right). \quad (13)$$

Această ecuație, cunoscută ca ecuația advectiv - difuzivă este analoagă cu ecuația diferențială a conduceției căldurii.

Coefficientul de difuzie moleculară, D , depinde de natura mediului în care se face dispersia cât și de substanță care difuzează. Astfel pentru difuzia soluțiilor slabe de NaCl în apă $D = 1.5 \cdot 10^{-9} [\text{m}^2/\text{s}]$, pentru gaze de difuzie în aer $D = 1.8 \cdot 10^{-5} [\text{m}^2/\text{s}]$.

În cazul difuziei turbulente se adoptă $c = \bar{c} + c'$, unde \bar{c} este valoarea medie a concentrației iar c' reprezintă fluctuația concentrației. Înținând seama de evaluările

$$\bar{u}' \cdot \bar{c}' \gg D \cdot \frac{\partial c}{\partial x}, \quad \bar{v}' \cdot \bar{c}' \gg D \cdot \frac{\partial c}{\partial y}, \quad \bar{w}' \cdot \bar{c}' \gg D \cdot \frac{\partial c}{\partial z}, \quad (14)$$

ca urmare a valorilor numerice mici ale coefficientului de difuzie D , prin mediere temporală a ecuației (13) rezultă

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial c}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial c}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial c}{\partial z} = - \frac{\partial}{\partial x} (\bar{u}' \cdot \bar{c}') - \frac{\partial}{\partial y} (\bar{v}' \cdot \bar{c}') - \frac{\partial}{\partial z} (\bar{w}' \cdot \bar{c}'). \quad (15)$$

în care se consideră $c = \bar{c}$, $u = \bar{u}$, $v = \bar{v}$, $w = \bar{w}$

În ecuația diferențială (15) se adoptă

$$\bar{u}' \cdot \bar{c}' = \varepsilon_x \cdot \frac{\partial c}{\partial x}, \quad \bar{v}' \cdot \bar{c}' = \varepsilon_y \cdot \frac{\partial c}{\partial y}, \quad \bar{w}' \cdot \bar{c}' = \varepsilon_z \cdot \frac{\partial c}{\partial z}, \quad (16)$$

unde ε este coefficientul de difuzie de vârtej. Relația (15) devine

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial c}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial c}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial c}{\partial z} = - \frac{\partial}{\partial x} \left(\varepsilon_x \cdot \frac{\partial c}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\varepsilon_y \cdot \frac{\partial c}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon_z \cdot \frac{\partial c}{\partial z} \right). \quad (17)$$

Coefficientul de difuzie de vârtej e se calculează, pentru difuzia în aer, cu relația

$$\varepsilon = \alpha \cdot L^{4/3}, \quad (18)$$

unde α este o constantă care depinde de rata energiei de disipare $(\alpha \in (0.002, 0.01) \text{ [cm}^{2/3}/\text{s}\text{]})$, iar L este o dimensiune a zonei de disipare în [cm].

3. CONCLUZII

În cazul sursei liniare continuie, în două dimensiuni, cu $D = \text{const.}$ se consideră un flux uniform cu câmpul vitezelor $\vec{v} = (U, 0, 0)$ reprezentat în fig. 2,

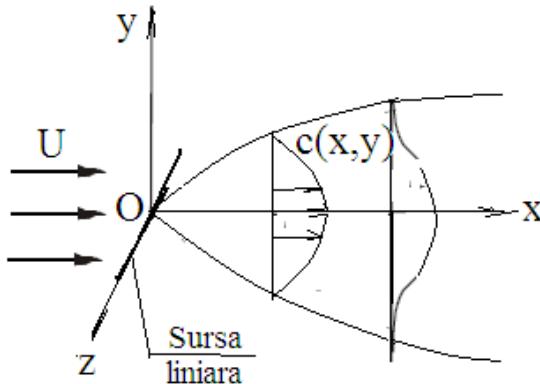


Fig. 2 Sursă de poluare liniară dispusă în lungul axei Oz

care prezintă distribuția de concentrație în planul xOy.

Debitul masic al poluantului Q_m pe unitatea de lungime și unitatea de timp se măsoară în $[\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})]$. Ca urmare a transportului difuziv, acesta se consideră mai semnificativă în direcția axei Oy. Ecuația staționară difuziv – advectivă unidimensiunala se deduce din relația (13) sub forma

$$u \cdot \frac{\partial c}{\partial x} = D \cdot \frac{\partial^2 c}{\partial y^2}. \quad (19)$$

În ecuația diferențială (19) se aplică transformarea $x = U \cdot t$, după care obținem

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D \cdot \frac{\partial^2 c}{\partial y^2}, \quad (20)$$

care are soluția

$$c(x, y) = \frac{Q_m}{\sqrt{4 \cdot \pi \cdot D \cdot x \cdot U}} \cdot \exp\left(\frac{-y^2 \cdot U}{4 \cdot D \cdot x}\right), \quad c(0, 0) = 0. \quad (21)$$

4. BIBLIOGRAFIE

- [1] Constantinescu, V., N., Găletușe, S., Mecanica fluidelor și elemente de aerodinamică, Editura D.P., București, 1983.
- [2] Constantinescu, V., N., Dănilă, S., Găletușe, S., Dinamica fluidelor în regim turbulent, Editura Academiei Române, București, 2008.
- [3] Crank, J., The Mathematics of Diffusion, 2nd ed., Oxford University Press, Oxford, 1975.
- [4] Nagendra, S., M., S., Khare, M., Line source emission modelling, Atmos. Environ., 36, 2002.
- [5] Ștefan, St., Ecuațiile mecanicii fluidelor, Editura A.T.M., București, 1996.

IMPORTANTĂ ECONOMICĂ A PLANTAȚIILOR ENERGETICE

Ing. Mihai Marius Toader

Direcția Agricolă Dâmbovița

1. Necesitatea culturilor energetice

Încălzirea globală este un fenomen incontestabil. Specialiștii de pretutindeni sunt de părere că efectul de seră se datorează cu precădere creșterii emisiilor de bioxid de carbon, deci trebuie acționat în direcția reducerii acestor emisii. Se știe, că cele mai multe emisii de bioxid de carbon rezultă în domeniul producției de energie.

Utilizarea resurselor energetice regenerabile din biomasă conduce la reducerea emisiilor de bioxid de carbon. Se cunosc mai multe resurse energetice regenerabile cu un bilanț al emisiilor de bioxid de carbon favorabil.

Din punctul de vedere al utilizării la timpul și locul dorit, sursa de energie cea mai bună este biomasa. Din acest motiv aceasta reprezintă și cea mai răspândită sursă de energie alternativă. (64% din totalul resurselor de energii verzi).

În domeniul agricol diferite plante au ajuns pe lista celor denumite generic „energo”, ca de exemplu rapița, soia, iarba energetică și diferite specii lemoase cum ar fi plopul salcâmul și salcia energetică.

Există însă specialiști sceptici în ceea ce privește urmările unei treceri masive în agricultură la producția de culturi energetice. Acești specialiști în domeniul agricol susțin că, datorită unor surse financiare mai mari, în energie există pericolul ca agricultura să se orienteze către producția de plante energetice în detrimentul producției agricole clasice, conducând astfel la criză alimentară. Specialiștii pro culturii energetice susțin că există mai multe milioane de hectare de terenuri nelucrate din care o parte s-ar putea utiliza pentru producții de plante energetice, fără a influența culturile agricole clasice. Aceste două păreri contrare se regăsesc și la nivelul UE, unde prin pârghia subvenționării sau nesubvenționării a unui produs se încearcă influențarea producției agricole.

În această luptă de idei salcia energetică este o soluție de compromis acceptat de ambele tabere, pentru că:

- Salcia energetică poate fi cultivată (chiar se recomandă) pe terenuri cu umiditate ridicată unde alte plante nu pot fi cultivate
- Salcia energetică nu reprezintă o concurență ci o alternativă în agricultură și face ca terenurile aflate în paragină să intre în circuitul agricol.

Cercetările cu salcia energetică se fac de peste 50 ani în Suedia, iar rezultatele au făcut ca mai multe specii (18 soiuri) să aibă înregistrare UPOV (Oficiul Comunitar pentru Protecția Soiurilor de Plante) și ca acestea să fie cultivate pe mai multe mii de hectare în aproape toate țările europene, aducând un aport deosebit pentru asigurarea bazei energetice a țărilor respective.

2. Avantajele economice a salciei energetice?

Salcia energetică se impune prin mai multe proprietăți incontestabile, cum ar fi:

- Creștere rapidă (3-3,5 cm/zi);
- Putere calorică ridicată (4900 kcal/kg);
- Adaptabilitate remarcabilă la condițiile climaterice;

- Recoltă importantă și constantă timp de 25-30 ani (25-30 to/ha/an);
- Cu excepția anului întâi, timp de 25-30 ani, nu necesită lucrări agricole deosebite;
- Recoltarea se face iarna (după căderea frunzelor), când atât forța de muncă cât și utilajele (mijloacele de transport) sunt mai puțin solicitate;
- Tocătura de salcie nu are nevoie de depozit acoperit, aceasta putând fi depozitată timp îndelungat în halde, fără a se deteriora

Efectele economice la nivel național pot fi însemnate doar în cazul în care se creează condiții benefice cultivării salciei energetice pe suprafețe mari.

În prezent în România există circa 500.000 ha terenuri cu umiditate ridicată, motiv pentru care acestea nu sunt cultivate și peste 1.000.000 ha diferite terenuri care sunt în paragină. Aceste terenuri reprezintă un potențial energetic deosebit, pe care s-ar putea cultiva plante energetice și în special salcie energetică, fapt care ar avea un aport economic deosebit și o influență deosebită asupra mediului.

Legea 220/2008 apărută în noiembrie, stabilește ca sarcină pentru „ministerul de resort” să elaboreze „norme și reglementări” pentru „acordarea de ajutoare nerambursabile proprietarilor plantațiilor de material lemnos, înfăptuite prin lăstărie, cu destinație energetică...”, dar până când nu este rezolvată existența unei structuri organizatorice cu sarcini precise și cu legislație clară (care să reglementeze condițiile de realizare ale plantațiilor), aceste sarcini rămân doar intenții frumoase.

3. Aspecte economice ale utilizării salciei energetice

Într-o ipoteză în care în România s-ar cultiva salcie energetică pe terenurile cu umiditate ridicată (500.000 ha), ce s-ar realiza în 10 ani, efectul în cifre s-ar prezenta în felul următor:

- Costuri pentru realizarea plantațiilor: 750.000.000 EUR;
- Biomasă obținută: 50.000.000 t/în primii 10 ani;
- Biomasă obținută pe durata plantației (25-30 ani): 300.000.000 t;
- Energia ce se poate produce din această biomasă: 1.046.000.000 MWh;
- Valoarea energiei produsă din biomasă: 83.680.000.000 EUR;

EVOLUTIA PRETURILOR LA BIOMASA

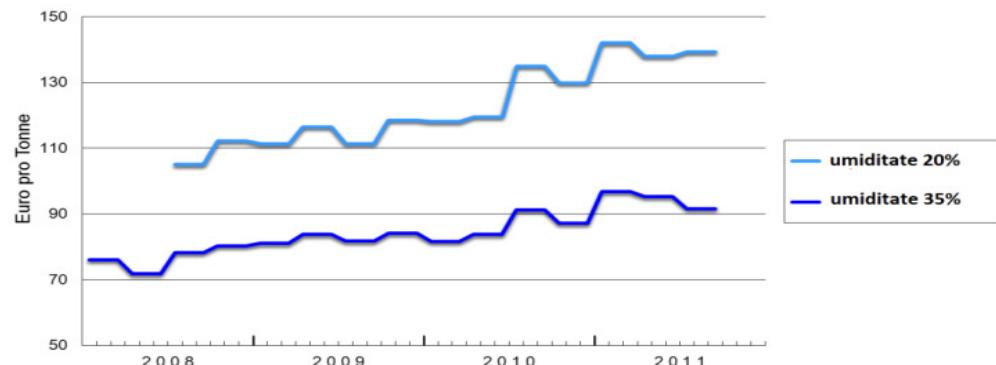


Figura 1. Evoluția prețurilor la biomasă

Aspecte sociale

- Pentru realizarea plantațiilor este nevoie de contribuția a cca 1.500 de oameni anual, timp de 10 ani;
- Prin producția de energie electrică din aceste plante se reduce necesarul de import de purtătoare de energii clasice, economie realizată prin utilizarea unor terenuri neutilizate și prin creșterea locurilor de muncă;

- Energia electrică produsă din biomasă conform Legii 220/2008 este „premiată” cu 3 Certificate Verzi pentru fiecare MWh produsă, deci s-ar obține 3.138.000.000 de Certificate Verzi ale căror valorificare către alte țări reprezintă un venit important;
- Prin creșterea plantațiilor energetice s-ar reduce presiunea asupra pădurilor (prin obținerea de material lemnos pentru încălzire);
- Plantații energetice se pot realiza și în zonele miniere unde forța de muncă se poate recalifica. Acoperirea cu salcie a haldelor de lângă mine este o practică curentă în multe țări, realizând astfel o îmbunătățire a mediului;
- Plantațiile de salcie energetică reprezintă o soluție pentru utilizarea nămolului rezultat în cantități tot mai mari lângă stațiile de epurare, datorită capacitatei salciei de a prelua anual 20-30 t/ha de nămol;



Figura 2. Cultura de salcie

În urmă cu cinci ani a fost cumpărată o licență pentru România, s-au preluat tehnologiile, s-a realizat o pepinieră de 12 hectare, s-au obținut aprobările de la Inspeția Națională Pentru Calitatea Semințelor, s-au înființat plantații cu rezultate foarte bune, însă extinderea lor pe scară largă este imposibilă fără o reglementare și fără subvenționare.

5. Cerințe în cultura salciei energetice

Da! Salcia energetică este o plantă care în anul întâi necesită o atenție deosebită. Trebuie pregătit solul în mod corespunzător, iar după plantare acesta trebuie îngrijit, astfel încât plantația să fie curată.

Recolta în anul întâi este de cca 10 % din recolta unei plantații mature (o plantație se consideră matură din anul trei), pentru că în această perioadă se dezvoltă rădăcina. După anul întâi însă plantațiile de salcie energetică au nevoie de intervenții neînsemnante (administrare de îngrășăminte, recoltare) și acesta timp de 25-30 ani.

Cu toate că plantațiile energetice prezintă o serie de avantaje economice și în același timp aduc beneficii incontestabile mediului, însă la noi în țară evoluția lor este foarte lentă deoarece:

- lipsește un organ guvernamental care să aibă preocuparea exclusivă a energiilor regenerabile. În țările amintite aceste probleme sunt rezolvate și efectul se simte prin creșterea suprafețelor plantate;
- lipsa unor legi, care să reglementeze:
 - Condițiile de realizare ale plantațiilor;
 - Subvențiile plătite și condițiile obținerii acestora;
 - Stabilirea sistemului de urmărire al realizării plantațiilor, a utilizării în scopuri energetice a materialului lemnos obținut.



Figura 3. Operații de recoltare

În majoritatea țărilor, aceste reglementări au fost rezolvate printr-o Hotărâre de Guvern, completată de un Ordin al Ministrului Agriculturii. Condițiile sunt aproape identice în fiecare țară membră al UE, respectiv cei care realizează o plantație energetică primesc ca subvenție 50% din costul plantației, dacă:

- Fac dovada proprietății terenului (sau a unei arendări pe termen lung);
- Prezintă dovada de proveniență a butașilor (dintr-o pepinieră autorizată);

Prezintă un contract cu un utilizator.

În toate țările utilizatoare de salcie energetică există și un control sever asupra respectării condițiilor impuse (register complete de producători, acte de proveniență ale materialului săditor etc). Din cauza lipsei legislației este foarte greu de a cumpăra licențele pentru diferite soiuri, proprietarii de drept refuzând vânzarea în România temându-se că va scăpa de sub control cultivarea soiurilor cu înregistrare UPOV (Oficial Comunitar pentru Protecția Soiurilor de Plante). Problemele nu au fost rezolvate nici prin Măsura 121 a Ministerului Agriculturii.

În prezent în România există peste 80 de firme sau persoane fizice care au trecut la realizarea plantațiilor de salcie energetică, dar din lipsa subvențiilor aceste parcele se limitează la circa 600 ha, având mai degrabă un caracter de probă (plantații de test).

DISTRIBUȚIA CONCENTRAȚIEI SUSPENSIILOR ÎNTR-UN DECANTOR LONGITUDINAL

Drd. Ing. Zmărăndescu I. Mariana

Drd. Ing. Zmărăndescu Gh. Sorin

Abstract

Using FlexPDE program to see distribution suspension during sedimentation in a longitudinal settler sludge concentrator is used as a real help in its calculation and design. For these program start from the equation of the concentration distribution in aqueous suspensions.

1. SOLUȚIA ECUAȚIEI DE REPARTIȚIE A CONCENTRAȚIEI

Soluția este dată de integrarea numerică a ecuației cu derivate parțiale a curgerii fluidelor polifazate prin metoda elementului finit pentru decantorul longitudinal.

Distribuția de concentrație, în cazul curgerii permanente prin decantor este:

$$[\rho_s u_s^2 - \rho_f u_0^2] \frac{\partial C}{\partial x} + \rho_s u_s w \frac{\partial C}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial x} - \eta_f u_0 \left[\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right]$$

(1.1)

Această ecuație dă soluțiile de distribuție a concentrațiilor particulelor solide prin decantorul longitudinal. Aceste curbe se obțin prin integrarea ecuației cu derivate parțiale prin metoda elementului finit în bidimensional. Ecuația generală de mai sus se poate rezolva numeric prin utilizarea programului FlexPDE.

Într-o primă aproximare se caută o soluție numerică, prin metoda elementului finit la ecuația simplificată.

Pentru modelare s-a considerat o secțiune verticală a unui decantor longitudinal deoarece mișcarea se reproduce identic în toate planurile paralele cu acesta. Un plan de acest fel este cel de sedimentare într-un bazin de decantare. Acest domeniu a fost conceput sub forma unui poligon dreptunghic ABCD cu următoarele dimensiuni (fig. 1.1):

- lungimea decantorului $L = 60$ m;
- lățimea decantorului $B = 6$ m;
- adâncimea decantorului $h = 3$ m.

Pentru modelare se consideră că la Stația Arcuda în decantorul cu volumul $V = 1080$ m^3 intră apă cu un debit de $Q = 0,08$ m^3/s cu o concentrație de suspensii de 200 mg/l cu densitatea de $\rho_s = 1080$ kg/m³.

Pe radierul decantorului, marcat în (fig. 1.1) cu AB, suspensile solide se depun sub formă de nămol cu concentrația de 5300 mg/l (coresponde la o concentrație volumică de 2%, nămolul ieșe din decantor cu o umiditate de cel puțin 98%).

În zona AD a decantorului intră debitul de influent $Q = 576$ m^3/h cu o concentrație de 200 mg/l în apă brută.

În zona CD apa brută din decantor are contact cu aerul atmosferic, linia CD reprezintă suprafața apei din decantor.

Viteza particulei solide s-a considerat: $u_s = 0,91 u_0$ și deci viteza relativă dintre faze este dată de: $v_f = u_0 - u_s = 0,09 u_0$

Pentru sedimentare s-a considerat că se vor depune particulele cu o viteză mai mare decât încărcarea hidraulică de suprafață sub forma: $w = 1,095 w_s$

Pentru integrarea numerică prin metoda elementului finit a ecuației cu derivate parțiale se formulează următoarele condiții la limită:

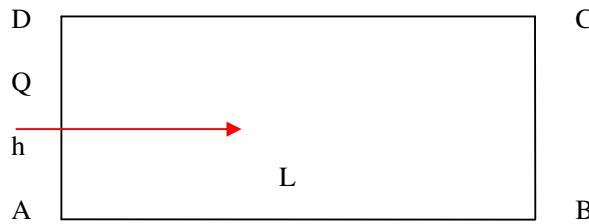


Fig. 1.1 Bazinul de sedimentare (decantor longitudinal), secțiune în plan vertical

1. pe latura AD, concentrația de suspensii din apă brută este de 200 mg/l , concentrație de tip Dirichlet;
2. pe latura DC, concentrația în suspensii din apă brută este $C = 20 \text{ mg/l}$, ipoteză care asigură valoarea impusă de condițiile de puritate ale apei tratate, condiție Dirichlet;
3. pe latura BA, suprafața de fund a decantorului, se impune condiția de realizare a concentrației maxime a suspensiilor în nămolul care să corespundă unei umidități reale de extragere de 98%, condiție Dirichlet;
4. pe latura BC, marginea verticală a decantorului la care domeniul mediului apos este mărginit de latura din beton a bazinei de sedimentare se impune o condiție și anume să nu existe schimb de suspensii cu materialul de construcție $\frac{\partial C}{\partial z} = 0$, condiție tip Neumann.

Pentru condiția inițială se dă valoarea concentrației la momentul $t = 0$. Se consideră că la momentul inițial, când se aplică injecția de debit încărcat cu suspensiile solide, concentrația este:

$$C|_{t_0=0} = 0$$

Această condiție este justificată de situația în care se amorsează funcționarea decantorului pentru că la regimul de curgere există o concentrație în orice moment de timp.

Aplicația programului FlexPDE este prezentă în continuare, iar rezultatele în *fig. 1.2*.

Înaintea aplicării acestui program vom măsura turbiditatea (concentrația în suspensiile) a amestecului apă-nămol (nămol umed) la intrare și la ieșire, turbiditatea apei semilimpezite, cu ajutorul unui turbidimetru HACH 2100 AN, prin metoda ISO 7027, rezultatele obținute sunt prezentate în tabelele de mai jos. Amestecul apă-nămol are o concentrație de sulfat de aluminiu de 5mg/l, care ajută procesul de decantare.

Nr. determinare	Turbiditatea apei la intrare în decantor	Turbiditatea apei la ieșire din decantor
1	680 NTU	24 NTU
2	752 NTU	28 NTU
3	690 NTU	32 NTU
4	880 NTU	25 NTU

NTU reprezintă grade de turbiditate nefelometrică.

2. APICAREA PROGRAMULUI FLEXPDE PENTRU DECANTOARELE LONGITUDINALE

TITLE 'Distribuția concentrației suspensiilor într-un bazin de sedimentare'

VARIABLES

C

DEFINITIONS

Q=0.08 {debitul de apă uzată, influent, m³/s}
L=60 {lungimea bazinei de sedimentare, m}
B=6 {lățimea bazinei de sedimentare, m}
H=3 {adâncimea bazinei de sedimentare, m}
Ros=1080 {densitatea particulelor solide, kg/m³}
Rof=1000 {densitatea apei, kg/m³}
g=9.81
eta=10^{-0.5}
u0=Q/(B*H) {viteza orizontală a apei, m/s}
a=(ros-rof)/rof
ws=Q/(B*L) {încărcarea hidraulică de suprafață, m/s}
us=0.910*u0
w=5.095*ws

INITIAL VALUES

C=0

EQUATIONS

{(ros*us-rof*u0)*dt(C)+}(ros*us²-rof*u0²)*dx(C)+ros*w²*dy(C)=-eta*u0*(dxx(C)+dyy(C))

BOUNDARIES

REGION 1

START(0,0)

Value(C)=0.2

line to(0,-H)

natural(C)=0

line to(L,-H)

natural(C)=0

line to(L,0)

value(c)=0.01

line to close

MONITORS

for cycle = 5

contour(C)

PLOTS

{for t=0 by 0.1 to 2}

contour(C)

zoom(0,-H,L,H)

contour(C)

END

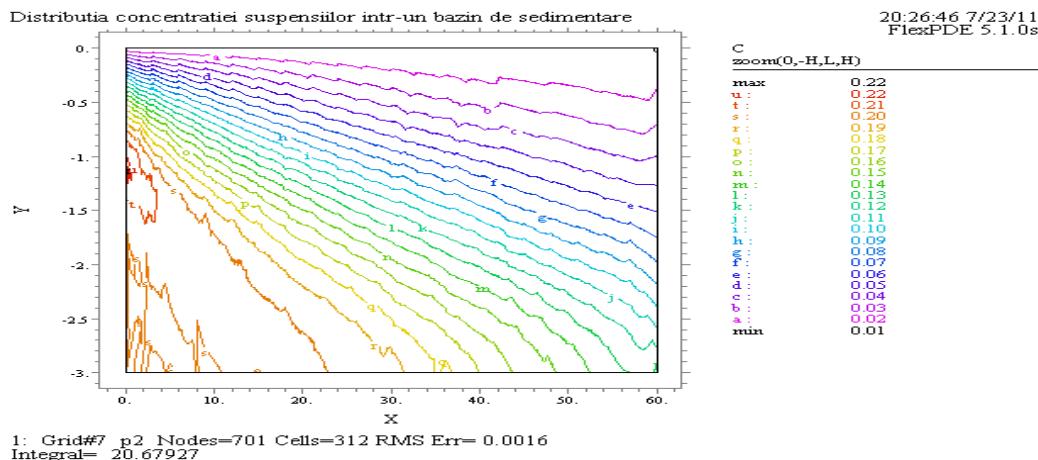


Fig. 1.2 Repartiile de concentrație pe lungimea bazinului

Rezultatele obținute se compară prin modelarea procesului de sedimentare prin metoda originală cu cele rezultate prin aplicarea procesului Setting Specialist și cu realitatea experimentală. Deducem că metoda propusă, dedusă pe baza ecuației de curgere a fazei fluide care asigură transportul materialului solid și a ecuației de mișcare a granulelor, conduce la rezultate mai apropiate de realitatea experimentală deoarece:

- apare o mai mare uniformitate a stratului de nămol depus pe fundul decantorului cu reducerea înălțimii acestuia spre zona lungimii maxime;
- se remarcă o scădere treptată a concentrației pe verticală bazinului în sens ascendent, dar și o apă limpezită la suprafață;
- apare zona de apă limpezită în straturile superioare ale decantorului ;
- se formează suprafața de separație dintre nămol și stratul de apă limpezită în conformitate cu teoria fluxului;
- în zona de descărcare a nămolului către bașă se remarcă formarea stratului de nămol cu pantă de cădere a acestuia către domeniul de colectare și evacuare. Pentru a identifica forma optimă de decantor longitudinal au fost efectuate mai multe calcule la diferite dimensiuni ale bazinului de sedimentare.

3. CONCLUZII

Sedimentarea într-un decantor longitudinal este foarte bună, rezultatele experimentale arătând acest lucru. Cantitatea cea mai mare de suspensii este depusă în prima jumătate a lungimii decantorului.

Particulele suspensionale cele mai fine se depun spre ieșirea decantorului, ele necesitând un timp mai îndelungat de decantare.

Nămolul rămas pe fundul decantorului poate fi supus procesului de fermentare în vederea obținerii gazului metan.

4. BIBLIOGRAFIE

- [1] Cussler, E.L., *Diffusion-Mass transfer in fluid systems*, Cambridge University Press, 1984.
- [2] Vaicum, L.M., *Epurarea apelor uzate cu nămol activ*, Editura Academiei, București, 1981.
- [3] Robescu, D., Verestoy, A., Lanyi, S., Robescu, D., *Modelarea și simularea proceselor de epurare*, Editura Tehnică, 2004.

PAPERS TE-RE-RD 2012

**First International Conference of Thermal Equipment,
Renewable Energy and Rural Development**



ACTIVE SOLAR ENERGY SYSTEM INTEGRATED IN THE FIRST OFFICE PASSIVE BUILDING FROM ROMANIA

Mihai-Cristi Ceacaru^{1(a)}, Alexandru Tudor^(a), Nicolae Rotar^(a), Ruxandra Crutescu^(b), Marin Crutescu^(c), Viorel Badescu^(a)

a) Polytechnic University of Bucharest, b) Passivhaus Bragadiru S.R.L.,
c) S.C.AMVIC S.R.L.

ABSTRACT

This work starts with a brief introduction reminding the characteristics of a passive building. In the next section, we describe the passive office building AMVIC. The passive office building AMVIC (2086 square meters) is a building which belongs to the Passivhaus Bragadiru S.R.L. This office building was opened in February 2009 and was built based on passive house design solutions. After this short presentation of the office building that meets the criteria and the characteristics of a passive building, we describe in detail an active solar energy system. This solar installation is used for water heating consumption. This description of the system includes presentation in detail of all its components, such as solar collectors or storage tanks. Also we present some specific information about this system, like automation system of the solar installation. Related also to solar installation, we put into evidence a sensor (placed 1 meter above building's roof) which measures the global solar irradiance. We present in details this sensor and the data delivery system.

1. INTRODUCTION

Passive buildings are buildings which assure a comfortable indoor climate in summer and in winter, without needing a conventional heating system [1]. To be possible, annual demand for heating the building must not exceed 15 kWh / (m²/ year) [2]. Another limitation imposed on passive building refers to the total consumption of conventional energy obtained, directly or indirectly, from fossil fuels, as energy for home heating, hot water, lighting, commissioning of electrical equipment which must not exceed 120 kWh / (m²/year) [2].

In this paper we make a brief description of the first Romanian passive office building, headquarter of AMVIC Company, who is also the owner of this investment. Also we focus on solar installation integrated in this building, automation system integrated in the active solar energy system, on solar radiation sensor which measures the global solar irradiance and we present some graphical results reliance on data measured by this sensor.

2. Passive building AMVIC

AMVIC Ltd is the first Romanian producer for insulated concrete forms for low-energy and passive buildings. The AMVIC office building was built based respecting the passive building design - German standard, developed by Passivhaus Institut of Dr. W. Feist – Darmstadt. Location is in Bragadiru, a city 10 km far from downtown Bucharest and it has 2086 square meters usable area [3]. The AMVIC building consists of 5 levels – ground floor and first till third floor with offices destination and the fifth floor with residential destination – one apartment with 2 rooms- 2 baths and kitchen, 4 one-room apartments, and a common living room with an integrated small kitchen. The building has integrated many systems that are using energy from renewable sources, such as it is the active solar energy system.

¹Polytechnic University of Bucharest, Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics, Department Thermodynamics, street Splaiul Independentei 313, city Bucharest, Romania, phone: 0040/ 0785696792, mail: ceacarumihaicristi@yahoo.com

3. Active solar energy system

The integrated active solar energy system from this building is used to prepare hot water intended for consumption at the residential 5th floor and also for the offices areas when necessary. Technical room of solar installation is located on the 5th floor of the AMVIC building. It has dimensions of 7.1 m (length) by 1.56 m (width). The main components of the active solar energy system are: the solar vacuum collectors, the circulation pumps and two storage insulated tanks. In Fig.1 we can see a picture with the AMVIC building, where we can observe the solar vacuum collectors and the solar radiation sensor.

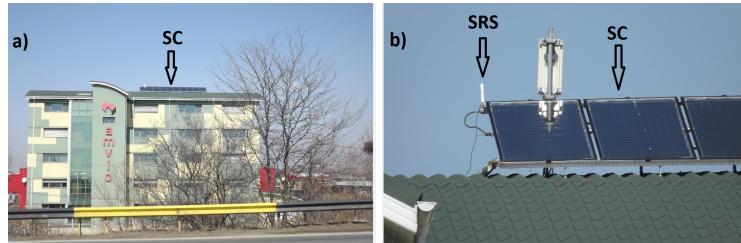


Fig 1: a) The AMVIC office building – main facade in south-east orientation, b) solar radiation sensor (placed 1 meter above building’s roof): SC - solar vacuum collectors, SRS – solar radiation sensor

In addition to these main components, the solar installation has also secondary components such as: expansion vessels and valves. In fig.2 we can see a scheme where we can observe: all the components of the system, the automation system integrated in the active solar energy system, the solar radiation sensor and the measurement system.

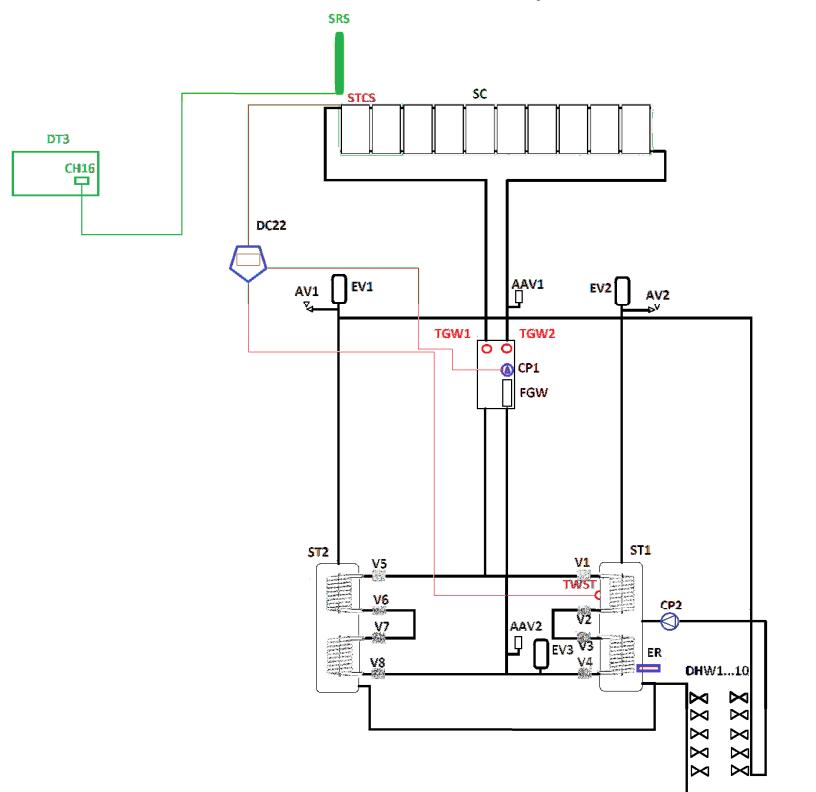


Fig.2: General scheme representing: all the components of the solar system, automation system (red) integrated in the active solar energy system, solar radiation sensor and measurement system (green). For understanding acronyms please read Table 1

In Table 1 we see the acronyms for all the components represented in Fig1.

Table 1: Components of the system and acronyms

Components of the system and acronyms	
Components	Acronyms
solar vacuum collectors	SC
storage tanks	ST1,ST2
circulation pump	CP1,CP2
controller	C1,C2
electrical resistance	ER
expansion vessel	EV1,EV2,EV3
valve	V1,V2,V3,V4,V5,V6,V7,V8
automatic air vent	AAV1,AAV2
adjustable valve	AV1,AV2
flow meter for the glycolate water	FGW
tapes of users	DHW1,DHW2,DHW3,DHW4,DHW5,DHW6,7DHW,DHW8,DHW9,DHW10
solar radiation sensor	SRS
data logger	DT3
channel 16	CH16
thermometer for the glycolate water	TGW1,2
thermometer for water from storage tank	TWST
thermometer solar collector	STCS

Next we present the main components that form this system.

3.1. Solar vacuum collectors

System has integrated 10 flat-plate vacuum collectors, with flanged connections. A solar collector consists of a compact pressed metal casing to which a safety solar glass that it is attached by a frame of noncorrosive aluminum profiles. The absorber, made of a specially shaped Al – Mg metal sheet with high-selective conversion layer, spans the copper pipe meander [4]. In table 2 we can see other characteristics of solar vacuum collectors.

Table 2: Characteristics of a solar vacuum collector [4]

Specific characteristics of a solar collector	
gross surface area	2.03 m ²
absorbing surface area	1.75 m ²
linkage size	1040x2040 mm

Glass cover thickness	4 mm
-----------------------	------

3.2. Storage tanks

In the solar installation are integrated two storage tanks: one of 500 L and another of 300 L provided both with double coils. These double coils for each tank are connected to enlarge transfer surface. These tanks are insulated with aluminum coated polyurethane hard foam [5]. Fig.3 shows the two storage tanks.



Fig.3 Picture representing the storage tanks

The storage tank of 300 L was added because of the surplus of hot water which occurs during summer and it is opened manually in this season. The storage tank of 500 L is provided with an electrical resistance of 2 kW. This is used when the solar installation, caused by the bad weather, can not produce the hot water at the required temperature – for example when it happens to be more than 3 days of cloudy sky, it's raining or it's snowing more than 3 days, generally, when solar radiation is missing and can not be captured for a period. In table 3 we can observe the geometrical characteristics of these two tanks.

Table 3: The dimensional characteristics of the storage tanks [4]

	Storage Tank of 300 L	Storage Tank of 500 L
Nominal Capacity	300 L	500 L
Actual Volume	287 L	481 L
Weight	143	205
Height	1.450 mm	1.710 mm
External Diameter	660 mm	760 mm

3.3. Circulation Pumps

The active solar energy system has as components two circulation pumps, one placed on the circuit solar vacuum collectors - double coils of the two storage tanks and another placed on the circuit storage tanks - users. Both pumps were bought from the company Grundfos [6]. These pumps are provided with a speed regulator with three levels. This allows to setting up the fluid velocity. In fig. 4 we can observe a general view of the circulation pump placed on the solar vacuum collector circuit - double coils of the two storage tanks.

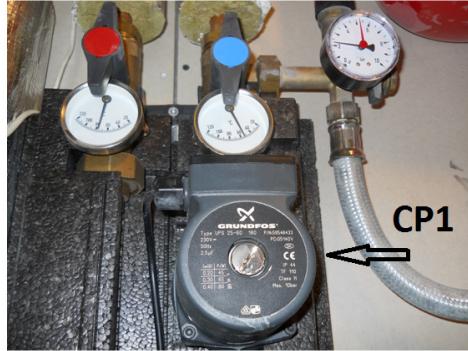


Fig 4: General view of the circulation pump (CP1) placed on the circuit solar vacuum collectors - double coils of the two storage tanks

3.4. Automation system integrated in the active solar energy system

The automation system compares the output temperature of solar vacuum collectors (SC) with water temperature from the storage tank of 500 L (ST1). This is done with a controller (manufactured by company Thermo Solar, model DC22) [4]. Fig.5 represents a picture of this controller. If output temperature is lower than the water temperature in ST1, this controller sends a stop signal to the circulation pump CP1 and if the output temperature of SC is higher than the water temperature from ST1, CP1 restarts. In fig.2 we can see with red color the automation system.



Fig.5: Picture of the controller: DC22- the controller

3.5. Solar radiation sensor and measurement system

The solar radiation sensor (placed 1 meter above building's roof, in fig.1 we can see the sensor) is actually a pyranometer, manufactured by company Environdata Environmental Monitoring and Management from Australia [7]. It has been designed for recording sunshine as well as total incident solar energy. Cosine correction is achieved by shaping a teflon diffuser and accurately housing this inside an opaque cylinder. A silicon photovoltaic cell is mounted inside the diffuser. This combination provides a standardized reading equivalent to radiation falling on a non-reflective, flat surface. The measurement system in fig.2 is represented by green color. Data emitted by the sensor are transmitted to a data logger (the measurement system for all installations of AMVIC building includes three data loggers, in our case is discussed data logger 3 - DT3) where it can be downloaded to the computer with a software called MS Plus (Measuring System Plus) [8]. This sensor is connected to channel 16 of DT3.

4. Results

In the following we present graphically the raw data (fig.6a) from the radiation sensor and results of solar global irradiance from this data (fig.6b).

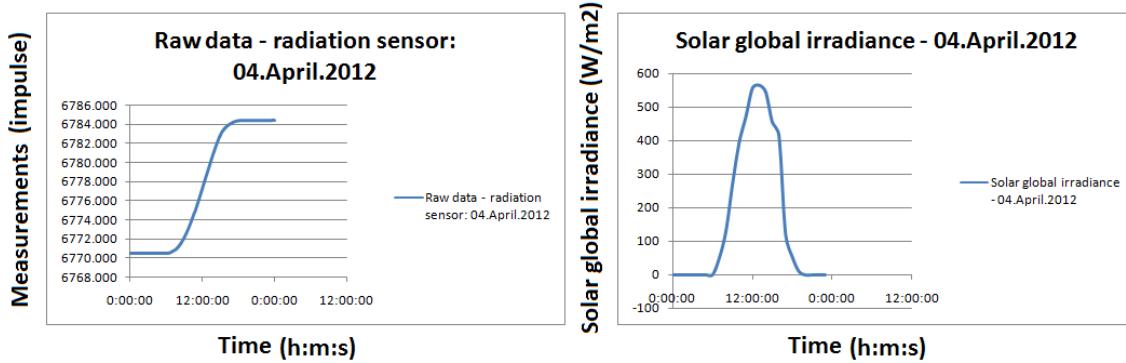


Fig.6: a) The raw data measured by the radiation sensor: 04 - April – 2012, b) Results of solar global irradiance: 04 – April - 2012

In order to calculate the solar global irradiance, it is taken into account that: 1 impulse = 200 Joules [7]. It can be seen from both graphs that at night, the sensor does not record impulses. Thus, the last measured value at sunset remains constant during the night (fig.6a). The sensor starts the impulse recordings at sunrise.

5. Conclusions

This work contains the following plan of composition: a brief introduction reminding the characteristics of a passive building, description of the active solar energy system (includes presentation of the main components, such as solar vacuum collectors and storage tanks), also we present some specific information about this system like: automation system integrated in the active solar energy system, solar radiation sensor and measurement system, Finally, as an example we present some graphical results of raw data and solar global irradiance.

References

- [1] The Passive House standard, www.passivhaus.de
- [2] Badescu V., Sicre B., Renewable energy for passive house heating Part I. Building description , Energy and Buildings 35, 1077–1084, 2003.
- [3] Badescu V., Laaser N., Crutescu R., Crutescu M., Dobrovicescu A., Tsatsaronis G., Modeling, validation and time-dependent simulation of the first large passive building in Romania, Renewable Energy, 36, 142-157, 2011.
- [4] Thermo/Solar Ziar s.r.o., www.thermosolar.sk.
- [5] Rehau Unlimited Polymer Solutions, www.rehau.com.
- [6] Grundfos, www.grundfos.com.
- [7] Envirodata Environmental Monitoring and Management, www.envirodata.com.au.
- [8] Comet System s.r.o., www.cometsystem.cz.

ENETRAP's II INITIATIVES ON ATTRACTING A NEW GENERATION OF RADIATION PROTECTION SPECIALISTS

Prof.dr.ing. Mihail Ceclan¹, dr. P. Livolsi², Conf.dr.ing. Rodica Elena Ceclan¹,
and dr. Cintya Réaud³

¹University Politehnica of Bucharest, Romania, ²CEA-INSTN, Grenoble, France,

³CEPN, Fontenay-aux-Roses, France

ABSTRACT

Today's challenge in the field of radiation protection (RP) involves measures to make the work in radiation protection more attractive for young people, to provide attractive career opportunities, and to support the young students and professionals in their need to gain and maintain high level knowledge in radiation protection.

Within European Network for Education and Training in Radiation Protection II (ENETRAP II) project a special attention is given to attract a new generation of professionals in RP.

The primary activities for building a strategy for attracting young people to the application fields of ionizing radiation and radiation protection in ENETRAP II were based on several case studies:

- surveying national and international initiatives for attracting young people to develop an interest in radiation protection;
- analysing human resources (HR) shortage in RP and defining suitable measures for addressing the human resources (HR) shortage in RP;
- designing The Radiation Protection Action Plan for providing continuous professional development for science teachers and early-stage radiation protection researchers;

The case study on the Analysis of HR shortage in RP was done in order to find the causes of HR shortage in RP and to define suitable measures to recruit and educate young people as experts, technicians and skilled staff in the radiation protection field.

The main findings on HR shortage in RP and on measures to address HR shortage in RP, emphasis the trend of young people turning away from science.

In order to reverse the trend of young people turning away from science it is necessary to attract more young people by awaking their interest in radiation applications and radiation protection already during their schooldays and later on during their out-of-school education (university or vocational education and training) by rethinking the RP teaching in schools.

Key words:

radiation protection, radiation applications, trend of young people turning away from science, Science-Technology-Engineering and Mathematics (STEM) profile, high school science/STEM teachers, high school students, early-stage researchers

1. Introduction

Today's challenge in the field of radiation protection involves measures to make the work in radiation protection more attractive for young people and to provide attractive career opportunities, and to support of young students and professionals in their need to gain and maintain high level knowledge in radiation protection.

Within ENETRAP II project a special attention was given to reverse the trend of young students from schools turning away from scientific disciplines such as Radiation Protection, and to attract a new generation of professionals in RP.

In order to meet the above objective, was developed a strategy on attracting of young students to RP.

The primaries activities for building the strategy for solving the issue mentioned above were based on several case studies.

In order to meet RP future needs, it is necessary to attract more young people by awaking their interest in radiation applications and radiation protection already during their schooldays and later on during their out-of-school education (university or vocational education and training).

The main achievements on attracting a new generation of radiation protection professionals were:

- the development of a coordinated approach on attracting a new generation of radiation protection professionals;
- the "RP Window" development as a tool for communication improvement with a large range of young people;
- the RP Action Plan development as an ENETRAP's II tool to support the targeted groups (high school science teachers&students, and early-stage researchers);
- the first ENETRAP II action in supporting the high school students to understand the excitement and opportunities that RP can offer them was the collaboration with French network-dedicated to **high school students** "*Les ateliers de la Radioprotection*" for organizing of the 2011 edition of "*Les ateliers de la Radioprotection*" held in Grenoble, in March 2011.

2. Discussions

2.1 Research method

In order to develop of a coordinated strategy on reversing the trend of young students from schools turning away from science and RP, and to attract a new generation of professionals in RP, we used the interpretive case study method [1].

The primary activities for building the strategy to attract young students to the application fields of ionizing radiation and radiation protection were based on several case studies [2]:

- surveying national and international initiatives for attracting young people to develop an interest in radiation protection;
- analyzing human resources (HR) shortage in RP and defining suitable measures for addressing the HR shortage in RP;
- designing The Radiation Protection Action Plan for providing continuous professional development for science teachers and early-stage radiation protection researchers;

2.2 Surveying national initiatives

The case study "Surveying the national and international initiatives on attracting young students (YS) in radiation protection" aims at arousing an interest of YS with radiation research and applications.

The study collected data from six EU countries (Belgium, France, Germany, The Nederland's, Romania, and Spain) and one EU Associated country (Switzerland).

By working out the raw data collected were found valuable findings on the practices for attracting, recruiting and educating young students (YS) in RP that are mentioned in the Table 1.

Table 1: The main findings on the practices for attracting, recruiting and educating YS in RP

No	Finding	Description
1	Specialized practices	specialized practices with a specific message for a targeted group are used in the surveyed countries
2	Targeted groups	targeted groups varies from country to country, but in most countries the targeted groups are: - primary& secondary schools students (age of 6 to 14); - high schools students studying STEM* (15 to 18); - undergraduates (19 to 22); - early stage researchers (23-25) - STEM teachers from secondary and high schools
3	Event's organizers	event's organizers on attracting YG in RP: universities, regulatory bodies, professional associations, and companies;
4	Event types to attract YS	three event types are used to attract YS : 1- Direct interaction between student/teacher and an “instructor”: tour with quiz and scientific tests; conferences; talks; 2- Indirect interaction between student/teacher and an “instructor”: books; the Internet- Educational videogame; the websites for teachers & students providing different resources (videos, articles, experiences, activities, etc) that they can use in their school activities; 3- Combined direct&indirect interaction: conferences + accessing a website
5	EU projects on science teaching in Europe	a) EU projects on exchanging good practice in the field of science teaching in Europe: The Grid-Network (decision makers, and schools directly involved in innovation in the area of science education), STELLA project (educational authorities, school heads and science teachers in fostering and adopting innovative practices within the field of science education); those networks do not cover the Nuclear Sciences and RP fields b) national projects : France- Les ateliers de la radioprotection; Spain- Rincón educativo (Educative Corner); Romania- RONET-ROmanian Nuclear network for Education and Training

*STEM= Science, Technology, Engineering and Mathematics

2.3 Analyzing human resources shortage in RP

The case study on the Analysis of human resources (HR) shortage in RP was done in order to find the causes of HR shortage in RP and to define suitable measures to recruit and educate young people as experts, technicians and skilled staff in the radiation protection field.

The study encompasses also an inventory of measures to address HR shortage in RP was done within four ENETRAP II partner countries (France, Germany, Romania and Spain) [3].

The main findings on the human resources (HR) shortage and on the measures to address HR shortage in RP that are mentioned in the Table 2; these issues highlight the trend of young people turning away from science.

The mechanism of feeding up the human resources (HR) reservoir of RP sector, illustrated in figure 1, shows that the inlet flow into HR reservoir of RP contains graduates from high schools and universities with Science-Technology-Engineering and Mathematics (STEM) profile. According to national legislation, they follow different ways towards RPEs and RPOs.

The cause of the decreasing of the inlet flow into RP HR reservoir is the trend of young people turning away from science, and as a consequence, it generates HR shortage in RP.

The ENETRAP II specific approach on addressing the HR shortage in RP and for reversing the trend of young people to turn away from science, started from the need of increasing the inlet flow into the RP HR reservoir, as is shown in the figure 2.

Table 2: The main findings on the human resources (HR) shortage and on the measures to address HR shortage in RP

No	Finding	Description
1	The trend of young people turning away from science	<ul style="list-style-type: none"> • drop in *STEM students, as well as in high school & university graduates; • fewer than half of STEM graduates take up jobs as scientists & engineers; • concerns identified over the long-term pipeline of young talent going from schools onto university STEM courses and subsequently into RP field (figure 1)
2	Measures to address HR shortage in RP	<ul style="list-style-type: none"> • varies from country to country • ENETRAP's II specific approach on addressing the HR shortage in RP and for reversing the trend of young people to turn away from science (figure 2)

*STEM = Science, Technology, Engineering and Mathematics

In order to increase the inlet flow into the RP HR reservoir and later on to get more RPEs and RPOs a specific approach encompassing three elements was developed [4]: identifying the critical targeted groups for increasing the inlet flow into the RP HR reservoir; communication improvement; providing continuous RP-PDP to targeted groups

a) Critical targeted groups for increasing the inlet flow into the RP HR reservoir

The critical groups that are able to increase the inlet flow into the RP HR reservoir are identified as being the **high school science/STEM teachers** and **students** and the **early-stage researchers** (Figure 2).

The targeted group of **high school science/STEM teachers** is in the right place at the right time, when the high school students are making a decision on choosing a profession. On the other hand, during high school, there is an appropriate time for young people to be informed about the excitement and opportunities that science, engineering, technology, and mathematics (STEM) can offer them.

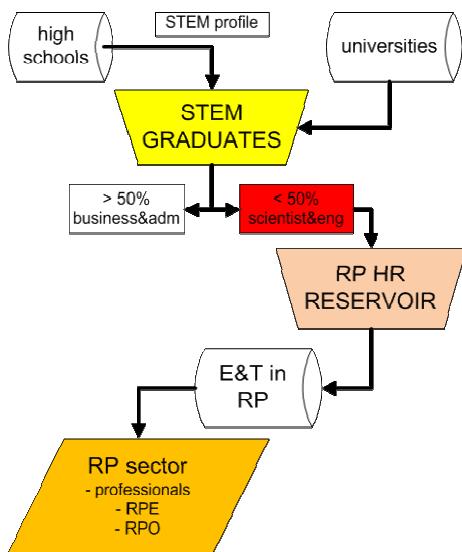


Figure 1: The trend of young people turning away from science

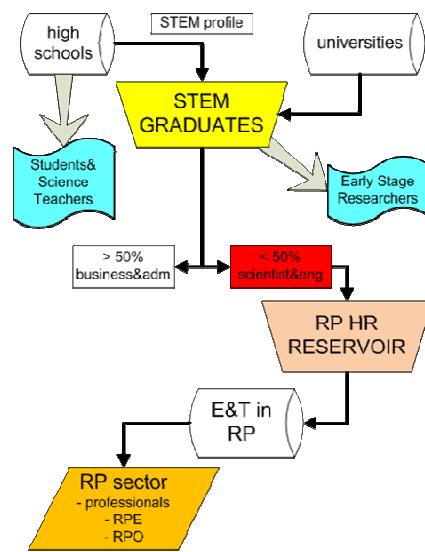


Figure 2: Reversing the trend of young students turning away from science

If one would like to influence the age 13 – 14 (making the first decision on choosing a profession) and 16-17 (making a more advanced decision on choosing a profession) students to choose STEM careers, one would have to **influence** first **the influencers**, who are the science/STEM teachers. That means that to achieve industrial relevance and an overall improvement in the learning experience for students there is a need of more specialized science/STEM teachers with raised skills and knowledge. One would influence first **the influencers** by providing them a continuous professional development program.

In the same time, the **high school students** themselves, the second component of the first targeted group, would be instrumental for increasing the inlet flow into the RP HR reservoir. The **high school students**, being interested in making the final decision on choosing a profession, would choose a STEM career, if one can improve the communication with **high school students** giving them a European perspective on RP. The ENETRAP II tool developed for communication improvement with people of all walks of life (including **high school students**) is the RP Window, that will be implemented as a section of the EUTERP web site. The RP Window would be a useful instrument for reversing the trend of young people to turn away from science and addressing the HR shortage in RP.

The first ENETRAP II action in supporting the high school students to understand the excitement and opportunities that RP can offer them was the collaboration with “*Les ateliers de la Radioprotection*” (a French network-dedicated to **high school students**) for organizing of the 2011 edition of “*Les ateliers de la Radioprotection*” held in March 2011 in Grenoble.

On this occasion the network “*Les ateliers de la Radioprotection*” was extended with a new memb: College Mihai Viteazul from Bucharest, Romania.

The **early-stage researchers** would be an important factor for the inlet flow increasing into the RP HR reservoir. Early-stage researchers would by attracted to RP career by raising STEM graduate intake in nuclear and RP fields, and providing them attractive international opportunities for RP carriers.

b) Communication improvement

ENETRAP II specific actions for communication improvement with people at all walks of live are mentioned in Table 3.

Communication improvement as an essential tool for increasing the inlet flow into the RP HR reservoir is an urgent need and ENETRAP II developed a practice on attracting YP in RP.

Table 3: Specific actions for communication improvement

No	Specific action
1	Inventory of national initiatives and practices on attracting young people/YP in RP
2	ENETRAP II practice on attracting YP in RP
3	Developing the RPWindow the main ENETRAP II tool for communication;
4	Using non-formal education/Internet for attracting YS to RP career by providing more information on RP through the RP Window;
5	Closer collaboration between employers (non-nuclear industry, medicine, research & nuclear power generation) and E & T organizations for building and enthusing innovative STEM/RP generations, and to increase STEM graduate intake in RP/ nuclear fields.
6	Increasing STEM graduate intake in RP/ nuclear fields

c) Providing continuous RP-PDP to targeted groups

In order to increase the inlet flow into the RP HR reservoir, it is necessary to provide a RP-PDP and to inspire and support in a specific way, each targeted group:

- **high school students** would get a European prospective in RP by joining European networks on RP/ nuclear fields;

- **high school science/STEM teachers** should be supported in their task to inform, engage, and enthuse high school students with RP;
- **early-stage researchers**, wanting to enter the RP field, would be inspired to develop international RP carriers.

3. Conclusions and results

If one would like to address the HR shortage in RP and to reverse the trend of young students to turn away from science, it have to act in schools and high schools by supporting the targeted groups **high school science teachers & students**.

The ENETRAP II produced several notable achievements on attracting a new generation of radiation protection professionals:

- development of a coordinated approach on attracting a new generation of radiation protection professionals;
- development of the RPWindow as a tool for communication improvement with people at all walks of life;
- development of the RP Action Plan as a tool to support the targeted groups (high school science teachers & students, and early-stage researchers);
 - the RP Action Plan will inspire and support the two targeted groups that would increase the inlet flow into the RP human resources reservoir;
 - the RP Action Plan is based on leveraging and capitalization of the results and achievements of four ENETRAP II WPs (WP 10, WP4 and WP6);
- a specific support action for the targeted group, **high school science teachers & students** from National College Mihai Viteazul, Bucharest, Romania, to understand better RP, by participation at the European RP event: “Les ateliers de la radioprotection” held in March 2011, Grenoble.

References

- [1] Klein, H.K., Myers, M.D., 1999, *MIS Quarterly*, **23**(1), 67–93.
- [2] Ceclan, M., Ceclan, R.E., Coeck, M., Livolsi, P., Möbius, S., Schmidt-Hannig, A., E. Fantuzzi, F.S. Draaisma, M. Marco, J. Stewart, P.P. de Regge, J.P. Vaz, I. Zagyvai, ENETRAP II - WP10: Enthusiastic and attracting young generation with radiation protection, 2009, *ETRAP 2009 Transactions*, ISBN 978-92-95064-08-9, Nov. 8-12 2009, Lisbonne, Portugal, <http://www.euronuclear.org/events/etrap/transactions/ETRAP09-session-7.pdf> (pag. 13/116);
- [3] Ceclan, M., Ceclan,R.E., Van-Goethem,G., 2010, Tendinte in constructia de reactoare nucleare de generatia a IV-a, A 9-a *Conferinta Nationala de Echipament Termomecanic Clasic si Nuclear si Energetica Urbana si Rurala Proceedings*, 25 Iunie 2010, Bucuresti, ISSN- 1843-3359, 51- 55;
- [4] Ceclan, M., Ceclan,R.E., Marco, M., Livolsi,P., Moebius,S., .Schmitt-Hanig,A., Draaisma,F.S., Elsacker-Degenaar,H., Coeck, M., Stewart,J., de Regge,P.P., Vaz,J.P., Zagyvai, P., Fantuzzi,A.E., 2010, ENETRAP II: a new approach to education and training in radiation protection, A 9-a *Conferinta Nationala de Echipament Termomecanic Clasic si Nuclear si Energetica Urbana si Rurala Proceedings*, 25 Iunie 2010, Bucuresti, ISSN- 1843-3359, 47 – 51;
- [5] Skorupska, N., Collaborating to build innovative Generations, 2007, presentation at the UK Engineering Professors' Council Annual Congress, 26th March 2007;
- [6] ***, Inspiring the next generation of bright sparks, 2008, Report on UK Project Enthuse, 08 Jul 2008, Ref. 208/2008

LES EFFETS SPECIFIQUES À LA VARIATION DE RÉGIME DE FONCTIONEMENT DE LA TURBINE.

Mihai DELGEANU dr.ing. UPB.

Résumé

D'habitude quand on discute les problèmes liés du démarrage et de l'arrêt de la turbine, on considère seulement les paramètres visibles et avec effet immédiat. Pour ça l'uniformisation du champ thermique est examinée seulement dans son aspect immédiat lié du régime transitoire. On oublie le fait que ces régimes transitoires de la turbine sont en fond suident rare parce que le turbo agrégat est d'habitude pour fonctionnement à la long. Mais pour ce type de fonctionnement résulte une série d'aspects liés de temps comme le fluage superposé sur le régime transitoire. On ne doit pas oublier que l'aube du premier étage travaille en conditions lourdes de température qui peuvent affecter sérieusement le fonctionnement superposé sur le régime transitoire.

1. Le fluage et la fatigue.

Le fonctionnement de longue durée des pièces à haute température et sous effort mécanique implique l'apparition d'un phénomène spécifique nommé fluage. C'est le phénomène d'un fluide qui coule avec une viscosité très grande. Le même phénomène se déroule aux métaux dans la proximité de la température de fonte.

Pour un métal à proximité de l'état fluide est (avec h l'épaisseur de la couche de fluide):

$$\tau = \eta \frac{v}{h} \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (2)$$

$$v = h \frac{d\gamma}{dt} \quad (3)$$

$$\tau = \eta \frac{d\gamma}{dt} \quad (4)$$

La vitesse de rotation spécifique est:

$$\dot{\gamma} = \frac{\gamma}{\eta} G \quad 1)$$

Si on suppose que γ est composé d'une déformation élastique et une déformation visqueuse résulte:

$$\gamma = \gamma_e + \gamma_v \quad (4.1)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{1}{G} \frac{d\gamma_e}{dt} + \frac{\gamma}{\eta} \quad (4.2)$$

La relation est valable aussi pour efforts de traction et pour l'intégrale, donc:

$$\dot{\epsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E} + \frac{\sigma}{\eta} \quad (4.3)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \frac{\sigma}{\eta} t = \frac{\sigma}{E} \left(1 + \frac{E}{\eta} t \right) \quad (4.4)$$

C'est visible qu'en temps, due aux sollicitations mécaniques et thermiques, se produise élongations. Une telle élongation combiné aux effets du régime transitoire peut conduire qu'au démarrage après un certaine temps de fonctionnement, bien que la turbine en état froide était en très bonnes conditions, résulte contacts ou même fractures par effets superposées. D'ici l'idée de limiter l'effort σ de la projection, mais la dépendance de temps de celui-ci par fatigue implique valeurs très baissées qui conduire à l'augmentation des dimensions, leurs poids etc.

Le problème paraît qu'il peut être résoudre si on observe qu'est que se passe aux températures baissées. Dans ces conditions $E \ll \eta$ et l'effet du temps est négligeable. Cela conduirait à la solution du refroidissement des pièces plus sollicités thermiques, réduisant la température du métal. Le refroidissement implique l'échange de chaleur et d'ici la consommation d'une quantité utile de chaleur et donc la diminution du rendement. Le problème n'est pas total élucidé et résoudre. Il devient ennuyeux au démarrage des turbo agrégats quand par la superposition des effets dépendants de temps, résultent des phénomènes non désirés.

Un grand problème connexe au démarrage et à l'arrêt est la variabilité des paramètres. Cette variation des paramètres implique pourtant et la variation des sollicitations, ce qui attire l'apparition des phénomènes liés de la fatigue du matériel.

2. Le choc thermique.

Le choc thermique fait partie de l'étude du régime transitoire qui commence par l'histoire de la grandeur qui décrite le mouvement, d'habitude le déplacement, la vitesse ou l'accélération. La méthode d'expression de l'histoire dépend du but d'utilisation des résultats obtenus.

Le spectre du répons est la représentation graphique d'une des grandeurs du répons, par rapport à l'une de grandeurs de l'excitation. Le spectre se représente en fonction d'un paramètre adimensionnelle qui contient la période des oscillations propres du système élastique et une période caractéristique de l'excitation. L'excitation peut être définie en fonction de différentes grandeurs physique, et le spectre du répons peut décrire, aussi, différentes caractéristiques de la réponse. Les types d'excitation possible sont:

a) Fonctions d'excitation de type échelon.

- Excitation produite par l'application d'une force constante de forme d'un échelon simple et qui donne un répons de forme:

$$x = \frac{F_c}{k} (1 - \cos \omega_n t) \quad (5.1)$$

- Excitation produite par l'application d'un délassement constant sous la forme d'un échelon simple et qui donne:

$$x = u_c (1 - \cos \omega_n t) \quad (5.2)$$

- Excitation produite par l'application d'une accélération constante d'une forme d'échelon simple et qui donne:

$$x = \frac{\ddot{u}_c}{\omega_n^2} \left[\frac{\omega_n^2 t^2}{2} - (1 - \cos \omega_n t) \right] \quad (5.3)$$

- Excitation produite par l'application d'une vitesse constante d'une forme d'échelon simple et qui donne:

$$x = \frac{\dot{u}_c}{\omega_n} (\omega_n t - \sin \omega_n t) \quad (5.4)$$

L'excitation générale de forme d'un échelon simple (ξ_c est la valeur constante de l'excitation) est donc:

$$v = \xi_c (1 - \cos \omega_n t) \quad (5.5)$$

- Excitation de la forme d'une fonction ayant une augmentation finitée en temps (fonction rampe).

b. Fonctions d'excitation de type impulsion:

- Impulsion simple:

$$J = \int_0^\tau F(t)dt = m\dot{x}_J \quad (5.6)$$

$$x_J = \frac{J}{m\omega_n} = \omega_n \int_0^\tau \frac{F(t)dt}{k} \quad (5.7)$$

$$x = x_J \sin \omega_n t \quad (5.8)$$

- Impulsions symétrique: rectangulaire, semi sinusoïdal, sinusoïdale, triangulaire.

- Impulsions non symétriques: triangulaire, avec accroissement ou décroissance verticale, exponentielle de durée finitée, avec accroissement ou décroissance verticale, exponentielle non symétrique avec sommet centrale, exponentielle de durée infinie, sinusoïdale oblique.

Si existe aussi friction donc pour forces de frictions proportionnelles à la vitesse – friction visqueuse – résulte pour impulsion semi sinusoïdale où $0 \leq t \leq \tau$:

$$\frac{m\ddot{v}}{k} + \frac{c\dot{v}}{k} + v = \xi_p \sin \frac{\pi t}{\tau} \quad (5.9)$$

Pour l'aube de turbine en vibration sous l'action d'un régime impulsif – **impulsion produit par l'action d'une force sinusoïdale sur une poutre simple** $F_p \sin(\pi t / \tau)$ – on obtient le délassement de réponse de la poutre en temps de la durée d'action d'une impulsion qui est décrite par la série:

$$y = \frac{2F_p l^3}{\pi^4 EI} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{i^4} \sin \frac{i\pi c}{l} \sin \frac{i\pi x}{l} \left[\frac{1}{1 - \frac{T_i^2}{4\tau^2}} \left(\sin \frac{\pi t}{\tau} - \frac{T_i}{2\tau} \sin \omega_i t \right) \right] \quad (5.10)$$

$$0 \leq t \leq \tau \quad (5.11)$$

$$T_i = \frac{2\pi}{\omega_i} = \frac{2l^2}{i^2 \pi} \sqrt{\frac{A\gamma}{EIg}} = \frac{T_1}{i^2} \quad (5.12)$$

Donc la vibration de la poutre est décrite par l'équation:

$$y = \frac{2F_p l^3}{\pi^4 EI} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{i^4} \sin \frac{i\pi c}{l} \sin \frac{i\pi x}{l} \left[\frac{\frac{T_i}{\tau} \cos \frac{\pi t}{\tau}}{\frac{T_i^2}{4\tau^2} - 1} \sin \omega_i \left(t - \frac{\tau}{2} \right) \right] \quad (5.13)$$

Si l'excitation est appliquée au milieu de la poutre les termes paires sont nuls et la série est:

$$y_{\frac{l}{2}} = \frac{2F_p l^3}{\pi^4 EI} \sum_{i=1,3,5...}^{\infty} \frac{1}{i^4} \left[\frac{1}{1 - \frac{T_i^2}{4\tau^2}} \left(\sin \frac{\pi t}{\tau} - \frac{T_i}{2\tau} \sin \omega_i t \right) \right] \quad (5.14)$$

$$y_{\frac{l}{2}} = \frac{2F_p l^3}{\pi^4 EI} \sum_{i=1,3,5...}^{\infty} \frac{1}{i^4} \left[\frac{\frac{T_i}{\tau} \cos \frac{\pi t}{\tau}}{\frac{T_i^2}{4\tau^2} - 1} \sin \omega_i \left(t - \frac{\tau}{2} \right) \right]$$

Pour le mode 1, $i = 1$

Et si

$$\frac{\tau}{T_1} = 0,2 \quad (5.15)$$

Le répons maximal est:

$$0,75 \frac{2E_p l^3}{\pi^4 EI} \quad (5.16)$$

Pour le mode 3 résulte

$$\frac{\tau}{T_1} = 1,8 \quad (5.17)$$

Et le répons maximal est:

$$0,017 \frac{2E_p l^3}{\pi^4 EI} \quad (5.18)$$

Donc le répons pour $i = 1$ est le plus grande et les autres réponses sont négligeable.

Les corrections du régime transitoire se matérialisent par l'étude du régime monotone qui produit auto oscillations qui peuvent donner à l'augmentation excessive de l'amplitude et la fracture de l'aube. Pour le régime transitoire impulsif qui existe à n'emporte quelle variation de régime le choc se matérialise par le choc à l'entrée due à la modification du triangle de vitesse. D'ici le vrillage de l'aube pour adaptation au régime nominal. Pour variations de régime, le choc à l'entrée qui résulte par la modification de la vitesse c_1 de la vapeur comme grandeur. On peut prendre mesures d'arrondi l'entrée des aubes au sommet avec rayon agrandie.

Bibliographie sélective:

- [1] Buzdugan, Gh.: Calculul de rezistență la solicitări variabile, București, Ed. Tehnică, 1963
- [2] Delgeanu, M.: La modernisation des calculs de résistance pour turbo agrégats à l'aide de l'utilisation des coefficients de correction, Volumul A VII-A CONFERINȚĂ NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENT TERMOMECHANIC CLASIC ȘI NUCLEAR ȘI ENERGETICĂ URBANĂ, București, 26-27 Iunie 2008, pag. 67-70.
- [3] Delgeanu, M.: Coefficient de probabilité pour la sécurité d'un turbo agrégat au calcul de fiabilité, Volumul A VII-A CONFERINȚĂ NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENT TERMOMECHANIC CLASIC ȘI NUCLEAR ȘI ENERGETICĂ URBANĂ, București, 26-27 Iunie 2008, pag. 71-74.
- [4] Delgeanu, M.: Aspects économiques de la fiabilité d'un turbo agrégat de grande puissance. Optimisation technique et économique, Volumul A VII-A CONFERINȚĂ NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENT TERMOMECHANIC CLASIC ȘI NUCLEAR ȘI ENERGETICĂ URBANĂ, București, 26-27 Iunie 2008, pag. 75-82.
- [5] Delgeanu, M.: Fiabilitatea turboagregatorilor de mare putere. Aspecte fizico-chimice de durabilitate și model matematic probabilistic. Partea I-a și a II-a. Volumul CONFERINȚĂ NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENTE, INSTALAȚII ȘI INGINERIE DE PROCES. COMUNICĂRI, București, Septembrie, 2004, pag. 259-264 și 265-269.

LES ÉLÉMENTS GÉOMÉTRIQUES DE LA TRAJECTOIRE.

Mihai DELGEANU dr.ing. UPB.

Résumé.

L'ouvrage représente les nouveautés unanimes acceptées sur les éléments géométriques de la trajectoire de la particule de fluide porteur dans le canal des deux aubes voisines.

1. LES ANGLES D'ENTRÉE ET DE SORTIE DANS LE CANAL DES AUBES.

L'équation de la trajectoire permet d'obtenir directement les angles d'entrée et de sortie dans le canal des aubes.

De l'équation:

$$\frac{dy}{dx} = ctg.\beta \quad (1)$$

Et à l'aide de l'équation différentielle et avec les conditions à la limite on peut déterminer:

a) Pour $(x/B) = 0$ résulte:

$$ctg.\beta_1 = \frac{1-2\rho}{2(1-\rho)tg.\alpha_1} \quad \beta_1 = arctg\left[\frac{2(1-\rho)}{1-2\rho}tg.\alpha_1\right] \quad (2)$$

b) Pour $(x/B) = 1$ résulte:

$$ctg.\beta_2 = -\frac{1}{2(1-\rho)tg.\alpha_1} \quad \beta_2 = arctg[-2(1-\rho)tg.\alpha_1] \quad (3)$$

Les valeurs obtenues confirment les résultats énergétiques pour les cas particuliers:

Pour action maximale:

$$\rho = 0 \quad \beta_1 = arctg(2tg.\alpha_1) \quad \beta_2 = arctg(-2tg.\alpha_1) \quad \beta_1 = -\beta_2 \quad (4)$$

Pour réaction maximale:

$$\rho = 0,5 \quad \beta_1 = \frac{\pi}{2} \quad \beta_2 = arctg(-tg.\alpha_1) = -\alpha_1 \quad (5)$$

2. LE PROFIL DE L'AUBE.

La prémissse fonctionnelle utilise l'idée de l'accélération constante en direction et en grandeur et donne:

$$w \cdot \sin \beta = w_a = const. \quad r \cdot \sin^3 \beta = \frac{w_a^2}{a} = const. \quad (6)$$

L'intégration de l'équation pour le rayon de courbure r et pour la valeur choisie de l'accélération a , tenant compte des conditions initiales, donne:

$$x = 0 \quad y = 0 \quad y' = ctg \beta \quad (7)$$

Elle conduit à l'équation de la trajectoire comme fonction des angles β de la palette:

$$y = x \left(ctg \beta_1 - \frac{ax}{2w_a^2} \right) \quad (8)$$

Donc la trajectoire est en général une courbe parabolique qui dépend de la grandeur maximale de la vitesse axiale w_a et de la valeur fixée pour l'accélération a .

Dans les coordonnées adimensionnelles $(x/B), (y/B)$, où B est la largeur axiale de la palette, on obtient les mêmes trajectoires à l'aide de la (Fig.1.) sur la base des angles β .

On peut aussi calculer les coordonnées du maximum de la trajectoire et la valeur maximale à la sortie du canal.

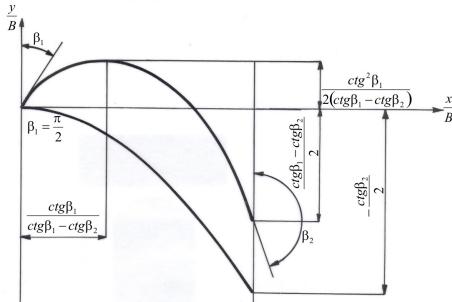


Fig.1 La trajectoire à l'aide des angles β .

Le profil de la palette s'obtient de la trajectoire moyenne du fluide circulant considérant le canal développé autour de cette trajectoire comme résultat géométrique – la limite supérieure du canal est l'intrados de l'aube supérieure et la limite inférieure du canal est l'extrados de l'aube inférieure.

Pour obtenir la largeur du canal et sa variation vers la sortie on utilise:

b_1	La largeur à l'entrée ($x = 0$) du canal sur la direction périphérique	[m]
b_x	La largeur au long de l'axe axiale ($x = x$) du canal sur la direction périphérique	[m]
h_1	L'enthalpie à l'entrée du canal des palettes	[J/kg]
h_x	L'enthalpie au long de l'axe axiale dans le point x	[J/kg]
h_p	La chute des palettes	[J/kg]
x	Le point de calcul au long de l'axe axiale	
B	La largeur de la rangée des palettes dans la direction axiale	[m]
k	Le coefficient adiabatique du processus	
p_1	La pression à l'entrée du canal des palettes	[N/m²]
v_1	Le volume spécifique du fluide circulant à l'entrée des palettes	[m³/kg]
p_x	La pression du point variable au long du canal des palettes	[N/m²]
v_x	Le volume spécifique du fluide circulant dans le point variable de calcul	m^3/kg
R	La constante spécifique du fluide circulant	[J/kg · K]
T_1	La température du fluide circulant à l'entrée du canal des palettes	[°K]
T_x	La température du fluide circulant dans le point variable de calcul	[°K]
S_1	La section normale à la vitesse à l'entrée du canal des palettes	[m²]
S_x	La section normale à la vitesse dans le point variable de calcul	[m²]

L'application de l'échange adiabatique entre le point d'entrée et le point variable de calcule donne:

$$p_1 v_1^k = p_x v_x^k \quad \frac{p_1}{p_x} = \left(\frac{v_x}{v_1} \right)^k \quad (9)$$

L'équation du fluide incompressible donne:

$$p_1 v_1 = RT_1 \quad p_x v_x = RT_x \quad \frac{p_1 v_1}{p_x v_x} = \frac{T_1}{T_x} = \frac{T_1 c_p}{T_x c_p} = \frac{h_1}{h_x} \quad (10)$$

Donc:

$$h_1 - h_\infty = h_p \frac{x}{B} \quad h_1 - h_x = h_p \frac{x}{B} \quad h_1 \approx h_0 \quad (11)$$

$$\frac{v_1}{v_x} = \left(\frac{h_x}{h_1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 - \frac{h_p x}{h_1 B} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 - \frac{h_p x}{h_0 B} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (12)$$

La vitesse axiale est constante pour l'optimum:

$$w_\alpha = \text{const.} = w_1 \sin \beta_1 = w_x \sin \beta_x \quad (13)$$

Le débit qui circule reste constant dans le canal des palettes:

$$\dot{M} = \frac{S_1}{v_1} w_1 \sin \beta_1 = \frac{S_x}{v_x} w_x \sin \beta_x \quad \frac{v_1}{v_x} = \frac{S_1}{S_x} = \frac{b_1 l_p}{b_x l_p} \quad (14)$$

L'équation de la variation de la largeur du canal des palettes est:

$$\frac{b_1}{b_x} = \left(1 - \frac{h_p x}{h_0 B} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (15)$$

De la (Fig.1.) on peut voir que, pour assurer le profil d'impulsion, le pas doit être:

$$\frac{t}{B} \leq \frac{y_{\max}}{B} - \left(\frac{y}{B} \right)_{x=1} \quad (16)$$

Pour la valeur maximale de la trajectoire et pour la valeur à la sortie:

$$\frac{dy}{dx} = 0 \quad \frac{x}{B} = \frac{1 - 2\rho}{2(1 - \rho)} \quad (17)$$

$$\frac{y_{\max}}{B} = \sqrt{\frac{1 - 2\rho}{4(1 - \rho)^2} + \tan^2 \alpha_1} - \tan \alpha_1 - \frac{\rho}{2(1 - \rho)} \left[\arcsin \frac{-\rho}{2(1 - \rho)} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \tan^2 \alpha_1}} \right]$$

Pour la valeur à la sortie:

$$\left(\frac{y}{B} \right)_{\substack{x=1 \\ B}} = -\frac{\rho}{2(1 - \rho)} 2 \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \tan^2 \alpha_1}} \quad (19)$$

Résulte l'équation pour le pas relatif:

$$\frac{t}{B} \leq \sqrt{\frac{1 - 2\rho}{4(1 - \rho)^2} + \tan^2 \alpha_1} - \tan \alpha_1 + \frac{\rho}{2(1 - \rho)} \left[\arcsin \frac{\frac{\rho}{2(1 - \rho)}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \tan^2 \alpha_1}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \tan^2 \alpha_1}} \right] \quad (20)$$

Si on utilise le pas à sa limite supérieure et on accepte, pour le profil d'impulsion le fonctionnement dans le régime subsonique, un rayon d'arrondissement d'ordre **0,002 m** pour l'arrêt d'entrée, on peut calculer la largeur b_1 et la largeur du canal variable sur l'axe axiale x :

$$\frac{b_x}{B} = \frac{\frac{b_1}{B}}{\left(1 - \frac{h_p x}{h_0 B} \right)^{\frac{1}{k-1}}} = \frac{\frac{t}{B} - \frac{0,004}{B}}{\left(1 - \frac{h_p x}{h_0 B} \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (21)$$

On met la largeur du canal divisée par 2 d'une part et de l'autre de la trajectoire et on obtient les équations des parois du canal.

La paroi supérieure du canal est:

$$\left(\frac{y}{B}\right)_{sup} = \sqrt{\frac{x}{B}\left(1 - \frac{x}{B}\right) + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2} - \operatorname{tg}\alpha_1 + \frac{1}{2} \frac{\frac{t}{B} - \frac{0,004}{B}}{\left(1 - \frac{h_p x}{h_o B}\right)^{\frac{1}{k-1}}} - \frac{\rho}{2(1-\rho)} \left[\frac{\arcsin\left(\frac{x}{B} - \frac{1}{2}\right)}{\sqrt{\frac{1}{4} + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2}} + \frac{\arcsin\left(\frac{1}{2}\right)}{\sqrt{\frac{1}{4} + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2}} \right] \quad (22)$$

Si on déplace la paroi supérieure du canal avec le pas en bas on obtient l'intrados:

$$\left(\frac{y}{B}\right)_{intrados} = \sqrt{\frac{x}{B}\left(1 - \frac{x}{B}\right) + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2} - \sqrt{\frac{1 - 2\rho}{4(1-\rho)^2} + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2} + \frac{1}{2} \frac{\frac{t}{B} - \frac{0,004}{B}}{\left(1 - \frac{h_p x}{h_o B}\right)^{\frac{1}{k-1}}} - \frac{\rho}{2(1-\rho)} \left[\frac{\arcsin\left(\frac{x}{B} - \frac{1}{2}\right)}{\sqrt{\frac{1}{4} + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2}} + \frac{\arcsin\left(\frac{\rho}{2(1-\rho)}\right)}{\sqrt{\frac{1}{4} + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2}} + \frac{\arcsin 1}{\sqrt{\frac{1}{4} + (\operatorname{tg}\alpha_1)^2}} \right] \quad (23)$$

La paroi inférieure du canal est, en même temps, l'extrados de la palette inférieure:

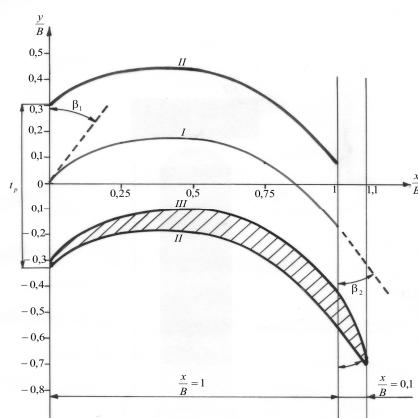


Fig.2. Le profil de la palette d'impulsion: I. La trajectoire ; II. (Haut) la paroi supérieure du canal des palettes ; II. (Bas) l'intrados de la palette inférieure ; III. La paroi inférieure du canal et, en même temps, l'extrados de la palette inférieure.

vers l'intrados pour obtenir un arrêt très aigüe (voir les pertes à la sortie de la palette).

La (Fig.2.) montre la construction du profil de la palette d'impulsion: on trace la trajectoire (courbe I avec les angles β_1 à l'entrée et β_2 à la sortie) sur la largeur adimensionnelle $(x/B) = 1$; la courbe II par l'addition du $b_x/2B$ à la trajectoire. C'est la paroi supérieure du canal des palettes; la courbe III par soustraction du $b_x/2B$ à la trajectoire. C'est la paroi inférieure du canal des palettes qui devient, en même temps, l'extrados de la palette inférieure; la courbe II doit être déplacée en bas avec le pas.

Pour éviter les pertes à la sortie on prolonge la palette à la sortie sur $(x/B) = 0,1$. L'intrados II est prolongé sur la direction β_2 et l'extrados III est aplati vers l'intrados pour obtenir un arrêt très aigüe (voir les pertes à la sortie de la palette).

Bibliographie sélective:

- [1] Delgeanu, M.: Determinarea traectoriei medii a particulelor și a profilului rațional al paletelor de turbină, Volumul A III-A CONFERINȚĂ NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENT TERMOMECANIC CLASIC ȘI NUCLEAR ȘI ENERGETICĂ URBANĂ, București, 1-2 Iulie 2004, pag. 49-52.
- [2] Delgeanu, M.: MACHINES THERMIQUES. PROCESSUS THERMIQUES, CONSTRUCTION ET CALCUL DES TURBINES A VAPEUR ET DES CHAUDIERES DE VAPEUR., Ed. MANDELY BUCUREȘTI, 2011.

THE TRIDIMENSIONAL VIRTUAL GRAPHIC CONSTRUCTION AND ROTARY MOTION OF A TURBINE BLADE

Mihai Dan Delgeanu¹

Abstract

Thermodynamics and heat transfer knowledge allow the creation of the trajectory formula for a fluid particle in the channel between two neighboring blades and, through the equations of the intrados and the extrados, respectively, obtaining the profile of the turbine blade. The purpose of this paper is the development of a 3D rotational model of a blade's profile that allows customization of speed values as part of the speed equation triangle, the degree of reaction on the longitudinal axis, the variation of the volumetric flow rate and the length's axial width.

1. The mathematical equations for the turbine blade profile

This paper uses the thermodynamics and heat transfer notions that were the foundation for the formula of the medium trajectory curve of active fluid flow within the canal between two neighboring blades of a thermal turbine.

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= \frac{w_{lu} - \Delta w_u \frac{x}{B}}{\sqrt{w_1^2 + 2h \frac{x}{B} - \left(w_{lu} - \Delta w_u \frac{x}{B}\right)^2}} = \frac{\frac{1}{2} - \frac{x}{B} - \frac{\rho}{2(1-\rho)}}{\sqrt{\frac{x}{B} \left(1 - \frac{x}{B}\right) + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} = \\ &= \frac{B - 2x}{2\sqrt{x(B-x) + B^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} - \frac{B\rho}{2(1-\rho)} \cdot \frac{1}{\sqrt{x(B-x) + B^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} \end{aligned} \quad (1)$$

The trajectory's integrated equation is:

$$\frac{y}{B} = \sqrt{\frac{x}{B} \left(1 - \frac{x}{B}\right) + \operatorname{tg}^2 \alpha_1} - \operatorname{tg} \alpha_1 - \frac{\rho}{2(1-\rho)} \left[\arcsin \frac{\frac{x}{B} - \frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} \right] \quad (2)$$

From the trajectory's equation, utilizing the aerodynamic profile's thickness and with the help of the minimum step needed to cover the circulation channel of the impulse fluid, we obtain the blade's intrados and extrados shapes.

The equation which determines the profile's shape is:

$$\frac{b_1}{b} = \left(1 - \frac{h}{h_0} \frac{x}{B}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3)$$

The covering step of the canal is:

$$\frac{t}{B} \leq \sqrt{\frac{1-2\rho}{4(1-\rho)^2} + \operatorname{tg}^2 \alpha_1} - \operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{\rho}{2(1-\rho)} \left[\arcsin \frac{\frac{\rho}{2(1-\rho)}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_1}} \right] \quad (4)$$

¹ Software engineer, Microsoft.

The intrados of the blade is (5), the extrados is (6) and by dividing the blade's acceptable maximum length (that allows a spin within acceptable limits by adapting the variation of the speed equation triangle to the degree of reaction – at base $\rho = 0$ and at top a maximum possible $\rho = 0.5$) in a lot of sections (100 minimum) we get, through the intradoses and the extradoses, the twisted shape of the profile.

$$\frac{y}{B} = \sqrt{\frac{x}{B}\left(1 - \frac{x}{B}\right) + \operatorname{tg}^2 \alpha_i} - \operatorname{tg} \alpha_i - \frac{\rho}{2(1-\rho)} \left[\arcsin \frac{\frac{x}{B} - \frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_i}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_i}} \right] + \\ + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{t}{B} \right) - \frac{0,004}{B} \right] - \left(\frac{t}{B} \right) \\ \left(1 - \frac{h}{h_0} \frac{x}{B} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (5)$$

$$\frac{y}{B} = \sqrt{\frac{x}{B}\left(1 - \frac{x}{B}\right) + \operatorname{tg}^2 \alpha_i} - \operatorname{tg} \alpha_i - \frac{\rho}{2(1-\rho)} \left[\arcsin \frac{\frac{x}{B} - \frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_i}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_i}} \right] - \\ - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{t}{B} \right) - \frac{0,004}{B} \right] \\ \left(1 - \frac{h}{h_0} \frac{x}{B} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (6)$$

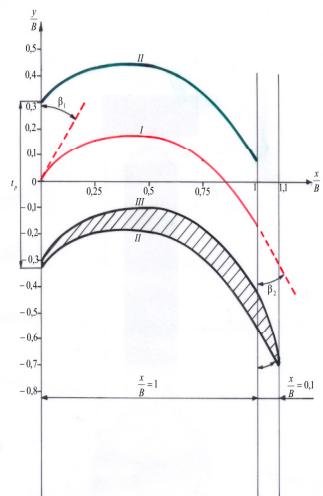


Fig.1. The blade's intrados, back and profile.

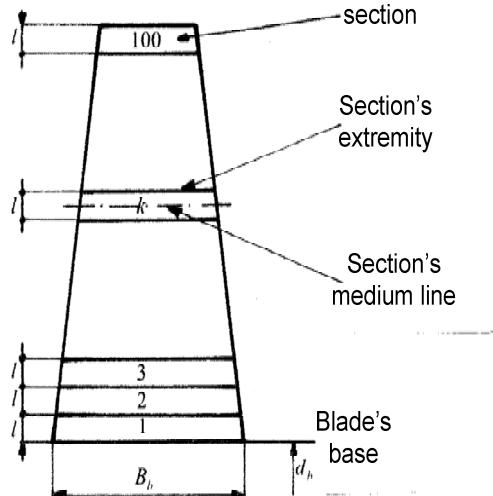


Fig.2. The division in sections.

For section i the intrados is equation (5) with the index i for $B, \operatorname{tg} \alpha_i, \rho, t, h$.

For section i the extrados is equation (6) with the index i for $B, \operatorname{tg} \alpha_i, \rho, t, h$.

The values of the ordinates are:

$$\frac{y_j^{in}}{B_i} = \sqrt{\frac{x_j}{B_i} \left(1 - \frac{x_j}{B_i}\right) + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}} - \operatorname{tg} \alpha_{li} - \frac{\rho_i}{2(1-\rho_i)} \left[\arcsin \frac{\frac{x_j}{B_i} - \frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}}} \right] \\ + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{t_i}{B_i} \right) - \frac{0,004}{B_i} \right] - \left(\frac{t_i}{B_i} \right) \\ \left(1 - \frac{h_i}{h_0} \frac{x_j}{B_i} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (7)$$

$$\frac{y_j^{ex}}{B_i} = \sqrt{\frac{x_j}{B_i} \left(1 - \frac{x_j}{B_i}\right) + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}} - \operatorname{tg} \alpha_{li} - \frac{\rho_i}{2(1-\rho_i)} \left[\arcsin \frac{\frac{x_j}{B_i} - \frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}}} + \arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}}} \right] \\ - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{t_i}{B_i} \right) - \frac{0,004}{B_i} \right] \\ \left(1 - \frac{h_i}{h_0} \frac{x_j}{B_i} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (8)$$

The shifting is:

$$\Delta_i = \frac{\rho_i}{(1-\rho_i)} \left[\arcsin \frac{\frac{1}{2}}{\sqrt{\frac{1}{4} + \operatorname{tg}^2 \alpha_{li}}} - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{t_i}{B_i} \right) - \frac{0,004}{B_i} \right] + \frac{t_i}{B_i} \right] \\ \left(1 - \frac{h_i}{h_0} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (9)$$

The values for the shifted ordinates and for the real's ordinates and abscissas are:

$$\left(\frac{y_j^{ex}}{B_i} \right)_{trans} = \frac{y_j^{ex}}{B_i} - \Delta_i; \left(\frac{y_j^{in}}{B_i} \right)_{trans} = \frac{y_j^{in}}{B_i} - \Delta_i; y_j^{ex} = B_i \left(\frac{y_j^{ex}}{B_i} \right)_{trans}; y_j^{in} = \left(\frac{y_j^{in}}{B_i} \right)_{trans}; x_j = B_i \left(\frac{x_j}{B_i} \right)_{trans} \quad (10)$$

The real mechanical elements and the real center of gravity coordinates are:

$$S_i = h \left[\sum_{j=1}^{j=100} y_j^{ex} - \sum_{j=1}^{j=100} y_j^{int} \right] \quad M_{xi} = \frac{h}{2} \left[\sum_{j=1}^{j=100} (y_j^{ex})^2 - \sum_{j=1}^{j=100} (y_j^{in})^2 \right] \\ M_{yi} = h^2 \left[\sum_{j=1}^{j=100} (y_j^{ex} j) - \sum_{j=1}^{j=100} (y_j^{in} j) \right] - \frac{S_i h}{2} \quad x_{Gi} = \frac{M_{yi}}{S_i} \quad y_{Gi} = \frac{M_{xi}}{S_i} \quad (11)$$

The sections' centers of gravity need to be aligned on the same longitudinal line, thus it is necessary to look at the variations per height between section 1 and section 100. Because the reaction increases per height it is clear that section 100 gives the setting for the aligning axis. In practice the abscissas of the centers of gravity are identically for all sections because

of the thinness imposed to the top and the only modifications exist for the y values. The coordinates for the centers of gravity are calculated for each section's profile with the help of the inertial geometric elements; to counteract the resistant momentums which result from the centrifugal forces generated by the rotation motion of the blades motion, the centers of gravity need to be aligned on a straight longitudinal line.

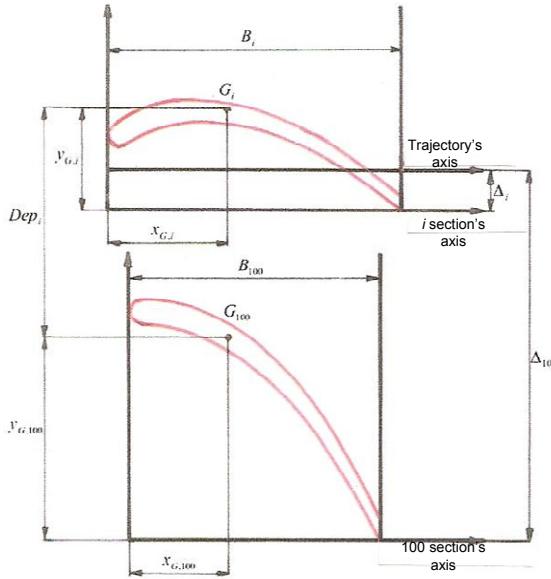


Fig.3. The sections centers' of gravity alignment by rapport to the blade's longitudinal axis.

Once we have all the points for all the sections, we group them into triangle strips (two points from level i and two points from level $i+1$ form 2 triangles) that represent the side of the blade and are easily displayed using the XNA library offered by Microsoft. The top and the bottom of the blade are just a special case, where the triangle strips are made out of points from section 1 and section 100, respectively.

All the triangle strips are used to create a model of the blade. Adding motion to this model is an exercise in computer graphics, by inputting different transformation matrixes: translation, rotation [...] and varying them in a time-based manner to simulate the motion.

Bibliography

- [1] Delgeanu, M.: Determinarea traectoriei medii a particulelor și a profilului rațional al paletelor de turbină, Volumul A III-A CONFERINȚĂ NAȚIONALĂ DE ECHIPAMENT TERMOMECHANIC CLASIC ȘI NUCLEAR ȘI ENERGETICĂ URBANĂ, București, 1-2 Iulie 2004, pag. 49-52.
- [2] Delgeanu, M.: MACHINES THERMIQUES. PROCESSUS THERMIQUES, CONSTRUCTION ET CALCUL DES TURBINES A VAPEUR ET DES CHAUDIERES DE VAPEUR., Ed. MANDELY BUCUREȘTI, 2011..

The translation for a certain section, starting with the final section, is:

$$\begin{aligned} Dep_i &= \Delta_{100} - \Delta_i - \\ &- y_{G,100} + y_{G,i} \end{aligned} \quad (12)$$

The real computational values for the blade can be computed now:

$$\begin{aligned} y_{i,dep}^{ex} &= y_i^{ex} - Dep_i \\ y_{i,dep}^{in} &= y_i^{in} - Dep_i \end{aligned} \quad (13)$$

From here the computations are iterated per each i .

For each section, we compute n 3D points on the curve (where n depends on the desired resolution of the display, as well as the desired smoothness of the curve).

GREENHOUSE GAS EMISSION POTENTIAL FOR THE ENERGY GENERATION ACTIVITIES

Oleksii Epik¹,
PhD student, Master of Energy

ABSTRACT

The specific GHG emission generation indicators for energy sector depending on the type of technology applied and fuel utilized are calculated in current paper. The values of specific CO₂ emissions have been calculated according to international standard climate change methodology IPCC 2006 and represented in conventional format of kgCO₂/kW*h. On the basis of obtained data the comparison analysis of specific GHG emissions for different stationary combustion energy generation activities has been done. Additionally the selective comparison has been done for specific GHG emissions in mobile and stationary combustion to assess the input of selected vehicle fuel types in GHG emissions balance. The presented results are eventually aimed on the determination of total GHG emission reductions with respect to implemented and/or replaced technology and could be used by installation operators and technical experts for quick check of emission generation potential for chosen technology type.

1. INTRODUCTION

Due to the finishing of the first commitment period under Kyoto Protocol in the end of 2012, recent implementation of the Phase III of EU ETS as well as taking into account the 20-20-20 goals of the EU-27 established in the EU Directive 2009/28/EC of the European Parliament and the Council [1] the mitigation of climate change impact is becoming under serious control in EU-27. Mitigation of climate change is directly connected with the greenhouse gases (GHG) emission reductions as defined by United Nations Framework Convention of Climate Change and Kyoto Protocol. GHG emission reductions will require complex and substantial modernization of industrial objects, production chains, and groups of technologies in the most energy intensive sectors of economy. One of the incentive schemes of such improvements which already proved its effectiveness is application of so-called “greenhouse gases emission caps” with the principal idea that “emitter pays”. Such scheme is realized within EU-27 in form of EU Emission Trading Scheme launched since 2004. The goal of such scheme is overall energy efficiency enhancing for the set of production activities through introduction of the individual emission limits applied eventually on the level of production installation operator. Individual emission limits are determined according to the National Allocation Plans developed annually for each EU member state on the basis of consolidated National Allocation Plan adopted by European Commission. If installation operator acting as the final executor of emission reduction targets exceeds obligations on GHG emission limits huge penalties for each generated emission surplus are applied. If otherwise installation operator reduced emissions below the established limits he has a possibility to sell emission reductions to another operator, who does not comply with individual limits. Thus the business activity of those operators who reduced GHG emissions at certain levels is more economically feasible and competitive. As a consequence operators encounter following problem: the technology used for production purposes should be reliable,

¹Institute of Engineering Thermophysics of National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev, 03067, P.O. box 66, Ukraine.
e-mail: epik@biomass.kiev.ua; tel./fax.: +38 044 453 38 56; +38 044 456 94 62.

economically attractive, environmentally friendly and at the same time generate minimum GHG emissions. The last issue is often ignored or misunderstood, and the decision of the choice of technology is very often made only on the basis of economical indexes. However such approach without taking into account GHG emission limits could lead even to the negative profitability of the chosen technology type (for example, penalties for exceeding of GHG emission limits or additional expenditures for buying emission reductions could overlap all profits from operation of installation). To avoid such situation operator should have a possibility to asses whether chosen technological activity enables to fulfill his individual GHG emission limits or not. This paper is an effort to demonstrate GHG emission potential for energy generation technological group and could serve as a kind of spreadsheet for operator during the technology choosing process.

2. METHODOLOGY

For the assessment and further comparison of emission levels for different technology groups firstly it is necessary to make generalization regarding specific input and output for each group. In current paper the set of energy generation technology group is formed on the basis of input and output product and arranged as follows:

1) Type of the input product:

- fossil fuels (coal, natural gas, heavy oil, gasoline and liquefied petroleum gas (LPG) only for vehicles);
- solid biomass residues;
- grown energy crops;
- bioethanol from energy crops (for vehicles).

2) Type of the output product:

- electricity production;
- heat production;
- electricity and heat production (cogeneration);
- mechanical energy production for vehicles;

Such approach allows picking up a defined technology from spreadsheet which satisfies the input-output combination. For example if the utilization of coal at condensing power plant for electricity production is considered the appropriate option with input “coal” and output “electricity” could be selected.

According to used methodology all calculations for each combination of input-output are performed on specific basis, i.e. per unit of energy output (per 1 kW*h) to make the resulting values of emissions comparable. Accepted values used for calculation of emissions depending on the type of fuel are presented below in Table 1. It is necessary to note that according to used methodology emission factors shown for classic net calorific values of fuels in Table 1 are not dependent from net calorific values to provide consistency of calculation.

Table 1: Accepted parameters for calculation [2, 4]

Type of fuel (input product)	Emission factor, kgCO ₂ /GJ	Typical net calorific value, GJ/t, GJ/1000 m ³
Coal	98,3	24
Natural gas	56,1	33
Heavy oil (mazut)	73,3	40
LPG	94,16	22,5
Motor gasoline	69,3	43,2
Solid biomass residues	0,8631	15

The general formula used for calculation of total emissions from stationary fossil fuel combustion in energy sector is the following [2]:

$$E_y = \sum FC_{i,y} \cdot EF_{i,y}, \quad (1)$$

where E_y is total emissions from fossil fuel combustion in the year y , kgCO₂;
 $FC_{i,y}$ is consumption of fossil fuel of type i in the year y on the net calorific value basis, GJ;
 $EF_{i,y}$ is emission factor for used fossil fuel of type i for the year y , kgCO₂/GJ.

The value $FC_{i,y}$ in the equation (1) is dependent on the type of energy produced through overall energy production cycle efficiency, which in its turn is dependent on the type of applied technology. The general formula of $FC_{i,y}$ calculation is the following:

$$FC_{i,y} = \frac{EG_{n,y}}{\eta_n}, \quad (2)$$

where $EG_{n,y}$ is amount of energy generated for the output type n in year y , GJ;
 η_n is overall efficiency of energy production cycle for the output type n .

The value of η_n is determining factor for resulting values and is dependent on the technology applied for energy production. In current calculation the value of η_n for electricity production is 30 % taken for condensing steam Rankin cycle, for heat production 90 % (typical conservative efficiency of heat generating boilers) and 85 % for cogeneration with separate division on heat and electricity production depending on fuel used for cogeneration.

GHG emissions for the utilization of biomass residues are assumed to equal zero [3] so biomass residues are accounted as CO₂-neutral fuel due to naturally closed carbon generation and absorption cycle: biomass fast growth implies the absorption of CO₂ from atmosphere at the same level that biomass residues emit during combustion making the overall carbon balance unchanged. However, according to [4] some additional emissions due to biomass residues under firing and inappropriate management are still present. To provide conservativeness of calculation these additional emissions are accounted. The appropriate value has been calculated according to mentioned methodology [4] and presented in Table 1.

To calculate full-cycle emission balance during energy production from growth of energy crops including bioethanol production for vehicles the separate Biograce tool has been used [5]. This tool is designed to follow the methodology as given in Annex V of the Renewable Energy Directive (2009/28/EC) which is equal to Annex IV of the Fuel Quality Directive (2009/30/EC) and is harmonized with the EU-27 national GHG accounting guidelines and regulations. The details, instructions for calculation and all appropriate calculation tools are available at the Biograce project web-site: www.biograce.net.

GHG emissions from mobile combustion for vehicles are calculated on the basis of the following formula:

$$EM_{i,y} = \frac{AVD_y \cdot SFC_{i,y} \cdot EF_{i,y} \cdot NCV_{i,y}}{100}, \quad (3)$$

where $EM_{i,y}$ is total emissions from vehicle using fuel type i in year y , kgCO₂;
 AVD_y is average distance of vehicle traveling in year y , km/year;
 $SFC_{i,y}$ is specific consumption of fuel type i in the year y according to the passport data of vehicle, litres/100 km;
 $EF_{i,y}$ is emission factor of fuel type i in the year y , kgCO₂/GJ;
 $NCV_{i,y}$ is net calorific value of fuel type i in the year y , GJ/liter.

To make resulting values comparable the value of $AVD_y = 30\ 000$ km is accepted constant throughout calculation which corresponds to naturally measured average distance for single vehicle traveling during year according to speedometer data. The value of $NCV_{i,y}$ for motor gasoline and LPG is determined according to [2]. The density of LPG to convert GJ/kg to GJ/l is assumed to be 0.515 kg/m³ taken from the official daily certificate on LPG quality obtained from filling station [6].

According to the applied approach specific GHG emissions (kgCO₂/kW*h) could be easily calculated for each representative combination of input-output.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Formulation of input-output combinations with the applying of above mentioned formulae and constants allows obtaining of specific GHG emission values per unit of energy output depending on the type of energy production process. Table 2 below contains the spreadsheet of specific GHG emissions for energy generation activities.

Table 2: Resulting specific GHG emissions for energy generation activities, kgCO₂/kW*h

Output Input	Electricity production	Heat production	Cogeneration (electricity+heat)*	Mechanical energy for vehicles
Coal	1,180	0,393	0,833	-
Heavy oil	0,880	0,293	0,621	-
Natural gas	0,673	0,224	0,445**	-
Solid biomass residues	0,016	0,005	0,011	-
Energy crops (wheat)	0,293	0,098	0,207	0,620***
Motor gasoline for vehicles	-	-	-	0,836
LPG for vehicles	-	-	-	0,543

* – for cogeneration technology the specific ratio is kgCO₂/(1kW*h_{th}+1kW*h_{el});

** – gas firing in gas reciprocating engines or internal combustion engines;

*** – figure implies bioethanol production from energy wheat.

Considering the statement of biomass CO₂ neutrality it is obvious that this fuel is less CO₂ emitting regardless of the energy generation technology applied. However GHG emissions from grown energy crops for energy utilization are comparable with values for fossil fuels: for electricity production energy crops are 4 times less CO₂ emitting than coal, 3 times less than heavy oil and only 2,3 times less than natural gas. Moreover, if bioethanol production from energy wheat for transport vehicles is considered total CO₂ emissions from bioethanol are even higher than from liquefied petroleum gas utilization. Such situation occurs due to long cycle of energy crops production starting from bio and land conversion,

usage of fertilizers, agricultural processing and finishing with additional energy resources consumption by bioethanol plant. So if the final goal is maximization of emission reductions this technology is very ambiguous, it depends on the numerous input parameters and could likely generate emissions instead of reducing them even in comparison with fossil fuels. As for other technologies including fossil fuels the simple comparison analysis as an example for power generation activities is presented in Table 3. The same analysis could be done for heat generation and combined heat and power generation.

Table 3: Comparative analysis of different fuels application for power production

	Coal	Heavy oil	Natural gas	Solid biomass residues	Energy crops (wheat)
Coal	1	1,341	1,752	76	4,021
Heavy oil	0,746	1	1,307	56	3,030
Natural gas	0,571	0,765	1	43	2,295
Solid biomass residues	0,013	0,018	0,023	1	0,053
Energy crops (wheat)	0,249	0,333	0,436	18,881	1

Application of cogeneration technology is outstanding energy generation option. Naturally cogeneration energy output is twice more than for single generation activities (1 k*Wh of heat+1 kW*h of electricity). The calculation shows that cogeneration produces approximately 2 times higher GHG emissions in comparison with separate heat generation and approximately 1,5 lower GHG emissions in comparison with separate power generation. It occupies “golden middle” between heat and power generation. Thus this option has GHG emission reduction potential in power sector but not in heat sector and should be considered if the final goal is maximization of energy output.

As for the transport sector – the less GHG emitting fuel is unexpected liquefied petroleum gas with CO₂ emission index of 0,543 kgCO₂/kWh, which is 16 % less in comparison with bioethanol from energy wheat. However here it should be mentioned that energy wheat is one of the most GHG emitting energy crop during production cycle which could serve as additional source of uncertainty. So it could be assumed that GHG emissions from LPG and bioethanol from randomly taking sample of energy crop are approximately even. Because transport is separate sector, where the parameter kgCO₂/kW*h is not as representative as in energy sector it is reasonable to provide additional value in form of common used in technical specifications kgCO₂/km (Table 4). Values in Table 4 could serve also as a kind of verification of calculated specific GHG emissions: for almost all modern vehicles such index could be found in passport data.

Table 4: Assessment of specific transport emission depending on the type of fuel

Type of fuel	Specific emissions, kgCO ₂ /km
Motor gasoline	0,2230
LPG	0,1448
Bioethanol from planted energy crops (wheat)	0,1653

The presented estimation obviously could not cover all peculiarities of transport sector taking into account its complex structure and technologies applied so the obtained results

could be considered only as preliminary estimation. However, here it was decided to provide such results as very indicative with respect to compare transport specific emissions (per 1 kWh) with energy production specific emissions.

3. CONCLUSIONS

On the basis of carried work the following conclusions could be formulated:

- 1) For energy generation technology group the GHG emission generation potential has been calculated using standard IPCC climate change methodology and presented in the conventional format of kgCO₂-eq./kW*h;
- 2) The comparison of basic energy generation options created as a combinations of input-output parameters showed, that less GHG emitting technology for energy production is direct biomass residues combustion with nearly-zero CO₂-emissions and most GHG emitting technology is direct coal firing;
- 3) Calculation of GHG emissions for three basic fuels used in vehicles has revealed that most CO₂-intensive fuel is motor gasoline and less intensive is LPG with specific GHG emissions of 0,846 and 0,543 tCO₂-eq./kW*h respectively.

Obtained data could be used for industrial operators, technical experts, climate change mitigation project developers and others to make a quick check of GHG emission generation for set of energy production technologies and fuel types. Such “express” estimation could help during technology switching or replacement to obtain a draft preliminary conclusion on what is the most “non-GHG emitting” option according to particular requirements.

References

- [1] Directive 2009/28/EC of the European Parliament of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC. http://ec.europa.eu/energy/renewables/background_documents_en.htm
- [2] Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories. Volume 2. Energy. Chapter 2. Stationary Combustion. Intergovernmental Panel on Climate Change, 2006.
http://www.ipcc-nccc.iges.or.jp/public/2006gl/pdf/2_Volume2/V2_2_Ch2_Stationary_Combustion.pdf.
- [3] International project of European Commission Directorate-General XII Science, Research and Development “ExternE. Externalities of Energy”. Vol XX: National Implementation, prepared by CIEMAT, ES, 1999. P. 184, 507. <http://www.externe.info/>
- [4] Approved baseline and monitoring methodology AM0036. Fuel switch from fossil fuels to biomass residues in heat generation equipment. United Nations Framework Convention on Climate Change, v. 04.0.0, EB 66, Annex 38 as of 2 March 2012. P. 13-14.
<http://cdm.unfccc.int/methodologies/DB/OBDBOHO6HD2U1IO6EIJDODF32WYY3C/view.html>
- [5] <http://www.biograce.net/content/ghgcalculationtools/overview>
- [6] “Lukoil” Oil Company Gas Quality Certificate # 1343 dated 27th of October 2008 “Liquefied Petroleum Gas for Domestic Fuel Consumption” according to State Standard of Ukraine 4047-2001.

CALCULATION OF CHARACTERISTICS DETERMINING SIGNIFICANT EFFECTS, AT COMBUSTION IN FURNACES OF LPG COMPARATIVE CH₄

Victor V. Ghiea (Ghia)¹ (Research Professor, Dr. Eng.)

ABSTRACT: The main characteristics which can determine advantageous and (or) negative effects on furnaces efficiency and environment pollution, - at combustion of LPG (y gas fuels) comparative with CH₄, - are calculated. Especially are detailed the followings characteristics: theoretic combustion temperature T_θ, emissivities of flame ε_{gy}, ε_{gm} and CO₂ combustion emission output. T_θ is determined in addition as function of combustion excess air ratio 1< n < 1.4, for C₄H₁₀ (y = b), C₃H₈ (y = p), blended propane with butane (y = bp), H₂(i = h) hydrogen and CH₄ (i = m), establishing quantitative relations between T_{θm}, T_{θp} ≈ T_{θb}, T_{θh}...The furnaces operation is critically analyzed using x combustion systems: with air at ambient temperature CAA or preheated air CPA, CAAR that is CAA with flue gas recirculation (FGR) and more complex CPAR, namely CPA with FGR. It is conceived a calculation method with general formulae for comparison gas fuels of hydrocarbon, referring to CO₂ outputs combustion emissions of x furnace operation systems.

1. INTRODUCTION

LPG is mainly C₃H₈, C₄H₁₀ or mix of propane with butane in different percentages . [1].. Natural gas usual consists of a high percentage of CH₄ (generally above 85 percent) with varying amounts of ethane, propane, butane and inert gases. For this reason in a first approximation for calculation, the natural gas will be assimilated with CH₄. It is to underlined that LPG generate especial y = b, p, bp gas fuels used as domestic and industrial fuels with numerous useful applications consuming very great quantities. The global warming and climate change results from greenhouse effect [2], because the atmosphere contain greenhouse gases (GHG). In general, are considered as the main GHG in the Earth's atmosphere: water vapour, carbon dioxide, methane, nitrous oxide, ozone and chlorofluorocarbons nonexistent in pre-industrial era. The change of natural greenhouse effect due the increase of emitted GHG by human activity give a climate change with global warming, often with negative effects, very important for the world development. CO₂ has a concentration in the atmosphere dangerous increased due the burning especial for energy production of fossil fuels: oil, coal and gas. In the first part, T_θ determined in addition as function of combustion excess air ratio n will be calculated for LPG, CH₄ and supplementary H₂, C₂H₆O gas fuels for a developed critic comparison. Establishing quantitative relations between theoretic combustion temperatures T_{θm}, T_{θp} ≈ T_{θb}, T_{θh}...are given in evidence the importance of T_θ characteristic for change the useful heat transfer by radiation. The main problems related with CO₂ combustion emission output comparative calculation in function of x combustion systems (x = a, p, r, rp for CAA, CPA, CAAR, CPAR) and y gas fuels, will be analyzed. As complex application resulted: LPG alternative gas fuels substituting a basic CH₄ gas fuel and also will be developed a calculation method with general formulae, valid for hydrocarbon gas fuels. The main effects due LPG comparative CH₄ combustion , will be established

¹ E-mail: ghiea_victor@yahoo.co.uk

2. THEORETIC COMBUSTION TEMPERATURES OF LPG COMPARATIVE WITH CH₄, H₂..., INFLUENCE OF COMBUSTION EXCESS AIR RATIO

Especial for significant calculations referring to the variation of radiation heat transfer, is defined the theoretic temperature of combustion T_0 as the temperature of gases resulted by fuel unity complete combustion at n combustion excess air ratio, neglecting the heat absorption due dissociation and heats given up to technological product with lost in environment. For calculation, the thermal balance of gas fuel unity in combustion process is referred to 0°C (273 K) temperature and missing preheating of combustion air. Indeed, the value of temperature T_0 is an essential factor, establishing the possibility to realize of optimal temperature for the technological process development in furnace working space and determine the value of useful heat transfer by radiation. Missing a specification of the some value for n , at T_0 calculation is not possible a correct comparison between two gas fuels. The real temperature of combustion gases in a furnace working space $T_g < T_0$ because a technologic product or an useful heated surface receives available heat but in the same time have loses of heat in environment. For precise calculations, when $T_g > 1800$ K it is usefully to take in account of dissociation heat, which in addition decreases the temperature T_g . But this decrease in the some conditions is relative smaller for H₂ combustion, comparative with LPG and CH₄ combustion, being decisive the combustion gases composition. Thus for example, at stoichiometric combustion ($n = 1$), the percentage content of CO₂ and H₂O (V_{yi} , and V_{wi} , where $i = y, m, h, d$), in combustion gases of gas fuel unity, are: for methane $V_{cm} = 100 V_{cm}/V_{0m} = 9.094\%$ and $V_{wm} = 100 V_{wm}/V_{0m} = 19.01\%$, for butane $V_{cb} = 11.96\%$ and $V_{wb} = 14.9\%$, for propane $V_{cp} = 11.62\%$ and $V_{wp} = 15.50\%$, and for hydrogen $V_{ch} = 0$ with $V_{wh} = 34.72\%$. V_{0i} represents the stoichiometric combustion gases of i gas fuels. For an increased value n , such as combustion at $n = 1.1$, result decreased values for V_{ci} and V_{wj} , as follows: $V_{cm} = 8.716\%$ with $V_{wm} = 17.433\%$, $V_{cb} = 10.948\%$ with $V_{wb} = 13.685\%$, $V_{cp} = 10.645\%$ with $V_{wp} = 14.194\%$ and $V_{ch} = 0\%$ with $V_{wh} = 32.07\%$. It is to underlined the small differences between V_{ci} , V_{wi} for butane, propane and the blended butane-propane. In general decreases the differences between values of V_{ci} and V_{wi} , when increase the ratio n , thus decreasing the temperature T_0 together with the flame radiation emission. In theoretical case when $V_{ci} \rightarrow 0$ and $V_{wi} \rightarrow 0$, because $n \rightarrow \infty$, practically disappear the difference between the composition for combustion gases, which become near of atmospheric air composition. With the increase of carbon content in the gas fuel molecule, directly increases the CO₂ content in the resulted combustion gases. According to the calculations and experiments, T_0 has a larger value for H₂ in comparison with CH₄, C₃H₈, C₄H₁₀, C₂H₆O, namely are valid inequalities $T_{0h} > T_{0d} > T_{0y} > T_{0m}$. Such as, with a small approximation, result for $n = 1.1$, the theoretic temperatures $T_{0h} = 2360$ K, $T_{0b} \approx T_{0p} = 2235$ K, $T_{0d} = 2275$ K for C₂H₆O and $T_{0m} = 2175$ K. For all analyzed gas fuels T_0 decrease with the increase of n , together with differences between afferent combustion theoretic temperatures. There is a very small difference between theoretical combustion temperatures for C₃H₈ and C₄H₁₀. Also, it is to specify that the difference between combustion theoretical temperatures $T_{0y} - T_{0m} = \Delta T_{0ym}$ and $T_{0h} - T_{0y} = \Delta T_{0hy}$ decreases with n increase, thus diminishing the difference between radiation useful heat transfer afferent for compared gas fuels. It is to specify, such as for $n = 1.05$ can obtain the same theoretic temperature of combustion for CH₄ ($T_{0m} = 2240$ K), with $n = 1.09$ for C₄H₁₀ and $n = 1.13$ for C₂H₆O, but $n = 1.22$ for H₂ combustion. Also for $n = 1.05$, a positive difference between theoretical temperatures of gas fuels H₂ and CH₄ combustion, is $\Delta T_{hm} = T_{0h} - T_{0m} = 180$ K. This difference decreases when is replaced CH₄ with LPG or C₂H₆O. With a small approximation acceptable for the technical calculations can consider $T_{0b} \approx T_{0p}$ independent of n in the field of technical applications. Lager T_0 especially at hydrogen combustion is a great advantage especially to increase the useful heat

transfer by radiation, but only when the optimal development of technological process permits a supplementary increase of useful product temperature. Because $T_{\theta h} > T_{\theta m}$ and less $T_{\theta y} > T_{\theta m}$ for the same n , but at low values n especially will promote the release of NO_x pollutant emission. Thus, nitrogen dioxide, a toxic gas, which can result from burning butane and (or) propane, represents a human health hazard, for heaters and stoves especial indoor [3]..

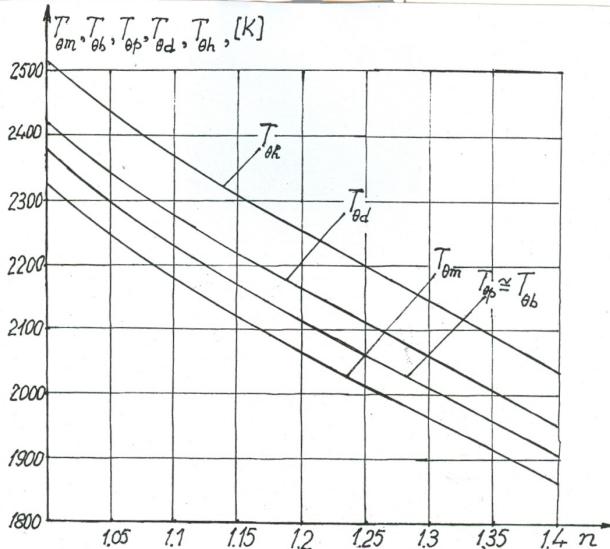


Fig.1- Variation of temperatures $T_{\theta m}$, $T_{\theta p}$, $T_{\theta b}$, $T_{\theta d}$, $T_{\theta h}$ in function of n when $1 < n < 1.4$, for gas fuels CH_4 , C_3H_8 , C_4H_{10} , $y = \text{bp}$, $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ and H_2 .

In detail, by experiments resulted that propane can burn with visible flame, usually having a supplementary radiation emissivity and is much cleaner flame than for gasoline, though not as clean as for natural gas with majoritar content of CH_4 . However, propane sensible incomplete combustion give a decreased low heating value H_p with CO and C carbon fine particles emissions, according to relation $2\text{C}_3\text{H}_8 + 7\text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO}_2 + 2\text{CO} + 2\text{C} + 8\text{H}_2\text{O}$ [2]. But in this disadvantageous abnormal situation, increases the chemical pollution by CO, NO_2 and mince C particle, giving also a decrease of combustion temperature. The C particles appear together with CO a very toxic gas. By calculations are established that non-luminous emissivities (ϵ'_{gy} , ϵ'_{gm}) of combustion gases for y gas fuels are small decreased as for CH_4 combustion. Such as, at the length of beam $l = 1\text{m}$ and temperature $T_g=1673\text{ K}$ for methane, butane and propane flames, resulted $\epsilon'_{gm}= 0.18$, $\epsilon'_{gb}= 0.1665$ and $\epsilon'_{gp}= 0.168$. Only luminous emissivities increases when burns LPG comparative with CH_4 , but usual is a modest increase due the content in flame of fine particle of C. This difference can increase, but only a little for avoiding a sensible incomplete combustion) and thus the flame total emissivities $\epsilon_{gy}>\epsilon_{gm}$. In numerous applications $T_{gy}^4 > T_{gm}^4$ with $T_{gy}^4 > T_{\theta m}^4$ and low values for radiation of useful heated surface in furnaces, advantageously can increase the useful heat transfer by radiation at combustion of LPG gas fuels comparative with CH_4 .

3. METHOD WITH GENERAL FORMULAE, FOR CALCULATION THE OUTPUTS DIFFERENCE OF CO_2 EMISSIONS, AT COMBUSTION OF LPG AND CH_4 COMPARED

Industrial furnaces, usually can operation in above presented x combustion systems. It is to underlined that CPA, CPAR and CAAR represent improved combustion

systems [4] which comparative with CAA (when it is possible to be applied) give fuel savings, decrease of emitted CO₂, together with intensification of useful heat transfer. The CO₂ output, emitted by combustion of y gas fuel unity using x furnace combustion system $O_{cxy} = V_{ey} W_{txy}$ where $V_{ey} = V_{cy} / H_y$ and $W_{txy} = B_{xy} H_y$. Similar, for CO₂ output, emitted by combustion of CH₄ gas fuel unity using a x furnace combustion system. $O_{c xm} = V_{em} W_{txm}$ where $V_{em} = V_{cm} / H_m$ and $W_{txm} = B_{xm} H_m$. The used new notations are: V_{cy} , V_{cm} - volumes of emitted CO₂ by complete combustion of unity for y and CH₄ gas fuels; H_y , H_m - low heating values of combusted y and CH₄ gas fuels; W_{txy} , W_{txm} - total thermal power of the y and CH₄ gas fuels, for x combustion system ; B_{xy} – y gas fuel consumption, for x combustion system: V_{ey} and V_{em} are the energetic characteristics of CO₂ emissions for y and CH₄ gas fuels.

When $O_{cxy} > O_{c xm}$ with $V_{ej} > V_{em}$, for the mean values of outputs at stable combustion regime, the difference between these outputs in percentages of $O_{c xm}$, the general formula is established:

$$\Delta O_{yxm} = 100 (O_{cxy} / O_{c xm} - 1) = 100 (\Omega_{yxm} \Psi_{eym} - 1) \quad (1)$$

$$\text{where the ratios } \Omega_{yxm} = W_{txy} / W_{txm} \text{ with } \Psi_{eym} = V_{ey} / V_{em} = V_{cy} H_m (V_{cm} H_y)^{-1} \quad (2)$$

$$\text{and for C}_4\text{H}_{10} \text{ with C}_3\text{H}_8, \Delta O_{bxm} = 100(1.2073 \Omega_{bxm} - 1) \quad (3)$$

$$\Delta O_{pxm} = 100(1.1775 \Omega_{pxm} - 1) \quad (4)$$

When for $\Omega_{bxm} = 1$, that is for the same total thermal power $W_{txb} = W_{txm}$, results for butane $\Delta O_{bxm} = 20.73\%$ and with a similar calculation and the same condition $\Omega_{pxm} = 1$ for propane $\Delta O_{pxm} = 17.75\%$, namely by the use of butane and propane comparative with methane combustion, result important increases of CO₂ emissions. For y = bp gas fuels of LPG is an analogous case, because the value of total CO₂ combustion emissions are determined especial by contents in percents for butane and propane. Taking into account only of the main factors which influence the furnace thermal balance for y and CH₄ gas fuel unity, result characteristic equations according to the x used combustion system. Such as, for CAA (x = a): $Q_{tay} = Q_{uay} + Q_{lay} = H_y - I_{eay}$, $Q_{tam} = Q_{uam} + Q_{lam} = H_m - I_{eam}$. The total heat quantities Q_{tay} and Q_{tam} represent so-called available heats for CAA at combustion excess air ratio n_{ay} and respective n_{am} which assure efficient operation of furnace. Q_{uay} , Q_{uam} and Q_{lay} , Q_{lam} are the useful heats transfer and the heat losses from combustion gases in environment, for the y gas fuel and CH₄ unity combustion (at x = a combustion-system). I_{eay} , I_{eam} are enthalpies of combustion gases at the furnace exhausted temperature T_{eay} , corresponding to the combustion excess air ratios $n = n_{ay}$, respective $n = n_{am}$, for y gas fuel and CH₄. When uses CPA (x = p) result Q_{tpj} and Q_{tpm} calculated for combustion excess air ratio n_{py} , respective n_{pm} , but containing in addition ΔI_{py} and ΔI_{pm} which determine the enthalpy of preheated combustion air (eventual also of gas fuel). An analogue case is for CPAR when in addition are used ΔI_{rpy} and ΔI_{rpm} [4] because x = rp. Also, similar calculations as above presented, will be for CAAR and CPAR, but using $n = n_{ry}$, n_{rm} respective $n = n_{rpy}$, n_{rpm} . So – called, efficiency of gas fuel energy utilization in furnace $\chi_{ay} = Q_{tay} / H_y$ for CAA will be defined as a fragment Q_{tay} of H_y energy, yielded by gas fuel unity, which remains in furnace working space. But $W_{tay} = W_{uay} + W_{lay}$ where $W_{tay} = B_{ay} H_y$, $W_{uay} = Q_{uay} B_{ay} / \chi_{ay}$ and $W_{lay} = Q_{lay} B_{ay} / \chi_{ay}$. In consequence, the total thermal power W_{tay} is the sum between useful thermal power W_{uay} and the thermal power of heat losses in environment W_{lay} . Other similar calculation can be effected for CPA, CUAR and CPAR. The products $P_{uay} = Q_{uay} B_{ay}$ defines

the useful heat transfer per unity of time for y gas fuel and $P_{lay} = Q_{lay} B_{ay}$ is the heat losses in environment per unity of time; also for y gas fuel. With above analogous meaning, are for methane $P_{uam} = Q_{uam} B_{am}$, $P_{lam} = Q_{lam} B_{am}$. and $\chi_{am} = Q_{tam} / H_m$. Thus results a ratio valid for CAA combustion system, as follows:

$$\Omega_{yam} = W_{tay} / W_{tam} = (P_{uay} + P_{lay}) \chi_{am} [(P_{uam} + P_{lam}) \chi_{ay}]^{-1} \quad (5)$$

When $P_{uay} \gg P_{lay}$ and $P_{uam} \gg P_{lam}$ (conditions valid usual for modern furnaces) results $(P_{uay} + P_{lay})(P_{uam} + P_{lam})^{-1} \rightarrow P_{uay} / P_{uam}$. In condition $P_{uay} = P_{uam}$ results $\Omega_{yam} \approx \chi_{am} / \chi_{ay}$ but similar ratios can be obtained for CPA, CAAR and CPAR. Also, from a new conceived ratio Ω_{yxm} can be obtained each particular case for the x mentioned combustion systems and y gas fuels. This improvement, develops with a general formula, - the above calculation method in condition $P_{uxy} = P_{uxm}$ and neglecting heat losses in environment, - as follows:

$$\Omega_{yxm} \approx \chi_{xm} / \chi_{xy} \approx H_y (H_m + \Delta I_{xm} - I_{exm}) [H_m (H_y + \Delta I_{xy} - I_{exy})]^{-1} \quad (6)$$

$$\text{where } \Delta I_{xm} = n_{xm} L_{0m} (i_p - i_a) \quad (7) \text{ with } \Delta I_{xy} = n_{xy} L_{0y} (i_p - i_a) \quad (8)$$

$$\text{and } I_{exm} = I_{0exm} + (n_{xm} - 1) L_{0m} i_e \quad (9) \text{ with } I_{exy} = I_{0exy} + (n_{xy} - 1) L_{0y} i_e \quad (10)$$

The new notations represent: I_{0exm} , I_{0exy} - enthalpies of theoretic volumes of combustion gases at furnace exhaust temperature T_e , for CH_4 and y gas fuel; i_p , i_a , i_e - specific enthalpies of combustion air for T_p , T_a and T_e ; - n_{xm} , n_{xy} combustion excess air ratios for CH_4 and y gas fuel, according to the x combustion systems. From (5) formula, results as particular cases the values of ratios Ω_{yxm} for x combustion system and y gas fuels, as follows: 1) CAA ($x = a$), when $\Omega_{yxm} = \Omega_{yam}$ with $\Delta I_{xm} = \Delta I_{am} = 0$, $\Delta I_{xy} = \Delta I_{ay} = 0$ because combustion air temperature is T_a and miss furnace recuperator, $I_{exm} = I_{eam}$, $I_{exy} = I_{eay}$ and $n_{xy} = n_{ay}$, $n_{xm} = n_{am}$; 2) CPA ($x = p$), when $\Omega_{yxm} = \Omega_{ypm}$ with $\Delta I_{xm} = \Delta I_{pm}$, $\Delta I_{xy} = \Delta I_{py}$, $I_{exm} = I_{epm}$, $I_{exy} = I_{epy}$, $n_{xy} = n_{py}$, $n_{xm} = n_{pm}$ and $T_p \gg T_a$; 3) CAAR ($x = r$), when $\Omega_{yxm} = \Omega_{yrm}$ with $\Delta I_{xm} = \Delta I_{xy} = 0$ also because miss combustion air preheating, namely $T_p = T_a$, $I_{exm} = I_{erm}$, $I_{exy} = I_{ery}$ and $n_{xy} = n_{ry}$, $n_{xm} = n_{rm}$; 4) CPAR ($x = rp$), when $\Omega_{yxm} = \Omega_{yprm}$ with $\Delta I_{xm} = \Delta I_{prm}$, $\Delta I_{xy} = \Delta I_{pry}$, $I_{exm} = I_{eprm}$, $I_{exy} = I_{epry}$ and $n_{xy} = n_{pry}$, $n_{xm} = n_{prm}$. For comparison with CH_4 combustion of y gas fuels in x combustion systems, the ratio Ω_{yxm} will be calculated at the same furnace exhaust combustion gases temperature $T_e = T_{ey} = T_{em}$ and in a first approximation for afferent coefficients: $n = n_{ay} = n_{am}$, $n_{py} = n_{pm}$, $n_{ry} = n_{rm}$ and $n_{pry} = n_{prm}$. For CPA and CPAR will be used the same combustion preheated air temperature $T_p = T_{py} = T_{pm}$ respective $T_p = T_{pry} = T_{prm}$. P_{uxy} and P_{uxm} , referring to x combustion systems and y gas fuels inclusive CH_4 , are $P_{uxy} = P_{rxy} + P_{cxy}$, $P_{uxm} = P_{rxm} + P_{c xm}$. Thus, the useful heat transfer per unity of time, totalizes the useful heats transfer by radiation P_{rxy} and by convection P_{cxy} , referring to the same unity of time. In the case when $P_{rxy} \gg P_{cxy} + P_{lxy}$, taking into account only of the main factors which influence the useful heat transfer by radiation (from combustion gases to the heated surface but having a relative low temperature), in a first approximation for this particular case $\Omega_{yxm} \approx \epsilon_{gy} T_{gy}^4 \chi_{xm} (\epsilon_{gm} T_{gm}^4 \chi_{xy})^{-1}$.

4. CONCLUSIONS

The main characteristics which can determine advantageous and (or) negative effects on furnaces efficiency and environment pollution, are established: combustion theoretic temperature T_θ , emissivity of flame, CO_2 combustion emission output, combustion excess air ratio n , preheated air temperature T_p , gas fuels kind and combustion system type. First, is critically analyzed the variation of T_θ for significant gas fuels, in addition dependent of n ratio increase. T_θ is an essential factor, establishing the possibility to realize of optimal temperature for technological process development, determining the value of useful radiation heat transfer. T_θ characteristic is calculated and graphic presented at $1 < n < 1.4$, in Fig. 1, for LPG, CH_4 and supplementary for H_2 , $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ gas fuels. Are established quantitative relations between temperatures T_{θ_m} , T_{θ_p} , T_{θ_b} , T_{θ_d}, \dots , resulting $T_{\theta_p} \leq T_{\theta_b}$, $T_{\theta_y} > T_{\theta_m}$ and the decrease of T_θ with n increase, but in detail being valid the inequalities $T_{\theta_h} > T_{\theta_d} > T_{\theta_y} > T_{\theta_m}$. By calculations resulted a small difference between values of gas flame non - luminous emissivities unfavorable to LPG comparative with CH_4 . But the flame of y gas fuels usual contain fine particles of C in suspension and thus total flame emissivities $\varepsilon_{gy} > \varepsilon_{gm}$. It is to avoid the sensible increase of flame soot in flame and other incomplete combustion products, so that to result a sensible decrease of afferent gas fuel heating value. Because $T_{\theta_y}^4 > T_{\theta_m}^4$ and $\varepsilon_{gy} > \varepsilon_{gm}$. can increase advantageous the useful heat transfer by radiation, burning LPG comparative CH_4 . In function of $x = a, p, r, rp$, characterizing the combustion systems CAA, CPA, CAAR, CPAR and $y = p, b, bp$ with $i = m$, characterizing LPG comparative CH_4 , a calculation method with general formulae is conceived. Thus are obtained CO_2 outputs combustion emissions relative difference ΔO_{yxm} , according to the general formula (1) where $\Omega_{yxm} \equiv \chi_{xm}/\chi_{xy} \equiv H_y(H_m + \Delta I_{xm} - I_{xm})[H_m(H_y + \Delta I_{xy} - I_{xy})]^{-1}$, in condition $P_{uxy} = P_{uxm}$ and neglecting environment losses. As particular cases, for butane $\Delta O_{bxm} = 100$ ($1.2073 \Omega_{bxm} - 1$) and for propane $\Delta O_{pxm} = 100$ ($1.1775 \Omega_{pxm} - 1$), being function of Ω_{bxm} and respective Ω_{pxm} . When such as, for $\Omega_{bxm} = 1$ results $\Delta O_{bxm} = 20.73\%$, namely by butane comparative methane combustion, results an important increase of CO_2 emissions. This increase can determine the growth of thermal pollution very dangerous for the live (resulting global warming with climate change). But from (6), namely the Ω_{yxm} general formula, can be obtained significant values for other numerous useful applications which correspond to different combustion systems, with different alternative and basic hydrocarbon gas fuels. It is to underlined the favour by LPG combustion, an increase of environment chemical pollution especial by NO_2 , CO and fine particles of C. This negative effect is amplify by application of CPA operating at high combustion temperatures. But also remain as advantages for LPG domestic and industrial consummations, a favorable availability of y gas fuels with relative rapid applicability and usual a more economic realizable the necessary infrastructure (in comparison with natural gases use).

REFERENCES

- [1] *.* <http://en.wikipedia.org/wiki/Propane> “Domestic and industry”, 6 Dec. 2011 and <http://en.org/wiki/Butane>, 2011
- [2] *.* http://en.wikipedia.org/wiki/Greenhouse_effect, 2005
- [3] *.* http://en.wikipedia.org/wiki/Nitrous_oxide, 26 Jun 2010
- [4] Ghiea (Ghia), V. V., Fuel savings due to high preheated combustion air and flue gas recirculation at industrial furnaces, NO_x decrease., Rev. Roum. Sci. Techn.- Électrotechn. et Énerg., 50, 4, Bucarest, 2005.

TECHNICAL AND ECONOMIC PERFORMANCE EVALUATION AND OPTIMAL SOLUTION DETERMINATION FOR A COGENERATION POWER PLANT USING AGRICULTURAL BIOMASS AS FUEL

Ing. Iablonschi Bogdan-Alexandru¹

ABSTRACT

This study analyses the technical and economic feasibility of a new Combined Heat and Power Plant which uses as fuel, agricultural biomass, in the form of wheat stems bundles. For this, a reasonable area of 50 km around the location of the CHPP has been considered for the agricultural waste collection system. Moreover, this study provides two solutions for the main technology of the new CHPP and presents the technical and economic differences between them in order to determine the optimum one. Both solutions are based on a Rankine cycle with identical grate fired boilers but one is equipped with a back-pressure steam turbine and the other with a condensing steam turbine with a controlled steam extraction for District Heating. The CHPPs for both solutions are sized in order to supply the thermal demand of nearly 500 households and to export the resulting power into the grid.

1. INTRODUCTION

Renewable energy is a solution for changing the fuel mix, thus reducing fossil fuels dependence. Several political initiatives, such as Directive 2009/28/EC on renewable energy, which sets as target for 2020 the achievement of 20% of the energy needs supplied from renewable energy, support the increasing need to move from a fossil fuel based society to a renewable energy based society. For this, bioenergy is an essential component for achieving the Directive's aim for 2020.

Romania has high potential when it comes to biomass, mainly from agricultural waste (60%) and forestry waste (20%). Currently, biomass technologies are the traditional ones and are used mainly for heating. The main obstacles are the small sizes of Romanian farms (average size is 2 ha), the limited cooperation of local farmers and the lack of agricultural waste collection systems.

Cogeneration technology (CHP) has been chosen because it is a well-proven technology, recognized worldwide as a cleaner alternative to traditional centralized generation. It also contributes to the global environmental improvement by reducing fossil fuel usage and by reducing the quantity of greenhouse gas emissions, in particular carbon dioxide CO₂.

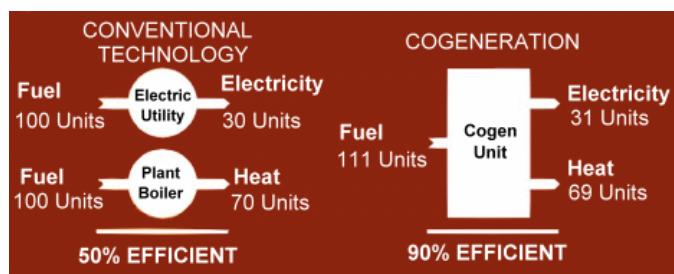


Figure 1 – Advantage of cogeneration over separate heat and power generation

¹ Tractebel Engineering, bogdan.iablonschi@gdfsuez.com

The aim of this study is to evaluate the technical and economic feasibility of an agricultural biomass fired cogeneration power plant. Due to cost and logistics problems brought by a large area biomass collecting system this study limits this system's area to a reasonable radius of 50 km around the power plant.

2. PROPOSED TECHNICAL SOLUTIONS

The main purpose of the new cogeneration power plant is to supply the thermal demand of nearly 500 households. For this, the CHPP will use as fuel, agricultural waste, in form of wheat stems which will be collected in bundles. The average lower heating value considered for this fuel is 13,932 kJ/kg.

As described above, the CHPP has been sized based on its heat capacity (the DH supply/return temperature is 90/70 °C), while its power capacity is a resulting value. For this, two solutions have been studied for the technology/equipment of the new cogeneration power plant. The two solutions are described below:

A. SOLUTION 1:

The main equipment of this power plant consists of:

- Grate fired boiler – two pass, non-reheat, natural circulation
- Fabric filter for dust emission reduction
- Back pressure steam turbine
- Electric generator with gear box
- District Heating Condenser (steam/water heat exchanger)
- Deaerator (3 bar pressure)
- Feed water pumps – 2 x 100%

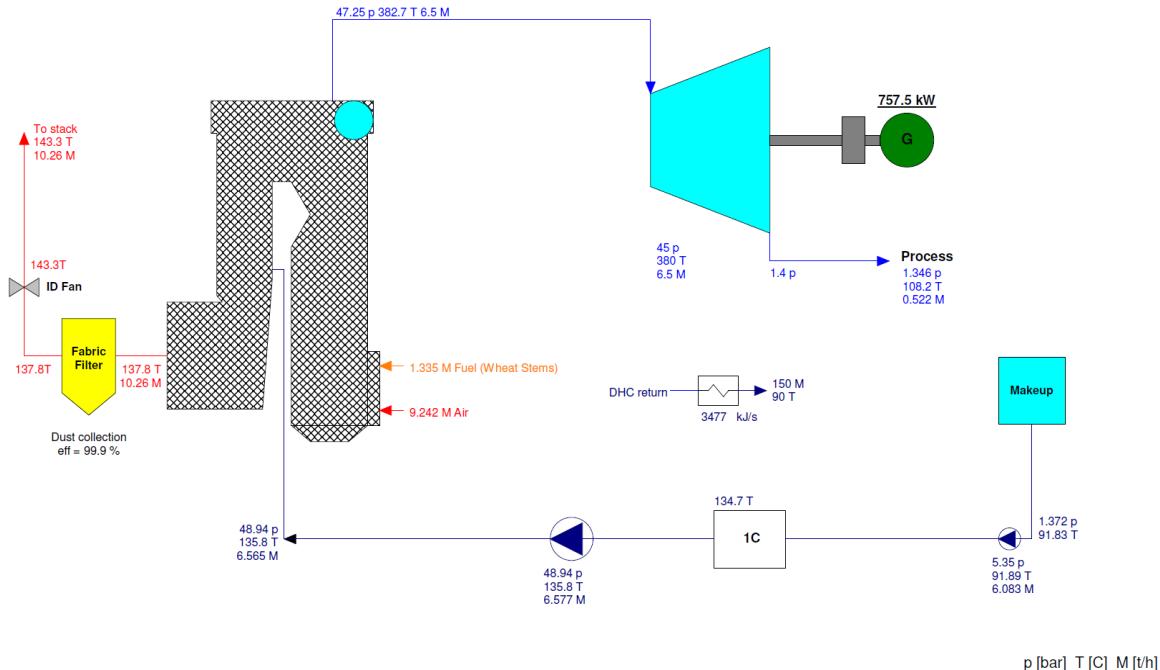


Figure 2 - Simplified cycle schematic for solution 1

B. SOLUTION 2

The main equipment of this power plant consists of:

- Grate fired boiler (identical to solution 1)
- Fabric filter for dust emission reduction
- Condensing steam turbine with a controlled extraction for District Heating
- Electric generator with gear box
- District Heating Condenser (steam/water heat exchanger)
- Condenser
- Induced draft cooling towers
- Deaerator (3 bar pressure)
- Feed water pumps – 2 x 100%

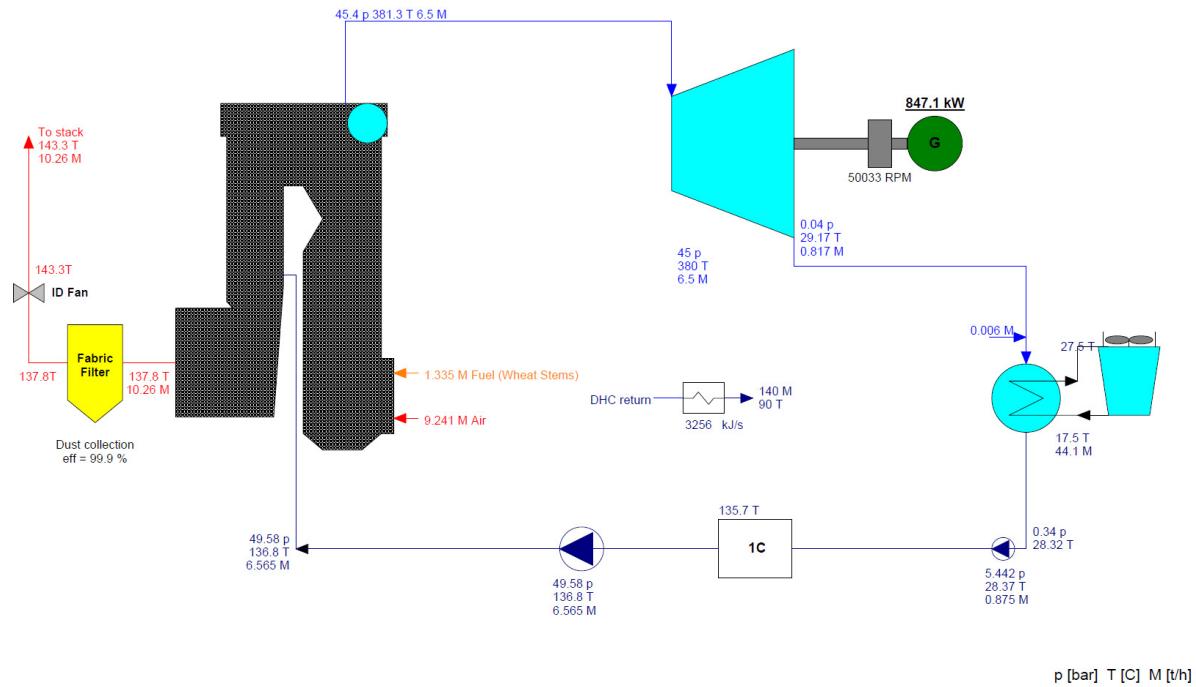


Figure 3 - Simplified cycle schematic for solution 2

3. TECHNICAL PERFORMANCE EVALUATION

For the operation of the power plant (both solutions) the assumption that during 3,500 h/yr, there is demand for the maximum heat capacity of the plant, has been made. Another assumption is that the entire power produced is exported into the grid. With these assumptions in mind the following operation regimes have been considered:

Solution 1:

- 3,500 h/yr – plant is operating at full load (cogeneration mode)
- 5,260 h/yr – plant is stopped due to no heat demand

Solution 2:

- 3,500 h/yr – plant is operating at full load with totally opened controlled extraction (cogeneration mode)
- 4,500 h/yr – plant is operating at full load with totally closed controlled extraction (full condensing mode)
- 760 h/yr – plant is stopped due to maintenance period (scheduled and/or unscheduled)

Table 1 – Technical performances for both solutions

Power plant technology	Solution 1	Solution 2		M.U.
	Back-pressure ST	Condensing ST		
Operating regime	Cogeneration	Cogeneration	Condensation	
Operating time	3,500	3,500	4,500	h/yr
	5	5	6	months/yr
Power plant load	100	100	100	%
Gross power produced	758	847	1,235	kW
Net power produced	583	698	1,083	kW
Heat delivered	3,477	3,256	0	kW
Fuel consumption	5,167	5,167	5,167	kW
	1.34	1.34	1.34	t/h
Electric efficiency	11.29	13.52	20.96	%
Global efficiency	78.58	76.54	20.96	%
Thermal efficiency	67.30	63.02	0.00	%
Net annual power produced	2,041	2,444	4,873	MWh/yr
Annual heat produced	12,170	11,396	0	MWh/yr
Annual fuel consumption	18,083	18,083	23,250	MWh/yr
	4,673	4,673	6,008	t/yr

Because the boilers in both solutions are identical, with a fuel consumption of 1.335 t/h (at full load), but the annual operating duration is different (as presented above) the estimated biomass collecting system areas are 1,900 ha for solution 1 and 4,300 ha for solution 2.

As presented in the above table, solution 1 provides a better global efficiency but a lower electric efficiency.

4. ECONOMIC PERFORMANCE EVALUATION

The investment value (for both solutions) has been considered from own sources (no financial costs) and annual price modifications have not been taken into account.

Table 2 – Input data for the economic analysis

Input data	M.U.	Solution 1	Solution 2
Investment value	EUR/kW	3,150	3,500
	EUR	1,836,765	3,790,150
Fuel price	EUR/t	70	
Annual Expenses with fuel	EUR/yr	338,756	774,300
Annual Expenses with O&M	EUR/yr	36,735	109,762
Electricity selling price	EUR/MWh	50	
Annual income from electricity sales	EUR/yr	102,043	365,873
Heat selling price	EUR/MWh	35	
Annual income from heat sales	EUR/MWh	486,938	398,860
Number of green certificates	GC/MWh _e	2+1*	
Average green certificate selling price	EUR/GC	40	
Annual income from green certificate sales	EUR/yr	244,902	683,172
Economic analysis horizon	Years	25	
Discount rate	%	10	

* According to Law 220/2008 regarding the system which promotes energy production from renewable sources and OUG 88/2011 on amending and supplementing this law, new biomass power plants will receive two green certificates for each MWh_e and another one for each MWh_e produced in high efficiency cogeneration (according to ANRE methodology - both solutions benefit from this bonus). The CHPP could benefit from an additional green certificate if the fuel used comes from energy crops (not applicable for this project).

Table 3 – Economic indicators for both solutions

Economic indicator	M.U.	Solution 1	Solution 2
Net Present Value (NPV)	EUR	1,865,824	1,571,020
Undiscounted payback period (Ts)	Years	5	7
Discounted payback period (Ta)	Years	6	10
Internal Rate of Return (RIR)	%	27,03	15,30
Cost/Benefit Ratio (RCB)	-	1,37	1,14

3. SENSITIVITY ANALYSIS

This chapter presents a sensitivity analysis showing the impact on the economic indicators of the number of annual operating hours in cogeneration. This impact is shown below:

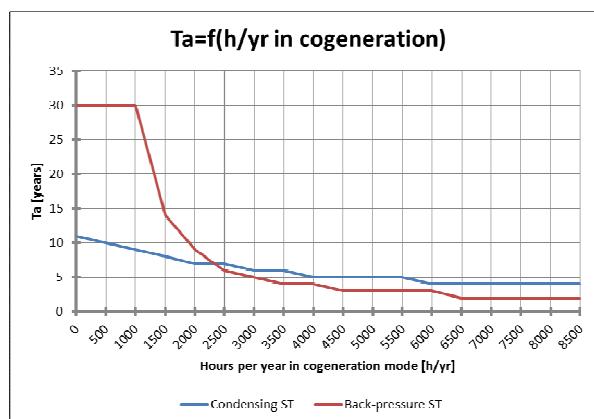


Figure 4 – Discounted payback period depending on annual hours per year in cogeneration

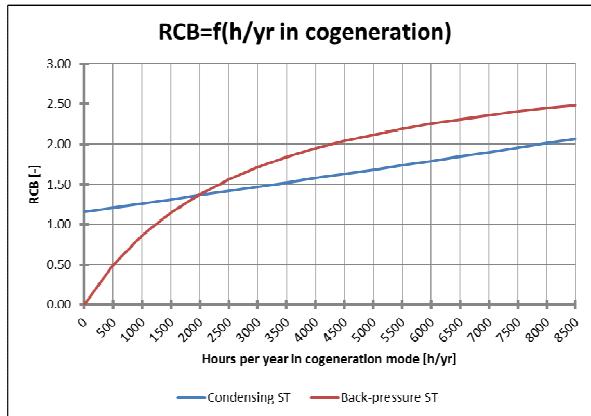


Figure 5 - Cost/Benefit Ratio depending on annual hours per year in cogeneration

By increasing or decreasing the number of cogeneration hours per year, the following effect is achieved:

- For solution 1 (back-pressure steam turbine):

More hours per year in cogeneration actually means that the CHPP has a larger operation duration per year because this solution cannot operate without heat demand.

- For solution 2 (condensing steam turbine):

More hours per year in cogeneration means the reduction of the period in which the CHPP operates in full condensing mode, thus increasing the period in which the CHPP obtains an additional green certificate for high efficiency cogeneration.

4. CONCLUSIONS

After analyzing the two proposed solutions, the conclusion is that both solutions are technically and economical feasible. This is because of the low fuel price and because of the received green certificates. These two aspects compensate for a low electric efficiency for both solutions.

However, solution 1 (back-pressure ST) proves to be a better one because it has a lower installed capacity, (lower investment cost) and it has a higher global efficiency. Also, when operating in full condensing mode, solution 2 has a low electric efficiency (20%) and only benefits from two green certificates (out of maximum three).

The lower investment and O&M costs make solution 1 more economical attractive when increasing the number of cogeneration hours per year as it can be seen from the sensitivity analysis.

References

- [1] Ministerul Economiei, Comerțului și Mediului de Afaceri - Romania, NL Agency – Olanda, ENERO – Romania, *Master Plan Biomasa pentru Romania*, 2010.
- [2] Tudora Emanuela, *Biomasa ca resursa regenerabila*, Simpozionul Impactul Acquis-ului comunitar asupra echipamentelor si tehnologiilor de mediu, 2009.
- [3] *Planul Național de Acțiune în Domeniul Energiei din Surse Regenerabile* (PNAER), 2010.
- [4] Thermoflow, Inc. – Thermodynamics simulation software, version 22, 04.2012.

THE HEAT PUMP OBTAINS ADVANTAGES IN HOUSE HEATING

Prof. Dr.Ing. Ion C. IONITA, "Dunarea de Jos" University, Galati, Romania

ABSTRACT

Due to technological manufacturing progress in the last time the well-known heat pump obtains substantial advantages in house heating applications. The paper is comparing the heat pumps for house heating each other type, analyzing them thermodynamically, ecologically and economically. The result of comparison is that this mean of heating is promising, but today more expensive, especially the air - water type. Due to big installation cost, they are more or such expensive like electrical heating.

1. INTRODUCTION.

The heat pump is a thermal system which uses the inverted refrigeration cycle in order to rise the temperature of a fluid by means of the mechanical energy used by the compressor. If we note ϕ_s - the source heat rate, [kJ/s], P_A - the compressor driving power, [kW] and ϕ_c - the consumer's heat rate, [kJ/s], the mathematical model of the heat pump working is shown by the equation:

$$\phi_s + P_A = \phi_c \text{ [kW]} \quad (1)$$

The physical model of the heat pump working is shown in figure 1.

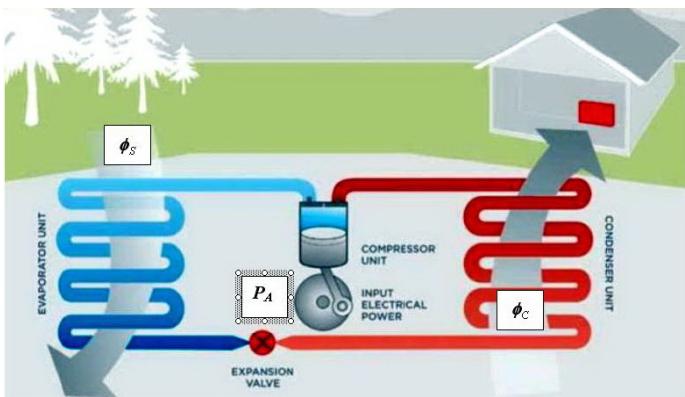


Fig. 1. The physical model of the heat pump working

The heat pump efficiency is characterized by performance coefficient COP:

$$COP = \frac{\phi_c}{P_A} \quad (2)$$

COP shows how many thermal kilowatts delivers the heat pump for each 1 kW consumed. Depending on the heat source COP varies between 3 and 5 or even more [1]. This value is showing the great importance of this type of thermal systems.

2. THE HEAT SOURCE

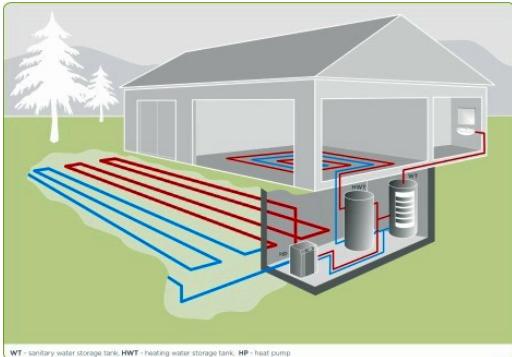
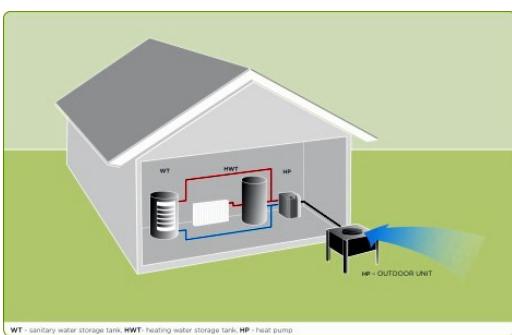
There are three main heat sources for heat pumps: the environmental air, the soil and the natural waters as lakes, rivers or oceans. Additionally could be used combustion exhausted gases, technological waters or other evacuated fluids.

2.1. Air/water heat pumps [1]

Air/water heat pumps make use of the energy accumulated in the air around us. These heat pumps can operate efficiently at temperatures as low as -20°C.

Construction works involved are negligible compared to other models and they are completed very quickly. Internal (indoor) heat pump unit is installed within the building. Such system

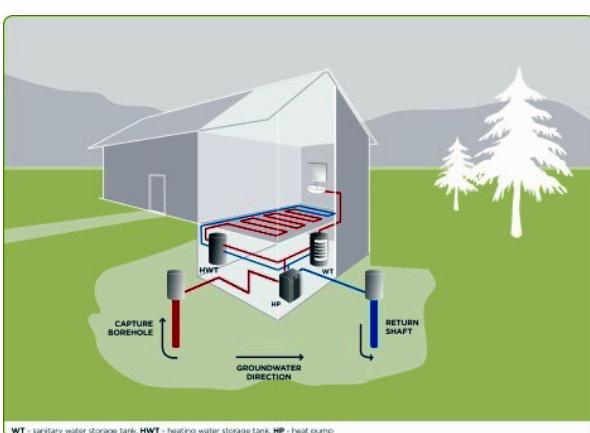
prevents any freezing danger to the external unit even in cases of prolonged power supply failure. Air/water heat pumps are ideal for use in bivalent systems with two heating sources and coordinated operation. Heat pump has a separate outdoor evaporator unit while all other vital parts are installed in the building, protected from freezing. Operating range is from -20°C to 40°C. Energy source is available throughout the year. Distance between the evaporator and the heat pump motor is 10 meters or more.



2.2. Brine/water heat pumps [1]

Brine/water heat pumps make use of the energy accumulated in the soil. The energy is recovered from the soil using a ground heat collector laid over an adequately sized surface. For optimum operation, the collector surface must be approximately twice the size of the heated area. Geothermal heat pumps are highly economical and they reach COP values over 4.5. The difference between input temperature of the medium (water + glycol) and output temperature at the collector is approximately 4°C.

2.3. Water- water heat pumps [1]



Water/water heat pumps are among the most efficient heating energy systems. The temperature of ground water is a very reliable and constant energy source since its temperature is between 7°C and 13°C. The ratio between input power and output heat (Coefficient of Performance, or COP) is very favorable in water/water systems, often exceeding the figure value of 5, considering the annual average. Water/water heat pumps are smaller, compact units. Implementation of a water/water heat pump requires drilling two boreholes into the

ground: primary borehole (well) for pumping the water and secondary borehole for returning the water to the ground. Based on experience, optimum distance between the primary and secondary borehole is approximately 15 meters. A part of the energy stored in the water pumped from the ground is recovered and the water is returned to the ground, cooled by 2°C to 4°C, without causing any chemical change to the water whatsoever.

3. LOOKING THERMODYNAMICALLY.

The exergy E of the heat Q processed by a heat pump is given by the equation:

$$E = Q \left(1 - \frac{T}{T_o} \right) \quad (3)$$

where T [K] is the temperature of the processed fluid, while T_o [K] is the environmental temperature. The heat pump is processing a fluid taken from environment and rising its temperature to T value.

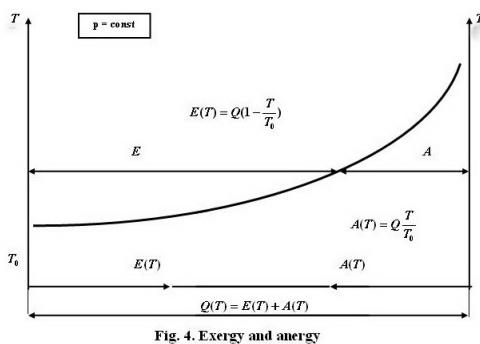


Fig. 4. Exergy and anergy

In figure 4 there are represented the exergy $E(T)$ and anergy $A(T)$ of a fluid with temperature T [K]. From this figure we can see how useful is a heat pump, which takes from environment a fluid with exergy of zero value (temperature T_o) and delivers it to consumer with the exergy $E(T)$. The figure 5 is brought below to show that the heat pump has a welcome place in $T-s$ diagram. While the steam turbine, the gas turbine and even the combined cycle steam and gas turbine are situated on the upper part of the diagram $T-s$, the heat pump is working with the lower temperature values, that is in the lowest blank areas, non occupied by the other cycles.

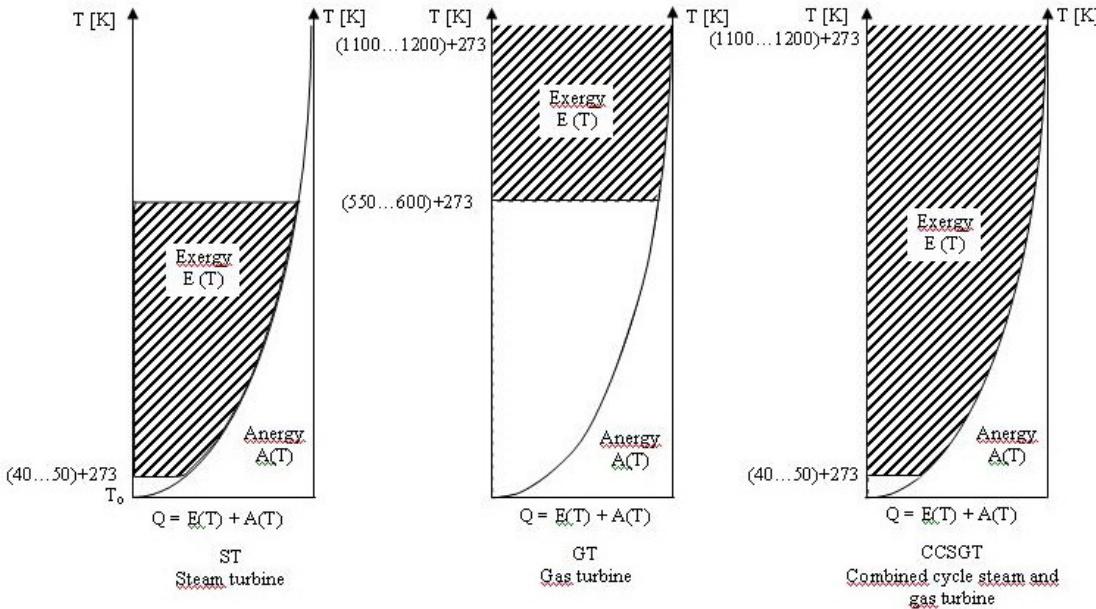


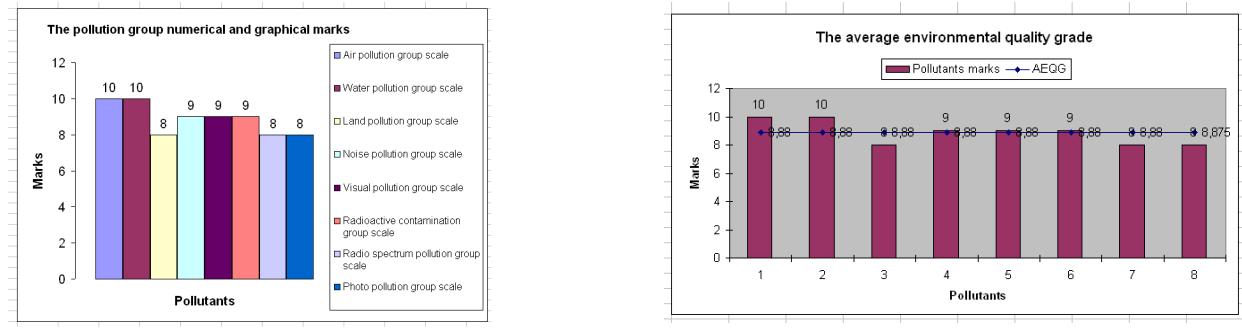
Fig.5. The place of steam turbine, gas turbine, combined cycle and of the heat pump in $T-s$ diagram.

4. LOOKING ECOLOGICALLY.

The heat pump thermal system doesn't affect significantly the environment by its working. To express numerically this effect the author uses what he proposed before, in the paper [3]. We can consider as example, not too far from the reality of heat pump application that the pollution measurement results allow to be issued an environmental certificate with the following data:

The Case Ce (Place C, user e)

- 4.1. Geographical position (latitude and longitude), somewhere in the mountains.
- 4.2. The user is interested to know all the possible pollution effects.
- 4.3. By using the pollution measurement results the following group marks were obtained by computer: Air pollution group scale – mark 10; Water pollution group scale – mark 10; Land pollution group scale – mark 8; Noise pollution group scale – mark 9; Visual pollution group scale – mark 9; Radioactive contamination group scale – mark 9; Radio spectrum pollution group scale – mark 8; Photo pollution group scale – mark 8.



4.4. As result, the general environmental quality grade GEQG of the place C user e is 8 (slightly polluted), because of the land pollution, radio spectrum pollution and photo pollution measured there.

4.5. The average environmental quality grade AEQG of the place C user e is 8,75 (good to slightly polluted)

These good ecologically results will be reflected economically, the consumer paying fewer taxes.

5. LOOKING ECONOMICALLY.

In order to analyze economically this thermal system, we have to write the cost equation of the delivered by heat pump thermal energy:

$$c_y = c_I + c_{OM} + c_E \quad [\$/year] \quad (4)$$

The investment annual cost of the house heating, c_I [\$/year] is the most important member of the eq.(4), because the other two members are significantly smaller. It depends on the total investment cost of the heat pump plant, C_t^I [\$] and on the life cycle of this purchased plant, τ [years].

The total investment cost of the heat pump plant, C_t^I [\$] must be:

$$C_t^I = C_{eq} + C_{inst} = C_{eq}(1+k_{inst})[\$] \quad (5)$$

The installation working cost C_{inst} [\$], can be appreciated statistically this way:

$$C_{inst} = k_{inst} C_{eq} [\$] \quad (6)$$

The author didn't find literature data, because this cost varies depending on the placement conditions, but discussing with a company that is installing such equipments, they appreciate the factor k_{inst} being equals 0,25 for air-water heat pumps; 1,0 for soil-water heat pumps and 0,80 for water-water heat pumps.

So, the investment annual cost of the house heating, c_I [\$/year] can be calculated using the simple equation:

$$c_I = \frac{C_t^I}{\tau} [\$/year] \quad (7)$$

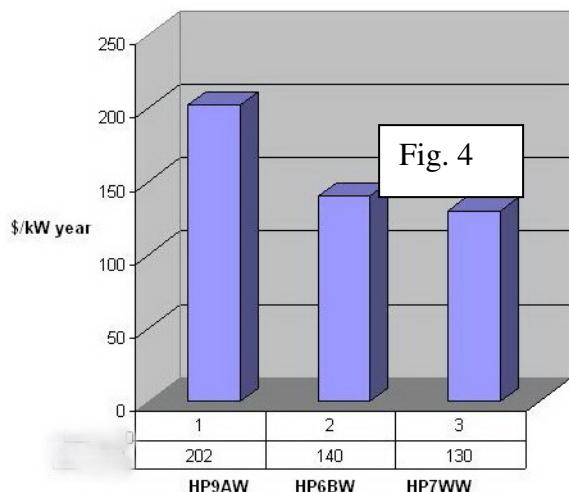
Here is the main brake that delays the large application of the heat pump for heating. While the most other heating equipments have the life cycle one or more years, maximum 10, the life cycle of the heat pump is 25 years (If you decide to install a heat pump today, you should be aware you are making an investment for the following 25 years [1]). This is an advantage on the one side, but this advantage brings bigger annual expenditures.

The operation - maintenance annual cost of the house heating, c_{OM} [\$/year] is very small for heat pump equipment. The author appreciates that $c_{OM}=0,05 c_I$, the real sum being possible to find only after utilizing the plant.

Tab.1. Calculation of the heat pumps heating costs

Value	Measure unit	Eq.	HP9AW	HP6BW	HP7WW
ϕ_c	kW		5,60	6,00	6,40
P_A	kW		1,60	1,40	1,21
COP			3,90	4,30	5,30
C_{eq}	\$		17746	7887	9014
k_{inst}			0,25	1,0	0,80
C_{inst}	\$	(6)	4436	7887	7211
C_t^I	\$	(5)	22182	15774	16225
c_I	\$/year	(7)	887	631	649
c_{OM}	\$/year		44	32	32
c_E	\$/year	(8)	202	176	152
c_y	\$/year	(4)	1133	839	833
c_{kW}	\$/kW year	(9)	202	140	130

The unit cost of the thermal kW delivered



The electrical annual cost of the house heating, c_E [\$/year] depends on the heat pump electrical power P_A [kW], on the number of the working hours/year n_{hy} [hours/year] and on the unit cost of electricity c_e^g [\$/kWh]:

$$c_E = P_A n_{hy} c_e^g [\$/year] \quad (8)$$

Now, it is the time to calculate some annual costs of the different heat pump equipments and to compare them in order to find out which of them are the best. From the many manufacturers' offers [1,4], let's take 3 heat pumps

by the same or very close thermal power ϕ_c [kW], differing among them by the heat source, in order to calculate the annual cost of the operation, including the investment pay-off cost. The calculation was done using the prices from [5] and the change rate 1 \$ = 3,55 lei, $\tau = 25 \text{ years}$, $n_{hy} = 720 \text{ h/year}$ (on average 4 hours/day, during 6 months), the electricity price $c_e^g = 0,175 \$/kWh$. Finally, in order to have

correct terms of comparison, it was calculated the unit cost c_{kW} [\$/kW year] making use of the equation:

$$c_{kW} = \frac{c_y}{\phi_c} [\$/kWyear] \quad (9)$$

In order to have a comparison base, we calculate the unit price of the electrical heating c_{kW}^E [\$/kWyear] in the same calculation conditions, that is:

$c_{kW}^E = n_{hy} c_E = 720 \times 0,175 = 126 \$/kWyear$. The calculation data and results are written in table 1. From the table 1 one can see the big cost difference between the studied heat pumps types. So, the air-water heat pump is more expensive than the soil-water heat pump by 44,3 % and by 55,4 % than the water-water heat pumps. In figure 4 this fact is represented graphically.

6. Conclusions

- 6.1) The heat pump is a very promising thermal heating system, thermodynamically and ecologically better than all other systems, if installing them for long term such as 25 years (see subsection 4 and 5).
- 6.2) From economical point of view the present price of the equipment make it less competitive for who wants to operate the system for shorter term such as 5- 10 years (see subsection 5).
- 6.3) The present electricity price makes the air-water pump heating more expensive than the electrical heating (202 \$/kW year vs. 126 \$/kW year), while the other two types of the heat pumps are very close to electrical heating (140 \$/kW year for soil-water and 130 \$/kW year for water-water solution). In the future, when the rise of electricity price is expected, probably this difference will be reduced (see subsection 5).
- 6.4) The heat pump heating system is economically very justified in the temperate geographical areas, where this thermal system may be used for cooling in the summer time.
- 6.5) The present common air - conditioning reversible equipments installed widespread could be and are used economically for heating in the spring and autumn time, when the outdoor temperatures are not too low.

References

- [1]. http://www.gorenjegroup.com/en/filelib/business_units/tiki/heat_pumps_2011.pdf
- [2] Retscreen® International Clean Energy Decision Support Centre Clean energy project analysis: Retscreen® engineering & cases textbook Ground-source heat pump project analysis chapter © Minister of Natural Resources Canada 2001 - 2005. www.retscreen.net
- [3] Ion C. Ionita, Ion V. Ion, Simona L.Paraschiv, Spiru Paraschiv, Expressing numerically the local total pollution by using general environmental quality grade (GEQG) METIME 2009, Universitatea "Dunarea de Jos, Galati, Romania.
- [4] Manualul instalatorului <http://www.artecno.ro/manual/pag1.html>
- [5] <http://www.metro.ro>

MATHEMATICAL MODELING OF HYDROGEN DIFFUSION IN THE POROUS SYSTEM OF BIOMASS BRIQUETTES

Gheorghe Lăzăroiu¹, Lucian Mihăescu, Ionel Pîșă,
Elena Pop, Manuela-Elena Georgescu, Horațiu Pop

University Politehnica of Bucharest, Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering
Department of Thermodynamics, Engines, Thermal and Refrigeration Equipments

ABSTRACT

The paper deals with mathematical modeling of hydrogen diffusion in the porous system of biomass briquettes. A mathematical model has been developed for gas diffusion in a porous system and based on it a numerical simulation for hydrogen absorption has been carried out. The results are presented graphically and they point out that the concentration variation inside the pore decreases with the increase of pore length and increases with the increase of hydrogen flux. Also, the absorbed hydrogen quantity decreases with the increase of the pore length and for a given pore length the absorbed hydrogen quantity increases with the increase of hydrogen flux and internal pore surface.

1. INTRODUCTION

Research regarding hydrogen diffusion in the porous system of biomass is part of wider research [1,2] focusing on using hydrogen as an active medium for solid biomass combustion. In parallel with hydrogen combustion in solid biomass, tests regarding briquettes combustion previously subjected to a hydrogen flux will be carried out.

2. MATHEMATICAL MODELING OF GAS DIFFUSION IN A POROUS SYSTEM

The equation which describes hydrogen diffusion in the pores of a renewable fuel is [3]:

$$D_i \cdot \frac{d^2 C}{dx^2} + q = 0 \quad (1)$$

Where: D_i is the coefficient of diffusion; C is the concentration, x is the pore depth and q is the hydrogen flux.

Eq. (1) can be written as follows:

$$\frac{d^2 C}{dx^2} = -\frac{q}{D_i} \quad (2)$$

Integration of eq. (2) leads to:

¹Splaiul Independenței 313, PC. 060042, Sector 6, Bucharest, Romania, 0722808709 , glazaroiu@yahoo.com

$$\frac{dC}{dx} = -\frac{q}{D_i} \cdot x + C_1 \quad (3)$$

The solution of eq. (3) is:

$$C = -\frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2 \quad (4)$$

The boundary conditions needed in order to determine the constants C_1 and C_2 are:

$$x = 0 ; C = C_s \rightarrow C_2 = C_s \quad (5)$$

Where, C_s is hydrogen concentration on the particle surface.

For $x = 0 \rightarrow \frac{dC}{dx} = 0$ and thus from eq. (3) it results:

$$0 = -\frac{q}{D_i} \cdot l + C_1 \Rightarrow C_1 = -\frac{q}{D_i} \cdot l \quad (6)$$

Where, l is the pore length.

Finally, the equation which describes the variation of hydrogen concentration inside the pores can be written as:

$$C = -\frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot x^2 - \frac{q}{D_i} \cdot l \cdot x + C_s = C_s - \frac{q}{D_i} \cdot l \cdot x - \frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot x^2 \quad (7)$$

The value for the concentration on the particle surface in time and depending on the hydrogen flux q can be computed as:

$$C_s = q \cdot \tau \quad (8)$$

Where, τ is the time measured in seconds.

Based on eq. (7) the hydrogen concentration at a certain pore length l can be calculated as follows:

$$C_l = C_s - \frac{q}{D_i} \cdot l^2 - \frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot l^2 \quad (9)$$

Further, eq. (9) can be written:

$$C_l = q \cdot \tau - \frac{3}{2} \cdot \frac{q}{D_i} \cdot l^2 = q \cdot \left(\tau - \frac{3}{2} \cdot \frac{l^2}{D_i} \right) \quad (10)$$

Time needed for the absorption process can be calculated with:

$$\tau = \frac{3}{2} \cdot \frac{q^2}{D_i} \quad (11)$$

The concentration variation inside the pore can be computed as follows:

$$C_m = \frac{\int_0^l \left(C_s - \frac{q}{D_i} \cdot l \cdot x - \frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot x^2 \right) dx}{l} = \frac{\left(C_s \cdot x - \frac{q}{D_i} \cdot \frac{l \cdot x^2}{2} - \frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot \frac{x^3}{3} \right) \Big|_0^l}{l} \quad (12)$$

$$C_m = C_s - \frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot l^2 - \frac{q}{2 \cdot D_i} \cdot \frac{l^2}{3} = C_s - \frac{2}{3} \cdot \frac{q}{D_i} \cdot l^2 \quad (13)$$

Using eq. (13) the quantity of absorbed hydrogen can be calculated with:

$$Q = V \cdot C_m \cdot S_i \cdot \varepsilon \quad (14)$$

Where, V is the particle volume, S_i is the internal pore surface and ε is the Fourier criteria and represents the relative pore depth during reaction.

3. RESULTS OF MATHEMATICAL MODELING

The conditions in which the mathematical modeling has been developed are presented in Table 1. A program in MathCad software [4] has been developed according to the mathematical model presented before. The results obtained are presented graphically in Figure 1 to Figure 9.

Table 1: Condition for mathematical modeling

Nr. Crt.	Parameter	Value
1	Hydrogen flux q [kg/(m ³ s)]	0.000001; 0.0000015; 0.000002
2	The pore length l [m]	$1 \cdot 10^{-7}$; $2 \cdot 10^{-7}$; $3 \cdot 10^{-7}$; $4 \cdot 10^{-7}$; $5 \cdot 10^{-7}$; $6 \cdot 10^{-7}$; $7 \cdot 10^{-7}$ $8 \cdot 10^{-7}$; $9 \cdot 10^{-7}$; $1 \cdot 10^{-6}$
3	The particle volume V [m ³]	$1 \cdot 10^{-3}$; $2 \cdot 10^{-3}$; $5 \cdot 10^{-3}$; $1 \cdot 10^{-2}$; $2 \cdot 10^{-2}$
4	The internal pore surface S_i [m ² /m ³]	100; 150
5	Relative pore depth during reaction ε [m]	0.497

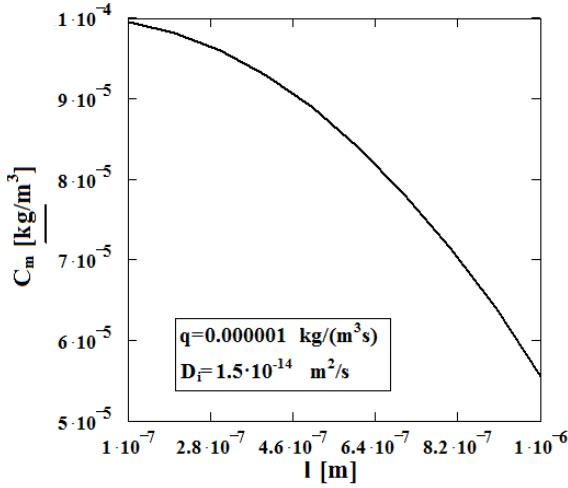


Figure 1: Concentration variation inside the pore (C_m) in function of pore length (l) for ($q = 0.000001 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

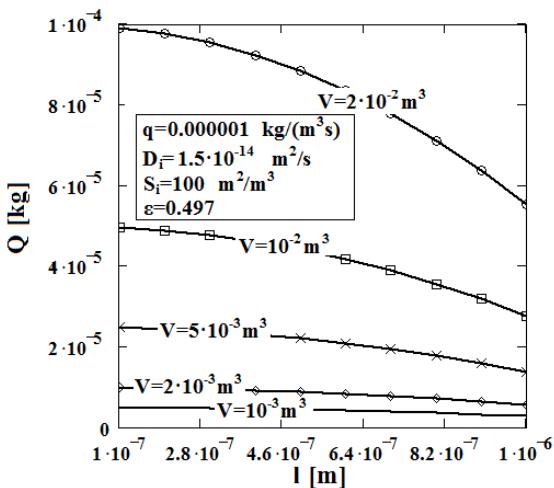


Figure 2: Variation of absorbed H_2 quantity (Q) in function of pore length (l) for different volume (V) values (($q = 0.000001 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$) and $S_i = 100 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

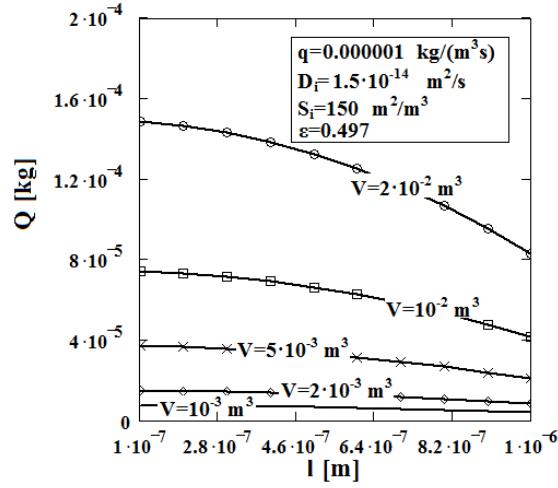


Figure 3: Variation of absorbed H_2 quantity (Q) in function of pore length (l) for different volume (V) values (($q = 0.000001 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$) and $S_i = 150 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

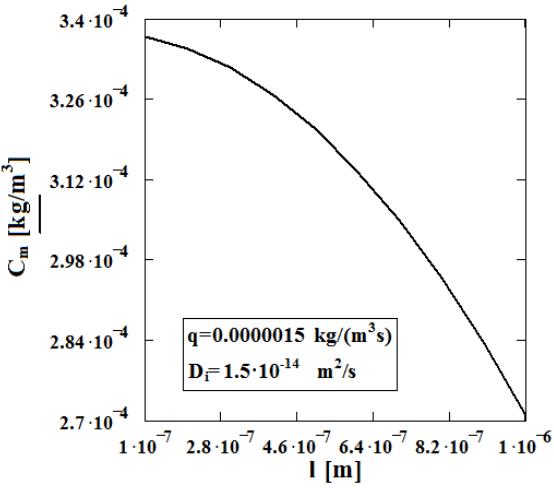


Figure 4: Concentration variation inside the pore (C_m) in function of pore length (l) for ($q = 0.0000015 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

Figure 1, Figure 4 and Figure 7 show the concentration variation inside the pore (C_m) in function of pore length (l) for hydrogen fluxes $q = 0.000001 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 0.0000015 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 0.000002 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, respectively. As it can be seen C_m decreases with the increase of l and for a given l value, C_m increases with the increase of q .

Figure 2, Figure 5 and Figure 8 show the variation of absorbed hydrogen quantity (Q) in function of pore length (l) for hydrogen fluxes $q = 0.000001 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 0.0000015 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 0.000002 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, respectively, an internal pore surface $S_i = 100 [\text{m}^2/\text{m}^3]$ and different values for the particle volume. The absorbed hydrogen quantity decreases with the increase of the pore length. For a given value of the pore length, Q increases with the increase of q . At the same time a bigger particle volume leads to a higher Q value.

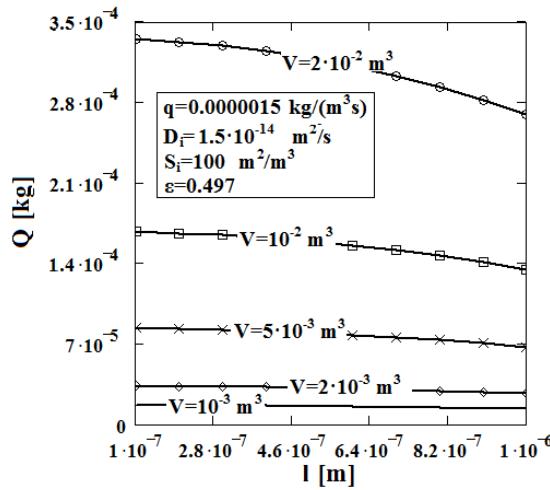


Figure 5: Variation of absorbed H_2 quantity (Q) in function of pore length (l) for different volume (V) values (($q = 0.0000015 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ and $S_i = 100 \text{ m}^2/\text{m}^3$))

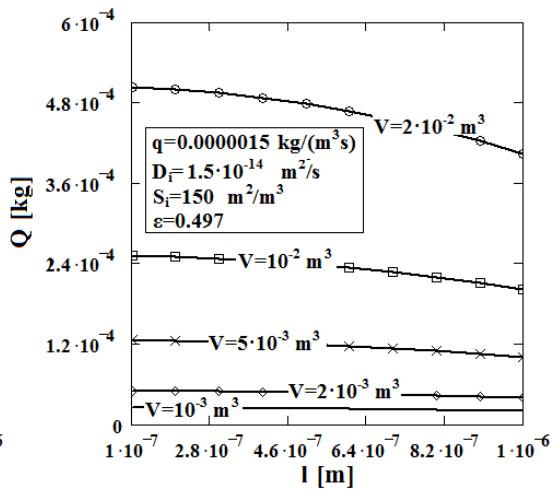


Figure 6: Variation of absorbed H_2 quantity (Q) in function of pore length (l) for different volume (V) values (($q = 0.0000015 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ and $S_i = 150 \text{ m}^2/\text{m}^3$))

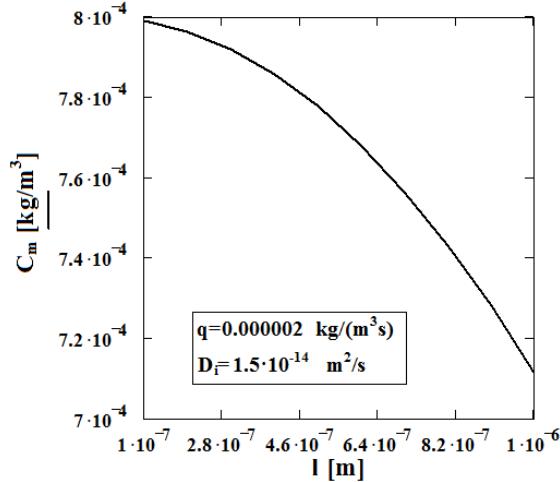


Figure 7: Concentration variation inside the pore (C_m) in function of pore length (l) for ($q = 0.000002 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

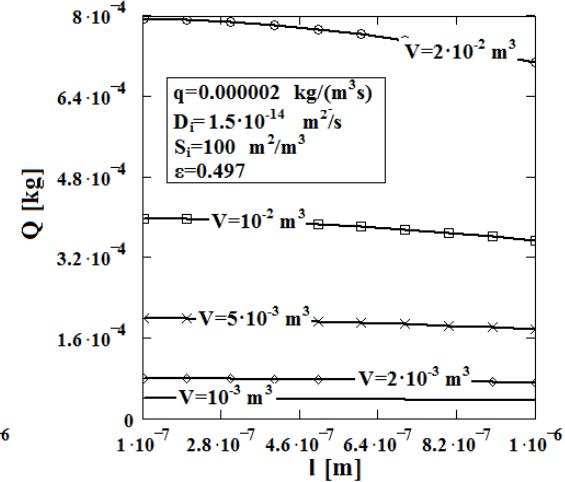


Figure 8: Variation of absorbed H_2 quantity (Q) in function of pore length (l) for different volume (V) values (($q = 0.000002 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ and $S_i = 100 \text{ m}^2/\text{m}^3$))

Figure 3, Figure 6 and Figure 9 present the concentration variation inside the pore (C_m) in function of pore length (l) for hydrogen fluxes $q = 0.000001 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 0.0000015 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $q = 0.000002 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, respectively, an internal pore surface $S_i = 150 [\text{m}^2/\text{m}^3]$ and different values for the particle volume. The increase of the pore length leads to the decrease of the absorbed hydrogen quantity. For a given value of the pore length, Q increases with the increase of q . Also, bigger particle volume involves higher Q values. If the internal pore surface S_i increases from $100 [\text{m}^2/\text{m}^3]$ to $150 [\text{m}^2/\text{m}^3]$ in condition of imposed pore length, than the absorbed hydrogen quantity also increases.

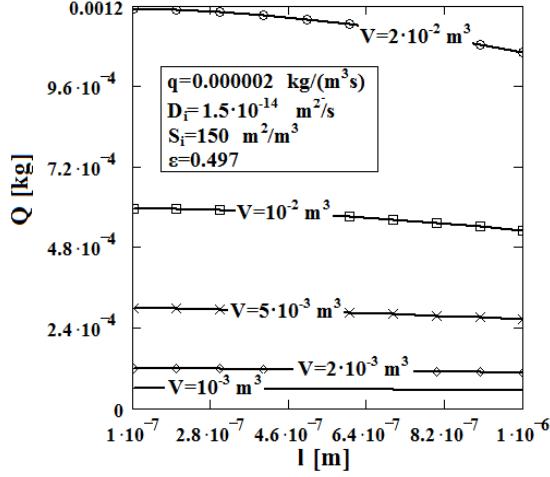


Figure 9: Variation of absorbed H_2 quantity (Q) in function of pore length (l) for different volume (V) values (($q = 0.000002 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ and $S_i = 150 \text{ m}^2/\text{m}^3$)

4. CONCLUSIONS

In the present paper a mathematical modeling of hydrogen diffusion in the porous system of biomass briquettes has been presented. A mathematical model has been developed and a numerical simulation has been carried out for hydrogen diffusion. The results obtained based on the mathematical model and the program developed in MathCAD, have been presented graphically. The most important result involve: the concentration inside the pore decreases with the increase of the pore length and for a given pore length it increases with the increase of hydrogen flux; the absorbed hydrogen quantity decreases with the increase of the pore length and for a given pore length the absorbed hydrogen quantity increases with the increase of hydrogen flux, internal pore surface and particle volume.

References

- [1] Prisecaru, T., Pisa, I., Prisecaru, M., Petcu, C., Ciobanu, C., Mihaescu, L., *The influence of the hydrogen enriched gas injection upon the SOx emission coming from a 1MW pulverized coal pilot furnace*, Proceedings of the 9th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Estoril, Portugal, 26-29.04.2011.
- [2] A., Birtas, Voicu, I., Chiriac, R., et.al., *Constant Volume Burning Characteristics of HHO Gas*, Theory and Practice of Energetic Materials, Vol. III, pag. 244-250, 2009.
- [3] Polihroniade , Al., *Absorbția – Adsorbția*, Ed. Tehnică, 1967.
- [4] ***MathCAD, MathSoft, Inc., 2010.

BOILERS MADE BY „E. MORĂRIT”, ROMANIA FOR CEREALS STRAW BRIQUETTES

Prof.dr.ing. L. Mihăescu, prof.dr.ing. T. Prisecaru, ing. E. Enache,
prof.dr.ing. Gh. Lăzăroiu, conf.dr.ing. I. Pîșă, conf.dr. ing. G. Negreanu,
ș.l. ing. V. Berbece, ș.l. dr.ing. Elena Pop

Universitatea Politehnica din Bucuresti

Abstract: The paper presents the achievements of “E. Morarit”, Romania, in boiler manufacturing for cereals straw energy valorization. The straw is burned in the form of briquettes in boiler having 100kW and 150 kW. A 300 kW unit is being under development using the experience thus gained.

1. NATIONAL ENERGY POTENTIAL OF CEREALS STRAW

Romania is a great cereal producer, its cereal production reached 10.7 million metric tons in 2010. There are sensible yearly fluctuations of cereals production, mainly due to climatic conditions, 2010 being the reference year. The energy straw production varies between 2 and 7 million metric tons per year (the quantity of reused straw - including agriculture – was deducted), the energy value being $736.58 \cdot 10^3$ tep.

The biomass repartition as an energy resource by regions gives the greatest values for:
-the North-East development region, 14,63%; - the South-East development region, 23,71%;
- the South development region, 19,38%; - the South-West development, 0,85%; -the West development region, 14,03%.

For Romania, the Strategy for Valorizations of Renewable Energy Resources, approved by HG 1535 – 2003, states that the biomass share in energy production should reach 6.87.

2. ENERGY CHARACTERISTICS OF STRAW

The research made until now in Romania showed that the most economical way to valorize the straw for energy production includes briquetting them. The pellets making includes a very small dimension grinding, which is hard to achieve and also very expensive.

Suspension burning, which is similar to the pulverized burning of coal, also imposes a very fine milling.

Chopping the straw for briquetting could be made either at harvesting time, or later on after the bailing of the straw. The latter is preferred as the on- site briquetting at harvesting complicates very much the procedure.

The typical elemental analysis of the straw from the northern Moldova region is characterized by the following values, with respect to the combustible mass:

$C^{mc} = 50 - 52\%$, $H^{mc} = 0,4 - 0,6\%$, $O, O^{mc} = 38,2 - 43,1\%$; Anhydrous state ash, $A^{anh} = 5\%$;
total humidity 10 – 12%. Lower heat value: 15000 – 17500 KJ/kg.

A representative analysis of the straw from the North – East region has indicated:

$C^i = 41,4\%$, $H^i = 6,3\%$, $N^i = 0,61\%$, $O^i = 34,1\%$, $W_t^i = 11,5\%$, $A_i = 6,09\%$. Lower heat value
 $Q_i^i = 16500$ KJ/kg. Ash composition: $SiO_2 = 55 - 60\%$, $Al_2O_3 = 4 - 5,5\%$, $Fe_2O_3 = 0,9 - 1,3\%$,
 $MgO = 2,6 - 3\%$, $CaO = 3,1 - 3,9\%$, $Zn = 12 - 16$ ppm , $Pb = 9,1 - 10,2$ ppm.

In figure 1, the briquetting station is presented, with its 5 lines arranged in a star, each of them making 60 kg per our briquettes production. Each line has a 3 kW electric motor and 5 kW electric resistor.

The briquettes could be cylindrical or polygonal in shape, for each them there is a centerline hole.

The density of the briquettes is $900 - 1000 \text{ kg/m}^3$. The briquettes have an $80 - 110 \text{ mm}$ diameter and a $80 - 160 \text{ mm}$ length.



Fig. 1. The Straw Briquetting Station

3. THE 100 KW BOILER

Flowing research developed jointly by SC E. Morărit and CCT – Politehnica University of Bucharest, a fully automated operation 100 kW boiler resulted.

Until now, the briquette feed was made by two types of installations: one pneumatic (the briquettes being chopped before admission into the boiler) and the other by directly pushing with a piston. Endurance studies demonstrated the superiority of the latter solution.

The boiler is equipped with a mobile grate, having direct pushing, the mobile bars alternating with the fixed ones.

To control the burning, the necessary air is divided in two flows, the primary air introduced beneath the grate bars and the secondary air admitted above the grate. Thus, the CO emission control and the furnace temperature are monitored, using a lambda probe to regulate the air excess.

In order to avoid the ash slagging at the end of the furnace and the difficulties in evacuating the ash (which is made using a helical screw, mounted transversally across the grate), a very powerful cooling of the furnace was imposed, by placing three water chambers, towards its end (the temperature at the end of the furnace was limited to $550 - 600^\circ\text{C}$).

The 100 kW boiler has a 2 year lifetime for industrial operation.

The performance measurements for this boiler indicated:

- thermal volume load of the furnace: $600 - 650 \text{ KW/m}^3$;- gravimetric load of the grate: $0,01 - 0,015 \text{ kg/ (m}^2\text{s)}$;- boiler efficiency: 76 -84,4%;- dust concentration at stack: $30 - 34 \text{ mg/m}^3$.

4. THE 150 KW BOILER

This boiler was manufactured with flame tube burning solution, so that the temperature does not exceed 550°C , at the end of the flame tube (the furnace).

Figure 2 presents the constructive schema for this boiler. The heating of water is made in the gap between the boiler shell plate and the furnace tube and also in the convective heat exchange package placed above the boiler – Figure 3.

The boiler is fully automated beginning with the briquettes admission and finishing with the concordance between the thermal load, the air excess and the fuel feed. The ash evacuation is made using a helical screw, mounted transversally across the flame tube centerline, as in figure 4. By design, the ash removal system starts every 160 seconds, for a 6 seconds period. The boiler has 3 grate bars, one of which is mobile (the middle one). In order to move forward the bars, the boiler is inclined in the ash removal direction, which has a pushing motion exerted by the mobile bars system.

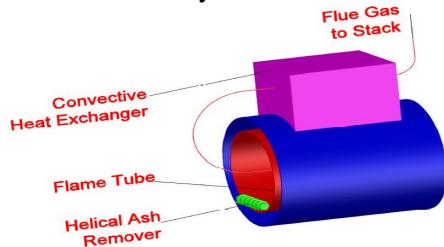


Fig.2. The 150 kW boiler constructive schema



Fig.3. Convective heat exchanger positioning



Fig.4. Ash removal helical screw



Fig.5. Flue tubes cleaning equipment



Fig.6. Details from the automated briquette feed system

For cleaning the flue tubes from the convective heat exchanger, a mechanical cleaning device is provided, which has an alternated movement, mechanically driven – as seen in figure 5.

For a 75% efficiency the calculated fuel consumption is 46 kg/h. In figure 6 the automated briquette feed system is presented.

Burning is controlled by a pair of air ventilators (each having 100 W), in order to achieve the primary air circuit through the grate bars and the secondary air above the fuel bed. In figure 7 an aspect of briquette burning in the flame tube is presented.



Fig.7. Aspect of briquettes burning in the flame tube

5. MANUFACTURING POSSIBILITIES FOR A 300 KW BOILER

This boiler can be developed starting from the 150 kW flame tube boiler. Calculations showed that, using a 6 mm thick steel plate for the shell and for a 6 bar water pressure, the diameter of the shell can be safely increased to 1150 mm. Consequently, the flame tube diameter can be increased 800 mm, and the number of grate bars to 4.

This boiler is due to be designed in the next stage of development, its production being expected towards the end of 2013.

6. CONCLUSIONS

The paper pointed out the achievements in the energy valorization domain for the cereals straw in the form of briquettes. The boilers presented here are fully automated and correspond to the nowadays need with respect to the reliability and efficiency. Pollutant emissions are within active regulations. Future problems to be solved are: reducing the energy consumption in making the briquettes and increasing the thermal power of the boilers in order to step up to larger energy consumers.

References

- [1]. Rădulescu C., Lăzăroiu Gh., Pîșă I., §.a, 2010 „Researches on the Negative Effects Assessment (Slugging, Clogging, Ash Deposits) Developed at the Biomass-Coal Co-Firing”. Environmental Engineering and Management, Vol. 9, No.1, January/February 2010, pg. 17-25.
- [2]. Pîșă I., Rădulescu C., Lăzăroiu Gh., Negreanu G., §.a., 2009, „The Evaluation of Corrosive Effects in Co-Firing Process of Biomass and Coal, Environmental Engineering and Management Journal, Vol.8, No.6, November/Decembre 2009, pg. 1485-1490.
- [3]. Antonescu N., Polizu R., 1988 „Valorificarea energetică a deșeurilor”, Editura Tehnică, Bucureşti, 352 pag

MULTI-ENGINES TEST BED DESIGNED TO OPERATE WITH BIO-ETHANOL AS ALTERNATIVE FUEL

Alexandru Cristian Racovitză

University “POLITEHNICA” of Bucharest
Dept. of Thermodynamics, Engines and Thermal Equipment

ABSTRACT

Bio-ethanol offers a variety of research aspects when used as alternative fuel for Spark Ignition Engines and for Diesel Engines either. All together, these aspects could be easily compared by using the same test bed, consisting in coupling the dynamometer both sides each to a different type of engine. The basic condition is to gather engines with similar mechanical performances (power, torque and speed) within the range of dynamometer action. The paper describes the general plan to design such a combined test bed after common considerations related to bio-ethanol fuel characteristics.

1. INTRODUCTION

Ethanol has been used among the first alternative fuels in automotive engineering, as a response to the crisis of the fossil fuels. The main goals consisting in the reduction of the classic fuels consumption and of the gas emissions levels are also connected to the problem of this new fuel production potential, due to its lower heating value which is significantly below than the corresponding values for gasoline and diesel fuel. Bio-ethanol gives a solid opportunity those who want to increase this alcohol production, especially in case of wooden biomass chemical potential to reach the final product through various fermentation processes of the sugar compounds [1][2].

Among the all known fermentation methods, enzymatic fermentation of sugar elements obtained from lignocelluloses proves to be the most acceptable because of chemical environment, low energy consumption levels and less pollution. However, the used enzymes are still expensive, and also the reaction catalyst is. Future worldwide research will never the less show the benefits of applying this method, another significant fact being that the primary wooden source comes from fast growing wood species, well adapted to the soil, harvesting conditions and obviously to the market requests.

2. ASPECTS OF USING BIO-ETHANOL IN SPARK IGNITION ENGINES

Due to its physical and chemical properties, bio-ethanol is likely to be used as a single fuel or in mixtures with gasoline. In the year 2000 there were more than 10 millions of vehicles fueled with E-type fuels (ethanol-gasoline mixtures). In the United States, Japan or European Union, government programs supported the conversion of the bus fleet engines from diesel to spark ignition engines fueled by these new fuels [3]. The same policy leaded to the design of ethanol based on engines for each class of passenger car, from small displacement up to commercial vans.

Engines fueled with ethanol-gasoline mixtures provide a lower level of the CO and NO_x gas emissions compared to when using only classic fuel concerning their operation in urban conditions. With different chemical features, hydrocarbons emissions from bio-ethanol and ethanol-gasoline mixtures combustion split in NMHC/OMHCE (non-methane

hydrocarbons/organic material hydrocarbon equivalent) and OMNMHCE (organic material non-methane hydrocarbon equivalent). The preoccupation regarding their limitation is subjected by certain engine operating regimes, such as cold starting and heating.

Optimizing the combustion process is a question of air-fuel mixture formation optimization. It is well known that ethanol has a higher octane number ($\text{CO} = 106\ldots 110$) and has a good miscibility in gasoline. Therefore, the stabilizers fraction used in these mixtures is three times lower than the one used in ethanol-diesel mixtures and therefore the price for E-fuels would be reasonable. Knock behavior should be consequently prevented for many of the chosen operating regimes [4].

The increase of Spark Ignition (SI) engines efficiency is reached as a consequence of the in-cylinder combustion duration shortening because of the flame propagation velocity increasing when consuming the homogenous gasoline-ethanol air-fuel mixture. This has been revealed even for leaner than usual air-fuel mixtures. Upper than a lean limit of 1.18-1.2 that characterizes the operation of a common gasoline spark ignition engine, in case of using ethanol this limit could rise to 1.4, proving a stable operation and not being affected by the cycle variability process [5].

Speaking about the possibilities to develop a research theme related to the use of bio-ethanol in addition with gasoline, the results obtained by now offer a promising starting point in both theoretical (thermodynamic processes simulation of air-fuel formation, combustion and heat-release) and direct experimental studies performed on fully-equipped engines test-beds.

3. ASPECTS OF USING BIO-ETHANOL IN DIESEL ENGINES

Bio-ethanol could be used as an alternative fuel to diesel engines despite the lack of characterization which fit so well ethanol as an alternative fuel for SI engines. As a matter of consequence, ethanol has a poor auto-ignition capacity, a poor miscibility in diesel fuel and a weak lubricating capacity of the injection system elements.

Among the classic fueling methods to use alcohols as single fuels or in addition with diesel fuel, the most known are these:

I) The mixtures method (M). This one allows the addition of ethanol in diesel fuel up to maximum 30% mass proportion. Above this limit, even with the help of using chemical stabilizers it becomes unlikely to maintain the mixture.

II) Diesel-carburetor method (DC). The method consists in the pre-formation of the air-ethanol vapors mixture, followed by classical diesel injection. The procedure is operational until reaching the ethanol mass fraction of about 50% in mixture, because of the rough functioning of the engine. The high level of noise is related to the very high pressure rate increase inside the cylinder, due to the high combustion rate of the alcohol.

III) Double-injection method (DI). It is strongly recommended because of the possibility of using high amounts of ethanol, separately injected from diesel fuel. However, the necessity of maintaining the liquid phase for alcohol through the high-pressure system until reaching the injector nozzle requires high injection pressures and puts serious problems in order to ensure the lubrication of the system [6]. Therefore, expensive additives are also needed to be used. The main benefit of using this fueling method consists in replacing a highest amount of about 90% of classical fuel, the injection pilot of diesel fuel being necessary in order to ensure the auto-ignition process.

Table 1 shows by comparison the main characteristics of the three discussed fuels: bio-ethanol, gasoline and diesel fuel [7].

Table 1: Bio-ethanol and classic fuels characteristics comparison

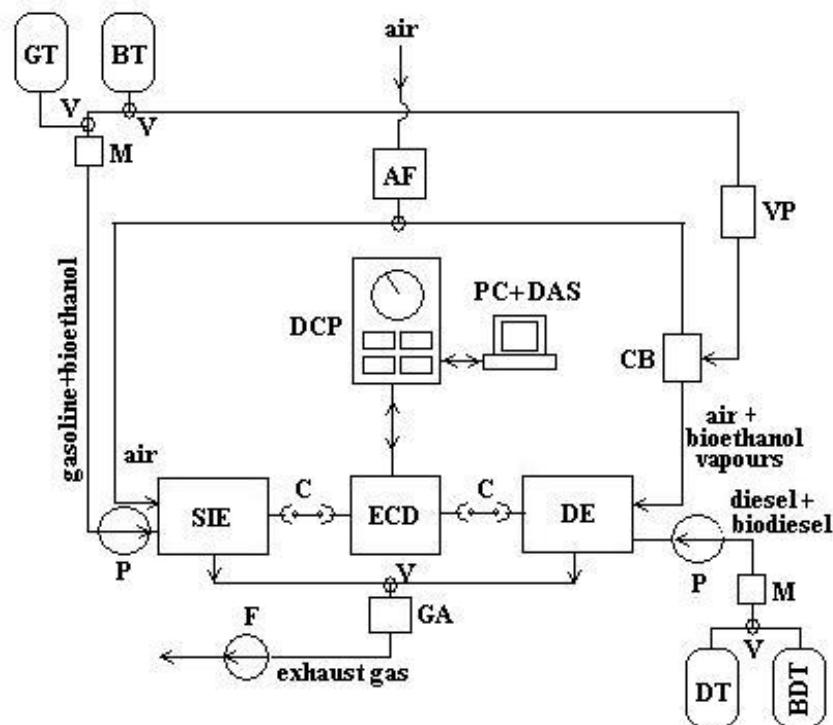
Characteristic	Bio-Ethanol	Gasoline	Diesel
Molecular mass	46	98	204
Melting temperature at p_0 [deg C]	-114.6	< -30	-35...+5
Melting heat at p_0 [kJ/kg]	109	-	-
Boiling temperature at p_0 [deg C]	78.5	30...190	180...360
Vaporization heat [kJ/kg]	854	290...380	250
Critical temperature [deg C]	243.15	-	470
Critical pressure [MPa]	6.30	-	2.2
Critical density [kg/m ³]	280	-	-
Density at p_0 and t_0 [kg/dm ³]	0.794	0.735...0.760	0.825...0.870
Specific heat [J/kgK]	2.369	2.01	1.93
Dynamic viscosity [Ns/m ²]*1000	1.2	0.42	2...7
Superficial tension [dyn/cm]	-	-	28.44
Reid vapors pressure [daN/cm ²]	0.14	0.6...0.9	0.014
Saturation pressure at p_0 și t_0 [N/m ²]	0.018	0.11...0.18	-
Low heating value [kJ/kg]	26700	43550	41800

4. TEST BED BASIC STRUCTURE

The core of the test bed is formed by the assembly of the two engines (SI engine and diesel engine) and the eddy-current dynamometer [8][9]. The installed power of each engine should not overpass 100 kW, at a speed of maximum 6000 rpm, equally with the maximum of the resistant power furnished by the brake (dynamometer). The cardan shafts are used in order to overtake the mounting height differences between the engines and dynamometer crankshafts. The assembly of the bench is schematized in Figure 1. The dynamometer panel has a remote control and it can be interconnected with the PC acquisition board in order to record all the operational data.

When Spark Ignition (SI) Engine is operated, the fuelling system consists in the classic gasoline circuit together with the bio-ethanol one. The proposed fuelling method is the direct injection of the preformed mixture gasoline-alcohol. The mixer (M) can prepare the combined fuel (E type fuel, e.g. E85, E15 etc) at sufficient high pressure less than alcohol could vaporize before injected. Both tanks of gasoline and ethanol are thermo-isolated less that they could exchange heat with the environment. Injection pressure of the fuels mixture is within 30 and 50 bar. When diesel engine operates, the fuelling circuits follow the inlet of diesel-biodiesel mixture and of air-bio-ethanol fuel mixture. The desired preformed mixture between diesel classic fuel and biodiesel could also be stored from the very beginning in a special tank and marked (e.g. B20, B50 etc).

Using more than 30...50% of biodiesel in mixture implicates also the use of certain additives to preserve the miscibility and to adjust the lubricating process of the fuelling system. Bio-ethanol could be brought into the inlet system through a carburettor rather than separately injected. The natural vaporization process due to the friction and to the temperature rise is accelerated by the presence of a vaporizer (VP) so that alcohol could be aspirated together with the air using a carburettor (CB) throttle. The necessary depression force to aspirate the air-vaporized alcohol mixture is transmitted to the throttle from the intake manifold in coordination with the injection pump command of diesel mass flow. Diesel injection pressure must be at least 150...180 bar due to the fact that rapid diesel engine has separated combustion chamber and the injection pump is a CAM-rotating type one.



SIE - Spark Ignition Engine	GT - Gasoline Tank
DE - Diesel Engine	BT - Bioethanol Tank
ECD - Eddy-Current Dynamometer	DT - Diesel fuel Tank
C - Coupling	BDT - Biodiesel Tank
DCP - Dynamometer Control Panel	VP - vaporizer
DAS - Data Acquisition System	V - valve F - Fan
AF - Air Flowmeter	M - mixer P - Pump
GA - Gas Analyzer	CB - carburetor

Figure 1: Two-engines test bed basic structure

In each case, of using SI or diesel engine, it appears necessary to accurately measure the air and fuels consumptions. Especially for air, because of the fact that air is used by the combined fuels combustion, the measurement has to be precise, using even successive flowmeter devices such as turbine, hot-reticular or throttle types. The expression that gives the value of the relative air-fuel ratio 1 by direct measurement of air and fuels per hour consumptions is:

$$\lambda = \frac{C_{h,air}}{L_{cls} \cdot C_{h,cls} + L_{alt} \cdot C_{h,alt}} \quad [-] \quad (1)$$

where $C_{h,air}$ is the per hour consumption of classic fuel, $C_{h,alt}$ is the per hour consumption of alternative fuel, both in [kg/hr] and L_{cls} and L_{alt} are the stoichiometric air quantities necessary to burn the mass unit of classic fuel and alternative fuel, both in [kg of air/kg of fuel]. The air-fuel dosage can be found also by applying the exhaust gas analysis, which allows the direct measurement of the oxygen concentration. The air-fuel dosage can be found also by applying the exhaust gas analysis, which allows the direct measurement of the oxygen concentration. Both methods are requested due to necessity of an accurate determination. The maximum relative error to be admitted between the methods is 3% [10][11].

5. CONCLUSIONS

Theoretical and experimental research on bio-ethanol as an alternative fuel for thermal engines require a vast program and nevertheless an infrastructure, based on such presented model of a test bed. The advantage of using this structure is obvious and refers to the possibility of switching engines and fuels, so that it could be used as a multiple users' basis.

This test bed could be used in research grant laboratory experiments as by scholar practice teams who develop scientific and practical laboratory hours. The analyzed themes cover the domains of internal combustion engines design and processes, automotive fuels and lubricants, engines fueling systems, bio-fuels and bio-technologies, measurements in thermal engineering etc.

Bio-ethanol proves its high potential to be an appropriate alternative fuels for both types of automotive engines, SI and diesel. Improving bio-ethanol production is a question of future, based on the possibilities of increasing wooden biomass production methods.

New series of theoretical and experimental work should be carried out in order to reveal the multiple influences introduced by the use of bio-ethanol in the in-cylinder thermal processes development. These processes, like the dual air-fuel formation, the combustion and heat release are to be further simulated and connected to the results of the experimental measurements.

References

- [1] Cincu, C., Fara, L., Racovitza A., Lobont, L. *Bio-ethanol Obtained from Wooden Biomass. An Appropriate Alternative Fuel for Spark Ignition Engines*, Cellulose Chemistry and Technology, no.1/2011, pp.121-126.
- [2] Hubca, Gh., Lupu, A., Cociasu, A.C. *Bio-Fuels: biodiesel, bio-ethanol, sun diesel* (in Romanian) Matrix Rom Press, Bucharest, 2008.
- [3] Karonis, D., Chapsias, C., Zannikos, I., Lois, E. *Impact of Ethanol Addition on Motor Gasoline Properties*, Proceedings of 5th Fuels International Colloquium, January 2005, Ostfildern, Germany, pp.301-312.
- [4] Pana, C., Negurescu, N., Popa, M.G., Soare, D., Cernat, A. – *Aspects of the use of the ethanol in Spark Ignition Engine*, The 1st International Conference of Motor Vehicle and Transportation, MVT 2006, November 15, 2006, Timișoara, Romania.
- [5] Apostolescu, N., Sfinteanu, D. *The automobile with unconventional fuels* (in Romanian), Technical Press, 1989, Bucharest.
- [6] Pană, C., Negurescu, N., Popa, M.G., Racovitză, A., Boboc, G. *Improvement of alcohols use in heavy-duty diesel engine operation: high efficiency and low emissions* – Buletinul Institutului Politehnic din Iasi, Universitatea Tehnică “Gh. Asachi”, Iași, Tomul L (LIV), Fascicola 6D, 2004, Seria Construcții de Mașini, pp.181-187.
- [7] Racovitza, A. *On the future of the automotive propulsion development: Alternative fuels or fuel cells?*, Revista Termotehnica, serie nouă, anul XII, nr.1/2008, pag.36-41.

- [8] Racovitza, A. *Design and construction of internal combustion engine test beds as efficient management actions in scientific experts training development plan*, The 5th Balkan Region Conference on Engineering Education In conjunction with the 2nd International Conference on Engineering and Business Education, Conference Vol.I, pp.86-89, October 15-17, 2009, Univ. "Lucian Blaga" Sibiu, Romania.
- [9] Racovitza, A., Lobont, L. *Multiple Fuels Engines Test Bed Conception and Design*, Proceedings of The 5-th International Conference on Manufacturing Science and Education (MSE 2011), June 2-5, 2011, Univ. "Lucian Blaga" Sibiu, Vol.I, pp.475-478.
- [10] Racovitza, A., Negreanu, G.P. *Adjustments of Thermal Processes. Course Notes* (in Romanian), Printech Press, Bucharest, Romania, 2008.
- [11] Manea, A. *Experimental Research of Thermal Machines – Laboratory Works (in Romanian)*, Matrix Rom Press, Bucharest, Romania, 2002.

HEAT SUPPLY SYSTEM USING A HEAT PUMP AND DEEP WELLS FOR THE FIRST LARGE ROMANIAN PASSIVE OFFICE BUILDING (AMVIC-BRAGADIRU)

Nicolae Rotar^{1(a)}, Mihai-Cristi Ceacaru^(a), Alexandru Tudor^(a),
Ruxandra Crutescu^(b), Viorel Badescu^(a)

(a) Polytechnic University of Bucharest, Romania,

(b) Passivhaus Bragadiru SRL, Bragadiru, Romania

ABSTRACT

The first Romanian office building (2400 m² gross floor area on five floors), designed according to the passive house standard requirements, operates from February 2009, in Bragadiru village, near Bucharest. To cover the heat demand, a closed loop earth coupled heat pump system and deep wells were implemented. Heat is distributed by mechanical ventilation and under floor heating. The equipment and building incorporate monitoring and data acquisition systems. The work presents the heat pump system, its monitoring transmitters and edifying graphs of some registered parameters.

1. INTRODUCTION

Since 1996, when the Passivhaus-Institut was founded, in Darmstadt, to promote and control the Passivhaus (PH) standard, thousands of PH structures have been built. Among them, the greatest number from the category of large passive office buildings were reported in Central Europe, particularly in Austria and Germany [1]. Nevertheless, only a few were documented and analyzed regarding both equipment and feedback to operation experience in [2], [3]. There are attempts of passive houses raised in Romania, mostly in terms of residential ones, but few of them are well known on an European scale [1]. An even fewer number, of the Romanian ones, are successfully certified (June 30, 2011, PH-Institute Darmstadt Certificate for “Burlusi PH”, in [1], p.59). Until recently, Romania did not have a large passive office building like Amvic-Bragadiru. Therefore, as it regards the present work, some aspects should be emphasized. Firstly, it is the first Romanian one internationally reported [1], p.59. Secondly, it integrates a heat pump [4] and an earth to air heat exchanger [5] that is not a usual approach for a PH. Thirdly, it integrates a monitoring equipment [6].

The building structure, envelope elements (walls, roof, and windows), energetic expected properties and initial equipment were already described in previous works [7], [8] and [9]. Long term predictions on the building behavior, based on the constructive options, equipment and occupancy were modeled and simulated [10].

The paper opens a series meant to present the building operation experience that was not yet done before for a Romanian large passive office building. The work presents the heat pump system, its specific monitoring equipment and graphs of the significant collected data. Subsequent articles will continue with description of other equipment and monitoring systems. Some corrective actions regarding the data collection periodicity and synchronism will be implemented. After accumulation of a significant enough period of time about building behavior (in winter and summer), data collected by the multichannel monitoring system will be used to illustrate the energy balance of various equipment and of the building.

2. THE HEAT PUMP SYSTEM

¹ Nuclearelectrica, 65, Polona Street, 010494, Bucharest, Romania, PO Box: 22-102, Phone: (+4) 0723 073 783; e-mail: nicolae.rotar@gmail.com

Heat pump advantages in producing hot or cold water more effective than a traditional system are long time, well known in Romania but not too much applied. So, as from the design phase, before 2008, for the Amvic-Bragadiru office building, a heat pumps system was foreseen, primarily as the main source of heat and, secondly, to advertise the use of such equipment in a passive building, as a novelty on the Romanian market [9].

The building started a trial period with its facilities (based on project blueprints), in spring of 2009. Two water-to-water heat pumps (REHAU Aqua), each of 15kW, would have to work in a parallel configuration, to deliver hot water for the mechanical ventilation with heat recovery ("air handling unit") [11] or the underfloor heating. Meantime, the building provided, without supplementary heating or cooling, an acceptable thermal comfort due to the high quality of envelope components, competitive design, grade of occupancy with personnel, number of opened IT equipment, season-specific climatic conditions.

Following this positive experience of building operation, the previously equipment design was abandoned. Substantial changes were made inside and outside the building. The plumber switched to a closed loop earth coupled heat pump system (REHAU Geo) and deep wells [4], see Figure 1. Equipment has been rebuilt, with the related parts of a monitoring and data acquisition system, but delivered to the owner without blueprints "as built". As for the multi-channel monitoring system dedicated to equipment, microclimate in building and environmental climate, the owner was left only in possession of a program and a data sampling procedure. After commissioning, he possessed the acquired data sets, but without the ability to validate collected data and to prepare the building's energy balance.

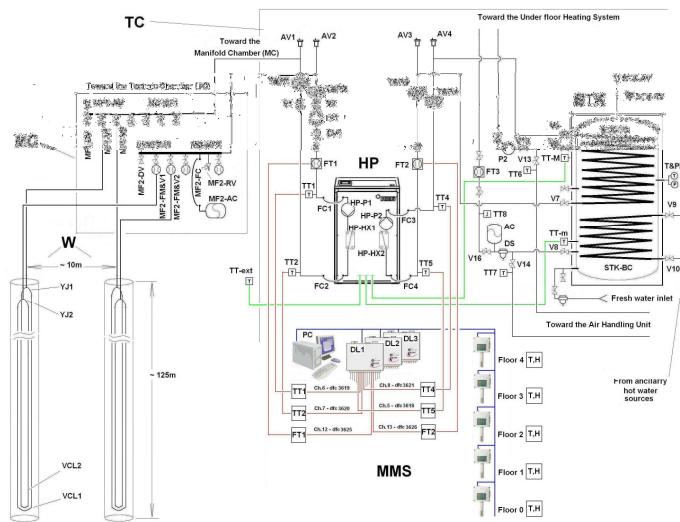


Figure 1: The Heat Pump System, its components and the related systems. W: deep wells, MC: Manifold Chamber, TC: Technical Chamber in the building, HP: Heat Pump, STK: Storage Tank, MMS: Multichannel Monitoring System in the building; other components and details are described in the text.

This work is the result of author's team work after the owner of the building asked them to:

- Make a survey of facilities (heat pump, boilers, auxiliary heating equipment) in and outside the building, after the plumber delivered them without blueprints. The authors have done mappings and circuit diagrams "as built" for all installations, also for sensors locations in equipment.

- Create premises for carrying out the building's energy balance. As such, the authors were involved in the change of data collecting procedure and software, change of data sampling periods (at regular time intervals and synchronized for all parameters), so that the final goal (determining the energy balance of the building) could be achieved.

Figure 1 represents the Heat Pump (HP) System, its components and the related systems. HP System parts of equipment, connections and small components are, as seen, distributed in the technical room (TR) of the building, an underground manifold chamber (MC) near the building and a group of two wells (W), deep drilled (125 m) in the soil, spaced from the building and relatively far spaced (10 m) between them. The role of HP System is accomplished by pumping heat between wells (W) in the ground and a Storage Tank (STK) through a reverse cycle HP that can warm or cool water stored in STK. From here are fed with stored water, both the Air Handling Unit (AHU) and the Underfloor Heating System (UH), to arrange a suitable microclimate inside the building during the year.

Temperature transducers of the HP automation regulate its preset regime. Transducers for specific parameters in entrance and exit loops of the HP, along with others for exterior climate or building spaces, are attached to a Multichannel Monitoring System (MMS). This MMS is periodically scanned, data are collected and file recorded by a Data Collection System (DCS), along with temperature and humidity parameters specific to the microclimate of the building. A short description of HPS components, as per Figure 1, depending on location (outside or inside the building), follows:

- W are the two deep wells, each containing two vertical closed loops (VCL) of pipes and their interconnecting joints (YJ); spaces between pipes are filled with barityne grout. The assembly is a Rehau RAUGEO Double U-bent with 1 ¼ " PEXa pipes, all bent and fastened in a fiberglass-reinforced polyester resin that resist damage during borehole insertion;

- MC is the Manifold Chamber, an underground location, apart from the building, containing the two manifolds (MF1 and MF2) for pipes connecting the closed loops in the wells with the heat pump entrance loop. Regulating valves and flow meters are attached to MF1 in order to equilibrate flows on adjacent loops. MC contains the expansion tank and the relief valve, a filling and a drainage valve, all needed to supply and drain the entrance loop of the HP. The assembly is a couple of REHAU brass fluid manifolds and flow controllers [12];

- TC is the Technical Chamber of the building containing the HP, the Storage Tank (STK) and various hydraulic components (pumps, valves, measurement devices, transducers). Here the main active equipment is a REHAU Geo 15 CC, a reverse cycle heat pump for chlorine-free refrigerant, ecological type R 407 C. HP evaporator and condenser (inside HP in Fig. 1) are, each, contained in two plate heat exchangers (HP-HX1, HP-HX2). Their role can be reversed with a four-way valve. Two circulation pumps (HP-P1, HP-P2), one assisting each HP interface circulating loop, are connected to the plate heat exchangers. One HP interface circulation loop is directed outside TC to MC and W where the glycol-water mix flow is provided by the pump P1 and HP internal pump HP-P1. The second HP circulation loop, with technical water flow provided by the internal pump HP-P2, is connected to the large top coil (STK-TC) of the STK. Temperature and pressure parameters, in the two circulation loops of the HP, can be observed on four tandem thermometers & pressure gauges (T&PI1, 2, 3, 4 in Fig.1) mounted direct flows and return flows. From valves V5 and V8 connected to STK, both AHU and UH are fed. Toward AHU, water is taken by connections featured in the bottom of Fig. 1; water flow is controlled by valves V13 and V14. Toward UH, water is taken by connections featured in the top of Fig. 1; water flow is provided by pump P2 and controlled by valves V15 and V16.

The STK also has a bottom coil heat exchanger (STK-BC) that can be water heated (when HP stops) by the ancillary systems if valves V9 and V10 are opened.

In the top of STK has a relief valve; in the bottom, a circuit for fresh water feed and drainage contains a mud separator and a drain valve. Temperature and pressure in STK are measured on a tandem thermometer & pressure gauge placed in the middle of it.

The specific temperature parameters of the two cycles of operation (heating and cooling) and extreme temperatures of STK stored water are as follows:

- For heating, the maximum temperature variation of glycol-water mix is from -5 to +25 °C; maximum water temperature sent to STK is 55 °C. Setting range of the stored water is from 25 to 55 °C.
- For cooling, the maximum temperature variation of glycol-water mix is from 5 to 25 °C; minimum water temperature sent to STK is 7 °C. Setting range of the stored water is from 10 to 20 °C.

HP automation provides automatic operation of the prescribed regime parameters. These can be set and viewed from a command and control console located on the HP housing.

Included in this automation, are sensors for air temperature outside the building (TT-ext) and temperature sensors for water in STK. Temperature in the upper median of STK is taken from TT-M and temperature of the lower median is taken from TT-m. All three sensors belonging to the automation of HP are independent of MMS.

In cold weather, HP absorbs heat from the soil and transfers it to STK where hot water accumulates. Operating temperature (25 to 55 °C), preset for water to be stored in STK, and the real value can be read on the HP control panel. Once the temperature setting is reached, HP stops. HP starts again when the return flow temperature falls below 4 degrees Kelvin from the set, but not earlier than 5 minutes. If the flow temperature is greater than 55 °C or glycol-water mix (brine) temperature is too low (below -5 °C), HP stops.

In hot weather, the reverse cycle operates. HP absorbs heat from STK water and transfers it to soil. Water stored in STK cools down. Operating temperature (10 to 20 °C) and the real value can be read on the HP control panel. Once the temperature setting is reached, HP stops. HP starts again when the return flow temperature rises above 4 degrees Kelvin from the set, but not earlier than 5 minutes. If the flow temperature is lower than 7 °C, HP stops.

Temperature - T and flow - F parameters in the two input and output HP circuits are obtained from specific transducers (TT1, TT2, TT4, TT5, FT1, FT2 in Figure 1 and Table 1) and stored by the MMS.

3. THE MULTICHANNEL MONITORING SYSTEM

Almost the entire equipment and also living spaces of the building itself incorporate specific components of a Multichannel Monitoring System (MMS). In order to evaluate all important parameters, 81 transmitters or sensors are dedicated to equipment (temperature, pressure and volumetric flow rate), building microclimate (temperature, humidity) and weather conditions (atmospheric pressure, global solar irradiance, air temperature). 48 are monitoring temperature and humidity on all five floors, 3 others, the outdoor weather conditions. 6 are monitoring the heat pump system and 22 the ventilation system. From the whole monitoring system one part is LAN linked (with blue lines in the middle lower part of Fig.1). It's dedicated to equipment and to a single zone on each floor. The other one is LAN independent and it's not represented. It consists of 19 synchronized key-loggers for various zones on all floors in the building and will be discussed in another work. The first MMS part, LAN linked, as seen on bottom of Fig. 1, consists of a computer (PC or LAN server), three "Comet" MS5 Data-Loggers (DLs), each with 16 channels, dedicated to equipment and the five double transmitters (temperature, humidity) each dedicated to a building floor. A DL is usually equipped with direct current (DC) converter modules, "DC current loops" of "A type" on its 16 inputs. They are ready to numerically convert DC currents variations (from 4 to 20

mA) received from temperature and humidity transmitters. If different sensors or transmitters (e.g. resistive sensors, thermocouples and flow-meters with impulse output) are to be connected, other types of converter modules must be included into each channel's input. In this application they are "K type" for Platinum Pt100 resistance sensors, "N type" for K (NiCr-Ni) thermocouples and "CTK type" as impulse counter. The DL, being microprocessor assisted, can be implemented, on each channel, with the specific sensor's transfer equation. Also, different time intervals can be affixed, for each channel, to collect data in the limit of a 2MB total memory (it results an approximate 480,000 number of line records in a data file for 16 channels). The DL multiplexes itself the 16 channels in a time interval of 80 ms and stores the data till they are asked and discharged. Several interfaces are provided for external communication to a PC or LAN server; currently the LAN connection (RJ45) is used. An external battery pack assures long time autonomy of DL and transmitters.

As said before, the part of MMS affected to equipment comprises only DL1, DL2 and DL3 represented in Fig. 1. From them, only DL1 governs transducers and transmitters monitoring the HP. So, temperature - T and volumetric flow - F parameters in the two input and output HP circuits are obtained from specific transducers/transmitters (TT1, TT2, TT4, TT5, FT1, FT2 in Figure 1 and Table 1), numerically converted and stored by DL1 of the MMS. Table 1 summarizes features of these transducers/transmitters and their codes in recorded data files.

Table 1: Transmitters monitoring the Heat Pump System

Transmitter Code	Description	Monitored Parameter	Connection to the Heat Pump.	Sensor type	Data-Logger .Channel	Data File Code (dfc)	Transmitter or parameter value represented in Figures
TT1	Temperature Transducer (TT)	Temperature of glycol-water mix.	Inlet of glycol-water mix.	COMET Type K (NiCr-Ni) class 1 in accordance with IEC584-2 $\pm 1.5^\circ\text{C}$ or $\pm 0.004 \times t$ (whichever is greater)	1.6	3619	1, 2(a), 2(b)
TT2			Outlet of glycol-water mix.		1.7	3620	1
TT4		Temperature of technical water	Outlet of technical water		1.8	3621	1, 2(a), 2(b)
TT5			Inlet of tech. water		1.5	3618	1
FT1	Volumetric flow-rate Transmitter (FT)	Volumetric flow-rate of glycol-water mix. (indirectly determined)	Inlet of glycol-water mix	ZENNER water meter MTW-I with pulse output (reed), 100 L/pulse	1.12	3625	1
FT2		Volumetric flow-rate of technical water (indirectly determined)	Inlet of technical water		1.13	3626	1

4. THE DATA COLLECTION SYSTEM

To collect equipment data, DLs are LAN linked to the server. On it, automatically turned on periodically, is running a software [13] for LAN standard applications. It asks DLs for data, stores them into text files and erases DLs memories for new storing cycles. In those files, one unique code (dfc-in Table 1) is assigned to each monitored parameter (channel) and precedes each recorded line that contains a (date_|time; value) triplet. Lines are structured like content of the left column in Table 2 below:

Table 2: Structure of text file recorded data

3619;.....;6/1/2011 23:43:12;10.283334;; 3619;.....;6/1/2011 23:49:20;10.300000;; 3621;.....;6/1/2011 23:31:06;50.416668;; 3621;.....;6/1/2011 23:37:16;50.533337;;	Points, here figured with "..." after channel's codes, are omitted state parameters (like "Boolean flags": on/off or true/false) for MMS channels. A time lapse of approx. 6 min. between similar temperature records can be seen.
---	--

Figures 2 (a) and (b) below present typical couples of temperature profiles at HP inlet (3619) and outlet (3621). They are based on data file collections from year 2011, structured as presented before. In winter, with HP in heating regime (Fig.2a), the outlet water temperature (blue line) varies around a set point of 50 °C, while the inlet glycol-water mix (violet line) is around 10 °C. Periodical interruptions caused by HP automation can be seen, since the maximum water temperature sent to STK is limited to 55 °C. When HP stops (left side of Fig.2a), both temperatures are somewhere around 15 °C. In summer, with HP in cooling regime, (Fig.2b), the outlet water temperature (blue line) varies under a set point of 10 °C, while the inlet glycol-water mix (violet line) is around 20 °C. Periodical interruptions caused by HP automation can be seen, since the minimum water temperature sent to STK is around 7 °C. When HP stops (right side of Fig.2b), both temperatures are somewhere around 20 °C.

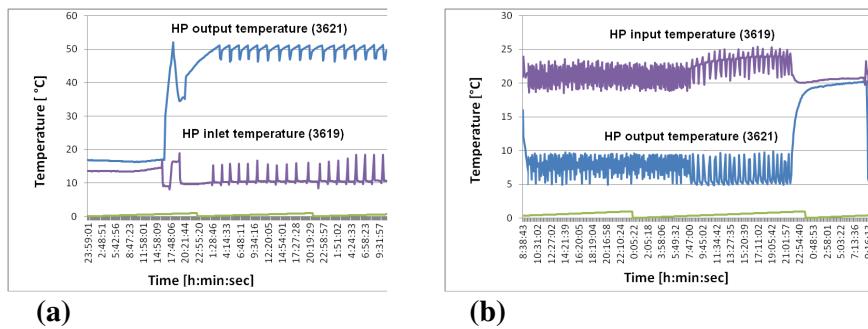


Figure 2. Typical water temperature profiles at entrance and exit of Heat Pump:
(a) HP in heating regime - winter; (b) HP in cooling regime - summer.

4. CONCLUSIONS

The work describes the actually implemented, a closed loop earth coupled heat pump system, in the first Romanian large passive office building. It also describes how the heat pump system is monitored and some specific parts of the collected data base with graphs of the significant monitored parameters.

REFERENCES

- [1] Lang, G., International Passivhaus Database (2007-2009), 2009 in: http://www.pass-net.net/downloads/pdf/report_international_ph-database.pdf;
- [2] Wagner, R., Spieler, A. et al., Passive solar office building results of the the first heating period. ISES Solar World Congress, Jerusalem (Israel), 1999;
- [3] Spieler, A., Wagner, R. et al., Passive solar office building - first experiences and measurements. 4 ISES Europe Solar Congress, Kopenhagen, Dänemark, 2000;
- [4] REHAU Raugeo in: http://www.rehau.ro/files/RAUGEO_827600_RO.pdf;
- [5] REHAU Awadukt in: http://export.rehau.com/files/REHAU_AWADUKT_Thermo_342100_UK.pdf, p.11;
- [6] COMET SYSTEM in <http://www.cometsystem.cz/products/monitoring-systems/ms55d-data-logger/reg-MS55D>;
- [7] Dimitriu, S., Badescu, V. et al., Cladirea administrativă pasivă Amvic o realizare pentru viitor. Conferinta Facultatii de Instalatii, UTC Bucuresti, CD, nov. 2008;
- [8] Badescu, V. et al., Warm season cooling requirements for passive buildings in Southeastern Europe (Romania), Energy, 35 (2010), 3284-3300;
- [9] Hera, D., Drughean, L. et al., Climatizarea unei case pasive cu functiune mixta. Conferinta Facultatii de Instalatii, UTC Bucuresti, CD, nov. 2008;
- [10] Badescu, V. et al., Modeling, validation and time-dependent simulation of the first large passive building in Romania, Renewable Energy, 36 (2011), 142-157;
- [11] FRANCE AIR in : http://www.france-air.com/catalogue/fiche-produit/O16_3_2/power-play-max-60.aspx;
- [12] REHAU brass manifold assy. : <http://www.teknofor.com/upload/2612012122522671.pdf>, p.13, 5.3.1-5.3.2;
- [13] Intelliloop Network Monitor (now, a Kaseya® product) at: <ftp://ftp.heniq.com.br/pub/INM/docs/INM23.pdf>

DYNAMIC MODELING OF SOLAR EVACUATED TUBE COLLECTORS USING OBJECT-ORIENTED APPROACH

Iuliana SORIGA¹, Constantin NEAGA²

Department of Thermotechnics, Engines, Thermal and Frigorific Equipment, UPB

ABSTRACT

Domestic water heating by solar thermal conversion is intensively used in the areas with high solar radiation. Researchers are constantly seeking new solutions designed to increase the efficiency of solar collectors. This article presents the transient thermal analysis of a system with evacuated CPC collectors. The complete model including two solar collectors, and a solar tank has been built, based on the Modelica programming language. The model has been validated by comparing the simulation results with data provided by the manufacturer.

1. INTRODUCTION

One of the solar collector types used in water heating is the evacuated tube with CPC (compound-parabolic concentrator). This has been proven to be very efficient, due mainly to the vacuum environment between the two glass layers. The concentrator is conceived so that it can capture solar rays with incidence angles located in a much larger range of values than in the case without concentration. Consequently, this is another reason for the raised efficiency. The studied system contains a solar tank and two collectors: one with six receivers and the second with twelve receivers. The receivers are connected to each other in parallel and the water is evenly distributed from the main inlet pipe to the U-tubes; after being heated, it is collected in the outlet pipe. Unlike the six receiver collector, the second one has the receivers connected two by two in series.

2. METHODOLOGY

Modelica [1] has been used together with the simulation environment Dymola [2-4] as the platform for the model. Modelica is an open object oriented equation based programming language for modelling of complex physical systems including mechanical, electrical, thermophysical subcomponents etc. The objects are translated and executed with a simulation compiler. The system has been modelled with components from the Modelica Standard Library combined with components developed by Energy Efficient Buildings and Indoor Climate (EBC) Institute (E.ON Energy Research Center, Aachen, Germany).

3. MODELING PRINCIPLES

Initially, in order to achieve the analysis, a single receiver was considered. The model is realized so that the solar radiation is distributed evenly on the outer glass surface.

Two separate models were developed for the receiver: a simple one (Fig. 1a) and a discretized one (Fig. 1b). For the second model the copper U-pipe has been divided into

¹Faculty of Mechanical Engineering and Mechatronics, POLITEHNICA University of Bucharest, Romania, tel: +40749032482, e-mail: iuliana.soriga@gmail.com

control volumes. Also, the aluminium fin was divided into smaller walls, both on the axial and circumferential direction.

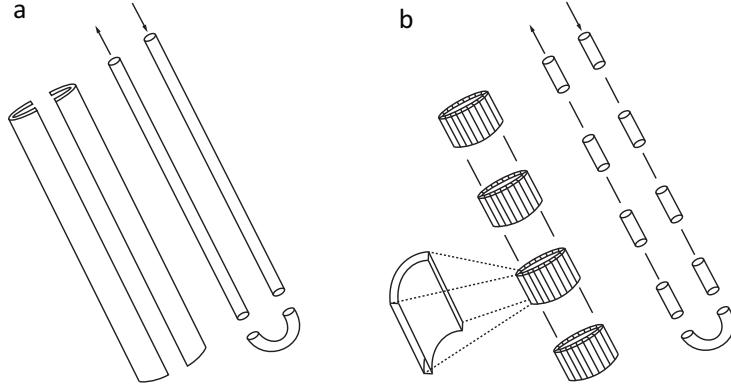


Figure 1: Discretization of the receiver model

In the simple model, the fin is made of two semicylindrical walls, one being connected to the inlet part of the U-pipe and the other to the outlet section.

The system's dynamic behaviour was studied for the weather conditions characteristic to a summer day in northern Germany. The data (Fig. 2) were measured at the Bremerhaven station (latitude 53° 32' N, longitude 8° 35' E) [5].

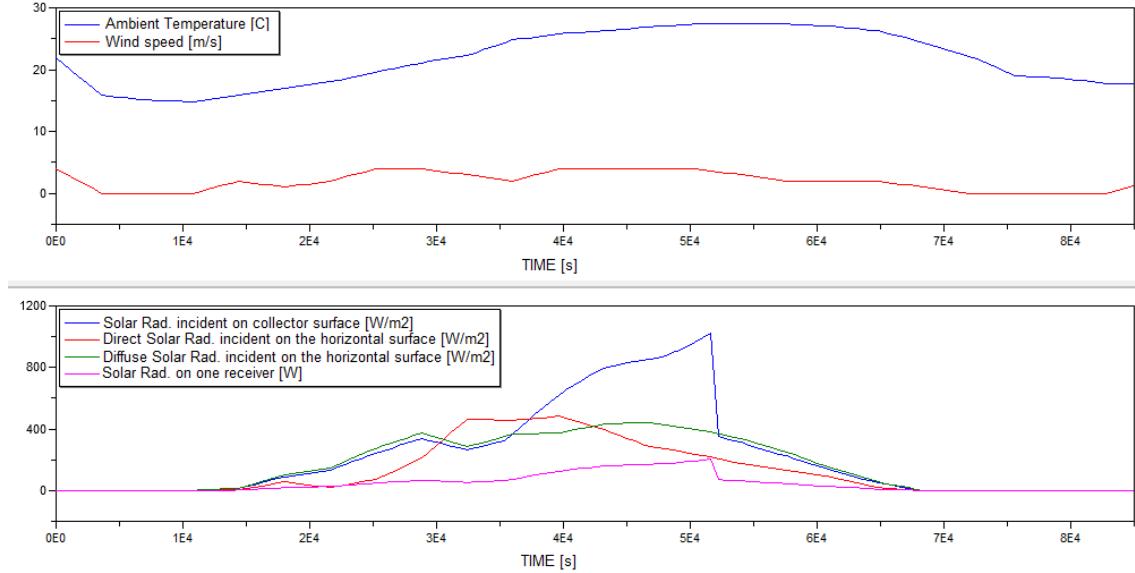


Figure 2: Weather data used for the simulations

Based on the day number, location, collector tilt angle and solar radiation data, the weather component from the system calculates the total radiation incident on the collector's surface. The angle of incidence of beam radiation on the surface is calculated with the following formula [6]:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \\ + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega , \quad (1)$$

where, θ is the incidence angle, δ is the solar declination, ϕ is the local latitude, β is the collector tilt angle, ω is the hour angle, and γ is the azimuth angle.

According to Liu and Jordan [7], the total radiation incident on the tilted surface has the expression:

$$G_t = R_B G_B + G_D \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_G (G_B + G_D) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right), \quad (2)$$

$$R_B = \frac{G_{Bt}}{G_B} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z}, \quad (3)$$

where, R_B is the beam radiation tilt factor, G_B is the beam radiation on the horizontal surface, G_{Bt} is the beam radiation on the tilted surface, G_D is the diffuse radiation on the horizontal surface, θ_z is the zenith angle, and ρ_G is the ground reflection coefficient.

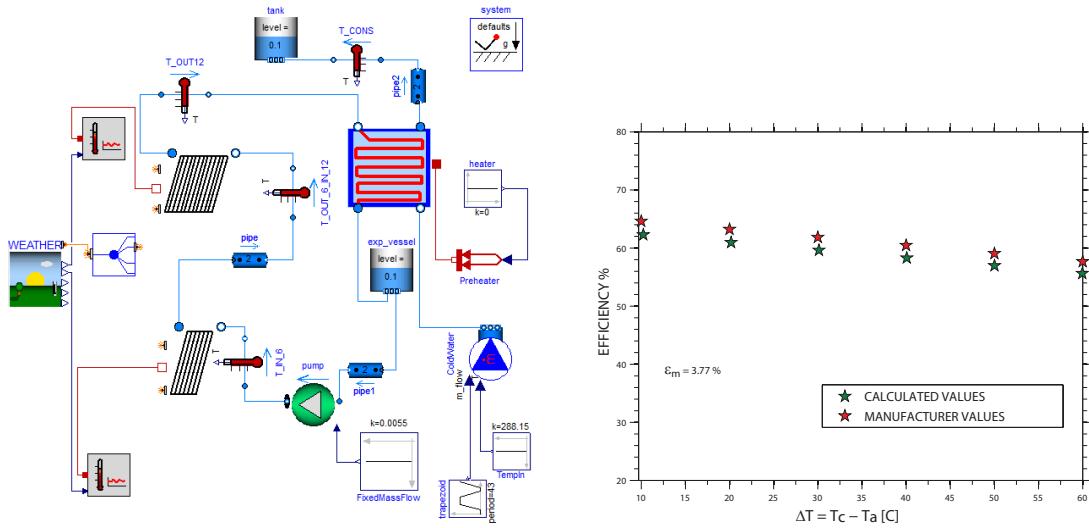


Figure 3: a) Model for the system with two collectors; b) Efficiency comparison between the model and experiments

4. RESULTS

In order to obtain the temperature distribution in the aluminium fin, steady state simulations have been computed for two different mass flows of the working fluid: 2 liters per minute (Fig. 4a) and 8 liters per minute (Fig. 4b). In both cases the water inlet temperature was considered 15 degrees celsius, solar radiation value was constant - 900 watts per square meter, and the wind speed 3 meters per second. Fig. 5 shows how the water temperature in the

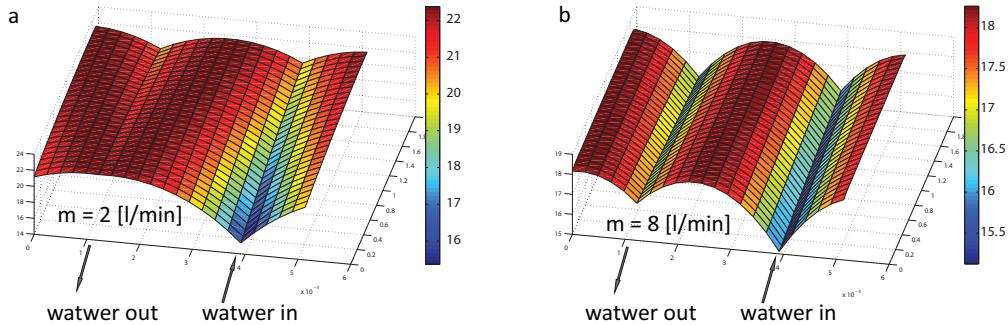


Figure 4: Effect of fluid mass flow rate on fin temperature distribution

solar tank and at the inlet and outlet from the two collectors changes with time. In the first case (Fig. 5a) it was considered that there is no water consumption from the solar tank. Fig. 5b presents the temperatures variation with time when water is extracted from the tank during a six hours period, at a mass flow rate of 8 liters per minute and simultaneously replaced with the same amount of water entering at a temperature of 15 degrees celsius.

These simulations were made for a mass flow rate of the working fluid in the collectors of 2 liters per minute. The solar radiation intensity, ambient temperature and wind speed are presented in Fig. 3, and the tilt angle for both collectors is equal to local latitude.

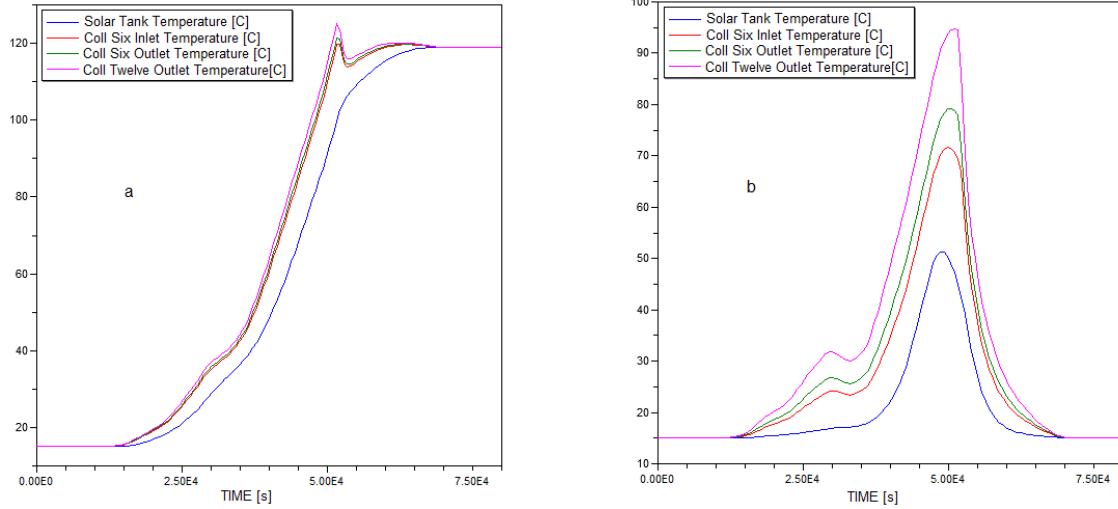


Figure 5: Simulation results. a) No water consumption from the solar tank; b) Consumption for a six hours period at a mass flow rate of 8 l/min.

5. CONCLUSIONS

The present work proposed a model for the dynamic behaviour analysis of a system with two evacuated tube with CPC solar collectors for domestic water heating. The model was validated by comparing calculated values of the collector efficiency with data provided by the manufacturer. The computations were made using a constant value for solar radiation intensity, 800 watts per square meter, and various temperature difference values between the collector and the ambient temperature. Fig. 3b shows that the medium error between the compared data is approximately 3.77 percent which represents a satisfactory value.

Acknowledgment

The work has been funded by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013 of the Romanian Ministry of Labour, Family and Social Protection through the Financial Agreement POSDRU/88/1.5/S/60203.

References

- [1] Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling Language Specification, Version 3.2, March 24, 2010.
- [2] Dassault Systemes (Dynasim), *Dymola Dynamic Modeling Laboratory User Manual Volume 1*, 2010.
- [3] Dassault Systemes (Dynasim), *Dymola Dynamic Modeling Laboratory User Manual Volume 2*, 2010.
- [4] Martin Otter, *Modeling, Simulation and Control with Modelica 3.0 and Dymola 7*, 2009.
- [5] Das Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung (BBSR), www.bbsr.bund.de.
- [6] Duffie J. A., Beckman W. A., *Solar engineering of thermal processes*, New York, 1980.
- [7] Soteris A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering - Processes and Systems*, Elsevier, California, 2009.

NO_x REDUCTION AT ENERGETICAL STEAM GENERATORS BY APPLYING THE SELECTIVE NON CATALYTIC METHOD (SNCR)

Zoltan Teuber, ERC GmbH, Buchholz, Germany¹,
Ion Bolma, PhD., ECOTECH Proiect srl, Bucharest, Romania²

Abstract

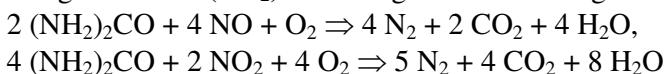
The selective non catalytic procedure (here SNCR) is not a new technology to reduce NO_x emissions. It has been already successfully applied at boilers of smaller capacities (maximum 200 MW_{th}). Due to the simplicity of its application and the low investment costs the idea arose to extend the application field of this procedure to even much larger utility boilers (600...800 MW_{th}).

The research works mainly aimed at assuring proper conditions for the NO_x reduction reaction, i.e. determination and control of the optimum temperature area, carrying the reduction without excess agent into the optimum reaction area, avoiding formation of undesired reaction by-products etc.

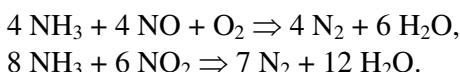
The current paper aims at presenting this experimental test and to touch subjects related especially to the application of the SNCR technology on high capacity steam boilers. Furthermore the paper presents the performance regarding compliance of the NOx emissions with the statutory limits.

1. BASICS OF THE NON CATALYTIC NO_x REDUCTION PROCEDURE

The selective non- catalytic NO_x- reduction is the reaction of ammonia (NH₃) or ammonia releasing reduction agents such as urea ((NH₂)₂CO) with nitrogen monoxide (NO) and nitrogen dioxide (NO₂) according to the following overall reaction:



or



2. MAIN INFLUENCING FACTORS OF THE NO_x REDUCTION

2.1 Temperature and Temperature Distribution

The achievable efficiency of this overall reaction and the extent of side reactions are strongly dependant on the reaction temperature. Regarding the ammonia slip a minimum temperature of 950 °C is required in order to not exceed 10 mg/Nm³. For an ammonia slip of less than 5 mg/Nm³ about 1000 °C is required (see picture 1).

The reaction time is as well influenced by the temperature. For example, at temperatures of above 950°C the reaction equilibrium will be reached in less than 0.1 second. At 850°C the reaction time will increase up to 0.5 second.

The criteria to positioning the injection system for the reaction agent, to determining the number of injectors, the number of injection layers and the division into groups of injectors are based on these interdependencies.

¹ Contact: ERC GmbH, Bäckerstrasse 13 D-21244 Buchholz i.d.N., Germany,
e-mail: zteuber@erc-online.de, tel:+49 4181 216 115

² Contact: ECOTECH PROIECT SRL, Bl.Camil Ressu nr.38, Bucureşti, Romania,
e-mail:ion.bolma@ecotech-proiect.ro, tel:+40 31 40 70 390

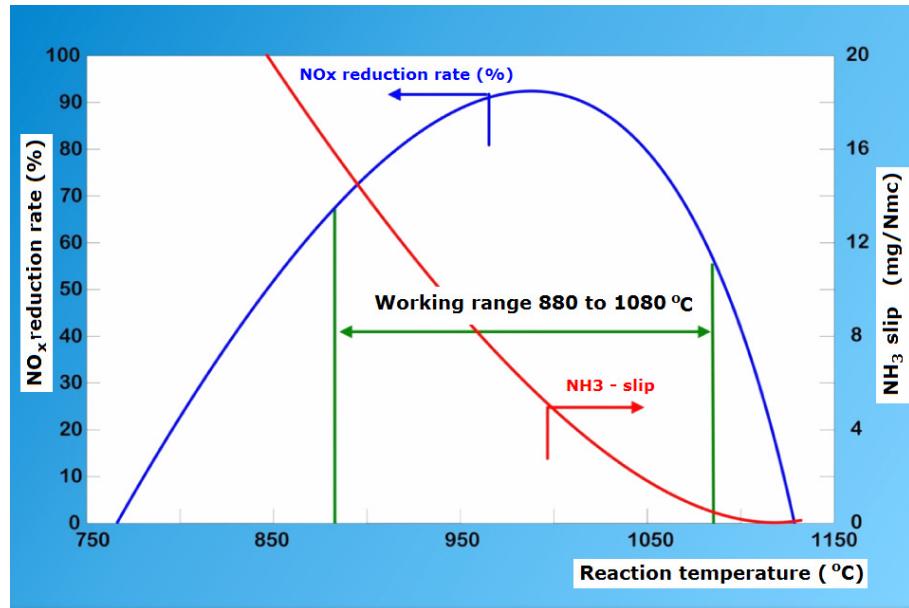


Figure 1: Dependence of the NO_x reduction rate (blue) and of the NH_3 slip (red) from temperature

Temperature distribution in a certain time determines which of the injection groups should be activated, thus the reduction reaction will always take place in the optimum temperature area.

In order to obtain a realistic image about the temperature distribution at a certain time during operation of the boiler a fast and accurate temperature measuring system has to be installed which should be both able to determine the temperatures in a defined cross section of the furnace and insensitive to disturbing factors such as heat radiation and flue gas charging by particulate matter. This measuring system should be able to provide with a minimum delay tomographical images indicating the isotherms in the cross section of the furnace. Such a measuring system would also reveal unbalances in the temperature distribution across the furnace which on their turn is the result of asymmetry regarding fuel injection and combustion air injection.

2.2 Flue Gas Composition

Flue gas composition has a strong impact upon the optimum reaction temperature range. The higher the oxygen concentration the lower the optimum temperature range is. Carbon monoxide (CO), hydrogen and water vapour influence the NO_x reduction reaction in a similar way.

2.3 Flue Gas Velocity

The required residence time determined by the temperature range in the reaction area invokes a certain flue gas velocity. For a rather low flue gas temperature a longer residence time and thus a lower flue gas velocity is required.

The research works showed that by successive vaporization urea releases step by step amine radicals (NH_2). Thus these radicals can penetrate into the middle of the flue gas current where the NO_x concentration is the highest. For this reason urea is the better reduction agent for boilers with big furnace dimensions which enable long residence time. Ammonia is better where a fast vaporization of the reduction agent is required, such as in boilers which by their construction allow only injection into the narrow space between the blades of the pending superheater.

2. SIDE REACTIONS

The amount of side reactions indicates the quality of the NO_x reduction reaction and provides important information in diagnosing possible malfunctions during boiler operation. Most of the side reactions occur due to non reacted ammonia in the flue gas. The resulting products of these reactions may have an impact upon environment but may also harm the boiler.

The most common compounds resulting from side reactions are:

a) Ammonium Sulphate, (NH₄)₂SO₄

The biggest part will be caught in the electrostatic precipitator downstream the air preheater and enters the ash – according to the flue gas temperature. In cases where the ash is used as raw material for construction purposes the content of ammonium sulphate in the ash is limited.

b) Ammonium Bisulphate, NH₄HSO₄

According to its partial pressure in the flue gas ammonium bisulphate condenses most likely on the cold surfaces of the heat exchangers (cold end of the economizer and air preheater). Close to its condensation point ammonium bisulphate is weak and behaves like an adhesive. It retains the solid particulates from the flue gas creating an insulating layer on the surfaces where it deposes. Furthermore, since ammonium bisulphate is hygroscopic, it leads in time to corrosion on the metal surfaces where it adheres.

c) Ammonium Chlorine, NH₄Cl

Similar to ammonium sulphate, ammonium chlorine is a solid particle too which will be caught in the electrostatic precipitator. Since it is water soluble the problems which occur are similar to those created by ammonium sulphate.

d) Hilariant Gas, N₂O

Hilariant gas is formed in the flue gas in conditions similar to formation of ammonia slip, at temperatures below 850 °C. The concentration of hilariant gas is important from the environmental point of view, since its green house effect exceeds several hundreds of times the effect of carbon dioxide (CO₂).

4. RESEARCH WORK TO APPLY THE SNCR PROCEDURE FOR AN ENERGETIC STEAM BOILER FIRED BY HARD COAL AND BIOMASS

4.1 Research Conditions

The research work is been applied for a boiler type OP 650 (Rafako), steam output 680 t/h, fired by hard coal and biomass (max. 20 %). Prior these work primary measures have been implemented in order to reduce NOx emission. As a result of the primary measures the NOx emission was in the range 300...320 mg/Nmc (6% O₂).

Determination of the injection points was done by means of CFD simulations which gave information about temperature distribution but also about the distribution of the flue gas velocities and some of the important flue gas constituents (O₂, CO).

Moreover temperature measurement in the upper part of the furnace have been performed, in order to obtain detailed information at different capacities – 135 MW_{el}, 190 MW_{el} and 225 MW_{el}.

The position and number of the injection points ware chosen in a way to assure always the introduction of the NO_x reduction agent into the optimum temperature area over the whole capacity range, based on the information given by the CFD simulation and by the measurements also taking into account the required conditions mentioned above. The used NO_x reduction agent was an aqueous urea solution of 40 % by weight enriched by a special additive designed to improve the reaction.

Prior to injection the NO_x reduction agent was diluted in the so called dosing module and than directed to the distribution system. Atomization was done by compressed air. The quantitative adjustment of the reduction agent, dilution water and atomization air was done manually. Determination of the NO_x emission was done by means of the existing flue gas analysers installed in the flue gas ducts downstream the 3 electrostatic precipitators. These were also the sampling points for determination of the ammonia slip.

Determination of the ammonia slip in the flue gas and of the ammonia concentration in the ash was done in the laboratory of a specialised independent institute.

4.2 Results

The results of the research works together with the conditions of the application and the operation parameters of the boiler are shown in the tables below 1 – 4. The clear difference between the baseline NO_x emissions is on one hand due to the biomass and on the other hand due to the way of introduction of the biomass into the furnace. Generally the higher NO_x baseline emissions have been registered when biomass was introduced via the mills together with the pulverised coal. This is because in such cases more air is required for the transport of the biomass, which on its turn increases the excess air and consequently the NO_x emission.

Table no. 1: Results of the Application at the Capacity of 135 MW_{el}

Operation Parameters	Test no. 1	Test no. 2	Test no. 3	Test no. 4
capacity [MW _{el}]	135	135	135	135
pulverised coal	yes	yes	yes	yes
biomass via mills / via direct injection	no / no	no / no	yes / no	yes / yes
Emissions without SNCR Application				
NO _x [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	277	307	307	303
SNCR				
number of lances right/left	1 x 6 / 1 x 6	1 x 6 / 1 x 6	1 x 6 / 1 x 6	1 x 6 / 1 x 6
NO _x reduction agent [kg/h]	300	400	360	300
dilution water [kg/h]	3000	3400	2500	3450
atomisation air [kg/h]	260	300	320	500
Emissions with SNCR Application				
NO _x [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	194	187	187	190
NH ₃ slip [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	--	--	< 1	< 1
NH ₃ in ash [mg/kg]	8,22	22,21	7,91	--

Table no. 2: Results of the Application at the Capacity of 190 MW_{el}

Operation Parameters	Test no. 1	Test no. 2	Test no. 3	Test no. 4
capacity [MW _{el}]	190	190	190	190
pulverised coal	yes	yes	yes	yes
biomass via mills / via direct injection	no / no	no / no	no / no	yes / yes
Emissions without SNCR Application				
NO _x [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	293	276	286	263
SNCR				
number of lances right/left	1 x 6 / 1 x 6	1 x 6 / 1 x 6	1 x 4/ 1 x 4	1 x 6 / 1 x 6
NO _x reduction agent [kg/h]	500	350	400	350
dilution water [kg/h]	2400	2000	3200	3000
atomisation air [kg/h]	320	300	400	400
Emissions with SNCR Application				
NO _x [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	237	198	202	193
NH ₃ slip [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	--	--	--	1
NH ₃ in ash [mg/kg]	7,1	19,79	27	24,96

Table no. 3: Results of the Application at the Capacity of 225 MW_{el}

Operation Parameters	Test no. 1	Test no. 2	Test no. 3	Test no. 4
capacity [MW _{el}]	225	225	225	225
pulverised coal	stop	stop	yes	yes
biomass via mills / via direct injection	stop / stop	stop / stop	yes / yes	yes / yes
Emissions without SNCR Application				
NO _x [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]			280	292
SNCR				
number of lances right/left			1 x 8 / 1 x 8	1 x 8 / 1 x 8
NO _x reduction agent [kg/h]			550	500
dilution water [kg/h]			2100	3500
atomisation air [kg/h]			450	530
Emissions with SNCR Application				
NO _x [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]			247	200
NH ₃ slip [mg/Nm ³ ,dry,at 6 % vol. O ₂]	--	--	--	--
NH ₃ in ash [mg/kg]			18,53	39,6

Separate biomass injection via nozzles located above the pulverised coal burners requires less air, thus NO_x emission is lower.

The diagram below summarises the achieved results.

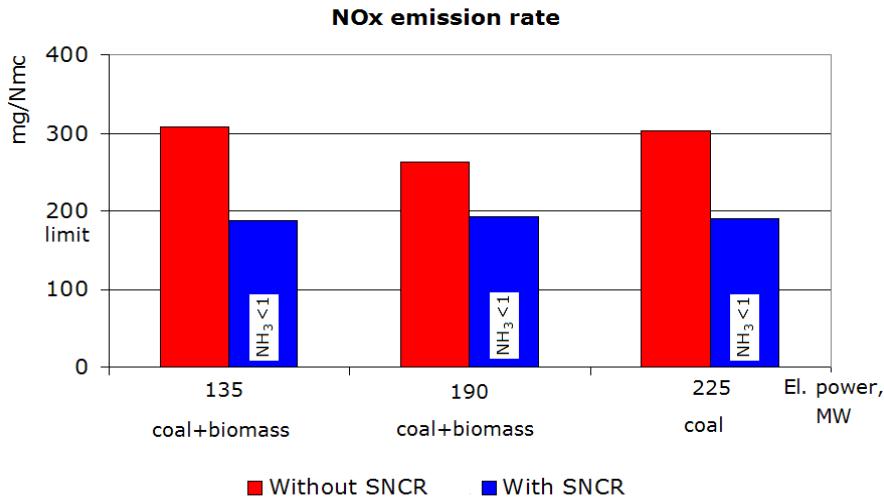


Figure 2 Overview of the application results at the capacities 135

5. CONCLUSIONS

The conclusions can be summarized as follows:

1. Big steam boilers have big cross sections for flue gas circulation. In order to achieve the required NO_x concentration level without exceeding the very strict ammonia slip limits the application of the SNCR technology needs a proper atomisation of the injected NO_x reduction agent and a good process monitoring.
2. The research work performed on a boiler of 225 MW_e proved that the achievement of a NO_x concentration 200 mg/Nm³ is possible by using an appropriate technique to evenly distribute the reduction agent in the flue gas and by accurately monitoring the temperature distribution in the reaction area. The positive results were reproducible at all capacities of the boiler.
3. The NH₃ slip was in all tested capacity ranges less than 1 mg/Nm³. The NH₃ content in the ash stood below 40 mg/kg.

The registered parameters prove that the NO_x emission reduction below the limit of 200 mg/Nm³ by applying the SNCR technology at utility boilers of high capacities is possible, without exceeding the limits regarding ammonia slip in the flue gas of 5 mg/Nm³ and ammonia content in the ash of 100 mg/kg.

Especially for existing power units with a limited lifetime this technology is very advantageous since the investment is low, the necessary boiler modifications are rather low and don't require long shut down times. Furthermore they neither produce high pressure losses in the flue gas ducts, nor affect the availability of the boiler. The running operation costs are comparable with those of the SCR procedure in the usually required reduction rates (up to 50%)

6. LITERATURE

- [1] Huber K.; Teuber Z.; Reynolds T.: SNCR sprengt Leistungsgrenzen, in: Beckmann M; Hurtado A.: Kraftwerkstechnik – Sichere und nachhaltige Energieversorgung, Band 2; Neuruppin TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, 2010
- [2] Pachaly, R.: Erfahrungen mit SNCR- Technologie für Stickoxidgrenzwerte unter 100 mg/m³, speech at Fachtagung Optimierung in der thermischen Abfall- und Reststoffbehandlung – Perspektiven und Möglichkeiten; Potsdam, 2008

DESCRIPTION OF THE MONITORING SYSTEM FOR THE GROUND HEAT EXCHANGER OF THE FIRST PASSIVE OFFICE BUILDING IN ROMANIA

Alexandru Tudor^{1(a)}, Mihai Ceacaru^(a), Nicolae Rotar^(a), Ruxandra Crutescu^(b), Viorel Badescu^(a), ^a „Politehnica” University of Bucharest, ^bPassivhaus Bragadiru

ABSTRACT

Ground heat exchangers are advantageous systems to reduce energy consumption in buildings and can be used for buildings with an active ventilation system. Fresh air is first passed through pipes buried in the ground and thus in winter these systems pre-heat ventilation air and in summer pre-cool ventilation air. A passive house is a cost-efficient building that can manage throughout the heating period, due to its specific construction design, with more than ten times less heat energy than the same building designed to classic standards presently applicable across Europe. The ground heat exchanger used in this paper is the one used in the first Romanian passive office building - AMVIC, located in Bragadiru, 10 km south from Bucharest downtown. The novelty of this paper is that an passive office building from Romania is monitored. This building uses energy from renewable sources with appropriate equipment such as ground heat exchanger, solar vacuum panels, geothermal heat pump (last two systems are described in two companion papers). Measurements are presented for the first time since the building was opened. Sensors are connected to a datalogger, which centralizes data collected on a time period. This work shows an example of measured quantities with graphics.

1. INTRODUCTION

Ground heat exchangers are simple systems for energy saving that can be used in buildings equipped with an active ventilation system. For air conditioning and air distribution in the building, fresh air is first passed through pipes buried in the ground. In this way fresh air is preheated in winter and pre-cooled in summer. The power delivered by the system is strictly dependent on various parameters of ground heat exchanger (GHE), such as depth of burial, air pipe diameter, material, number and space between pipes. In some cases, especially the output temperature of ground heat exchanger is monitored to avoid condensation of water in the air and water freezing in heat exchanger. Detailed simulation of ground heat exchanger's performance is based on algorithms that describe simultaneous heat and mass transfer in the soil under the action of a temperature gradient. Some of the first models argued the axial symmetry of heat in the soil, which ignores the thermal stratification of the soil. Current models of heat transfer and humidity migration are taking into account the thermal stratification of the soil. [1] A passive house is a cost-efficient building that can manage throughout the heating period, due to its specific construction design, with more than ten times less heat energy than the same building designed to standards presently applicable across Europe. Integration of a ground heat exchanger in a passive house is not mandatory, especially in Romania. The ground heat exchanger used in this paper is that used in the first romanian passive office building - AMVIC, located in Bragadiru, 10 km south of Bucharest downtown. The AMVIC office building was opened in February 2009 and has 5 floors and the total floor surface area of the building is 2086 m². [1] This building is called a passive building because meet the two basic criteria for a passive building: 15 kwh/(m²/year) for annual heating demand and 120 kwh/(m²/year) for total primary energy consumption [2].

¹ „Politehnica” University of Bucharest, Splaiul Independentei, 313, 060042 Bucharest, Romania,
+40729903022, alex_tudor@yahoo.com

This paper presents the ground heat exchanger from AMVIC passive office building. The data collection system with diagrams, principles and operating mode is described below. Some results and variations in measurement and operating parameters of the ground heat exchanger are presented.

2. THE GROUND HEAT EXCHANGER'S COMPONENTS

The ground heat exchanger from the passive building Amvic was built with materials purchased from REHAU.

The system is composed (Table 1) of eight polypropylene (with silver particles included) tubes placed horizontally and connected to a distributor and a collector (Figure 1).

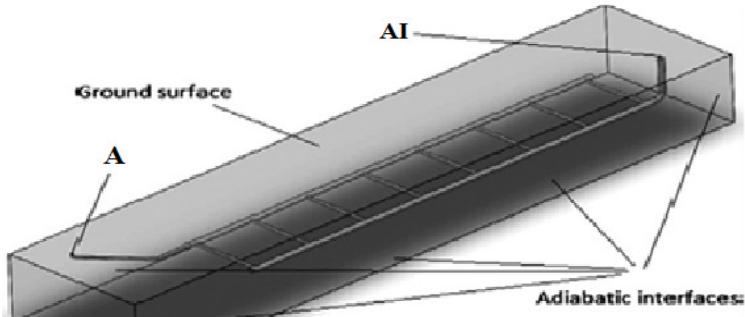


Figure 1: CAD model of the ground heat exchanger; AI – fresh air intake, A – entrance to the ventilation unit

Not shown on Fig 1 is the condensate collection place and the installation has a slight inclination to this condensate collection place to collect the resulting water from condensation. Polypropylene tubes contain silver particles embedded, which helps to ensure hygiene of the air that enters in the ventilation controlled installation with energy recovery (silver particles kill approx. 99% of the potential for microbes that might infiltrate from the fresh air).

Ground heat exchanger's tubes are provided with an antimicrobial inner layer to ensure a fresh and hygienic air. Burial depth is 3,5 m, instead of the standard 1,5 m used by REHAU [3]. At a depth of 3,5 m, soil temperature can be considered stable with no fluctuations. Also, at this depth, considered constant temperature is higher/lower (depending on season) than the temperature at 1,5 m depth. This enables a more efficient exchange of energy in all seasons.

Table 1: Components of ground heat exchanger (see Fig. 1)

1	Fresh Air intake	DN 400
2	Air distributor	DN 400
3	Air collector	DN 400
4	8 parallel tubes	DN 200

In that specific area, the soil has the following properties: density $\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$, specific heat $c=2200 \text{ J/(kgK)}$ and thermal conductivity $\lambda = 1,2 \text{ W/(mK)}$. Fresh Air intake AI (Figure 1) that absorbs air has an internal diameter of 0,4m. The 8 parallel pipes are system AWADUKT Thermo DN 200 from Rehau - Germany. Their dimensions are as follows: length of 5 m and 0,2m inner diameter and outer diameter of 0,214 m (7,3 mm pipes wall thickness) [5], The pipes are made of polypropylene PP SN10/SN16 RAUSITO (density $\rho = 920\text{kg/m}^3$,

specific heat $c = 1800 \text{ J} / (\text{kgK})$ and thermal conductivity $\lambda = 0,12 \text{ W} / (\text{mK})$). The pipes are connected to a distributor and a collector. Both distributor and collector are system AWADUKT Thermo DN 400 type with the following dimensions: 31m long, 0,4 m inner diameter and 0,429m outer diameter (14,5 mm wall thickness) [5]. Heat transfer area is 103m². [5]

3. SYSTEM OPERATION

Fresh air is taken inside the target at a rate of 3,5 m above the ground, through an air intake AI (Figure 1) that is not exposed to dangerous pollutants in the context of different regional microclimate. In figure 2 is shown the location of the ground heat exchanger at the Amvic building.



Figure 2: Location of the ground heat exchanger – GHE is placed under the orchard;

Once collected, fresh air is introduced through the heat exchanger tubes. Here, in the winter, the air is preheated from the outdoor temperature -15 ... - 20 °C to a temperature of -5 ... -10 °C. Then, air from heat exchanger reaches the fan (A - Fig 3) and the fresh air is preheated with heat recovery from the exhausted air. This process is made by a heat recovery. In the heat recovery the fresh air takes about 70 to 75% energy from the exhausted air. Finally, to have the inside temperature needed by the user, the pre-heated air is more heated by the heat exchanger which uses hot water from the heat pump. Lower the input fresh air temperature is, higher the temperature increase is. Consequently, the heat transfer is improved.

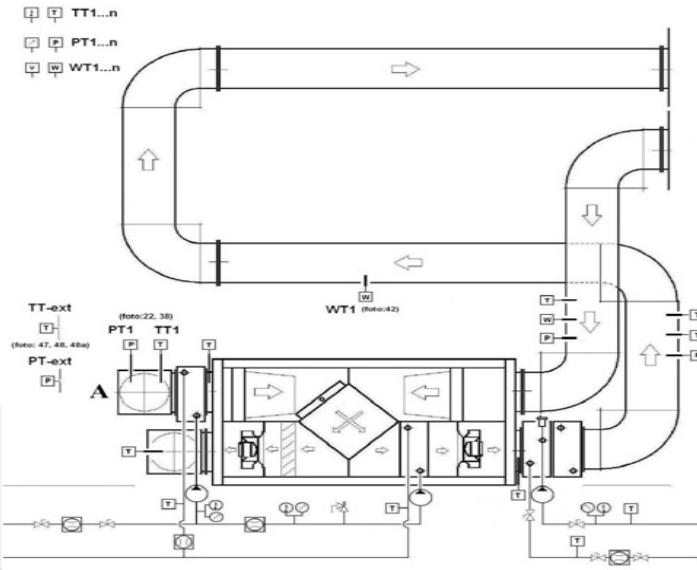


Figure 3: Airflow from the ground-air heat exchanger through the entrance (A) in the ventilation unit to fan and then the ducts reaching the living space

The ground heat exchanger also performs a pre-cooling of fresh air in summer for about 6 °C. [1] Then, air from heat exchanger reaches the entrance to the ventilation unit (A - Fig 3). Inside the ventilation unit the air is cooled with a heat pump. Heat pump has water as a working fluid, water which comes from two additional boreholes of 120 meters depth. So, the final air temperature that is needed in the living space and in the open space offices is obtained by cooling the air with the heat pump. Finally, the air is distributed in the living space. The heat exchanger placed in the soil acts as a buffer between the air temperature outside the building and indoor temperature. [4]

4. DESCRIPTION OF MONITORING SYSTEM AND DATA COLLECTION

The monitoring system used in Amvic passive building is a MS5 universal product of Comet (Czech Republic). The system which is monitoring ground-air heat exchanger of the passive Amvic building includes several types of sensors (Table 2) placed in different places on the installation (Figure 4).

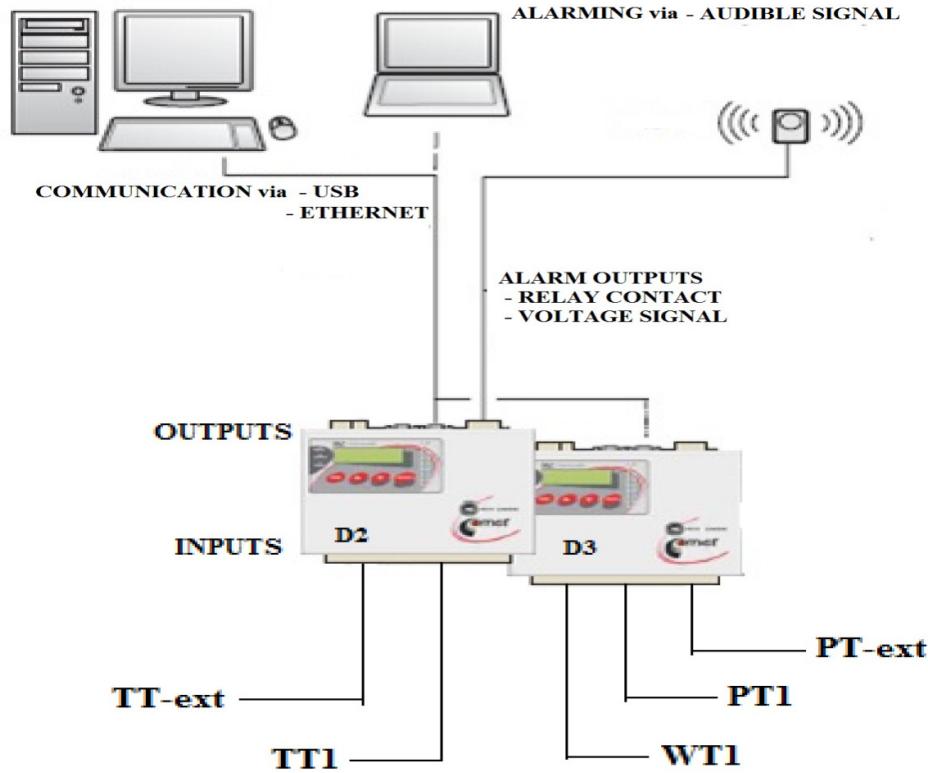


Figure 4: MS5 monitoring system architecture

The monitoring system consists of a series of sensors for measuring air temperature, air pressure and air velocity, placed on the air inlet and air outlet, and a device called datalogger (Figure 4) that takes a certain time signals generated by sensors. Also, there are temperature and pressure sensors monitoring parameters outside environment. A datalogger is used for recording data received from sensors measuring different parameters (pressure, temperature, air speed – Table 3). The input parameters are defined by the type of input modules installed on the datalogger. Dataloggers have transmitters which are set according to user's need and they can measure analog signals, frequency, number of pulses and can read data from ADAM Advantech protocol compatible devices [6]. Data can be downloaded at any time on a computer via USB, RS232, RS485, Ethernet or GSM modem.

Datalogger is connected via the internal building network to a server that uses specialized software and creates data files. The database is continuously updated. The software provided by the manufacturer datalogger converts input from sensors in physical values, it stores the text data files which can be further processed and presented professional in the desired form.

Table 2: Characteristics of sensors on the building's air supply system

Nr	Datalogger	Channel	SENSOR (manufacturer and model)	Size measured and limits
1	3	10	Dwyer, 616K-11	Differential pressure (0-500 Pa)
2	3	14	Dwyer, AVU-2A	Air velocity (0-8m/s)
3	2	1	Amper SRL, Tc K	Air temperature (Celsius)
4	2	7	Amper SRL, Tc K	Air temperature (Celsius)
5	3	12	Comet, T2114 – barometer	Atmospheric pressure (800-1100 hPa)

Figure 4 and Table 3 are showing the distribution of the installation's sensors on the dataloggers: the sensor for outside air temperature "TT-ext" (figure 2.2) and sensor for air temperature before ventilation unit "TT1" (figure 2.2) on datalogger 2 and the sensor for air barometric pressure "PT-ext" (figure 2.2), sensor for air pressure on input before ventilation unit "PT1" (figure 2.2), sensor for air velocity on the outlet of the ventilation unit "WT1" (figure 2.2) on datalogger 3.

Table 3: Sensors attached to ground heat exchanger (see Figure 7)

Nr	Size measured	Position	Unit	Datalogger	Acronym
1	Outside air temperature	The outside wall of the building (North side)	°C	2	TT-ext
2	Air temperature	Ventilation unit inlet	°C	2	TT1
3	Air barometric pressure	The external wall of the building (North side)	Pa	3	PT-ext
4	Air pressure	Ventilation unit inlet	Pa	3	PT1
5	Air velocity	Ventilation unit outlet	m/s	3	WT1

5. RESULTS

Some results and variations in measurement and operating parameters of the ground heat exchanger are presented as an example. Using the measurements provided by the TT-ext and TT1 sensors on a summer day of 25.07.2011, figure 5 has been obtained.

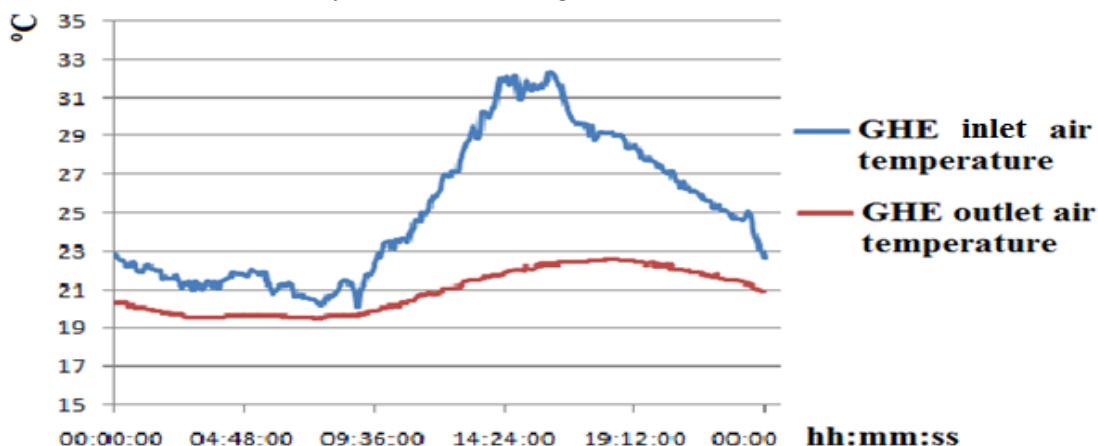


Figure 5: Comparison between GHE inlet air temperature and GHE outlet air temperature; measurements were made in 25.07.2011

As results from figure 5, the GHE outlet air temperature is always lower than outdoor air temperature. Maximum outdoor air temperature in that day was 32,3 °C at 16:02:50, while the maximum GHE outlet air temperature was 22,6 °C at 18:08:09. Minimum outdoor air temperature in that day was 20,2 °C at 07:41:16, while the minimum GHE outlet air temperature was 19,5 °C at 07:41:46. Minimum outdoor outlet temperature and minimum temperatures were not recorded at the same time. GHE allows for maximum cooling of 9,9 °C at 16:02:50. There is a phase correlation between inlet air temperature and the outlet air temperature. It is clearly seen that the GHE is useful because it acts like a cooler, even during the night. As the outside temperature is higher so its effectiveness increases, as expected. Similar measurements were also presented in [4] and [5]. In those papers there are graphics referring to measurements from 19 to 23 August 2009, which show a smaller difference between GHE inlet and outlet air temperature (i. e. about 5°C), in respect to the present results. But a similar cooling effect has been observed.

6. CONCLUSIONS

The novelty of this paper is that an office passive building from Romania is monitored. This building uses energy from renewable sources with appropriate equipment such as ground heat exchanger, solar vacuum panels, geothermal heat pump. The paper presents the ground heat exchanger from AMVIC passive office building. Also, the paper describes the data collection system with diagrams, principles and operating mode. This work shows examples of measured quantities, with some presentations of evolution in time of measurement, as graphics. The ground heat exchanger – Aquaduct system from Rehau is an energy efficient system for AMVIC passive building.

References

- [1] Crutescu M., Crutescu R., Costache N., Badescu V., Marinescu M., Cazacu M., Budea S., Isvoranu D., Dimitriu S., Boriaru N., Hera D., Iordache F., Drughean L., Ivan G., Ilie A., Iordache V., Girip A., Nichita M. - Cladire administrativa pasiv energetic. Contract AMCSIT nr. 128/28.09.2007. Etapa I. Analiza si stabilirea solutiei de anvelopa si stabilirea sistemelor de alimentare cu utilitati a modelului cladire pasiva energetic. 5.12.2007
- [2] Badescu V., Laaser N., Crutescu R.- Warm season cooling requirements for passive buildings in Southeastern Europe (Romania), Energy 35 (2010) 3284-3300
- [3] Badescu V., Marinescu M., Cazacu M., Budea S., Isvoranu D., Dimitriu S., Boriaru N. - Cladire administrativa pasiv energetic. Contract AMCSIT nr. 128/28.09.2007. Etapa III. Finalizarea si experimentarea prototipului de cladire pasiva energetic. Universitatea Politehnica din Bucuresti, Raport final, 28 September, 2009 [in Romanian].
- [4] Hera D., Iordache F., Drughean L., Ivan G., Ilie A., Iordache V., et al. - Cladire administrativa pasiv energetic. Contract AMCSIT nr. 128/28.09.2007. Etapa III. Finalizarea si experimentarea prototipului de cladire pasiva energetic. Universitatea Tehnica de Constructii din Bucuresti, Raport final, 9 September, 2009 [in Romanian].
- [5] Badescu V., Isvoranu D. - Pneumatic and thermal design procedure and analysis of earth-to-air heat exchangers of registry type, Applied Energy 88 (2011) 1266–1280
- [6] Universal monitoring system MS5 Manual, <http://www.cometsystem.cz/>

ISSN 1843 - 3359