



A XVII-a Conferință internațională – multidisciplinară  
„Profesorul Dorin Pavel – fondatorul hidroenergeticii românești”  
SEBEȘ, 2017

## **CALCULUL TERMIC AL MOTORULUI CU APRINDERE PRIN COMPRIARE ALIMENTAT CU BODIESEL**

Ion LACUSTA, Igor BEȘLEAGĂ

### **CALCULATION OF HEAT ENGINE POWERED WITH COMPRESSION IGNITION BODIESEL**

In the work is presented thermal calculation time compression ignition engine fuelled with biodiesel, which will allow tracing and checking the chart indicated the fundamental dimensions of the engine, and the necessity of checking the calculations of resistance of main parts of the motor mechanism.

Keywords: diesel fuel, emission of gas, combustibles, gas of escapements, motor – hour, tractor engines, excess air coefficient, residual gas temperature

Cuvinte-cheie: motorină, emisii de gaze, combustibili, gaze de eșapament, moto-oră, motoare de tractor, coeficientul excesului de aer, temperatura gazului rezidual

### **1. Introducere**

Procesele gazodinamice și termodinamice complexe în motoarele cu ardere internă sunt însoțite de schimburi rapide de căldură, masă, lucru mecanic cu mediul exterior. Fenomenele fizice și chimice ce susțin modificările calitative și cantitative la formarea amestecului carburant dintre aer și combustibil asigură arderea în timp a acestuia. De aceea se poate de spus că automobilul este descris prin intermediul proceselor termodinamice în toate componentele – de la sistemele de propulsie până la sistemele de răcire și climatizare sau sistemele de injecție.

Analizând ciclurile termodinamice ale motoarelor cu ardere internă, se poate de menționat că motoarele cu aprindere prin comprimare (MAC) în comparație cu cele cu aprindere prin scânteie ating valori ridicate ale presiunii și temperaturii în cazul utilizării unor tipuri de combustibili variați cu proprietăți fizico-chimice diferite cum ar fi: motorină pură, amestec motorină cu biodiesel în diferite proporții, biodiesel pur descriși prin vâscozitatea mai majorată ca în cazul utilizării combustibilului tradițional și densitatea acestuia. Presiunea ridicată înseamnă un raport de comprimare mai major, ce asigură o creștere a puterii efective a motorului, a cuplului motor și o reducere a consumului de combustibil.

Utilizarea combustibililor obținuți din uleiuri vegetale pentru alimentarea motoarelor cu arderea internă a devenit prioritară abia în ultimii ani, care asigură reducerea poluării mediului [1].

Direcția actuală a politicii energetice europene are la bază aplicarea Directivei 2009/28/CE a Parlamentului European și a Consiliului din 23 aprilie 2009 privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile, de modificare și ulterior de abrogare a Directivelor 2001/77/CE și 2003/30/CE. Prezenta lege are drept scop instituirea unui cadru juridic pentru promovarea și utilizarea energiei din surse regenerabile și stabilește obiectivele naționale obligatorii privind ponderea energiei din surse regenerabile în consumul final brut de energie, precum și ponderea energiei din surse regenerabile în consumul final de energie în transporturi.

Sectorul eficienței energetice din Republica Moldova a început să se dezvolte, de curând, ca răspuns la creșterea prețurilor pentru resursele energetice și dependenței țării față de importul de energie.

Pentru a face față acestor provocări, Republica Moldova a elaborat propriul Program Național pentru Eficiență Energetică pentru anii 2011- 2020.

Obiectivele globale ale Programului, trasate în conformitate cu țintele comunitare în domeniu și stabilite pentru orizontul de timp 2020, vizează: ● eficientizarea consumului global de energie primară cu 20 %; ● creșterea ponderii energiei regenerabile în totalul mixtului energetic până la 20 %; ● creșterea ponderii biodieselilor până 10 % din totalul combustibililor utilizați; ● reducerea, cu cel puțin 25 %, a emisiilor de gaze cu efect de seră, comparativ cu anul de bază 1990 (Agenția pentru Eficiență Energetică, 2013).

Realizarea obiectivelor Programului Național pentru Eficiență Energetică necesită realizarea unor cercetări teoretice și experimentale în perspectivă.

Scopul lucrării constă în calculul termic al motorului cu aprindere prin comprimare alimentat cu biodiesel, care va permite trasarea diagramei indicate și verificarea dimensiunilor fundamentale ale motorului, și la necesitate verificarea calculului de rezistență a principalelor piese ale lui.

## 2. Material și metodă

La baza calculului a fost acceptată metoda acad. Vasile Boltinschii, perfectată și îmbogățită de alți autori, care constituie o metodă de calcul analitic prin corectarea diagramei ciclului teoretic de referință. Această metodă se poate aplica, atât în stadiul de proiectare, cât și în cel de perfecționare a prototipului, dar în cazul de față și de folosirea altui tip de combustibil (biodiesel) [2-3].

Datele inițiale necesare pentru calculul ciclului de lucru a motorului folosit pentru încercări 4D 125/110 (în continuare D-241L), este un motor diesel cu injecție directă estimat după rezultatele cercetărilor efectuate la standul cu frână electrică KI 13638 GOSNITI de către autori [4]. Coincidența rezultatelor calculului cu a celor obținute prin încercarea motorului depinde de alegerea corectă a parametrilor inițiali, estimare dificilă îndeosebi când se realizează motoare pentru autovehicule.

## 3. Rezultate și discuții

În cele ce urmează se prezintă calculul termic efectuat după metoda aleasă, motorul având următoarele caracteristici prezentate în tabelul 1 (Parametrii inițiali pentru calcul).

Tabelul 1

Parametri	Combustibil	
	Motorină	Biodiesel
Puterea nominală a motorului, kW ( $P_{nom}$ ).	58,9	58,9
Turația nominală, $min^{-1}$	2100	2100
Consumul specific efectiv de combustibil, g/kWh	252	290
Numărul de cilindri	4	4
Raportul de compresie	16	16
Cifra cetanică a combustibilului	51	41
Conținutul de sulf în combustibil, %	0,2	0,0012
Compoziția combustibilului C:H:O:, %	86:14:0	78:10:11 [7]
Puterea calorică inferioară, MJ/kg	43,89 [6]	40,69 [6]
Densitatea absolută, $g/cm^3$	0,834	0,846

**Alegerea parametrilor inițiali.** O serie de valori preliminare necesare calculului termic se aleg pe baza datelor existente în literatura de specialitate, cât și pe baza experimentelor din lucrare, cum ar fi:

- temperatura inițială:  $T_0 = 293 \text{ K}$ ;
- presiunea inițială  $p_0 = 1,02 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ ;
- temperatura gazelor reziduale:  $T_r = 900 \text{ K}$ ;
- presiunea gazelor reziduale:  $p_r = 1,1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ ;
- coeficientul de exces de aer:  $\lambda = 1,25$ ;

**Parametrii procesului de schimbare a gazelor.** Se adoptă următoarele mărimi:

- presiunea la sfârșitul admisiei:  $p_a = 0,86 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ ;
- preîncălzirea amestecului:  $\Delta T = 15 \text{ K}$ ;
- coeficientul de post umplere:  $v_p = 1,14$ .

Presiunea în cilindrul motorului în cazul admisiei se modifică în continuu, ca urmare, în momentul în care pistonul ajunge în P.M.I., supapa de admisie oferă o secțiune de trecere suficient de mare fluidului proaspăt. Mărima optimă a avansului la deschiderea supapei de admisie depinde de turația motorului, raportul de comprimare al acestuia, destinație etc. În cazul în care avansul la deschiderea supapei de admisie este mai mic decât cel optim, secțiunea de trecere oferită de supapă este redusă, procesul de umplere înrăutățindu-se; dacă avansul la deschiderea supapei este prea mare, o parte din gazele de ardere existente în cilindru trec în colectorul de admisie, iar cantitatea de fluid proaspăt ce intră în cilindru este diminuată. Valoarea optimă a avansului la deschidere al supapei de admisie rezultă urmărindu-se un compromis între perfecțiunea umplerii cilindrului și solicitările ce apar în organele mecanismului de distribuție.

Închiderea supapei de admisie are loc în timp ce pistonul a început deplasarea pe cursa de comprimare. Acest lucru este impus de inerția coloanei de fluid, datorită căreia cilindrul se umple în continuare cu fluid proaspăt, deși în cilindru există o suprapresiune (post umplere). Închiderea supapei de admisie trebuie să aibă loc în momentul în care presiunea dinamică datorată deplasării coloanei de fluid devine egală cu suprapresiunea din cilindru; menținerea deschisă a supapei de admisie după acest moment ar conduce la o curgere inversă a fluidului (din cilindru către colectorul de admisie).

*Se calculează în continuare coeficientul gazelor reziduale din relația:*

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T \cdot p_r}{T_r \cdot \varepsilon \cdot v_p - p_r} \quad (1)$$

Temperatura fluidului (gazului) la sfârșitul admisiei din interiorul cilindrului, este o funcție descrisă prin temperatura și greutate al

acestui înprospătat (amestecului de carburant sau de aer) și a temperaturii, greutateii gazelor reziduale rămase în cilindru de la ciclul precedent.

*Temperatura la sfârșitul admisiei se determină din formula:*

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 - \gamma_r} \quad (2)$$

*Coeficientul de umplere va fi egal:*

$$\eta_v = \frac{p_a \cdot T_o}{p_o \cdot T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{v_p}{1 + \gamma_r} \quad (3)$$

**Parametrii procesului de comprimare.** În ciclul real al motorului procesul de comprimare este însoțit de schimbări reciproce de căldură între mediu de lucru și piesele motorului, de aceea procesul nu este adiabatic. Procesul de comprimare în motoarele cu aprindere prin comprimare se desfășoară politropic cu un exponent constant. În realitate exponentul politropic al procesului de comprimare  $n_1$  este variabil și se află în intervalul dintre exponentul adiabatic și izotermic. Exponentul politropic la comprimare în mare măsură de raportul camerei de ardere la volumul acesteia. Prin experimente s-a constatat că pentru motoarele ordinare Diesel coeficientul politropic de comprimare valoarea are  $n_1=1,36$ , iar cele supraalimentate valoarea exponentului politropic la comprimare să fie egal în limitele  $1,32 \div 1,37$ .

*Presiunea la sfârșitul comprimării se determină din relația:*

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (4)$$

*Temperatura la sfârșitul comprimării va fi egală:*

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (5)$$

Temperatura autoaprinderii combustibilului se reduce odată cu majorarea presiunii în cilindru, de aceea temperatura la sfârșitul comprimării trebuie să depășească temperatura autoaprinderii a biocombustibilului cu  $26,85 \div 126,85$  °K. Valoarea  $T_c$  pentru motoarele ordinare Diesel se află în limitele  $750 \div 950$  °K, iar supraalimentate:  $T_c$   $900 \div 1000$  °K.

**Parametrii procesului de ardere.** Arderea constituie o reacție chimică cu degajare de căldură produsă oxidarea cu viteză ridicată a elementelor combustibilului (creșterea rapidă a presiunii și a temperaturii gazului într-o durată scurtă de timp).

Conform recomandărilor din literatura de specialitate se adoptă următorii coeficienți:

- coeficientul de utilizare a căldurii  $\xi = 0,75$  ;
- coeficientul de creștere a presiunii  $\pi = 1,3$

Pentru aprecierea stării inițiale a amestecului biodiesel-aer trebuie să se determine oxigenul minim necesar pentru arderea completă a unui kilogram de combustibil și respectiv cantitatea de aer  $L_{\min}$ .

*Cantitatea de aer minimă necesară arderii a 1kg de combustibil se calculează din relația:*

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (6)$$

*Cantitatea reală de aer necesară arderii combustibilului va fi egală:*

$$L = \lambda \cdot L_{\min} \quad (7)$$

*Coeficientul teoretic de variație molară a încărcăturii proaspete este:*

$$\mu_o = \frac{L + \frac{H}{4} + \frac{C}{12}}{L} \quad (8)$$

*Coeficientul real de variație molară a încărcăturii proaspete rezultă:*

$$\mu_f = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (9)$$

*Căldura specifică medie molară a amestecului inițial va fi:*

$$c'_{\mu v} = 20 + 17,4 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \quad (10)$$

*Căldura specifică molară medie a gazelor de ardere pentru  $\lambda > 1$  este egală:*

$$c''_{\mu v} = \left( 20 + \frac{9,2}{\lambda} \right) + \left( \frac{13,8}{\lambda} + 15,5 \right) \cdot 10^{-4} T_z \quad (11)$$

*Temperatura la sfârșitul arderii rezultă din următoarea ecuație:*

$$T_z = \frac{\zeta Q_1}{\lambda L_{\min} (1 + \gamma_r)} + (c'_{\mu v} + R_m \cdot \pi) \cdot T_c = (c''_{\mu v} + R_m) \cdot \mu_f \cdot T_z \quad (12)$$

Valoarea  $T_z$  pentru motoarele Diesel se află în limitele 1900-2300 °K.

*Presiunea la sfârșitul arderii se calculează din relația:*

$$P_z = P_z^1 = \pi \cdot P_c \quad (13)$$

Cu cât gradul de creștere a presiunii are o valoare majorată cu atât cantitatea de combustibil la ardere se majorează în cazurile când  $V = \text{const}$ . În acest caz procesul de ardere a combustibilului nu depășește limitele admisibile, cea ce descrie o funcționare a motorului în regim economic, dar odată cu majorarea gradului de creștere a presiunii duc la uzarea intensivă a mecanismului motor.

*Gradul de densitate prealabilă se calculează din raportul:*

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu}{\pi} \cdot \frac{P_z}{T_c} \quad (14)$$

Parametrii calculați ai procesului de ardere se prezintă în tabelul 2 (Parametrii calculați ai procesului de ardere a motoarelor cu aprindere prin comprimare).

Tabelul 2

Parametrii	Parametrul	Combustibil	
		Motorină	Biodiesel
<i>Cantitatea de aer minimă necesară arderii a 1kg de combustibil, <math>\frac{K \cdot \text{mol} \cdot \text{aer}}{\text{kg} \cdot \text{comb}}</math></i>	$L_{\min}$	0,4759	0,41071
<i>Cantitatea reală de aer, <math>\frac{K \cdot \text{mol} \cdot \text{aer}}{\text{kg} \cdot \text{comb}}</math></i>	L	0,5948	0,5214
<i>Coeficientul teoretic de variație molară a încărcăturii proaspete</i>	$\mu_0$	1,18	1,11
<i>Coeficientul real de variație molară a încărcăturii proaspete</i>	$\mu_f$	1,19	1,13
<i>Căldura specifică medie molară, <math>\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}</math></i>	$C'_{\mu\nu}$	35,057	35,057
<i>Temperatura la sfârșitul arderii, °K</i>	$T_z$	2098,5	1955,07
<i>Presiunea la sfârșitul arderii, <math>\cdot 10^5 \text{ N/m}^2</math></i>	$P_z$	48,533	48,533
<i>Gradul de destindere prealabilă</i>	$\rho$	2,234	1,955

Datele prezentate din tabelul 2 denotă faptul că unii parametrii care caracterizează procesul de ardere și anume: cantitatea de aer minimă necesară arderii a 1kg de combustibil; cantitatea reală de aer; coeficientul teoretic de variație molară a încărcăturii proaspete; coeficientul real de variație molară a încărcăturii proaspete la utilizarea biodieselului ca combustibil în motoarele cu aprindere prin comprimare necesită o cantitate mai mică de oxigen, fapt descris prin compoziția moleculară a acestuia [7].

**Destinderea.** Procesul de destindere este însoțit de următoarele fenomene, cum sunt: procesul de ardere a combustibilului în timpul destinderii, disociația produselor de ardere, transmiterea căldurii de la gaze la piesele motorului, scăparea parțială a gazelor printre jocurile dintre pistoane și cilindri în carterul motorului. Toate aceste procese se desfășoară politropic, unde se adoptă coeficientul politropic al destinderii  $n_2 = 1,25$ .

*Gradul de destindere va fi:*

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (15)$$

*Presiunea la sfârșitul destinderii se calculează după relația:*

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (16)$$

*Temperatura la sfârșitul destinderii va fi:*

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (17)$$

Valorile calculate a procesului de destindere se prezintă în tabelul 3 (Parametrii procesului de destindere a motorului analizat).

Tabelul 3

Motor cu aprindere prin comprimare alimentat cu:	Gradul de destindere	Presiunea la sfârșitul destinderii; $P_b$	Temperatura la sfârșitul destinderii; $T_b$
Motorină	7,161	$4,142 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	1282,81 K
Biodiesel	8,182	$3,506 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	1155,95 K

**Parametrii principali ai motorului.** Se adoptă următoarele valori pentru:

- coeficientul de rotunjire a diagramei:  $\mu_r = 0,94$
- randamentul mecanic:  $\eta_m = 0,8$ ; [5]

*Presiunea medie a ciclului teoretic se obține din relația:*

$$P_i' = \frac{P_c}{\delta-1} \left[ \pi(p-1) + \frac{\pi \cdot p}{n_2-1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_1-1}} \right) \right] \quad (18)$$

*Presiunea medie indicată va fi:*

$$P_i = \mu_f \cdot P_i' \quad (19)$$

*Randamentul indicat al motorului se determină din relația:*

$$\eta_i = R_m \cdot \frac{P_i \cdot M_i \cdot T_c}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i} = 8,314 \cdot \frac{P_i \cdot \lambda L_{\min} \cdot T_c}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i} \quad (20)$$

*Presiunea medie efectivă rezultă din relația:*

$$p_e = \eta_m P_i \quad (21)$$

*Randamentul efectiv al motorului va fi egal:*

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (22)$$

Consumul specific efectiv de combustibil se calculează cu relația:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_i} \quad (23)$$

Valorile calculate se prezintă în tabelul 4 (Parametrii principali calculați ai motoarelor cu aprindere prin comprimare).

**Verificarea dimensiunilor fundamentale ale motorului.**

- Se adoptă raportul cursă-alezaj după construcția motorului D 241L [3, 5]:

$$\Phi = \frac{S}{D} = 1,136 \quad (24)$$

unde: S = 125 mm – cursa pistonului; D = 110 mm – diametrul pistonului;



Capacitatea cilindrică după prototip este egală cu:  $V_h = 1,187 \text{ l}$

Cilindreea totală a motorului după prototip:  $V_t = 4,75 \text{ l}$

Tabelul 4

Parametrii	Simbolul parametrului	Motor cu aprindere prin comprimare alimentat	
		Motorină	Biodiesel
Presiunea medie a ciclului teoretic, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	$P_i'$	11,042	8,087
Presiunea medie indicată, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	$P_i$	10,379	7,602
Randamentul indicat al motorului	$\eta_i$	0,37	0,33
Presiunea medie efectivă, $\cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	$p_e$	8,303	6,081
Randamentul efectiv al motorului	$\eta_e$	0,296	0,208
Consumul specific efectiv de combustibil, g/kWh	$g_e$	277	315

În tabelul 5 (Parametrii principali calculați ai motorului D- 241L comparativi cu datele experimentale la stand) se prezintă parametrii principali calculați ai motorului D-241L în comparație cu datele experimentale la stand.

Tabelul 5

Parametrii	Valorile calculate		Datele experimentale	
	Motorină	Biodiesel	Motorină (86 % $P_{nom}$ )	Biodiesel (86 % $P_{nom}$ )
Puterea efectivă, kW	58,9	58,9	50,65	50,65
Consumul specific de combustibil, g/kWh	277	315	252	290
Gradul de compresie	16	16	16	16
Turația motorului, $\text{min}^{-1}$	2100	2100	2100	2100
Presiunea la sfârșitul comprimării, $p_c \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	37,333	37,333	-	-
Presiunea medie efective, $p_e \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	8,303	6,081	-	-
Randamentul indicat, $\eta_i$	0,37	0,33	-	-
Randamentul mecanic, $\eta_m$	0,8	0,8	-	-
Randamentul efectiv, $\eta_e$	0,296	0,264		

**Diagrama indicată.** În baza valorilor obținute în urma calculului de mai sus se trasează diagrama indicată în coordonate  $p - v$  (figura 1).

În baza calculului termic al motorului cu aprindere prin comprimare alimentat cu biodiesel rezultă următoarele concluzii:

- Funcționarea motoarelor cu aprindere prin comprimare pe biodiesel va asigura micșorarea presiunii medii a ciclului teoretic cu

26,8 %, și a randamentului efectiv a motorului cu 29,8 % în comparație cu funcționarea motorului pe combustibil petrolier, datorită faptului că biodieselul posedă o putere calorică mai inferioară față de motorină.

- La alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare cu biodiesel menținerea puterii nominale proiectate a motorului va fi asigurată cu un consum specific de combustibil sporit cu circa 13,72 % în comparație cu alimentarea motoarelor cu motorină.

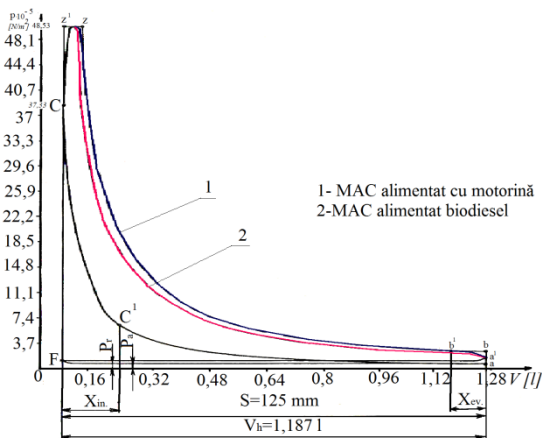


Fig. 1 Diagrama indicată calculată a motorului cu aprindere prin comprimare

## BIBLIOGRAFIE

- [1] Burnete, N., și a. *Motoare Diesel și biocombustibili pentru transportul urban*. ISBN 978-973-713-217-8, Editura Mediamira, Cluj-Napoca, 2008.
- [2] Boltinschii, V.N., *Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru tractoare și automobile*. Manual pentru instituțiile de învățământ superior. Moscova, Editura "Editura agricolă", 1962.
- [3] Bobescu, G., și a. *Motoare pentru automobile și tractoare*. Manual pentru instituțiile de învățământ superior vol. III. Ch., Editura „Tehnica”, 2000. 328p.
- [4] Lacusta, I., și a. *Performanțele energetice ale motorului diesel alimentat cu biodiesel*. In: *Agricultura Moldovei*. 2009, nr 7-8, p. 26-28.
- [5] Lacusta, I., și a. *Motoare pentru tractoare agricole. Construcția și exploatarea tehnică*. Manual pentru instituțiile de învățământ superior agricol. Chișinău, Print-Caro, 2014. 249p. ISBN 978-9975-64-189-0.
- [6] Beșleagă, Ig. *Folosirea biodieselului pentru alimentarea motoarelor diesel*. Chișinău, Print-Caro, 2011. 111 p. ISBN 978-9975-56-023-8.
- [7] Săndulescu, D., *Chimie – Fizică*, vol. I. București, Editura Științifică și Enciclopedică, 1979. 631p.
- [8] Bejan, M., *În lumea unităților de măsură*, ediția a doua revăzută și adăugită, Editura Academiei Române, București 2005 și Editura AGIR, București, 2005.

Conf. univ. Dr. în tehnică Igor BEȘLEAGĂ  
e-mail: i.besleaga@uasm.md, telefon: 00373 67310099

Universitatea Agrară de Stat din Moldova, membri SIAR, Chișinău