

Automobile și motoare cu ardere internă



Se consideră că un automobil Dacia Logan, având masa de 1000 kg, se deplasează rectiliniu uniform, pe o autostradă, cu viteza de 100 km/h.

1. Să se determine valoarea forței de frecare la rostogolirea roților pe asfalt (F_f), considerând că valoarea coeficientului de frecare la rostogolire (μ) este 0,03 (valori uzuale in tabelul alăturat).

Tabel cu valori uzuale ale coeficientului de frecare la rostogolire (μ)
cf. Wikipedia: http://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_resistance

μ	Tip de rostogolire
0.0025	Cauciucuri speciale Michelin pt. autovehicule solare
0.005	Șine de tramvai standard, murdare drepte sau curbe
0.0055	Cauciucuri tipice de bicicleta BMX, utilizate pt. autovehicule solare
0.006 ... 0.01	Cauciucuri cu rezistență redusă, pe drum neted Cauciucuri de camion, pe drum neted
0.010 ... 0.015	Cauciucuri obișnuite de automobil, pe beton
0.020	Automobil pe piatră cubică
0.030 ... 0.035	Cauciucuri obișnuite de automobil, pe asfalt
0.055 ... 0.065	Cauciucuri obișnuite de automobil, pe iarbă și noroi
0.3	Cauciucuri obișnuite de automobil, pe nisip

Forța de frecare se determină cu relația:

$$F_f = \mu \cdot m \cdot g \text{ [N]}$$

unde:

μ - coeficientul de frecare la rostogolire [-];

m - masa automobilului [kg];

g - accelerația gravitațională [m/s^2]

2. Să se determine valoarea forței de frânare datorate rezistenței aerului (F_{ra}), dacă se cunosc următoarele:

Elemente constructive pentru Dacia Logan:

- Lungimea autovehiculului: 4,28 m
- Lățimea autovehiculului: 1,70 m
- Înălțimea autovehiculului: 1,53 m

Valorile uzuale ale coeficientului de frecare cu aerul (c_{fa}):






- Pentru automobile uzuale: 0,3 ... 0,35
- Pentru SUV-uri: 0,35 ... 0,45
- Pentru modele experimentale de tip “concept”: 0,25 ... 0,30












Valori ale coeficientului de frecare cu aerul, la diverse modele de autoturisme, sunt disponibile, cf. Wikipedia, la adresa web:


http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_drag_coefficient

Câteva valori ale coeficientului de frecare cu aerul

http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_drag_coefficient

c_{fa}	Automobil	Anul	
0.7 ... 1.1	Valori tipice pt. Formula 1 (forțele de apăsare se reglează pentru fiecare circuit)		
0.57	Hummer H2	2003	
0.42	Lamborghini Countach	1974	
0.38	Volkswagen Beetle	1938	
0.38	Rolls-Royce Silver Seraph	1998	
0.36	Honda Civic	2001	

0.36	Dacia Logan	2004	
0.35	Audi TT	1998	
0.34	Ford Sierra	1982	
0.33	Citroën SM	1970	
0.32	Buick Riviera	1995	
0.31	Renault 25	1984	
0.30	BMW E90	2006	
0.29	Honda CRX HF	1988	
0.28	Audi A2	1999	
0.27	Toyota Camry Hybrid	2007	
0.26	Toyota Prius	2006	

0.15	Aptera Motors Typ-1	2008	
------	---------------------	------	---

Forța de frânare datorată rezistenței aerului se determină cu relația:

$$F_{ra} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2 \cdot c_{fa} \cdot A \text{ [N]}$$

unde:

ρ - densitatea aerului (pt. aer uscat $\rho=1,29 \text{ kg/m}^3$, iar pentru aer umed se determină în funcție de temperatură și umiditate - EES, CoolPack) $[\text{kg/m}^3]$;

w - viteza aerului (se consideră egală cu viteza automobilului) $[\text{m/s}]$;

c_{fa} - coeficientul de frecare cu aerul $[-]$;

A - Proiecția suprafeței, pe direcția aerului $[\text{m}^2]$

Pentru simplificare, se va lua în considerare numai viteza aerului datorată deplasării automobilului, iar proiecția suprafeței pe direcția de deplasare se va considera ca fiind:

$$A = 0.75 \cdot l \cdot h \text{ [m}^2\text{]}$$

unde:

l - lățimea automobilului $[\text{m}]$;

h - înălțimea automobilului $[\text{m}]$.

3. Să se determine forța de tracțiune (F_t), egală cu forța rezistentă totală, dezvoltată de motorul automobilului, în cazul deplasării rectilinii uniforme.

Forța de tracțiune, egală cu forța de tracțiune, se determină cu relația;

$$F_t = F_f + F_{ra} \text{ [N]}$$

unde:

F_f - forța de frecare la rostogolirea roților pe asfalt $[\text{N}]$;

F_{ra} - forța de frânare datorată rezistenței aerului $[\text{N}]$;

4. Să se determine lucrul mecanic (L) efectuat de forța de tracțiune, în condițiile considerate anterior, pentru deplasarea automobilului pe distanța de 1km.

Lucrul mecanic efectuat de forța de tracțiune, se determină cu relația:

$$L = F_t \cdot d \text{ [J]}$$

unde:

F_t – forța de tracțiune $[\text{N}]$;

d – distanța $[\text{m}]$

5. Să se determine puterea utilă (P_u) dezvoltată de automobil, în condițiile considerate, exprimată atât în kW, cât și în cai putere (CP) ($1 \text{ CP} = 745.7 \text{ W}$).

Observație: Puterea motorului trebuie să fie mai mare decât puterea automobilului, pentru a acoperi pierderile din sistemul mecanic de transmisie.

Puterea utilă a automobilului (P_u) se determină cu relația:

$$P_u = F_t \cdot w \text{ [W]}$$

6. Să se determine puterea utilă a motorului, considerând valoarea randamentului transmisiei mecanice $\eta_{\text{mec}} = 95\%$.

Datorită pierderilor din sistemul mecanic de transmisie (de la motor la roți), puterea utilă a motorului (P_m) trebuie să fie mai mare decât puterea utilă a automobilului (P_u):

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{P_u}{P_m} \Rightarrow P_m = \frac{P_u}{\eta_{\text{mec}}}$$

7. Să se determine sarcina termică (\dot{Q}_{in}) rezultată în urma arderii combustibilului în motor, considerând randamentul termodinamic real al ciclului $\eta_{\text{tr}} = 29,5\%$.

Sarcina termică introdusă în ciclu prin arderea combustibilului (\dot{Q}_{in}), se determină din relația de definiție a randamentului:

$$\eta_{\text{tr}} = \frac{P_m}{\dot{Q}_{\text{in}}} \Rightarrow \dot{Q}_{\text{in}} = \frac{P_m}{\eta_{\text{tr}}} \text{ [kW]}$$

8. Să se determine debitul volumic de combustibil (\dot{V}) cunoscând puterea calorică inferioară (q_i) a combustibilului (cf. Wikipedia, pentru benzină $q_i = 34.8 \text{ MJ/l}$)

<http://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline>:

Debitul volumic de combustibil (\dot{V}) se determină astfel:

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{V} \cdot q_i \Rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{q_i} \text{ [l/s]}$$

9. Să se determine consumul de combustibil pe km (V_{km}) și pe 100 km ($V_{100\text{km}}$).

Distanța parcursă de automobil în fiecare secundă este de 22,77 m ($100 \text{ km/h} = 22,77 \text{ m/s}$).

Consumul de combustibil pe fiecare km (V_{km}) este:

$$V_{\text{km}} = \frac{\dot{V} \cdot 1000}{w} \text{ [l/km]}$$

unde:

\dot{V} - debitul de combustibil [kg/s];

w - viteza [m/s]

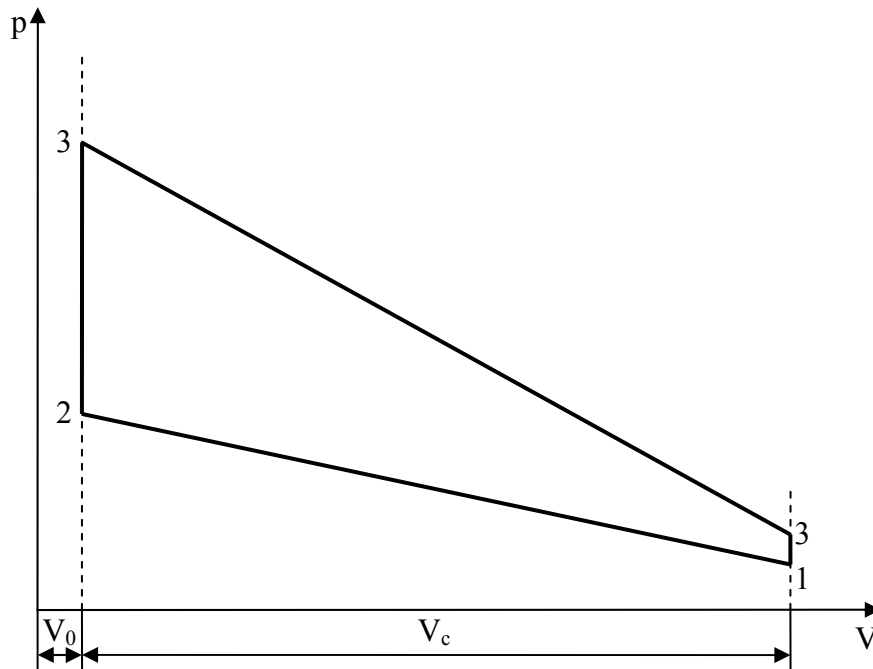
Consumul de combustibil pe fiecare 100 km ($V_{100\text{km}}$) este:

$$V_{100\text{km}} = V_{\text{km}} \cdot 100 \text{ [l/100 km]}$$

10. Să se determine parametrii termodinamici de stare în stările caracteristice ale ciclului după care funcționează motorul cu aprindere prin scânteie, al automobilului. Se consideră că este vorba despre motorul funcționând cu benzină având caracteristicile tehnice prezentate alăturat.

Motorizare	
Tip motor	K7J 710 1.4 MPI
Cilindree (cm ³)	1.390
Alezaj x cursă (mm)	79,5 x 70
Număr de cilindri	4
Raport volumetric	9,5 : 1
Număr total de supape	8
Norme de depoluare	Euro 4
Putere maximă (kW / CP)	55 / 75
Regim putere maximă (tr/min)	5.500
Cuplu maxim CEE (Nm)	112
Regim cuplu maxim (tr/min)	3.000
Tip injecție	electronic multipunct
Carburant	benzină fără plumb

Diagrama p-V a ciclului teoretic de funcționare a motorului, este prezentată în figura alăturată.



Diametrul cilindrului / pistonului: $D = 79,5 \text{ mm} = 7,95 \text{ cm}$

Lungimea cursei pistonului: $S = 70 \text{ mm} = 7 \text{ cm}$

Volumul cursei pistonului (V_c) (cilindreea) se determină cu relația:

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \text{ [m}^3\text{]}$$

Raportul de comprimare: $\varepsilon = 9,5$

Cu ajutorul relațiilor:

$$V_1 = V_2 + V_c$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon$$

se obține:

$$V_1 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_c; \quad V_2 = \frac{V_1}{\varepsilon}$$

Se consideră: $p_1 = 1 \text{ bar}$ și $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_1 = 293 \text{ K}$

În tabelul alăturat sunt prezentate relațiile de calcul și valorile parametrilor termodinamici în stările caracteristice ale ciclului MAS, considerând că indicele transformării adiabactice are valoarea $k = 1,4$ (ca și aerul considerat gaz perfect), iar raportul de creștere a presiunii (și temperaturii) la încălzirea izocoră are valoarea $\lambda = 2,5$ (valori uzuale: $\lambda = 2,5 \dots 4$).

Starea	p [bar]	V [cm ³]	T [K]	t [°C]	Relații de calcul utilizate
1	1	388.14	293	20	Valori cunoscute (starea inițială)
2	23.38	40.85	721	448	Ecuția transformării adiabactice 1-2 $p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k$; $T_1 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \cdot V_2^{k-1}$ $p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k$; $T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}$
3	58.45	40.85	1529.5	1802.5	Ecuția transformării izocore 2-3 $p_3 = \lambda \cdot p_2$; $T_3 = \lambda \cdot T_2$
4	2.5	388.14	732.5	459.5	Ecuția transformării adiabactice 3-4 $p_3 \cdot V_3^k = p_4 \cdot V_4^k$; $T_3 \cdot V_3^{k-1} = T_4 \cdot V_4^{k-1}$ $p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^k}$; $T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}}$

11. Să se determine randamentul termodinamic al ciclului teoretic al MAS, considerat.

Randamentul termodinamic al ciclului teoretic se determină cu relația:

$$\eta = \frac{L}{Q_{23}} = \frac{Q_{23} - Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} = 1 - \frac{m \cdot c_p \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

unde:

$$\begin{aligned} T_2 &= \varepsilon^{k-1} \cdot T_1 \\ T_3 &= \lambda \cdot T_2 = \lambda \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot T_1 \\ T_4 &= \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{\lambda \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot T_1}{\varepsilon^{k-1}} = \lambda \cdot T_1 \end{aligned}$$

astfel:

$$\begin{aligned} T_4 - T_1 &= (\lambda - 1) \cdot T_1 \\ T_3 - T_2 &= (\lambda - 1) \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot T_1 \end{aligned}$$

deci:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Valoarea randamentului termodinamic, determinată considerând ciclul teoretic, este aproximativ dublă, față de cea a ciclului real (η_{tr}), deci randamentul ciclului real se poate determina cu relația aproximativă:

$$\eta_{tr} \approx \frac{1}{2} \cdot \eta$$

12. Să se determine puterea utilă (P_s) necesară pentru deplasarea autovehiculelor de concurs, antrenate cu energie solară din imagine, câștigătoare ale “Solar Challenge race”.



GM Sunraycer (1987) - General Motors

<http://en.wikipedia.org/wiki/Sunraycer>

http://americanhistory.si.edu/onthemove/collection/object_362.html



Nuna 3 (2005) - Delft University of Technology; Olanda

<http://en.wikipedia.org/wiki/Nuna>



Nuna 4 (2007) - Delft University of Technology; Olanda

<http://en.wikipedia.org/wiki/Nuna4>

Câteva caracteristici constructive și performanțe ale autovehiculului sunt prezentate în tabelul alăturat:

Parametrii	u.m.	Sunraycer	Nuna 3	Nuna 4
Dimensiuni L x l x h	m	5.9 x 1.81 x 1.1	5 x 1.8 x 0.8	4.72 x 1.68 x 1.1
Greutatea	kg	265	< 200	< 190
Coeficientul de frecare cu aerul	-	0.012	0.07	-
Viteza maximă	Km/h	109	140 km/h	142

13. Să se efectueze următoarele studii privind influența unor parametrii asupra performanțelor automobilului Dacia Logan și motorului acestuia:

- influența coeficientului de frecare (calitatea pneurilor și tipul suprafeței de rulare) asupra forței de tracțiune, puterii utile și consumului de combustibil la 100 km;
- influența coeficientului de frecare cu aerul, asupra forței de tracțiune, puterii utile și consumului de combustibil la 100 km;
- influența temperaturii și umidității aerului, asupra densității acestuia, forței de frecare cu aerul, forței de tracțiune, puterii utile și consumului de combustibil la 100 km (se vor considera ca referință $t=20^{\circ}\text{C}$ și $\varphi=40\%$, intervalele de variație ale celor două mărimi fiind $t=0\dots40^{\circ}\text{C}$ și $\varphi=20\dots90\%$);
- influența vitezei de deplasare asupra forței de tracțiune, puterii utile și consumului de combustibil la 100 km;
- influența randamentului transmisiei mecanice asupra puterii motorului și consumului de combustibil la 100 km;
- influența randamentului termic al motorului asupra consumului de combustibil la 100 km;

Obs. Fiecare influență va fi studiată prin reprezentare grafică (Excel sau EES) și comentarea graficelor obținute (analiză cantitativă și calitativă).

14. Studiați aceleași influențe pentru unul dintre autovehiculele solare, la alegere.

Tabel cu rezultatele numerice pentru automobilul Dacia Logan

Pct.	Marime	Valoare	u.m.
1	F_f	294.3	N
2	$l \cdot h$	2.6	m^2
	A	1.95	m^2
	w	22.77	m/s
	F_{ra}	349.5	N
3	F_t	643.8	N
4	L	643.8	kJ
5	P_u	17.88	kW
		23.98	CP
6	P_m	18.82	kW
		25.24	CP
7	\dot{Q}_{in}	63.81	kW
8	\dot{V}	0.0018	l / s
9	V_{km}	0.066	l / km
	V_{100km}	6.60	l / 100 km
10	V_c	347.29	cm^3
	V_1	388.14	cm^3
	V_2	40.85	cm^3
11	η	59	%
	η_{tr}	29.5	%