

TEMĂ PROIECT

Construcția și Calculul Sistemelor de Control al Mișcării Autovehiculelor

Să se proiecteze sistemele de rulare, de direcție, de frânare și suspensia unui autovehicul cu masa m_a [kg], care circulă cu viteza v [km/h], pe suprafața de rulare înclinată cu unghiul α_p față de direcția orizontală atât în condiții uscate cât și umede.

Acționarea autovehiculului este asigurată de un motor cu ardere internă cu puterea efectivă P_{em} [CP] și turația arborelui cu came n_m [rot/min] care transmite mișcarea de rotație prin intermediul ambreiajului, cutiei de viteze cu raportul de transmitere i_{CV} și transmisiei cardanice longitudinală către puntea motoare.

Se consideră *autovehiculul cu două punți* adoptând una dintre variantele constructive relative la dispunerea motorului și roților motoare:

- a) soluția clasică: motor în față și roți motoare în spate (NM) cu *tracțiunea pe puntea din spate*;
- b) soluția „totul în față”: motor în față și roți motoare în față (MN) cu *tracțiunea pe puntea din față*;
- c) soluția „totul în spate”: motor în spate cu roți motoare în spate (NM);
- d) ambele punți motoare (MM) cu *tracțiune integrală*.

Etape de proiectare:

- 1. Proiectarea sistemului de rulare
 - 1.1. Calculul momentului necesar la roțile motoare
 - 1.2. Stabilirea diametrului roților motoare
 - 1.3. Determinarea rezistenței la deplasare și forței de tracțiune a roții
 - 1.4. Calculul reacțiunilor normale la roți
 - 1.5. Determinarea forțelor care acționează pe cele două punți
 - 1.6. Calculul fuzetei
 - 1.7. Calculul pivoților.
- 2. Proiectarea sistemului de direcție cu cremalieră
 - 2.1. Alegerea tipului de mecanism de acționare a direcției
 - 2.2. Stabilirea rapoartelor de transmitere
 - 2.3. Calculul mecanismului de acționare a direcției

3. Proiectarea sistemului de frânare al autovehiculului
 - 3.1. Alegerea tipului constructiv de frâne (pe puntea din față și spate)
 - 3.2. Determinarea raportului de transmitere interior al frânelor (coeficientul de eficiență)
 - 3.3. Calculul forțelor de acționare pentru frâne
 - 3.4. Verificarea frânelor:
4. Proiectarea suspensiei autovehiculului.

Introducere

Puntea din spate motoare, față de cea nemotoare, asigură transmiterea momentului motor de la transmisia longitudinală (cardanică) și sarcinile verticale de la cadrul (caroseria) automobilului la roțile motoare. Tot prin intermediul punții motoare se transmit cadrului (caroseriei) forțele de tracțiune, forțele de frânare și momentul de frânare care apar în timpul deplasării autovehiculului.

Pentru transmiterea fluxului de putere al motorului, puntea din spate motoare este compusă din: *transmisia principală, diferențial, arbori planetari, transmisia finală, butucul roții și carterul*.

Puntea din spate are rolul de a prelua toate forțele și momentele ce apar în centrul roților din spate și de a le transmite elementelor elastice ale suspensiei și cadrului (caroseriei) automobilului. Acest rol este îndeplinit de punte prin intermediul mecanismului de ghidare al roților.

Puntea din față are rolul de a prelua și transmite cadrului (caroseriei), prin intermediul suspensiei, forțele și momentele ce apar la interacțiunea roților cu calea și de a permite schimbarea direcției de deplasare a automobilului.

În majoritatea cazurilor, puntea din față a automobilului este neantrenată, dar există și punți din față motoare la automobile cu formula roților *MN*, la automobile *MM* cu tracțiune în față permanentă sau numai în situațiile în care condițiile de circulație impun aceasta.

Constructiv puntea din față motoare cuprinde:

- mecanismele transmiterii fluxului de putere la roțile motoare (transmisia principală, diferențial, arbori planetari și butucii roților),
- mecanismul de ghidare pentru preluarea și transmiterea forțelor și momentelor dintre roți și cadru (caroserie),
- fuzetele și pivoții prin care se articulează de mecanismul de ghidare cu posibilitatea de oscilație într-un plan orizontal, necesară schimbării direcției de mers.

Soluțiile pentru realizarea tracțiunii în construcția autovehiculelor sunt reprezentate în figura 1 funcție de poziția roților motoare, iar autovehiculul poate fi:

- 1 – cu tracțiune pe față;
- 2 – cu tracțiune pe spate;
- 3 – cu tracțiune pe toate cele patru roți (4x4).

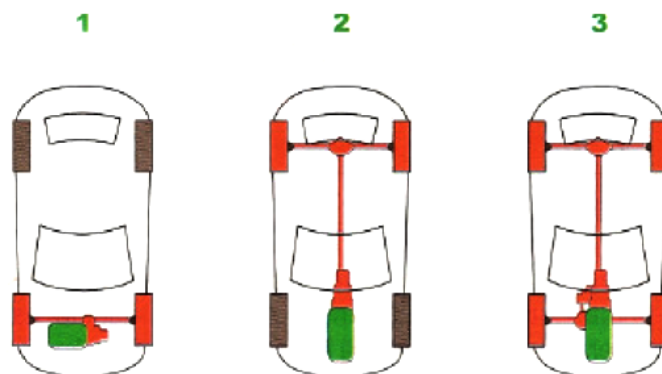


Fig. 1 – Tipuri de tracțiuni la autovehicule.

1. Proiectarea sistemului de rulare

1.1. Calculul momentului necesar la roțile motoare

Puterea la roata motoare se determină cu relația:

$$P_R = P_{em} \cdot \eta_T \quad [\text{kW}]$$

în care randamentul total pentru pierderile prin frecare în elementele constructive care transmit mișcarea de rotație de la motor la roată se calculează:

$$\eta_T = \eta_{CV} \cdot \eta_{CC} \cdot \eta_{tr}$$

Se adoptă randamentele parțiale pentru cutia de viteze și transmisia longitudinală cardanică:

$$\eta_{CV} = 0,8 \dots 0,88;$$

$$\eta_{CC} = 0,98 \dots 0,99,$$

iar pentru η_{tr} se pot considera valori constante în funcție de tipul autovehiculului și al transmisiei principale (tabelul 1.1).

Tabelul 1.1 Valori pentru randamentul transmisiei autovehiculelor.

η_{tr}	Tipul autovehiculului
0,88 ... 0,92	Autoturism cu motor amplasat longitudinal (transmisie principală conică)
0,91 ... 0,95	Autoturisme cu motor amplasat transversal (transmisie principală cilindrică)
0,90	Autocamioane 4 x 2 și autobuze cu transmisie principală simplă
0,85	Autocamioane 4 x 2 și autobuze cu transmisie principală dublă și automobile 4 x 4
0,80	Autocamioane 6 x 4 sau 6 x 6

Momentul transmis la roată se calculează funcție de puterea la roată și viteza unghiulară determinată de turația acesteia:

$$n_R = \frac{n_m}{i_T} \quad [\text{rot/min}]$$

cu raportul total de transmitere dat de cutia de viteze și transmisia principală:

$$i_T = i_{CV} \cdot i_0$$

în care se adoptă i_0 (impus sau ales), din care rezultă:

$$\omega_R = \frac{\pi \cdot n_R}{30} \quad [\text{rad/s}]$$

și:

$$M_R = \frac{P_R}{\omega_R} \times 10^6 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

1.2. Determinarea rezistenței la deplasare și forței de tracțiune a roții

Pentru calculul forțelor care solicită sistemul de rulare se ia în considerare *greutatea autovehiculului încărcat* (greutatea totală) stabilită prin relația:

$$G_t = G_a + n \cdot G_p + G_b \quad [\text{N}]$$

în care: n – numărul de persoane, G_p – greutatea unei persoane, G_b – greutatea bagajelor (valorile se aleg), iar G_a – greutatea autovehiculului se determină:

$$G_a = m_a \cdot g.$$

Calculul rezistenței la deplasarea autovehiculului se realizează prin determinarea celor patru forțe componente: de rezistență la rulare, de rezistență la urcarea pantei, de rezistență a aerului și de rezistență la accelerare.

1) **Rezistența la rulare a roții** la deplasare pe drum înclinat se calculează cu relația:

$$F_r = f \cdot G_t \cdot \cos \alpha_p$$

în care: se adoptă coeficientul de rezistență la rulare f din tabelul 1.2, iar unghiul pantei α_p se determină din datele temei de proiectare (h – înălțimea, l – lungimea):

$$\alpha_p = \tan^{-1} \left(\frac{h}{l} \right)$$

Tabelul 1.2 Valorile de referință pentru coeficientul de rezistență la rulare.

Suprafața drumului	Coeficientul de rezistență la rulare f
<i>Suprafață compactă (rigidă)</i>	
șosea netedă, pistă de aterizare /decolare	0,01
șosea netedă din beton	0,011
șosea asfaltată sau din beton, în stare bună	0,014 – 0,018
șosea asfaltată sau din beton, în stare medie	0,018 – 0,02
șosea bună cu pavele din piatră	0,02
șosea cu suprafața rea uzată	0,035
<i>Suprafață neasfaltată</i>	
drum cu piatră cubică	0,02 – 0,022
drum cu piatră de râu	0,025 – 0,03
drum cu pietriș	0,023 – 0,025
drum cu pământ, uscat	0,025 – 0,033
drum cu pământ, ud	0,05 – 0,15
drum cu zăpadă, bătut	0,025 – 0,03
drum cu nisip, uscat	0,10 – 0,30
drum cu nisip, umed	0,08 – 0,10
drum de țară bun	0,045
drum de țară rău	0,16
urme de tractor cu șenile pe pământ	0,07 – 0,12
nisip afănat	0,15 – 0,30

pentru viteze sub 60 km/h – f_R poate fi considerat constant.

2) **Rezistența la urcarea pantei** se stabilește cu relația:

$$F_p = G_t \cdot \sin \alpha_p$$

3) **Rezistența aerului** se calculează cu relația:

$$F_{ax} = \frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot v_x^2 \cdot C_x \cdot A = 0,6125 \cdot C_x \cdot A \cdot v_x^2, \text{ cu } v \text{ [m/s]}.$$

în care: C_x – coeficientul forței aerodinamice pe direcția x se adoptă din figura 2.

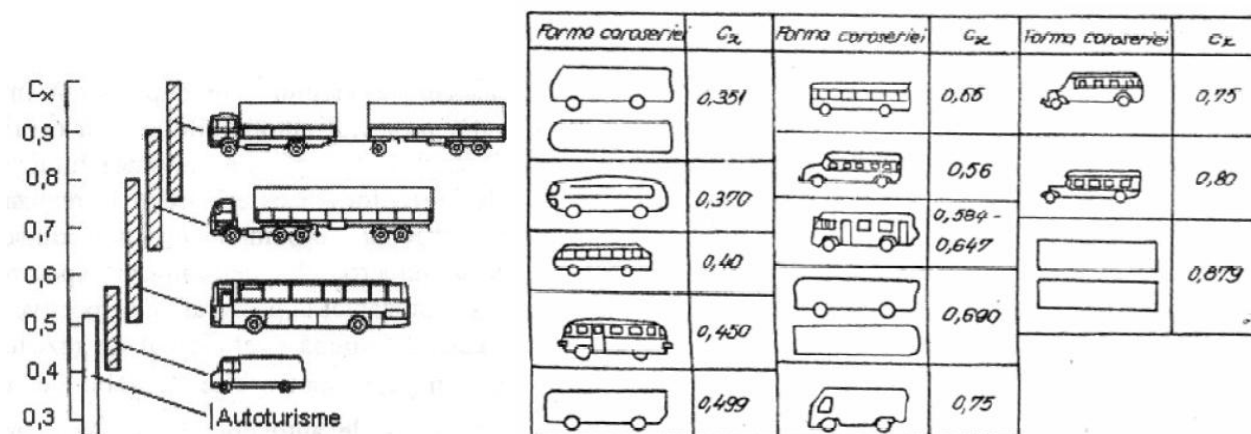


Fig. 2 – Valori recomandate pentru coeficientul forței aerodinamice.

Aria secțiunii transversale a autovehiculului A se calculează cu relația:

$$A = k_A \cdot E \cdot H_a \quad [\text{m}^2]$$

unde: k_A – coeficient de corecție a ariei ($k_A = 1$), E – ecartamentul autovehiculului, H_a – înălțimea maximă a autovehiculului (se doptă constructiv).

Viteza relativă a aerului față de autovehicul rezultă din triunghiul vitezelor (figura 4):

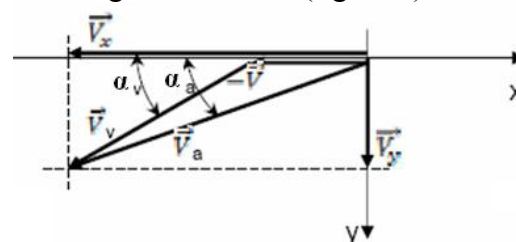


Fig. 3 – Poligonul de viteze asupra unui autovehicul.

$$v_x = v + v_v \cdot \cos \alpha_v$$

iar unghiul de insuflare este:

$$\alpha_a = \arctg \frac{v_y}{v_x} = \arctg \frac{v_v \cdot \sin \alpha_v}{v + v_v \cdot \cos \alpha_v}$$

Discuție: dacă

$v_v = 0$ atunci $v_x = v$;
 $\alpha_v = 0$ atunci $\alpha_a = 0$ și $v_x = v + v_v$;
 $\alpha_v = 180^\circ$ atunci $\alpha_a = 0$ și $v_x = v - v_v$ (vântul bate din spate).

Se adoptă o viteză cu care bate vântul și se determină valoarea maximă a componentei v_x a vitezei autovehiculului.

4) **Rezistența la accelerare** (forța dinamică) este dată de relația:

$$F_d = m_t \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{1}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \left(J_{ma} \cdot i_{sv}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_T + \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri} \right)$$

în care: masa totală a autovehiculului se obține ca raport:

$$m_t = G_t / g \quad [\text{kg}]$$

Accelerația autovehiculului se impune: $\frac{dv}{dt} \quad [\text{m/s}^2]$

În lipsa datelor concrete, mărimile momentelor de inerție masice se pot aproxima cu valori date în tabelul 1.3.

Tabelul 1.3 Momente de inerție masice și coeficienții de influență.

Tipul autovehiculului	J_{ma} [kg · m ²]	J_r [kg · m ²]	δ_{M+A}	δ_R
Autoturisme	0,2 ... 0,7	2,0 ... 6,0	0,02 ... 0,04	0,02 ... 0,03
Autobuze, autocamioane	0,4 ... 0,9	3 ... 15	0,02 ... 0,04	0,03 ... 0,05

Forța de rezistență la deplasarea autovehiculului se obține prin însumarea:

$$F_R = F_r \pm F_p + F_{ax} \pm F_d$$

pentru care se consideră semnele ce determină valoarea maximă și se notează suma primelor trei componente:

$$F_{r-p-a} = F_r + F_a + F_p$$

1.3. Stabilirea diametrului roților motoare

Raza roții motoare r_r rezultă din egalarea rezistenței la deplasarea autovehiculului (stabilită anterior) cu forța la roată determinată din momentul la roată:

$$F_R = \frac{M_R}{r_r} \quad \text{sau} \quad F_R = \frac{P_R}{v_m} \times 10^3 \quad [\text{N}]$$

în care: v_m reprezintă viteza autovehiculului în m/s.

Astfel se ajunge la o ecuație de gradul doi cu necunoscuta raza roții r_r :

$$\left(F_{r-p-a} + \frac{G_t}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \cdot r_r^2 - M_R \cdot r_r + J \cdot \frac{dv}{dt} = 0$$

în care s-a notat:

$$J = J_{ma} \cdot i_{sv}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_T + \sum_{i=1}^{n_r} J_{ri}.$$

În urma rezolvării ecuației, se adoptă soluția pozitivă sau cea cu valoarea mai mare, iar valoarea calculată se standardizează în tabelul 1.4 pentru dimensiunile anvelopelor.

Tabelul 1.4 Dimensiuni standard pentru anvelope.

Size	Rolling circumference (m)	r_{dyn} (m)	Size	Rolling circumference (m)	r_{dyn} (m)
<i>Passenger cars</i>			<i>Passenger cars</i>		
155/70 R 13	1.671	0.266	255/40 ZR 18	2.016	0.321
165/65 R 13	1.659	0.264	275/40 ZR 18	2.065	0.329
175/65 R 13	1.702	0.271	295/30 ZR 18	1.937	0.308
155/65 R 14	1.702	0.271	335/30 ZR 18	2.01	0.320
165/70 R 14	1.793	0.286	255/40 ZR 19	2.071	0.330
175/65 R 14	1.781	0.284	285/40 ZR 19	2.169	0.345
175/80 R 14	1.940	0.309	295/30 ZR 19	2.016	0.321
185/65 R 14	1.818	0.289	345/30 ZR 19	2.108	0.336
175/55 R 15	1.748	0.278	315/35 R 20	2.220	0.354
185/55 R 15	1.784	0.284	335/30 ZR 20	2.166	0.345
195/65 R 15	1.937	0.308	<i>Vans and light-duty commercial vehicles</i>		
205/60 R 15	1.912	0.304	185/60 R 15	1.827	0.291
215/65 R 15	2.016	0.321	225/70 R 15	2.112	0.336
195/55 R 16	1.891	0.301	205/65 R 16	2.036	0.324
195/60 R 16	1.952	0.311	215/75 R 16	2.206	0.351
205/55 R 16	1.928	0.307	205/75 R 17.5	2.297	0.366
215/55 R 16	1.958	0.312	<i>Trucks/Buses</i>		
225/55 R 16	1.995	0.318	215/75 R 17.5	2.339	0.372
235/50 R 16	1.958	0.312	245/70 R 17.5	2.406	0.383
215/45 R 17	1.909	0.304	265/70 R 19.5	2.644	0.421
215/55 R 17	2.037	0.324	305/70 R 19.5	2.815	0.448
215/60 R 17	2.106	0.335	275/70 R 22.5	2.922	0.465
225/55 R 17	2.074	0.330	295/60 R 22.5	2.806	0.447
235/65 R 17	2.251	0.358	295/80 R 22.5	3.184	0.507
255/60 R 17	2.251	0.358	315/80 R 22.5	3.282	0.523
245/45 R 18	2.065	0.329	495/45 R 22.5	3.085	0.491
245/50 R 18	2.144	0.341	13 R 22.5	3.428	0.546

Forța la roata motoare se determină pentru dimensiunea reală a razei dinamice r_{dyn} a anvelopei:

$$F_{R_{rm}} = \frac{M_R}{r_{dyn}}$$

în funcție de care se stabilește *forța de tracțiune*:

$$F_t = F_R - F_r$$

1.4. Calculul reacțiunilor normale la roți

În figura 4 sunt reprezentate forțele care acționează asupra roților motoare și a celor conduse.

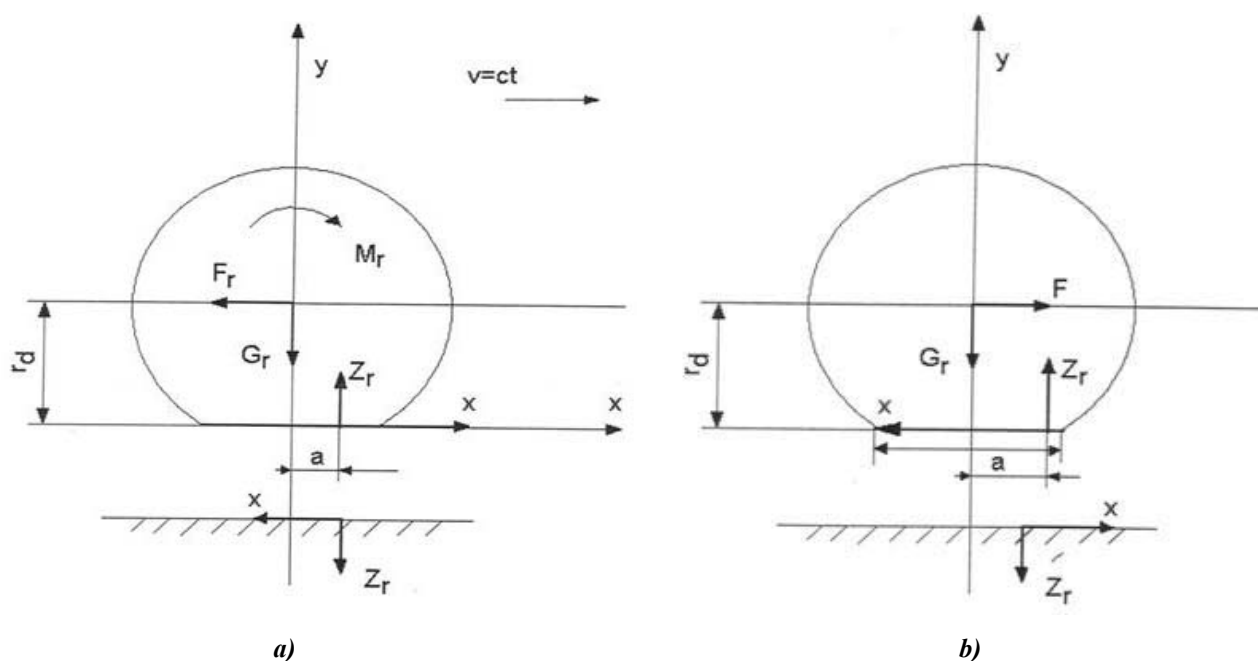


Fig. 4 – Schema de acțiune a forțelor: a) roți motoare, b) roți conduse.

Se realizează calculul reacțiunilor normale la contactul roților cu calea de rulare în cazul adoptat pentru punțile autovehiculului (vezi **Lucrarea de laborator 2**).

Din recomandări se adoptă următoarele dimensiuni: a , b , h_g , h_a , iar valoarea pentru coeficientul de aderență φ_x se alege din figura 5 sau tabelul 1.5.

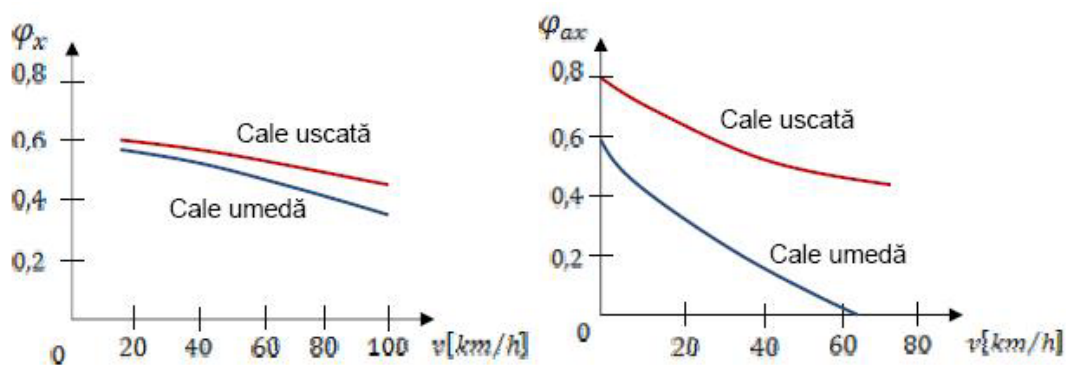


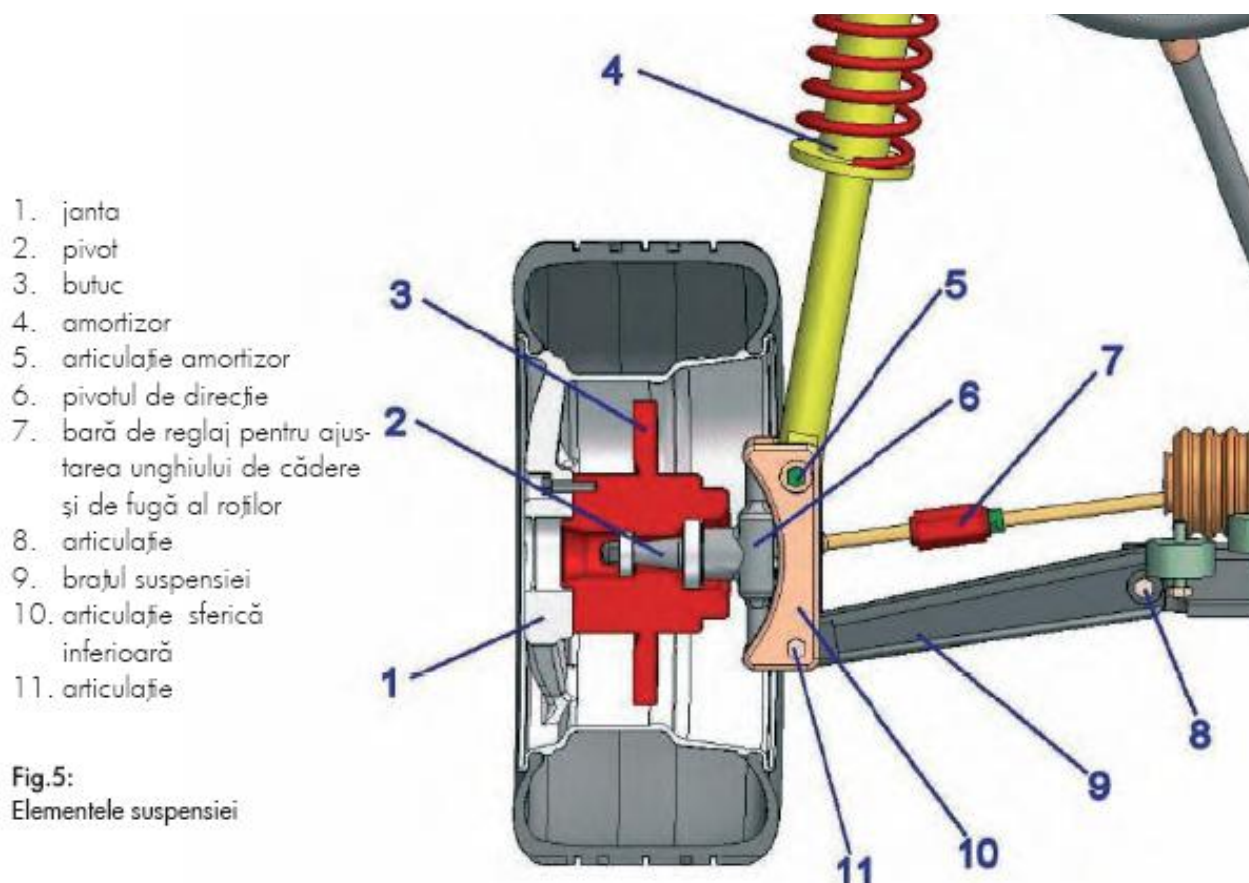
Fig. 5 – Variația coeficientului de aderență cu viteza.

Tabelul 1.5 Valori recomandate pentru coeficientul de aderență.

Calea de rulare		Coeficientul de aderență φ_x pentru pneuri		
Denumire	Stare	Înaltă presiune	Joasă presiune	Capacitate mare de trecere
Beton/asfalt	uscat	0,50 ... 0,70	0,70...0,80 (1,00)	0,70...0,80 (1,00)
Beton/asfalt	umed	0,35 ... 0,45	0,45 ... 0,55	0,50 ... 0,60
Beton/asfalt	cu mazăgă	0,25 ... 0,45	0,25 ... 0,40	0,25 ... 0,45
Piatră spartă	uscat	0,50 ... 0,60	0,60 ... 0,70	0,60 ... 0,70
Piatră spartă	umed	0,30 ... 0,40	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,55
Drum de pământ	uscat	0,40 ... 0,50	0,50 ... 0,60	0,50 ... 0,60
Drum de pământ	udat	0,20 ... 0,40	0,30 ... 0,45	0,35 ... 0,50
Drum de pământ	desfundat	0,15 ... 0,25	0,15 ... 0,25	0,20 ... 0,30
Zăpadă	afânată	0,20 ... 0,30	0,20 ... 0,40	0,20 ... 0,40
Zăpadă	bătătorită	0,15 ... 0,20	0,20 ... 0,25	0,30 ... 0,50
Gheață	$t < 0^{\circ}\text{C}$	0,08 ... 0,15	0,10 ... 0,20	0,05 ... 0,10

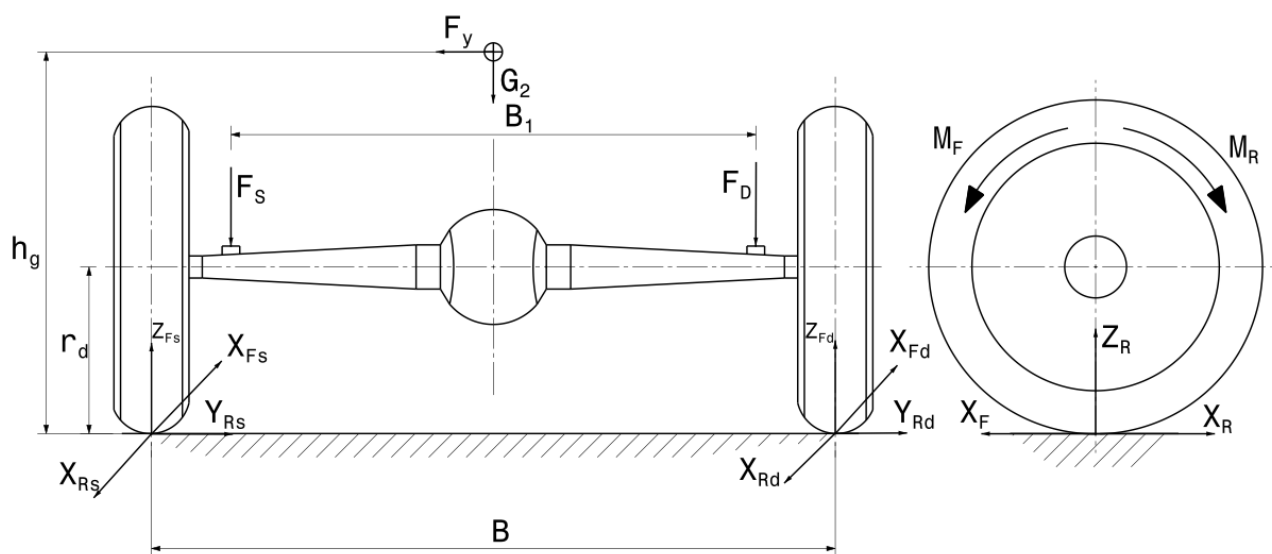
1.5. Componentele constructive ale roții

Elementele constructive ale sistemului de rulare sunt prezentate în figura 6, care va constitui unul din desenele de subansamblu din cadrul proiectului.



Detalii privind construcția roții sunt prezentate în **LUCRAREA 3** de laborator *Elemente constructive ale sistemului de rulare. Construcția roților autovehiculelor.*

Etapa 3_1



Schema de încărcare (foțe și momente) a punții motoare spate.