

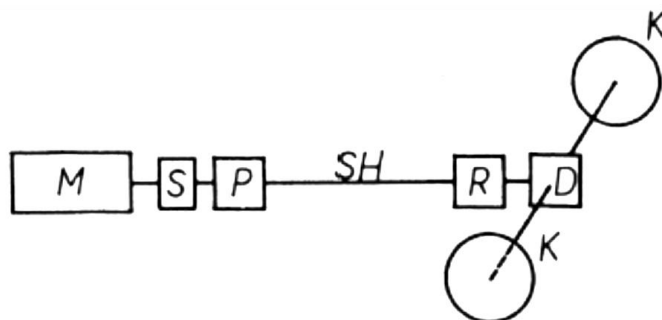
5. MECHANIKA MOTOROVÝCH VOZIDIEL

Náplňou mechaniky motorových vozidiel je skúmanie prevádzkovo technických vlastností vozidiel a vypracovanie spôsobu hodnotenia týchto vlastností. Výsledky teoretických rozborov sa uplatňujú pri navrhovaní a testovaní nových vozidiel, pri výbere typu vozidla pre konkrétne požiadavky, pri navrhovaní logistických modelov a pod.

K základným prevádzkovým a technickým vlastnostiam patria dynamické vlastnosti, spotreba, ovládateľnosť, stabilita, prejazdnosť v sťažených podmienkach, vibrácie a hlučnosť.

5.1. Prenos krútiaceho momentu motora na hnacie kolesá

Budeme uvažovať jednoduchú schému prenosu krútiaceho momentu pri klasickom automobile s motorom vpredu a s pohonom zadných kolies (obr. XX). Z obrázku je zrejmé, že krútiaci moment sa prenáša z motora M cez spojku S, prevodovku P, spájací hriadeľ SH, rozvodovku R a diferenciál D na hnacie kolesá K.



Obr. 5.1 Schéma prenosu krútiaceho momentu od motora na hnacie kolesá

Prevodový pomer v prevodovke i_p definujeme pomerom otáčok motora n_m k otáčkam spájacieho hriadeľa n_{sh}

$$i_p = \frac{n_m}{n_{sh}} \quad (5.1)$$

Prevodový pomer v rozvodovke i_r je daný pomerom otáčok spájacieho hriadeľa n_{sh} k otáčkam kolies n_k

$$i_r = \frac{n_{sh}}{n_k} \quad (5.2)$$

Celkový prevodový pomer potom bude:

$$i = i_p \cdot i_r = \frac{n_m}{n_k} \quad (5.3)$$

Vzťah medzi krútiacim momentom na hnacích kolesách M_k a krútiacim momentom motora M_m určuje rovnica

$$M_k = i \cdot M_m \quad (5.4)$$

5.2. Závislosť medzi otáčkami motora a rýchlosťou vozidla

Pri známom celkovom prevodovom pomere i , otáčkach motora n [min^{-1}] a dynamickom polomere hnacích pneumatík r_d [m] vypočítame rýchlosť vozidla v [km/h] podľa rovnice

$$v = \frac{n \cdot r_d}{2,654 \cdot i} \quad (5.5)$$

Dynamický polomer pneumatiky je skutočný polomer zaťaženej pneumatiky pri odvaľovaní na ceste. Je to vlastne vzdialenosť stredu kolesa od roviny cesty. Vo výpočtoch sa uvažuje s hodnotami dynamických polomerov pneumatík. V skutočnosti sa dynamický polomer pneumatiky so zvyšovaním rýchlosti jazdy mierne zväčšuje (pôsobením odstredivých síl). Statický polomer pneumatiky je vzdialenosť stredu kolesa od roviny cesty pri stojacom vozidle. Z predchádzajúcej rovnice môžeme vypočítať otáčky motora pre danú rýchlosť jazdy

$$n = \frac{2,654 \cdot i \cdot v}{r_d} \quad (5.6)$$

5.3. Pohybová rovnica motorového vozidla

Počas jazdy motorového vozidla sa výkon motora P_m [kW] spotrebuje na prekonanie jazdných odporov vozidla. Výkon motora sa pritom rozdelí na tieto zložky:

P_t - výkon na prekonanie odporu trenia v prevodovom mechanizme [kW]

P_f - výkon na prekonanie odporu valivého trenia [kW]

P_v - výkon na prekonanie odporu vzduchu [kW]

P_z - výkon na prekonanie odporu zotrvačnosti vozidla [kW]

P_s - výkon na prekonanie odporu stúpania [kW]

P_{kl} - výkon spotrebovaný na prekĺzavanie hnacích kolies [kW]

P_p - výkon potrebný na ťahanie prívesu [kW]

Pre motorové vozidlo platí pohybová rovnica:

$$P_m = P_t + P_f + P_v + P_z + P_s + P_{kl} + P_p \quad (5.7)$$

Výkon P [kW], potrebný na prekonanie určitého jazdného odporu O [N] pri danej rýchlosti v [km/h] vypočítame podľa vzťahu:

$$P = \frac{O \cdot v}{3600} \quad (5.8)$$

Motorové vozidlo pri jazde prekonáva nasledujúce jazdné odpory:

O_t - odpor trenia v prevodovom mechanizme [N]

O_f - odpor valivého trenia [N]

O_v - odpor vzduchu [N]

O_z - odpor zotrvačnosti [N]

O_s - odpor stúpania [N]

O_{kl} - odpor prekížavania hnacích kolies [N]

O_p - odpor prívesu [N]

Medzi jazdnými odpormi a myslenou hnacou silou motora F_m [N] uvažovanou na obode hnacích kolies (bez zreteľa na straty v prevodovom mechanizme motorového vozidla) platí rovnováha

$$F_m = O_t + O_f + O_v + O_z + O_s + O_{kl} + O_p \quad (5.9)$$

Pre motorové vozidlo bez prívesu, ak neuvažujeme prekížavanie hnacích kolies, platí pohybová rovnica:

$$F_m = O_t + O_f + O_v + O_z + O_s \quad (5.10)$$

Pri jazde konštantnou rýchlosťou po rovine sa pohybová rovnica zjednoduší do tvaru:

$$F_m = O_t + O_f + O_v \quad (5.11)$$

Myslenú hnaciu silu motora F_m vypočítame podľa rovnice:

$$F_m = \frac{3600 \cdot P_m}{v} \quad (5.12)$$

alebo podľa rovnice

$$F_m = \frac{M_m \cdot i}{r_d} \quad (5.13)$$

kde M_m je krútiaci moment motora,

i - celkový prevodový pomer,

r_d - dynamický polomer pneumatík.

5.4. Odpory pôsobiace na vozidlo a prenos hnacej sily

Vo valci motora sa spaľuje zmes z ktorej sa uvoľňuje tepelná energia. Tepelná energia je premieňaná na mechanickú energiu. Mechanická energia je následne spotrebovaná na prekonávanie jazdných odporov pôsobiacich na vozidlo počas jazdy.

Hnacia sila motora je daná hnacím momentom nasledovne:

54

$$F_h = \frac{M_h \cdot i_p \cdot i_r}{r_d}$$

Kde:

F_h – teoretická hnacia sila na kolese [N],

M_h – hnací moment motora [Nm],

i_p – hodnota prevodového pomeru v prevodovke [-],

i_r – hodnota prevodového pomeru na stálom prevode [-]

r_d – dynamický polomer kola [m].

Takto distribuovaná hnacia sila na kolese, musí byť schopná prekonávať všetky jazdné odpory ktoré na vozidlo pôsobia.

5.5. Odpor trenia v prevodoch

Tento odpor spôsobuje straty pri prenose hnacieho momentu od motora k hnaciemu kolesu. Je ho vhodné vyjadriť na základe celkovej účinnosti prevodového ústrojenstva.

$$O_\eta = F_h \cdot (1 - \eta_c)$$

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

kde:

O_η - Odpor trenia v prevodoch [N],

η_c – celková účinnosť [-].

Celková účinnosť prevodového ústrojenstva pozostáva z násobkov účinnosti jednotlivých častí prevodu, vrátane účinnosti v ložiskách uloženia hnacích kolies.

Mechanická účinnosť je závislá od mnohých faktorov. Čím väčší počet súkolesí, prenášajúcich krútiaci moment, tým sú väčšie straty. Odporúča sa preferovať také technické riešenia, ktoré majú čo najmenšie straty, napr.: ozubené kolesa s čelnými zubami, klzné ložiská, oleje s vyššou viskozitou a pod.

Straty v prevodoch sa pohybujú na úrovni 1-2% u spojky, 1,5-2% u čelných ozubených kolies, 4-6% u kužeľových ozubených kolies, 6-8% reťazový prevod, 1-3% kĺbové spojovacie hriadele, 1-2% brodenie kolies v oleji a okolo 0,5% predstavujú straty v ložiskách. Na základe týchto údajov môžeme konštatovať, že straty v prevodoch sa pohybujú v rozsahu 10-20% v závislosti od technického prevedenia pohonného ústrojenstva.

Skutočná hnacia sila ktorá pôsobí na obvode kolesa je teda nižšia o tieto straty a môžeme ju vyjadriť nasledovne:

$$F_k = F_h - O_\eta$$

$$F_k = \frac{M_h \cdot i_p \cdot i_r \cdot \eta_c}{r_d}$$

kde: F_k – skutočná hnacia sila na kolese [N].

5.6. Odpor valenia

Celkový odpor valenia sa skladá z trenia v stenách pneumatiky pri ich deformácii, z odporu vznikajúceho deformovaním vozovky, z odporu pri ušmyknutí pneumatiky v styčnej ploche z vozovkou, z odporu prisávania behúňa pneumatiky k vozovke a z trenia v uložení hnaných kolies.

Trenie v stenách pneumatiky je závislé na deformácií spôsobenej radiálnym zaťažením, na deformácií pri prenášaní obvodovej sily a na deformácii spôsobenej bočnými silami. Veľkosť strát trením v stene pneumatiky je závislá na konštrukcii,

kvalite materiálu pneumatiky a na technológií výroby pneumatiky. Veľký vplyv na valivý odpor má hodnota tlaku hustenia pneumatiky. So znižujúcim tlakom sa zvyšujú straty.

Deformácia vozovky je závislá na jej prevedení, druhu či jej povrchu. Obzvlášť veľké deformácie povrchu vozovky sú skôr pri jazde v terénne.

Ušmyknutie kolesa v styčnej ploche nastáva predovšetkým u hnacieho kolesa, alebo brzdeného kolesa, lebo pri prenose obvodovej sily sa časť behúňa pneumatiky v stykovej ploche naťahuje a časť stláča. Pri súčasnom odvaľovaní sa tieto deformácie vyrovnávajú, čo je spojené s ušmyknutím v styčnej ploche.

Prisávanie behúňa pneumatiky je závislé na tvare vzoru behúňa. Z dutín ktoré sa uzatvárajú vo stykovej ploche s vozovkou, sa vytlačuje vzduch. Pri odvaľovaní sa následne behúň odtrháva od vozovky, čo spôsobuje prídavnú deformáciu pneumatiky a tým sa zvyšuje odpor valenia. Odtrhávanie behúňa od vozovky je spojené s výraznou hlučnosťou.

Trenie v uložení hnaných kolies je závislé od spôsobu uloženia, kolies a od kvality výroby.

Odpor valenia môžeme vyjadriť nasledovne:

$$O_t = G \cdot \varphi_t$$

Kde:

O_t – odpor valenia [N],

G – tiaž vozidla [N],

φ_t – súčiniteľ odporu valenia [-].

Súčiniteľ odporu valenia zahŕňa všetky vplyvy spôsobujúce odpor valenia. S rastúcou rýchlosťou sa zvyšuje odpor valenia. Tento stav je zreteľný hlavne u nízkotlakových pneumatikách. Taktiež sa odpor valenia zvyšuje vplyvom zaťaženia kolies. Pri pneumatikách s tlakom hustenia nad 450bar a pri rýchlostiach od 80km/h do 100km/h je možné hodnotu odporu valenia považovať za konštantu.

Prehľad súčiniteľov odporu valenia a odporu trenia medzi pneumatikou a rôznymi druhmi povrchu je uvedený v tabuľke 5.1.

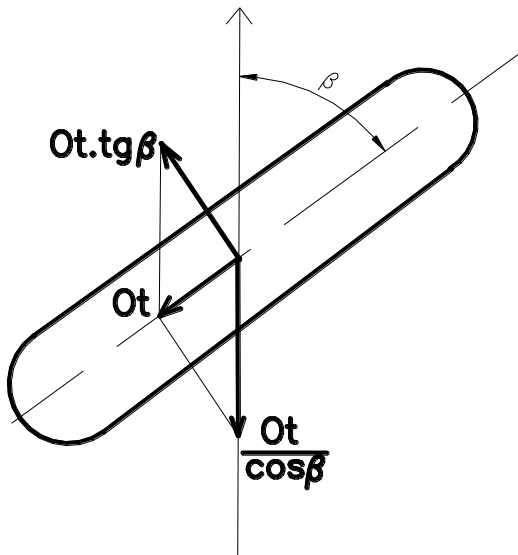
Hodnotu súčiniteľa trenia je nutné uvažovať s ohľadom na stav behúňa pneumatiky. Nový behúň má hodnotu $0,92 \cdot \varphi$, ojazdený behúň na 10-20% má hodnotu súčiniteľa trenia upravenú $1,0 \cdot \varphi$ a ďalším opotrebovaním sa súčiniteľ trenia znižuje až na hodnotu $0,5 \cdot \varphi$.

Tab. 5.1

Druh vozovky	φ_t		φ		
	nová	opotrebená	suchá	mokrú	s nánosom blata
Asfaltový povrch	0,01	0,02	0,5 - 0,7	0,3 – 0,5	0,2 – 0,3
Betónový povrch	0,015	0,025	0,7 – 0,9	0,5 – 0,6	0,3 – 0,4
Dlažba	0,015	0,025	0,5 – 0,8	0,35	0,25
Uvalcovaný štrk	0,025	0,04	0,6 – 0,7	0,5	0,4
Námraza			0,5 – 0,2	0,001- 0,1	
10cm snehu	0,035				
Suchá ornica	0,11		0,4 - 0,5		

5.7. Odpor valenia predného kolesa v zákrute

Pri prejazde zákrutou pôsobí odpor valenia proti pohybu kolesa natočeného do zákruty obr.5.2. Odpor valenia O_t sa môže rozložiť na zložku do smeru pozdĺžnej osi vozidla a na zložku kolmú ku smeru natočenia kolesa.



Obr.5.2 Prejazd kolesa zákrutou

Zložka vo smere pozdĺžnej osi automobilu sa prekonáva hnacou silou prenášanou zadnými hnacími kolesami, a ako vyplýva z obrázka, je to zložka väčšia ako je samotný odpor valenia. Zložka vo smere kolmom na pohyb natočeného

kolesa, udržuje koleso na požadovanej dráhe. Aby sa koleso nešmýkalo, musí byť splnená nasledujúca podmienka:

$$G \cdot \varphi_t \cdot \operatorname{tg} \beta \leq G \cdot \varphi$$

$$\varphi \geq \varphi_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Z uvedených rovníc vyplýva, že predné koleso sa ušmykne o to skôr, čím je odpor valenia väčší a čím je väčší uhol zatočenia kolesa b. Preto je uhol zatočenia kolesa na vnútornej strane zatáčky maximálny 40° a vo výnimočných prípadoch to môže byť 45-50°.

5.8. Odpor vzduchu

Veľkosť odporu vzduchu je určená veľkosťou dynamického tlaku vzduchu, ktorý pôsobí na čelnú plochu vozidla. Konečná hodnota je upravená tvarovým súčiniteľom. Odpor vzduchu potom môžeme vyjadriť takto:

$$O_v = c_x \cdot p \cdot S_x$$

Kde:

O_v – odpor vzduchu [N],

c_x – tvarový súčiniteľ [-],

p – dynamický tlak vzduchu [Pa],

S_x – priemet čelnej plochy vozidla [m²].

Odpor vzduchu je priamo závislý na hodnote tvarového súčiniteľa, ktorý vyjadruje vplyv obtekania vzduchu okolo automobilu a zahrňuje i trenie vzduchu o povrch automobilu. V tabuľke 5.2 je prehľad tvarových súčiniteľov pre rôzne druhy vozidiel.

Tab. 5.2

Druh vozidla	c_x
Jazdná súprava	1,0 – 1,5
Nákladný automobil	0,8 – 1,0
Autobus	0,7
Otvorený osobný automobil	0,9

Uzatvorený osobný automobil – hranatý	0,65
Uzatvorený osobný automobil – zaoblený	0,4 – 0,5
Osobný automobil – aerodynamická karoséria	do 0,3
Pretekárske a pokusné automobily	0,23 – 0,3

Odpor vzduchu je ďalej závislý aj na dynamickom tlaku vzduchu. Dynamický tlak vzduchu môžeme vyjadriť nasledovne:

$$p = \frac{\rho \cdot v^2}{2} + p_0$$

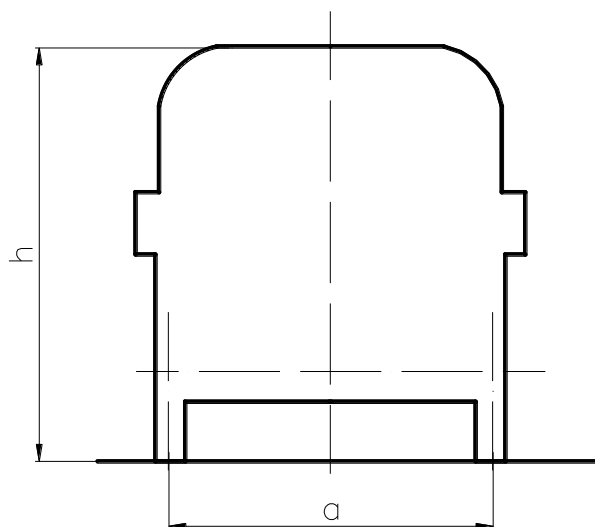
Kde:

ρ – hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

v – rýchlosť vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

P_0 – statický tlak [Pa].

Z rovnice vyplýva, že dynamický tlak vzduchu, a tým aj odpor vzduchu rastie s druhou mocninou rýchlosti prúdiaceho vzduchu, t.j. rastie s druhou mocninou rýchlosti vozidla. Pri jazde proti vetru je nutné k rýchlosti vozidla pripočítať aj rýchlosť vetra. Hustota vzduchu sa mení s teplotou a s barometrickým tlakom. Odpor vzduchu je ďalej priamo závislý aj na veľkosti čelnej plochy vozidla. Preto sa konštruktéri snažia upravovať tvar aj usporiadanie vozidla tak, aby jeho čelná plocha v závislosti na splnení ostatných požiadaviek bola čo najmenšia. Príklad určenia čelnej plochy vozidla je znázornený na obr.5.3.



Obr.5.3 Stanovenie čelnej plochy vozidla

$$S_x = a \cdot h$$

Kde:

a – rozchod kolies nápravy [m],

h – výška plne zaťaženého vozidla [m].

5.9. Odpor zotrvačnosti pri zrýchľovaní vozidla

Pri jazde vozidla rovnomernou rýchlosťou na vodorovnej komunikácii sa prekonáva odpor valenia a odpor vzduchu hnacou silou pôsobiace na hnacích kolesách. Pokiaľ sa tieto odpory neprekonávajú maximálnou silou motora, je možné využiť výkonovej rezervy motora na zrýchľovanie vozidla. Proti zrýchľovaniu vozidla pôsobí odpor zotrvačnosti O_α , ktorý zahrňuje odpor zotrvačnosti posuvných hmôt $O_{\alpha p}$ a odpor zotrvačnosti rotujúcich hmôt $O_{\alpha rot}$.

$$O_\alpha = O_{\alpha p} + O_{\alpha rot}$$

$$O_{\alpha p} = m \cdot a$$

$$O_{\alpha rot} = \frac{1}{r_d} \cdot (I_m \cdot \varepsilon \cdot i_c \cdot \eta_c + \sum I_k \cdot \varepsilon)$$

Kde:

m – hmotnosť celého automobilu [kg],

a – zrýchlenie posuvných hmôt [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],

I_m – hmotný moment zotrvačnosti motora [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

ε – uhlové zrýchlenie [s^{-2}],

I_k - hmotný moment zotrvačností ostatných rotujúcich častí, redukovaných na otáčky hnacieho kolesa [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].

K rotujúcim hmotám ktoré majú vplyv na veľkosť celkového momentu rotujúcich hmôt vozidla, sa počítajú rotujúce hmoty motora, spojky, ozubených kolies, brzdových kotúčov, kolies a pod.

Vhodným vyjadrením schopnosti vozidla zrýchľovať je vyjadrenie pomocou prebytkového výkonu P_α , ktorý je možné využiť na prekonanie odporu zotrvačnosti.

$$P_\alpha = P_e \cdot \eta_c - P_t - P_v$$

Kde:

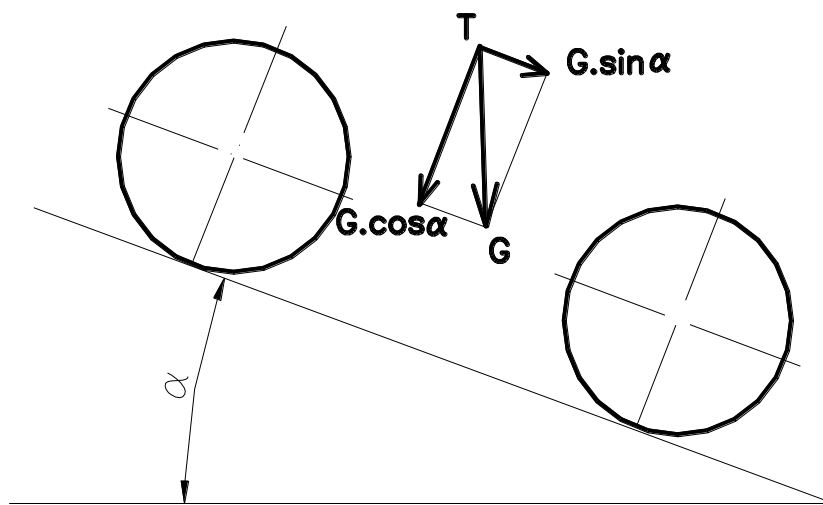
P_e – efektívny výkon motora [kW],

P_t – výkon potrebný na prekonanie odporu valenia [kW],

P_v – výkon potrebný na prekonanie odporu vetra [kW].

5.10. Odpor stúpania

Pri jazde vozidla do svahu obr.5.4, sa rozkladá tiaž vozidla do dvoch zložiek závislých na uhle sklonu vozovky α .



Obr.5.4 Odpor stúpania

Odpor stúpania O_s je zložkou ktorá je rovnobežná s vozovkou a pri jazde do svahu sa musí prekonávať hnacou silou.

$$O_s = G \cdot \sin \alpha$$

Uhol pozdĺžneho sklonu vozovky α sa zvyčajne udáva v stupňoch alebo v percentách stúpania podľa vzťahu:

$$s = 100 \cdot \tan \alpha$$

5.11. Odpor ťahania prívesu

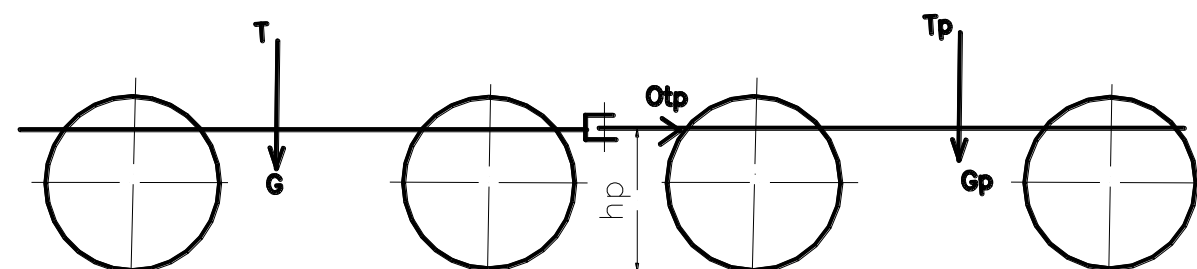
Pri ťahaní prívesu pôsobí odpor ťahania prívesu ako vonkajšia sila na ťahač aj príves. Stanovenie odporu ťahania prívesu O_{tp} pre vodorovné ojo a pri jazde

rovnomernou rýchlosťou na vodorovnej komunikácii je na obr. 5.5 a je ho možné vyjadriť nasledovne:

$$O_{tp} = G_p \cdot \varphi_t$$

Kde:

G_p – tiaž prívesu [N].



Obr. 5.5 Odpor ťahania prívesu

5.12. Hnacia sila vozidla

Rozborom všetkých síl pôsobiacich za jazdy na vozidlo sa dostávame k poznatku, že hnacia sila motora, odpor trenia v prevodoch a odpor vzduchu sú závislé na konštrukcii vozidla, jeho technickom stave a na rýchlosti jazdy. Ostatné odpory, závisia prevažne na povrchu komunikácie a na spôsobe jazdy. Preto je možné stanoviť pohybovú rovnicu vozidla nasledovne:

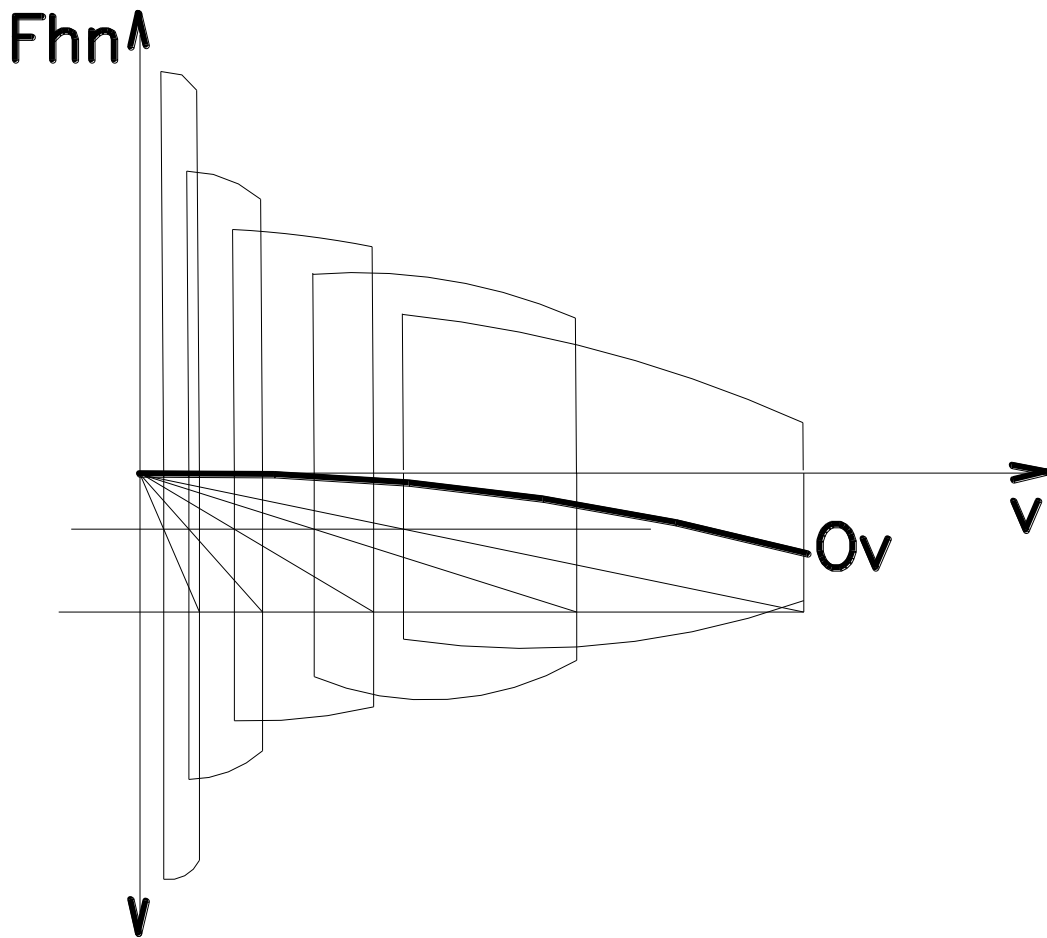
$$F_h - O_\eta - O_v = O_t + O_a + O_s$$

Ľavá strana rovnice určuje silu, ktorej veľkosť charakterizuje vlastnosti závislé na konštrukcii vozidla.

Hnaciú silu vozidla môžeme následne vyjadriť takto:

$$F_{hn} = F_h - O_\eta - O_v = F_k - O_v$$

Grafické vyjadrenie hnacej sily vozidla umožňuje rýchle stanovenie najväčšieho možného odporu zotrvačnosti pri zrýchľovaní, alebo najväčšiu stúpavosť, poprípade kombináciu oboch, ale nie je to vhodným parametrom pre porovnanie rôznych druhov vozidiel.

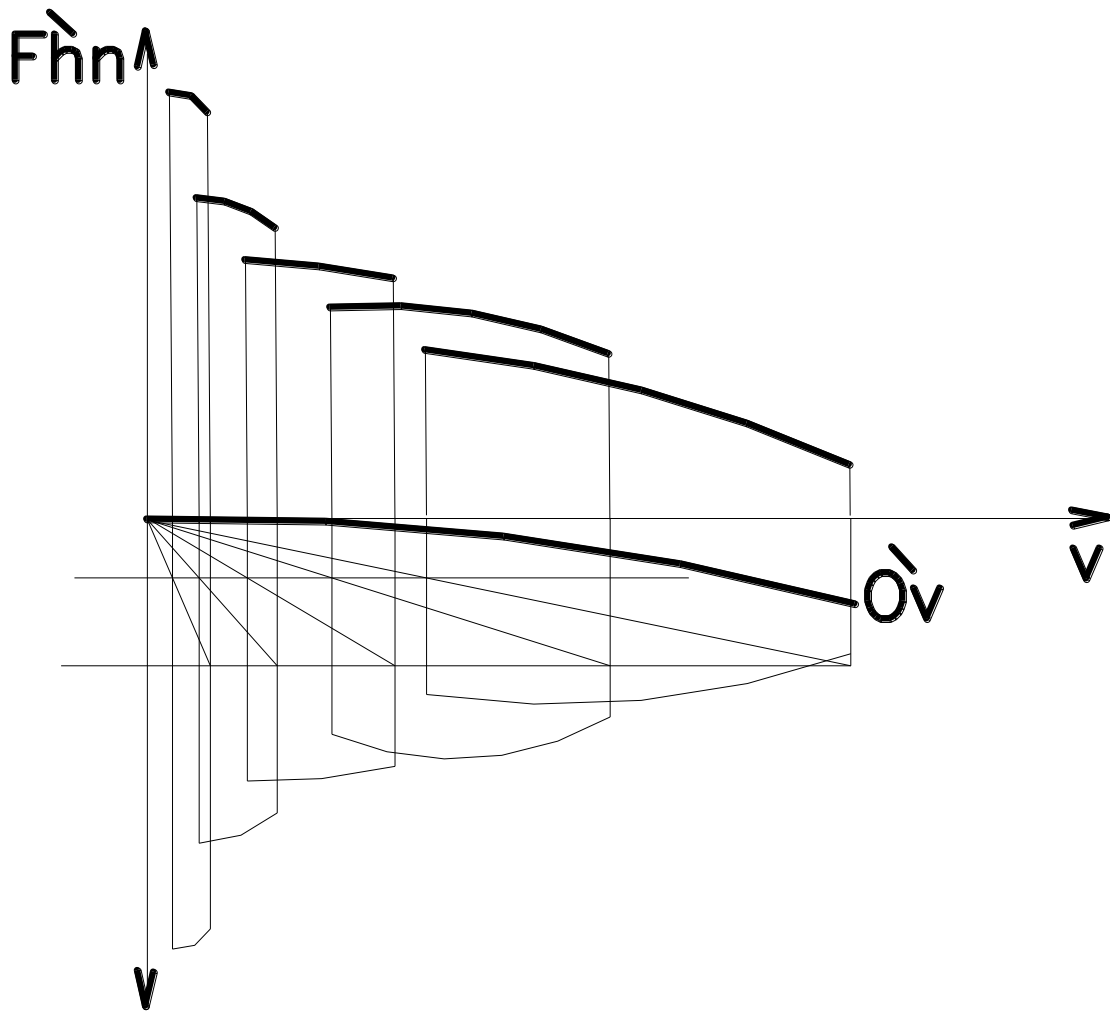


Obr. 5.6 Diagram hnacej sily vozidla

5.13. Merná hnacia sila vozidla

Jednoduché porovnanie pohybových vlastností rôznych druhov vozidiel umožňuje diagram mernej hnacej sily vozidla F'_{hn} obr. 5.7 Merné hodnoty udávajú veľkosť síl a odporov, ktoré pripadajú na jednotku tiaže vozidla. Základný diagram sa konštruje pre tiaž vozidla plne naloženého podľa rovnice mernej hnacej sily vozidla:

$$F'_{hn} = \frac{F_{hn}}{G}$$



Obr. 5.7 Diagram mernej hnacej sily vozidla

5.14. Stúpavosť vozidla

Pre jazdu vozidla do svahu platí obecná rovnica:

$$F_k = G \cdot \cos\alpha \cdot \varphi_t + G \cdot \sin\alpha + O_v + O_\alpha$$

$$F_k = G \cdot (\cos\alpha \cdot \varphi_t + \sin\alpha) + O_v + O_\alpha$$

Najväčšia stúpavosť sa dosahuje pri zaradení najnižšieho rýchlostného stupňa a pri jazde rovnomernou rýchlosťou, ktorá pripadá otáčkam maximálneho krútiaceho momentu motora. Za týchto podmienok môžeme zanedbať odpor vzduchu a zotrvačnosti. Dostávame:

$$\frac{F_k}{G} = \cos\alpha \cdot \varphi_t + \sin\alpha$$

Táto rovnica ponúka niekoľko približných riešení ale umožňuje aj presný výpočet stúpavosti s [%].

Približný výpočet vychádza z predpokladu, že $\cos\alpha=1$ a $\sin\alpha=\operatorname{tg}\alpha$

Potom dostávame:

$$\frac{F_k}{G} = \varphi_t + \operatorname{tg}\alpha$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{F_k}{G} - \varphi_t$$

$$s = 100 \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

Presný výpočet stúpavosti vychádza s predpokladu, že funkcia uhla $\sin\alpha$ a $\cos\alpha$ sa nahradí funkciou $\operatorname{tg}\alpha$ a riešením sa dopracujeme ku kvadratickej rovnici:

$$\frac{F_k}{G} = k$$

$$k = \cos\alpha \cdot \varphi_t + \sin\alpha$$

$$\cos\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha}}$$

$$\sin\alpha = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha}}$$

$$k = \frac{\varphi_t}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha}} + \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha}}$$

$$k = \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha} = \varphi_t + \operatorname{tg}^2\alpha$$

$$k^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2\alpha) = \varphi_t^2 + 2 \cdot \varphi_t \cdot \operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}^2\alpha$$

$$(1 - k^2) \cdot \operatorname{tg}^2\alpha + 2 \cdot \varphi_t \cdot \operatorname{tg}\alpha + \varphi_t^2 - k^2 = 0$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{1,2} = \frac{-2 \cdot \varphi_t \pm \sqrt{4 \cdot \varphi_t^2 - 4 \cdot (1 - k^2) \cdot (\varphi_t - k^2)}}{2 \cdot (1 - k^2)}$$

Z kvadratickej rovnice nám vychádzajú dve riešenia z ktorých v absolútnych hodnotách menšia hodnota je stúpanie a väčšia hodnota je maximálne klesanie. Maximálne klesanie, je klesanie pri ktorom sa vozidlo pohybuje rovnomernou rýchlosťou za predpokladu, že brzdná sila F_b bude rovnako veľká ako uvažovaná hnacia sila na kolesách F_k pre výpočet maximálnej stúpavosti. Uvedený záver dokazujú aj nasledujúce rovnice pre stanovenie hnacej sily a brzdnéj sily na kolesách pri jazde rovnomernou rýchlosťou.

$$F_k = G \cdot \cos \alpha_1 \cdot \varphi_t + G \cdot \sin \alpha_1$$

$$F_b = -G \cdot \cos \alpha_2 \cdot \varphi_t + G \cdot \sin \alpha_2$$

5.15. Odpor zotrvačností pri brzdení

Jedna sa o odpor ktorý priamo zahŕňa odpor zotrvačných posuvných hmôt vozidla pri brzdení. Je ho možné vyjadriť pohybovou rovnicou:

$$O_b = F_b + O_t + O_v + O_\eta$$

Rovnica platí pri miernom brzdení. Pri brzdení, kedy sa využíva vysokého súčiniteľa trenia, musí sa vypnúť spojka, aby sa nemuseli brzdiť aj zotrvačné sily od rotujúcich hmôt motora, prevodovky a pod.

Pri brzdení veľkou intenzitou sa môže odpor trenia motora a prevodového ústrojenstva zanedbať, lebo sa predpokladá, že spojka bude vypnutá.

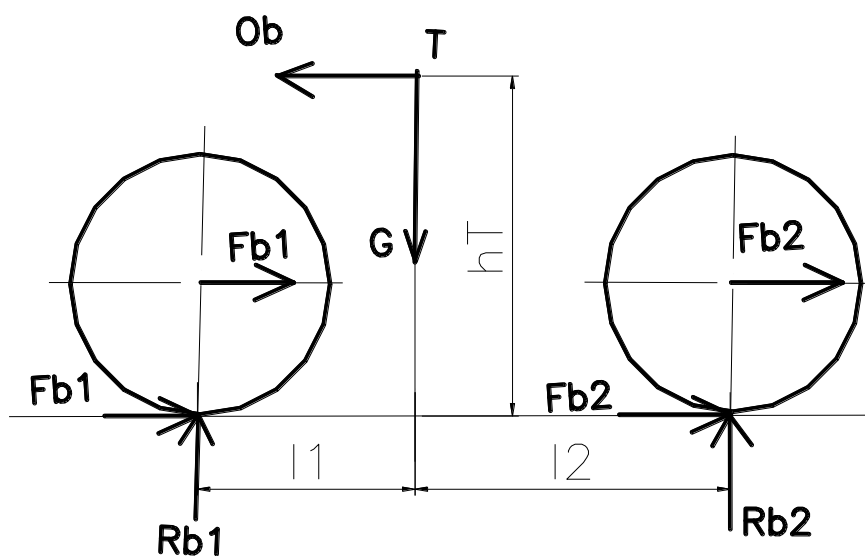
Podobne aj odpor vzduchu je možné zanedbať, lebo hodnota odporu vzduchu je nízka pri rýchlostiach do 50km/h. Môžeme povedať, že jej vplyv je zanedbateľný. Po zapracovaní týchto úvah do pohybovej rovnice, dostávame ju v tvare:

$$O_b = F_b + O_t = G \cdot \varphi + G \cdot \varphi_t = G \cdot (\varphi + \varphi_t)$$

Rozborom takto upravenej pohybovej rovnice môžeme konštatovať, že pri brzdení s vysokým využitím súčiniteľa trenia, je možné za určitých podmienok

zanedbať aj súčiniteľ trenia. Pri brzdení na betónovom povrchu je súčiniteľ trenia $\varphi=0,7-0,8$ a súčiniteľ odporu valenia $\varphi_t=0,01$. Podobne pri brzdení na vozovke s asfaltovým povrchom je súčiniteľ trenia $\varphi=0,5-0,7$ a súčiniteľ odporu valenia $\varphi_t=0,01$. Z uvedeného vyplýva, že na bežných vozovkách je dôležitejšie presné zistenie súčiniteľa trenia, než súčiniteľa valenia, ktorého hodnota je výrazne nižšia. Taktiež brzdenie na hranici šmyku nemôže koleso v mieste dotyku zachytiť väčšiu silu, ako mu dovoľujú adhézne možnosti.

Konečný tvar pre vyjadrenie odporu zotrvačností potom vychádza z obr. 5.8.



Obr. 5.8 Dynamické zaťaženie náprav pri brzdení na vodorovnej podložke

$$O_b = F_{b1} + F_{b2} = F_b = \eta_b \cdot G \cdot \varphi$$

Kde:

F_{b1} – brzdná sila prednej nápravy [N],

F_{b2} – brzdná sila zadnej nápravy [N],

η_b – účinnosť brzdenia – vyjadruje dokonalosť brzdenia a rozdelenia brzdných síl.

Brzdné spomalenie b sa určí z predchádzajúcej rovníc

$$O_b = \eta_b \cdot G \cdot \varphi = \eta_b \cdot m \cdot g \cdot \varphi = m \cdot b$$

Kde:

m- hmotnosť vozidla [kg],

Odpor zotrvačností a reakčné momenty brzdné sily, vyvolávajú klopný moment v smere jazdy vozidla. Z momentovej podmienky môžeme napísať nasledujúce tvary pre dynamické zaťaženie náprav pri brzdení. R_{1b} a R_{2b} .

$$R_{1b} \cdot l - G \cdot l_2 - O_b \cdot h_F - F_b \cdot r_d = 0$$

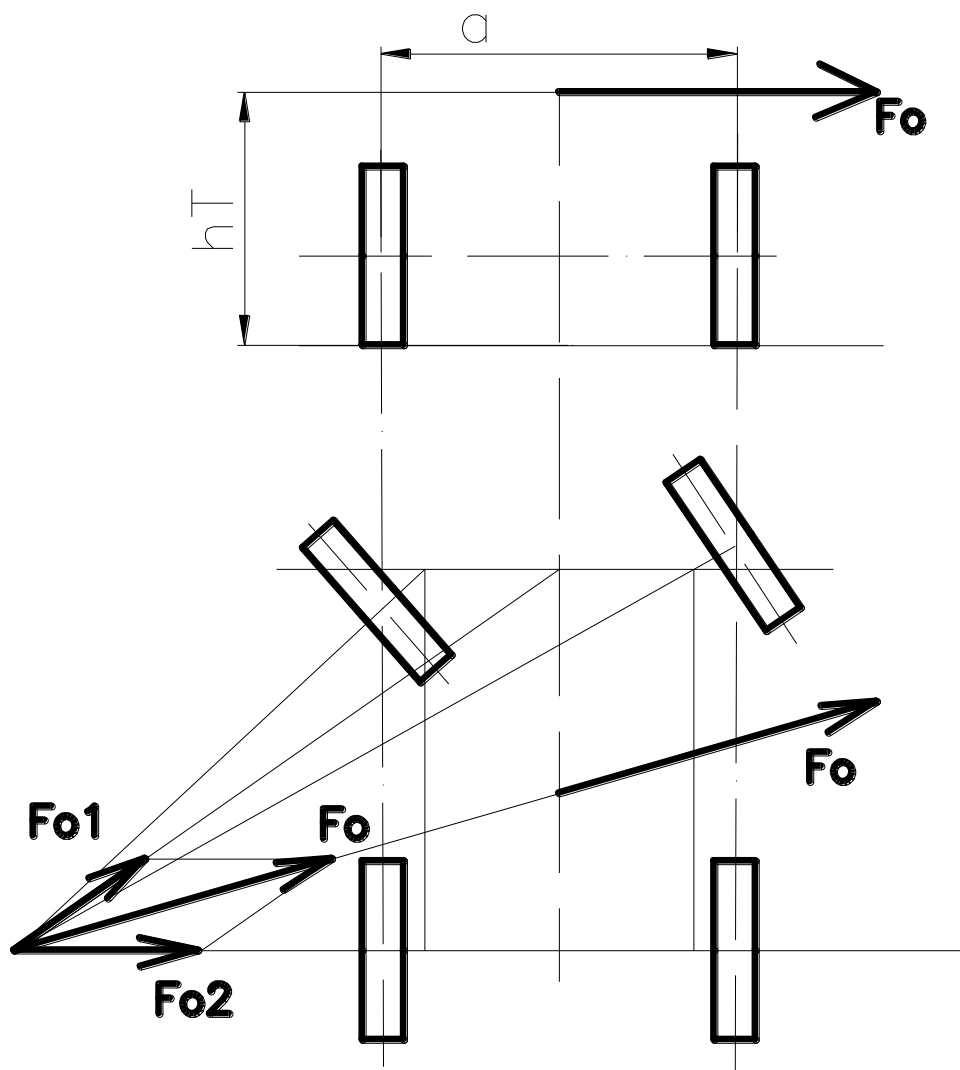
$$R_{2b} \cdot l - G \cdot l_1 + O_b \cdot h_F + F_b \cdot r_d = 0$$

$$R_{1b} = G \cdot \frac{l_2}{l} + O_b \cdot \frac{h_F}{l} + F_b \cdot \frac{r_d}{l}$$

$$R_{2b} = G \cdot \frac{l_1}{l} - O_b \cdot \frac{h_F}{l} - F_b \cdot \frac{r_d}{l}$$

5.16. Jazda vozidla zákrutou

Úvahy o jazde vozidla zákrutou sa obmedzujú na najjednoduchší prípad, kedy vozidlo ide rovnomernou rýchlosťou. Predpokladá sa, že na vozidlo nepôsobia hnacia a ani brzdná sila a týmto silám prislúchajúce jazdné odpory. Môžeme zanedbať odpor zotrvačností, odpor valivý, odpor vzduchu vrátane pružnosti pneumatík. U perovania predpokladáme, že dokonalé stabilizátory, nedovoľujú naklápanie karosérie voči naprávam.



Obr. 5.9 Jazda vozidla zákrutou na vodorovnej podložke

Pri jazde vozidla zákrutou, aby neprešlo do šmyku musí platiť nasledujúca podmienka:

$$F_0 \leq G \cdot \varphi$$

$$F_0 = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot r} \leq G \cdot \varphi$$

$$\varphi \geq \frac{v^2}{g \cdot r}$$

Kde:

v- rýchlosť vozidla [m/s],

r – polomer zákruty [m].

Z poslednej rovnice sa môže vypočítať pri známom súčiniteli trenia a polomere zákruty najvyššia dovolená rýchlosť. Zároveň však musí byť splnená podmienka, aby sa vozidlo nepreklopilo. Táto podmienka sa určí nasledovne:

$$F_0 \cdot h_F \leq G \cdot \frac{a}{2}$$

$$\frac{G \cdot v^2}{g \cdot r} \leq G \cdot \frac{a}{2}$$

$$\frac{a}{2 \cdot h_F} \geq \frac{v^2}{g \cdot r}$$

Kde:

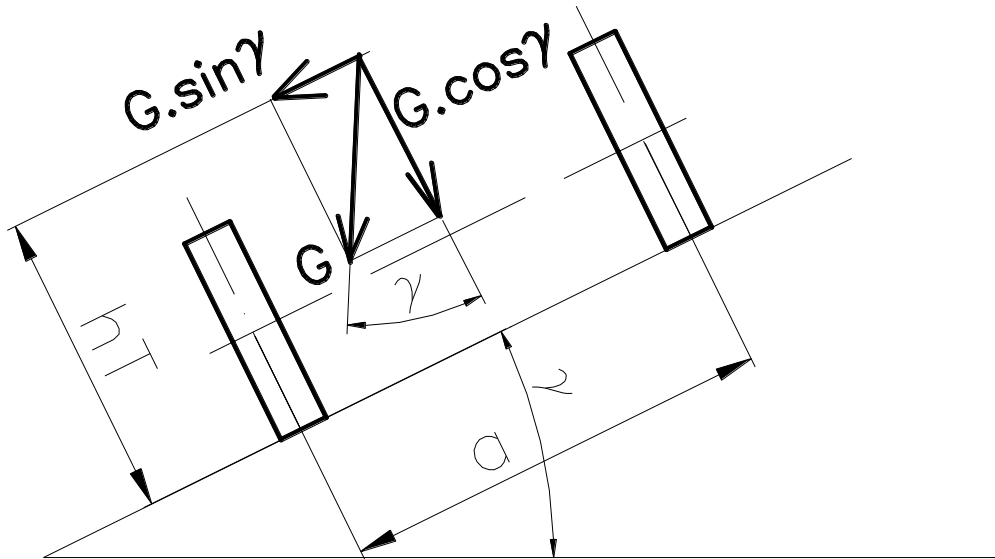
a – rozchod kolies [m].

porovnaním podmienok prechodu vozidla zákrutou dostávame tvar:

$$\frac{a}{2 \cdot h_F} \geq \varphi \geq \frac{v^2}{g \cdot r}$$

Ak je podiel prvého zlomku menší ako súčiniteľ trenia, musíme potom vychádzať pre výpočet maximálnej rýchlosti prejazdu zákrutou s podmienky proti preklopeniu. Uvedené rovnice musia platiť i pre jednotlivé nápravy, ale z obr.5.9 vyplýva, že odstredivá sila sa nerozdeľuje na nápravy.

Pri výpočte prejazdu vozidla zákrutou ktorá je klopená obr.5.10 sa ponúkajú dve základné úvahy. Musíme uvažovať so stojacím vozidlom a s prechádzajúcim vozidlom.



Obr.5.10 Prejazd vozidla klopenou zákrutou

Stojace vozidlo musí vyhovovať podmienke, ktorá zabráni priečnemu klzaniu a preklopeniu vozidla.

Podmienka zabraňujúca šmýkaniu vozidla

$$G \cdot \cos\gamma \cdot \varphi \geq G \cdot \sin\gamma$$

$$\varphi = \operatorname{tg}\gamma$$

Podmienka zabraňujúca preklopeniu vozidla:

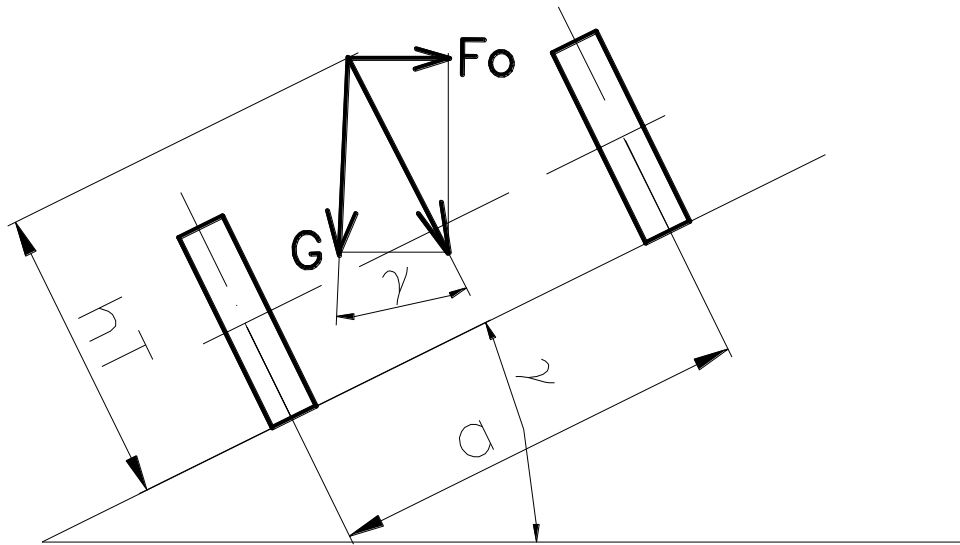
$$G \cdot \cos\gamma \cdot \varphi \cdot \frac{a}{2} \geq G \cdot \sin\gamma \cdot h_F$$

$$\frac{a}{2 \cdot h_F} \geq \operatorname{tg}\gamma$$

Z oboch podmienok vyplýva nasledovné:

$$\frac{a}{2 \cdot h_F} \geq \varphi \geq \operatorname{tg}\gamma$$

Podmienka pre správny prejazd zákrutou vyžaduje, aby výslednica tiaže automobilu G a odstredivej sily F_0 bola kolmá na vozovku obr. 5.11.

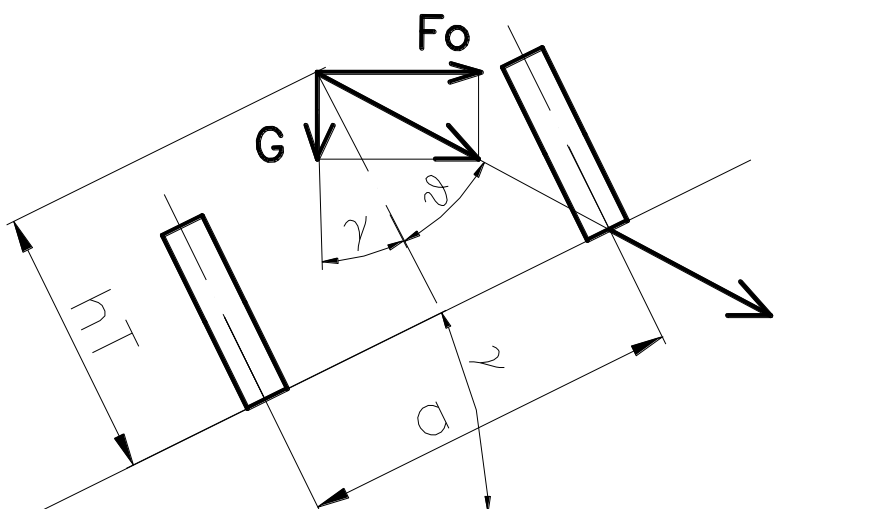


Obr. 5.11 Podmienka správneho prejazdu klopenou zákrutou

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{F_0}{G} = \frac{G \cdot v^2}{G \cdot g \cdot r} = \frac{v^2}{g \cdot r}$$

72

Pri prejazde zákrutou najväčšou rýchlosťou sa musia splniť podmienky, ktoré zabránia priečnemu šmykaniu a preklopeniu vozidla obr. 5.12.



Obr. 5.12 Podmienka pre prejazd zákrutou najväčšou rýchlosťou

Podmienka brániaca priečnemu ušmyknutiu vozidla:

$$\sqrt{G^2 + F_0^2} \cdot \cos\vartheta \cdot \varphi \geq \sqrt{G^2 + F_0^2} \cdot \sin\vartheta$$

$$\varphi \geq \operatorname{tg}\vartheta$$

Výsledný tvar podmienky pre prejazd vozidla zákrutou maximálnou rýchlosťou má tvar:

$$\frac{a}{2 \cdot h_F} \geq \varphi \geq \operatorname{tg}\vartheta$$