

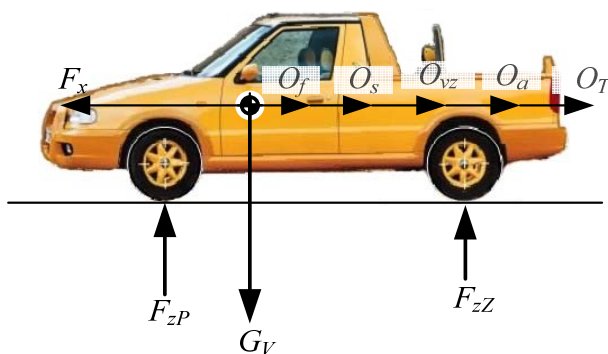
A Pohyb silničních vozidel

Pro popisování pohybu silničních vozidel a sil na ně působící budeme vycházet ze souřadného systému vozidla, tak jak byl popsán v předchozím tématu. Tyto postupy je možno obecně aplikovat na jízdní soupravu, složenou s vozidla motorového a vozidla přípojného. Pro konkrétní řešení však postačuje posuzovat samostatné dvounápravové motorové vozidlo s pohonem jedné nápravy, působení přípojného vozidla je možno v případě potřeby nahradit patřičnými silami působícími v místě připojení přípojného vozidla.

A.1 Rovnováha sil působících na SV

Při posuzování sil působících na SV vycházíme z předpokladů, které byla stanoveny v předchozím tématu pro ideální kolejové vozidlo.

Základní vnější síly, které působí na vozidlo, jsou zobrazeny na obrázku Obr. A.1.



Obr. A.1: Vnější síly, působící na silniční vozidlo

Rovnováhu sil ve směru osy x je možné zapsat:

$$F = O_f + O_s + O_{vz} + O_a + O_t \quad [\text{N}] \quad (\text{A.1})$$

kde:

F_x	[N]	hnací síla v podélném směru
O_f	[N]	odpor valení
O_s	[N]	odpor sklonu
O_{vz}	[N]	odpor vzduchu
O_a	[N]	odpor zrychlení
O_T	[N]	odpor tahu přípojného vozidla

Rovnováhu sil ve směru osy z je možné zapsat:

$$F_{zP} + F_{zZ} - G_V = 0 \quad [\text{N}] \quad (\text{A.2})$$

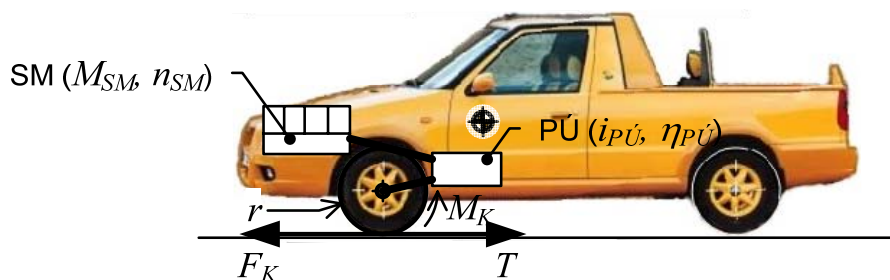
kde:

F_{zP}	[N]	síla působící na přední nápravu
----------	-----	---------------------------------

F_{zz}	[N]	síla působící na zadní nápravu
G_V	[N]	tíha vozidla

Hnací síla

Stanovení hnací síly v podélném směru vychází ze zjednodušeného strukturního modelu pohonu silničního vozidla podle obrázku Obr. A.2.



Obr. A.2: Strukturní model pohonu silničního vozidla.

Zdrojem výkonu pro pohon silničního vozidla P_{SM} je vozidlový motor (SM), který je pro tento případ charakterizován krouticím momentem na výstupu hřídele M_{SM} a otáčkami hřídele n_{SM} . Krouticí moment z motoru je na obvod hnacích kol přenášen pomocí převodných ústrojí (PÚ), která jsou charakterizovaná celkovým převodem převodných ústrojí $i_{PÚ}$ a účinnosti převodného ústrojí $\eta_{PÚ}$.

Hnací moment na kolech je pak dán:

$$M_K = M_{SM} \cdot i_{PÚ} \cdot \eta_{PÚ} \text{ [Nm]} \quad (A.3)$$

kde:

M_K	[Nm]	hnací moment na kolech
M_{SM}	[Nm]	krouticí moment motoru
$i_{PÚ}$	[1]	celkový převodový poměr převodného ústrojí
$\eta_{PÚ}$	[1]	účinnost převodného ústrojí

Pak hnací síla na kole vycházející z hnacího momentu na kole a dynamického poloměru kola se stanoví:

$$F_{Ki} = \frac{M_{Ki}}{r} \text{ [N]} \quad (A.4)$$

kde:

F_{Ki}	[N]	hnací síla na kole
M_{Ki}	[Nm]	hnací moment na kole
r	[m]	dynamický poloměr kola

Celková hnací síla na kolech F_K je dána součtem hnacích sil na všech poháněných kolech podle vztahu:

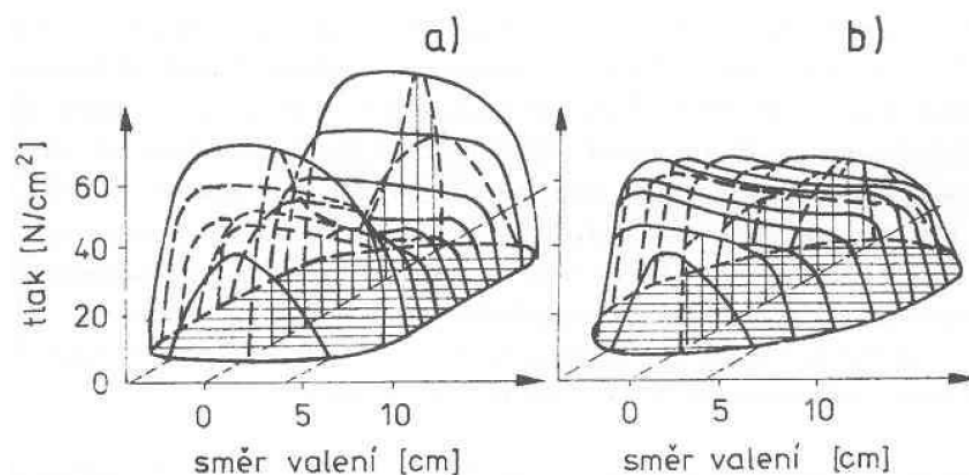
$$F_K = \sum_i F_{Ki} \quad [\text{N}] \quad (\text{A.5})$$

Jízdní odpory

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla, některé z nich působí vždy proti pohybu (odpor valení, odpor vzduchu), některé působí jenom za specifických podmínek (odpor sklonu, odpor zrychlení).

Odpor valení

Odpor valení vzniká jako důsledek deformace pneumatik při styku kol s tuhou podložkou. Stykem kola s podložkou tvoří plocha nazvaná *stopa*. V přední části stopy dochází k stlačování pláště, v zadní části pak k návratu pláště do kruhového tvaru. Měrné síly působící v plášti v oblasti stopy jsou na obrázku obr. A.3.



Obr. A.3: Měrné síly v plášti v oblasti deformace (a- diagonální plášť, b – radiální plášť)
[Vlk, 1998]

Radiální reakce vozovky F_{zK} je ve stopě přesunuta vpřed ve směru jízdy posunutá o rameno valení e - viz Obr. A.4. Tato reakce spolu se svislou silou působící na kolo F_z silovou dvojicí, odpovídající momentu M_f . Z rovnováhy momentu valení a momentu tvořeného silou odpovídající odporu valení je možno stanovit sílu, odpovídající odporu valení O_f .

$$F_z \cdot e = O_f \cdot r_d \quad [\text{Nm}]$$

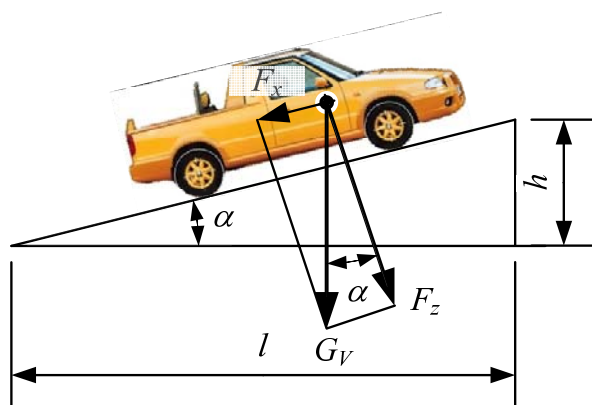
$$O_f = F_z \cdot \frac{e}{r_d} \quad [\text{N}] \quad (\text{A.5})$$

- vliv **huštění pneumatiky** – nižší tlak vede k větší deformaci pláště, větší ploše stopy pláště a tím i k zvýšení hodnoty součinitele;

- vliv **rychlosti vozidla** – součinitel mírně roste se zvyšující se rychlostí vlivem zhoršení podmínek pro regeneraci deformace pláště při dotyku s podložkou. Podle [Vlk, 1998] je pro osobní automobily do rychlosti $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a pro nákladní automobily do rychlosti $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je možno hodnotu součinitele považovat za **nezávislou na rychlosti**.

Odpor sklonu

Stanovení odporu sklonu vychází z teorie silového působení na těleso na nakloněné rovině. Pro odvození odporu sklonu O_s slouží obrázek Obr. A.5.



Obr. A.5: Vozidlo na nakloněné rovině.

U silničního vozidla, které se pohybuje po nakloněné rovině svírající s vodorovnou rovinou úhel α se tíha vozidla G_V rozkládá podle obrázku Obr. A.5.

V praxi se výškové uspořádání vozovky charakterizuje převýšením vozovky h vztaženým na délku l jejího průmětu do vodorovné roviny. Tato charakteristika se označuje jako **sklon** s , číselně udávající převýšení trati v cm na 1 m délky vozovky. Používá se označení rozměru % (procento, 1/100).

Síla F_x je rovnoběžná se směrem jízdy. Při jízdě do stoupání působí proti směru pohybu, při jízdě po spádu působí ve směru pohybu. Můžeme ji vyjádřit:

$$F_x = G_V \cdot \sin \alpha = m_V \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (\text{A.7})$$

kde:

G_V	[N]	tíha vozidla
m_V	[kg]	hmotnost vozidla
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení

Pro malé úhly α je možno považovat rozdíl mezi $\sin \alpha$ a $\operatorname{tg} \alpha$ za zanedbatelný a považujeme je za rovny. Pak odpor sklonu je možno stanovit podle vztahu:

$$O_s = G_V \cdot s \cdot 10^{-2} \quad [\text{N}] \quad (\text{A.8})$$

Pro vyšší hodnoty sklonu vozovky je však nutné hodnotu sklonu přepočítat na úhel sklonu vozovky:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{s}{100},$$

pak pro odpor sklonu:

$$O_s = G_V \cdot \sin \alpha = G_V \cdot \sin \left(\operatorname{arctg} \frac{s}{100} \right) \quad [\text{N}] \quad (\text{A.9})$$

Odpor vzduchu

Tento odpor představuje síly, které působí na vozidlo, které se pohybuje prostředím, tj. aerodynamické síly.

Velikost těchto sil ovlivňuje několik faktorů:

- tvar a povrch vozidla
- rozměry vozidla
- fyzikální vlastnosti prostředí – vzduchu
- náporová rychlost

Tato síla je závislá na dynamickém tlaku p_d , který se stanoví na základě Bernouliho rovnice, čelní ploše vozidla S_x a součiniteli odporu vzduchu c_x .

Odpor vzduchu je pak možno definovat:

$$O_V = p_d \cdot c_x \cdot S_x = \frac{1}{2} \rho \cdot v_x^2 \cdot c_x \cdot S_x \quad [\text{N}] \quad (\text{A.10})$$

kde:

ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota vzduchu – je závislá na tlaku vzduchu a jeho teplotě
v_x	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	náporová rychlost, tj. rychlost proudícího vzduchu ve směru osy x . Za předpokladu bezvětří tato rychlost představuje rychlost vozidla. Při započítání větru pak představuje x složku součtu vektorů rychlosti větru a rychlosti vozidla.
c_x	$[1]$	součinitel odporu vzduchu

S_x [m²] čelní plocha vozidla

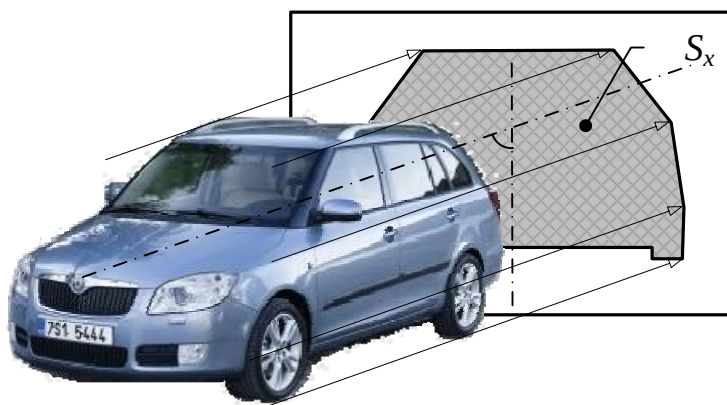
Pro zjednodušení praktických výpočtů předpokládáme běžné atmosférické podmínky a pak je možno vztah (A.10) upravit [Matějka, 1992]:

$$O_v = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2 \text{ [N]} \quad (\text{A.11})$$

kde:

V_x [km·h⁻¹] náporová rychlost

Čelní plocha S_x je plocha pravoúhlého průřezu obrysu vozidla do roviny kolmé na osu x – viz obrázek Obr. A.6.



Obr. A.6: Čelní plocha vozidla.

Hodnotu čelní plochy pro výpočty je možno získat:

- z dokumentace výrobce;
- planimetrickým měřením obrazce obrysu vozidla;
- přibližným výpočtem [Matějka, 1992]:

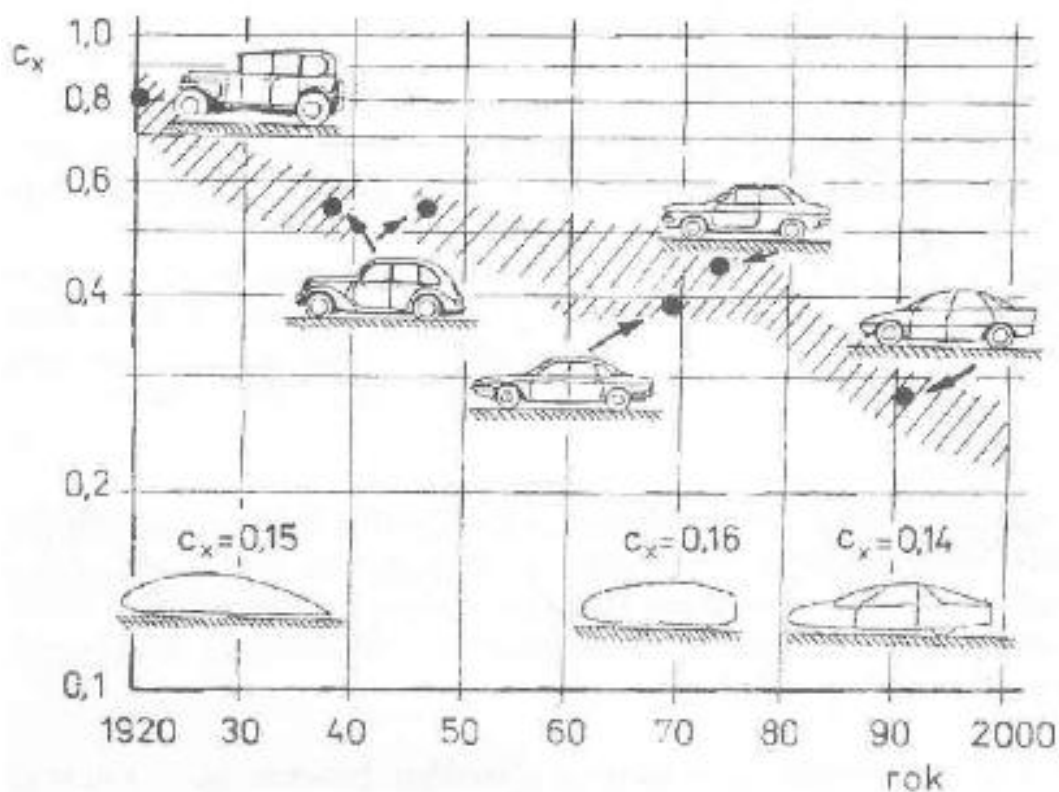
$$\text{pro osobní automobil: } S_x = (0,7 \text{ až } 0,85) \cdot \check{s}_v \cdot v_v \quad [\text{m}^2]$$

pro nákladní automobily, autobusy a jízdní soupravy:

$$S_x = (0,8 \text{ až } 0,95) \cdot \check{s}_v \cdot v_v \quad [\text{m}^2]$$

Součinitel odporu vzduchu c_x charakterizuje úroveň obtékání vzduchu kolem povrchu vozidla v podélném směru. Jeho stanovení je možno experimentálně ve zkušebním aerodynamickém tunelu.

Časový vývoj hodnot součinitele odporu vzduchu je možno ilustrovat na obrázku Obr. A.7.



Obr. A.7: Vývoj hodnot součinitele odporu vzduchu [Vlk, 1998].

Pro výpočet hodnoty odporu vzduchu je možno použít typické hodnoty součinitele odporu vzduchu a odhad čelní plochy podle tabulky Tab. A.2.

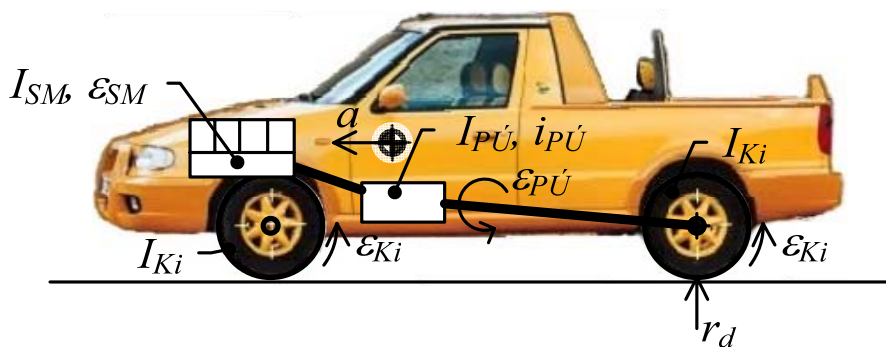
Tab. A.2: Orientační hodnoty parametrů odporu vzduchu.

Typ vozidla	c_x [1]	S_x [m ²]
běžný osobní automobil	0,30 – 0,40	1,6 – 2,0
sportovní automobil	0,30 – 0,35	1,3 – 1,6
nákladní automobil - valník	0,80 – 1,00	4,0 – 7,0
nákladní automobil – valník s plachtou	0,60 – 0,80	5,0 – 8,0
přívěsová jízdní souprava	1,00 – 1,20	5,0 – 8,0
návěsová jízdní souprava s naloženým kontejnerem	1,00 – 1,20	9,0
autobus	0,50 – 0,70	5,0 – 7,0

Odpor zrychlení

Při změně rychlosti vozidla na něj působí setrvačné síly, které představují odpor zrychlení. Jeho hodnotu můžeme stanovit ze zjednodušeného modelu na obrázku Obr. A.8 podle vztahu:

$$O_{zr} = O_{pos} + O_{rot} \quad [\text{N}] \quad (\text{A.12})$$



Obr. A.8: Model vlivu rotujících částí vozidla.

Odpor daný posuvným zrychlením celého vozidla je dán vztahem:

$$O_{pos} = m_V \cdot a \quad [\text{N}]$$

Pro překonání odporu rotujících částí vozidla při změně jeho rychlosti je potřebné na kola přivést krouticí moment M_{zK} , která je dána součtem momentů pro zrychlování všech rotujících částí. Pro zjednodušení vozidlo rozdělíme na tři základní rotující části: části ve vozidlovém motoru charakterizované I_{SM} , rotující části v převodných ústrojích s $I_{P\dot{U}}$ a kola vozidla se setrvačným momentem I_{Ki} . Části motoru a převodných ústrojí jsou s koly vázána převodem o hodnotě $i_{P\dot{U}}$. Pak pro moment M_{zK} platí:

$$M_{zK} = M_{zSM} + M_{zP\dot{U}} + \sum_i M_{zKi} \quad [\text{Nm}]$$

Moment pro zrychlení rotujících částí motoru:

$$M_{zSM} = I_{SM} \cdot \varepsilon_{SM} \cdot i_{P\dot{U}} \cdot \eta_{P\dot{U}} = I_{SM} \cdot \varepsilon_{Ki} \cdot i_{P\dot{U}}^2 \cdot \eta_{P\dot{U}} \quad [\text{Nm}]$$

Moment pro zrychlení rotujících částí převodných ústrojí:

$$M_{zP\dot{U}} = I_{P\dot{U}} \cdot \varepsilon_{P\dot{U}} \cdot i_{P\dot{U}} = I_{P\dot{U}} \cdot \varepsilon_{Ki} \cdot i_{P\dot{U}}^2 \quad [\text{Nm}]$$

Moment pro zrychlení rotujících částí motoru:

$$\sum_i M_{zKi} = I_{Ki} \cdot \varepsilon_{Ki} \quad [\text{Nm}]$$

Pro úhlové zrychlení kol ε_{Ki} pro daném posuvném zrychlení a platí:

$$\varepsilon_{Ki} = \frac{a}{r_d} \quad [\text{s}^{-1}]$$

Pak potřebný moment pro zrychlení rotujících částí podle modelu je:

$$M_{zK} = \left[(I_{SM} \cdot \eta_{P\dot{U}} + I_{P\dot{U}}) \cdot i_{P\dot{U}}^2 + \sum_i I_{Ki} \right] \cdot \frac{a}{r_d} \quad [\text{Nm}]$$

Odpor zrychlení rotujících částí je možno vyjádřit:

$$O_{rot} = \frac{M_{zK}}{r_d} = \frac{(I_{SM} \cdot \eta_{P\dot{U}} + I_{P\dot{U}}) \cdot i_{P\dot{U}}^2 + \sum_i I_{Ki}}{r_d^2} \cdot a \quad [\text{N}]$$

Celkový odpor zrychlení O_{zr} je podle (A.12):

$$O_{zr} = m_v \cdot a + \frac{M_{zK}}{r_d} = m_v \cdot a \cdot \left(1 + \frac{M_{zK}}{m_v \cdot r_d} \right) = \delta \cdot m_v \cdot a \quad [\text{N}] \quad (\text{A.12})$$

kde:

δ [1] součinitel vlivu rotujících částí

Pro výpočty je možno použít přibližných hodnot součinitele vlivu rotujících částí podle [Matějka, 1992], které jsou v tabulce Tab. A.3.

Druh vozidel	i_{min}	i_{max}
osobní automobil	1,04 – 1,08	1,2 – 1,5
nákladní automobil		1,4 – 3,0
speciální automobil (terénní)		2,5 – 6,0

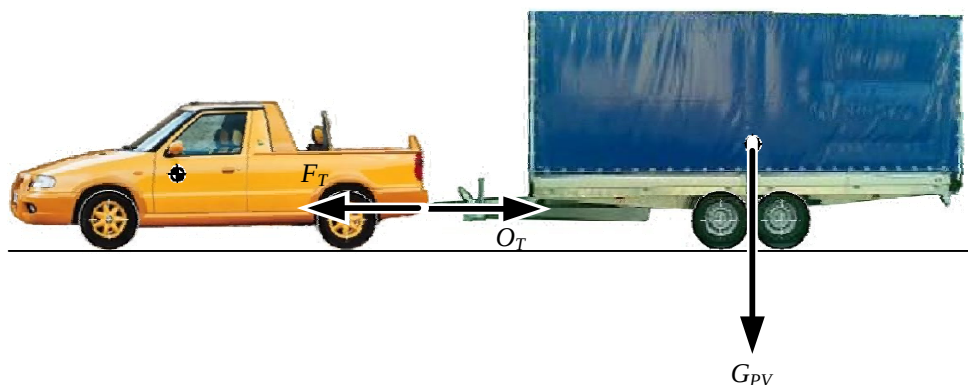
Odpor tahu

Odpor tahu je síla, kterou působí přípojně vozidlo na vozidla motorové. Tato síla je dána působením obdobných odporů jako u motorového vozidla (viz výše). Pro odpor tahu je možno uvést:

$$O_T = O_{fPV} + O_{sPV} + O_{vzPV} + O_{aPV} \quad [\text{N}] \quad (\text{A.13})$$

kde:

O_T	[N]	odpor tahu přípojných vozidel
O_{fPV}	[N]	odpor valení přípojného vozidla
O_{sPV}	[N]	odpor sklonu přípojného vozidla
O_{vzPV}	[N]	odpor vzduchu přípojného vozidla
O_{aPV}	[N]	odpor zrychlení přípojného vozidla



Obr. A.9: Model odporu tahu.

Samostatně vyjadřujeme odpor tahu většinou jen u jízdních souprav s výrazným vlivem přípojných vozidel (tahač přívěsů+ přívěs, traktor+přívěs). U těchto motorových vozidel se pak samostatně vyjadřuje síly tahu F_T , která představuje důležitou užitnou vlastnost těchto vozidel.

$$F_T = F_K - O_f - O_{vz} \quad [\text{N}] \quad (\text{A.14})$$

U ostatních jízdních souprav se souprava považuje za jediné vozidlo s patřičně definovanými odpory.

Rovnice pohybu silničního vozidla

Definice základní rovnice pohybu silničního vozidla vychází z rovnováhy podélných sil působících na vozidlo podle (A.1). Rovnice vznikne dosazením vyjádření jednotlivých odporů do uvedené rovnováhy sil. Pak dostaneme:

$$F_K = G_V \cdot f \cdot \cos \alpha + G_V \cdot \sin \alpha + 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2 + \frac{G_V}{g} \cdot \delta \cdot a \quad [\text{N}] \quad (\text{A.15})$$

Pro malé úhly sklonu vozovky α je možno tuto rovnice upravit:

$$F_K = G_V \cdot f + G_V \cdot s \cdot 10^{-2} + 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2 + \frac{G_V}{g} \cdot \delta \cdot a \quad [\text{N}] \quad (\text{A.16})$$

Pro některé výpočty je výhodné rovnici pohybu silničního vozidla vyjádřit v tzv. měrném tvaru, kdy všechny členy rovnice vztáhneme na jednotku tíhy vozidla G_V . Pak měrná rovnice pohybu podle vztahu (A.15) je:

$$p_K = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2}{G_V} + \frac{a}{g} \cdot \delta \quad (\text{A.17})$$

Měrná rovnice pohybu podle vztahu (A.16) je:

$$p_K = f + s \cdot 10^{-2} + \frac{O_{vz}}{G_v} + \frac{a}{g} \cdot \delta \quad (A.18)$$

Z rovnice pohybu silničního vozidla je možno vyjádřit výkon potřebný pro pokrytí ztrát jízdních odporů. Za použití vztahu (A.15):

$$P_K = F_K \cdot v = \frac{M_K}{r_d} \cdot \frac{V}{3,6} \quad [\text{W}]$$

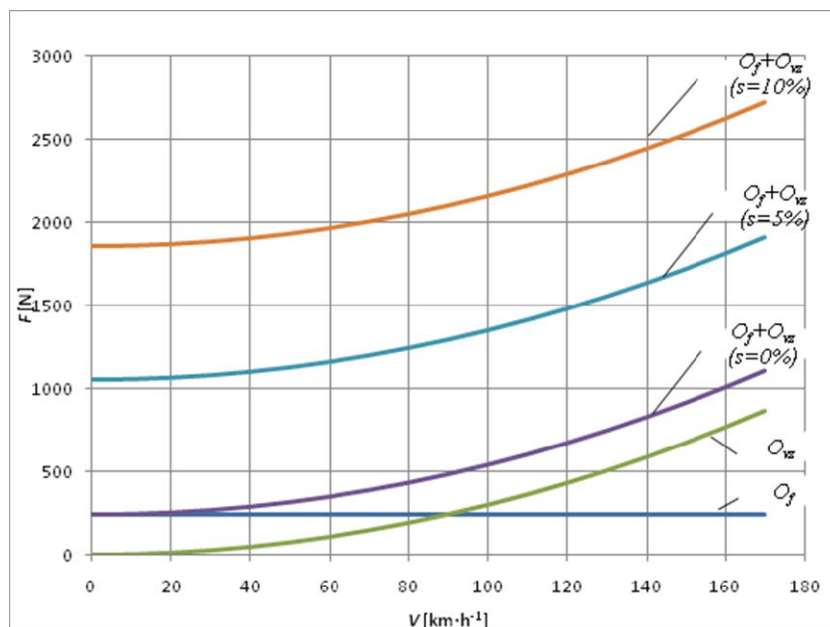
pak

$$P_K = \frac{V}{3,6} \cdot G_v \cdot \left(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{a}{g} \cdot \delta \right) + 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot \frac{V^3}{3,6} \quad [\text{N}] \quad (A.19)$$

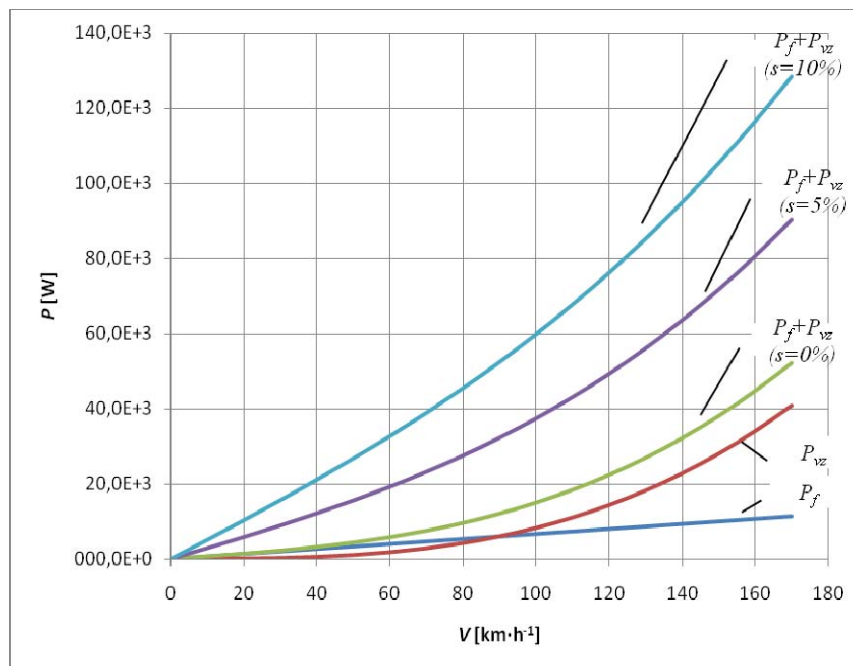
Pro malé úhly sklonu vozovky α je možno tuto rovnice upravit:

$$P_K = \frac{V}{3,6} \cdot G_v \cdot \left(f + s \cdot 10^{-2} + \frac{a}{g} \cdot \delta \right) + 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot \frac{V^3}{3,6} \quad [\text{N}] \quad (A.20)$$

Průběh jednotlivých sil a odporů v závislosti na rychlosti je na obrázku Obr. A.10 a následně výkonů potřebných pro překonání jednotlivých odporů v závislosti na rychlosti pohybu silničního vozidla je na obrázku Obr. A.11.



Obr. A.10: Průběh odporů v závislosti na rychlosti.



Obr. A.11: Průběh výkonů pro překonání odporů v závislosti na rychlosti.

Charakteristiky motorového vozidla

Při popisu charakteristik motorového vozidla budeme pro jednoduchost předpokládat:

- pro pohon je použit spalovací motor s idealizovanou vnější rychlostní charakteristikou podle obrázku Obr. A.12;
- převodná ústrojí jsou tvořena třecí spojkou, čtyřstupňovou převodovkou s mechanickými převody a pevnými převody s čelním ozubením, které jsou spojeny kloubovým hřídelem.

Toto uspořádání odpovídá nejčastěji používaným osobním automobilům.

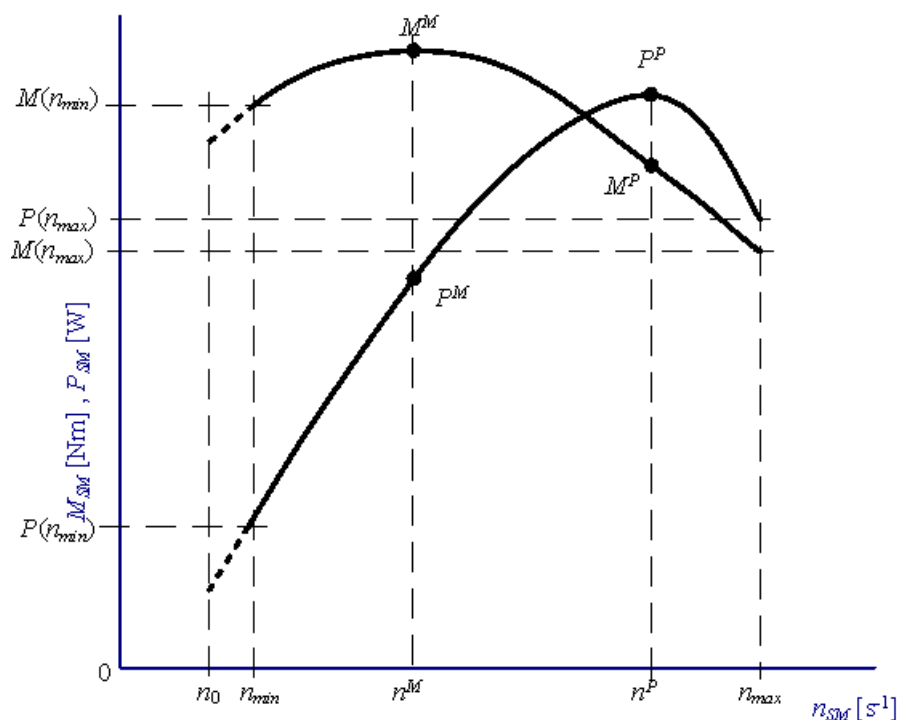
Rychlostní charakteristika spalovacího motoru

Rychlostní charakteristika (vnější charakteristika) spalovacího motoru popisuje průběhy točivého momentu M_{SM} na hřídeli a výstupního výkonu P_{SM} na otáčkách hřídele n_{SM} .

Osa otáček této charakteristiky začíná hodnotou n_0 , které představují hodnotu otáček spalovacího motoru při volnoběhu. Při těchto otáčkách SM postačuje realizovaný výkon pro překonání vlastních odporů, ztrát vlastního motoru a pohonu periferií. Vlastní použitelný průběh charakteristik začíná při minimálních otáčkách n_{min} . Otáčkový rozsah je omezen maximálními otáčkami n_{max} .

Průběh momentu i výkonu charakterizuje několik význačných bodů, jejichž hodnoty pak určují některé ze statických charakteristických parametrů SM.

Poloha bodu max. momentu determinuje otáčky při max. momentu n^M a těm odpovídá hodnota výkonu při max. momentu P^M . Podobně i poloze maxima průběhu výkonové charakteristiky odpovídají otáčkám při max. momentu n^P . Tomuto bodu odpovídá i hodnota momentu při max. výkonu M^P . Tyto charakteristické hodnoty se používají pro stanovení charakteristiky, která se nazývá **pružnost motoru**.



Obr. A.12: Vnější rychlostní charakteristika spalovacího motoru.

Momentová pružnost:

$$e_M = \frac{M^M}{M^P} \quad [1]$$

Otáčková pružnost:

$$e_n = \frac{n^P}{n^M} \quad [1]$$

Celková pružnost:

$$e_C = e_M \cdot e_n \quad [1]$$

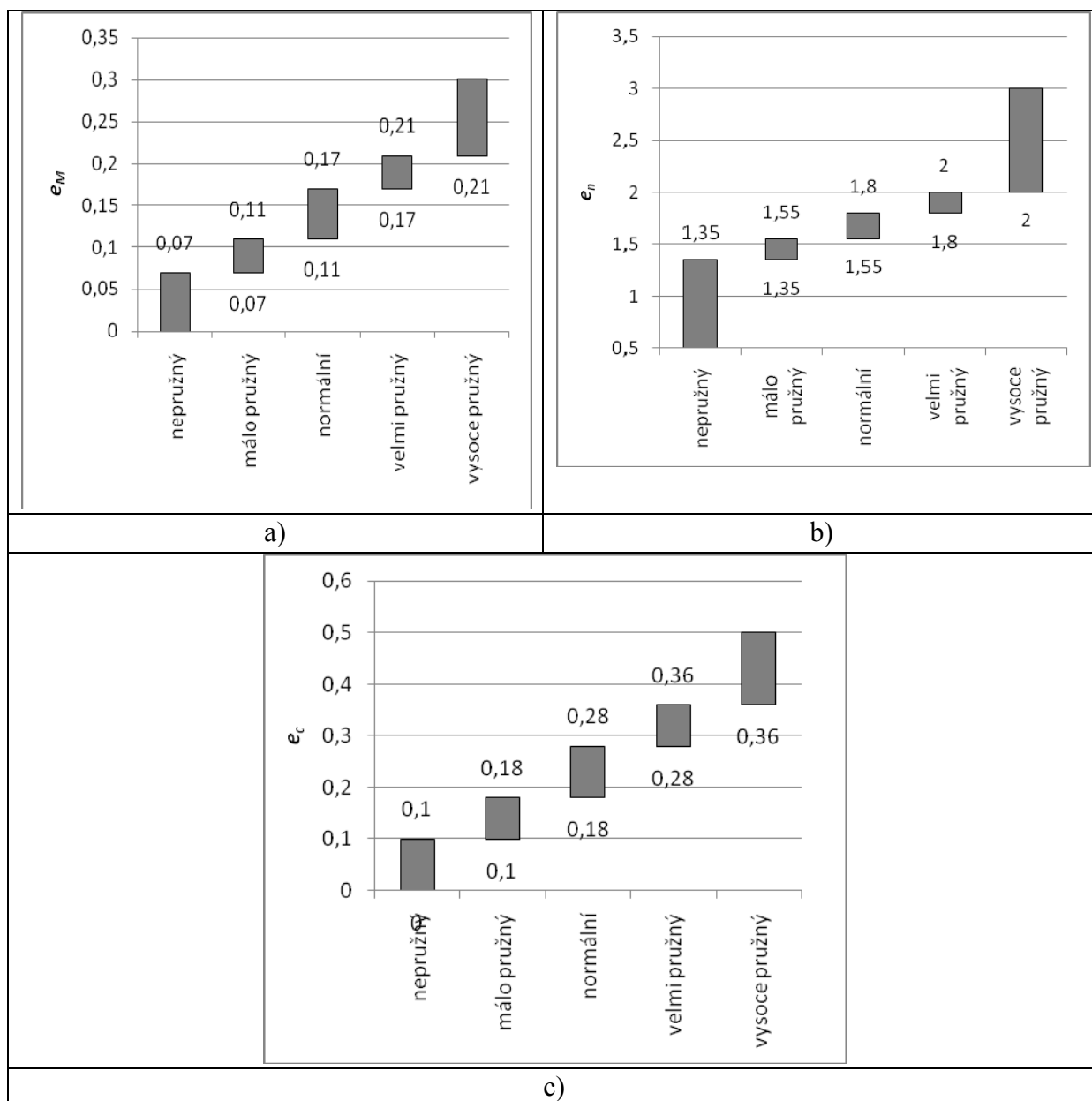
Běžné hodnoty pružnosti motorů jsou v tabulce Tab. A.4.

Tab. A.4: Charakteristické hodnoty pružnosti motorů.

Pružnost	Zážehový motor	Vznětový motor
----------	----------------	----------------

e_M	1,07 – 1,50	1,03 – 1,35
e_n	1,50 – 3,50	1,30 – 2,00
e_C	1,60 – 5,25	1,34 – 2,70

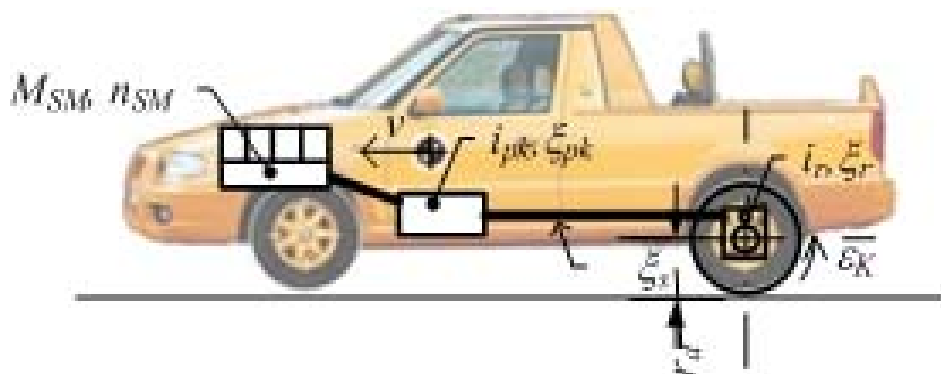
Podle hodnot rozpětí pružnosti motoru můžeme spalovací motory rozdělit do 5 kategorií – nepružný, málo pružný, normální, velmi pružný a vysoce pružný. Rozdělení je patrné z obrázku Obr. A.13.



Obr. A.13: Kategorie spalovacích motorů podle pružnosti.

Charakteristika převoného ústrojí

Popis charakteristik převodného ústrojí vychází ze zjednodušeného strukturního modelu převodných ústrojí motorového vozidla na obrázku Obr. A.14.



Obr. A.14: Strukturní model převodných ústrojí motorového vozidla.

Jedním z charakteristických parametrů převodného ústroje je jeho celkový převodový poměr $i_{p\dot{U}}$, který vyjadřuje poměr otáček na vstupu převodných ústrojí (otáčky na výstupu spalovacího motoru) k otáčkám hnacích kol. Tento převodový poměr je dán dílčími převodovými poměry jednotlivých částí převodného ústrojí. V našem modelovém příkladu jsou to převodový poměr k -tého rychlostního stupně převodové skříně i_{pk} a převodového poměru i_r pevných převodů daných rozvodovkou a převodem kol. Celkový převodový poměr je dán vztahem:

$$i_{p\dot{U}} = \prod_j i_j = i_{pk} \cdot i_r \quad [1] \quad (A.22)$$

Dalším charakteristickým parametrem převodného ústrojí je celková mechanická účinnost převodného ústrojí $\eta_{p\dot{U}}$. Tento parametr zahrnuje vliv všech mechanických ztrát v jednotlivých částech ústrojí. Principiálně je účinnost daná podílem výkonu přivedeným na hnací kola k výkonu přivedeným na vstup převodného ústrojí. Celková účinnost je dána vztahem:

$$\eta_{p\dot{U}} = 1 - \sum_j \xi_j \quad [1] \quad (A.23)$$

kde:

$$\xi_j \quad [1] \quad \text{ztráty na } j\text{-té části převodného ústrojí}$$

Při běžných výpočtech dynamiky motorových vozidel se určování ztrát na jednotlivých částech ústrojí provádí na základě zkušeností a praxe. Pro stanovení ztrát je možno použít hodnoty uvedené např. v [Matějka, 1992].

Agregát			Počet záberů	Rychl. stupeň	ξ [%]
Stupňové převodovky	M_1	tříhřídelová	0	přímý	1
			2	I^0	4 - 5
			2	ostatní	3 - 4
		dvouhřídelová	1		2
	1		I^0	2 - 2,5	
	M_2, M_3, N	tříhřídelová (vícestupňová)	0	přímý	1 - 2
			1		1,5 - 2,5
			2		3 - 4
			3		5
			4		6
Kloubové hřídele					0,2 - 1
Stálý převod hnací nápravy	jednoduchý (v jedné skřini)	čel. vnější			2
		čel. vnitřní			1 - 1,5
		kuželový			2 - 4
		hypoidní			3 - 5
	násobný (v jedné skřini)	čel. + čel.	2		3 - 4
		kužel.+ čel.	2		4 - 5
hypoid.+ čel.		2		5 - 6	

Rychlostní charakteristika hnací síly na kolech

Rychlostní charakteristika hnací síly na kolech vychází z rychlostní charakteristiky spalovacího motoru a charakteristických vlastností převodného ústrojí. Za předpokladů uvedených na počátku tohoto tématu existuje mechanická vazba mezi výstupem spalovacího motoru a obvodem hnacích kol, kde se realizuje hnací síla na kolech.

Hnací síla na kolech vychází ze vztahů (A.3) až (A.5) a můžeme ji stanovit:

$$F_K = \frac{M_{SM} \cdot i_{PÚ} \cdot \eta_{PÚ}}{r_d} \text{ [N]} \quad (\text{A.24})$$

Z tohoto vztahu plyne, že hnací síla na kolech je za předpokladu konstantní účinnosti převodného ústrojí přímo úměrná na okamžité hodnotě točivého momentu na výstupu motoru. Přímá úměra je dána velikostí převodového poměru převodného ústrojí (zařazeným rychlostním stupněm k) podle vztahu (A.22). Pak pro rychlost vozidla platí:

$$v = 2\pi \cdot r \cdot \frac{n_{SM}}{60 \cdot i_{PÚk}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{A.25})$$

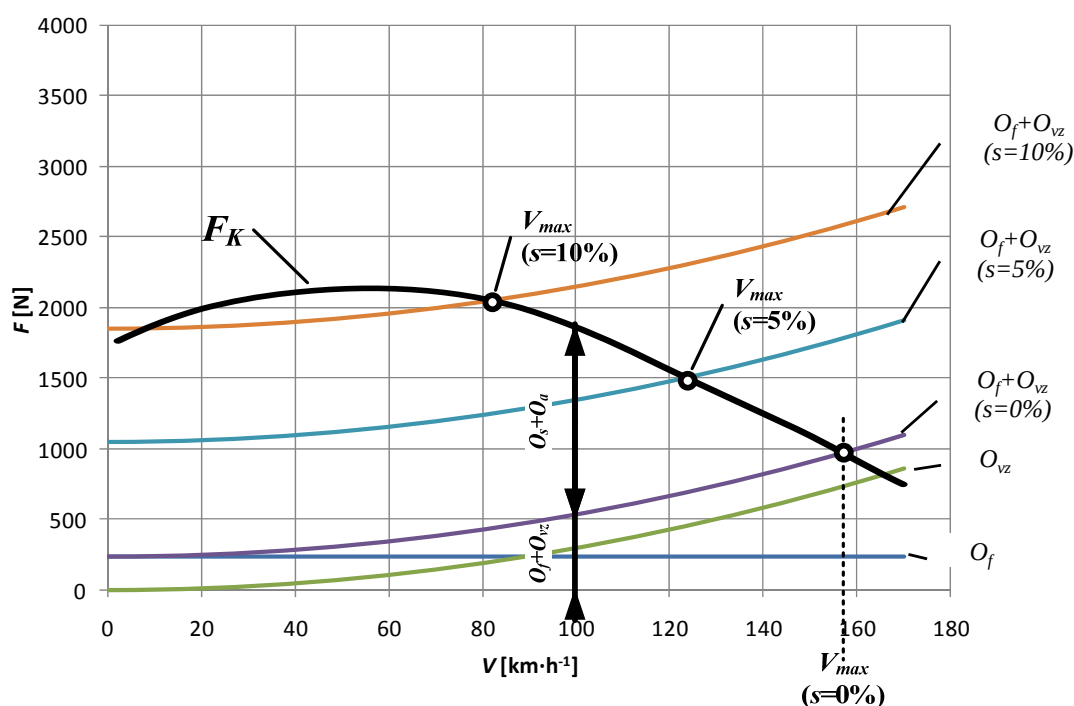
kde:

r [m] výpočtový poloměr kola
 n_{SM} [min^{-1}] otáčky hřídele spalovacího motoru

$i_{p\dot{U}k}$ [1] celkový převodový poměr převodného ústrojí pro k -tý rychlostní stupeň

Rychlostní charakteristika hnací síly na kolech vzniká z momentové vnější charakteristiky motoru se započtením charakteristiky převodného ústrojí podle vztahu (A.24) a (A.25).

Grafické znázornění této charakteristiky je na obrázku Obr. A.15.



Obr. A.15: Rychlostní charakteristika hnací síly na kolech.

V této charakteristice jsou dále znázorněny průběhy odporů proto pohybu. Průsečíkem průběhu F_K a součtu odporu valení a odporu vzduchu $O_f + O_{vz}$ za předpokladu jízdy po rovině ($s = 0\%$) určuje jejich rovnováhu. Hodnota rychlosti $V_{max}(s=0\%)$, která odpovídá tomuto průsečíku, označujeme jako maximální rychlost vozidla při jízdě po rovině, neboť v tomto bodě platí rovnováha sil podle vztahu (A.1).

Při rychlosti nižší platí:

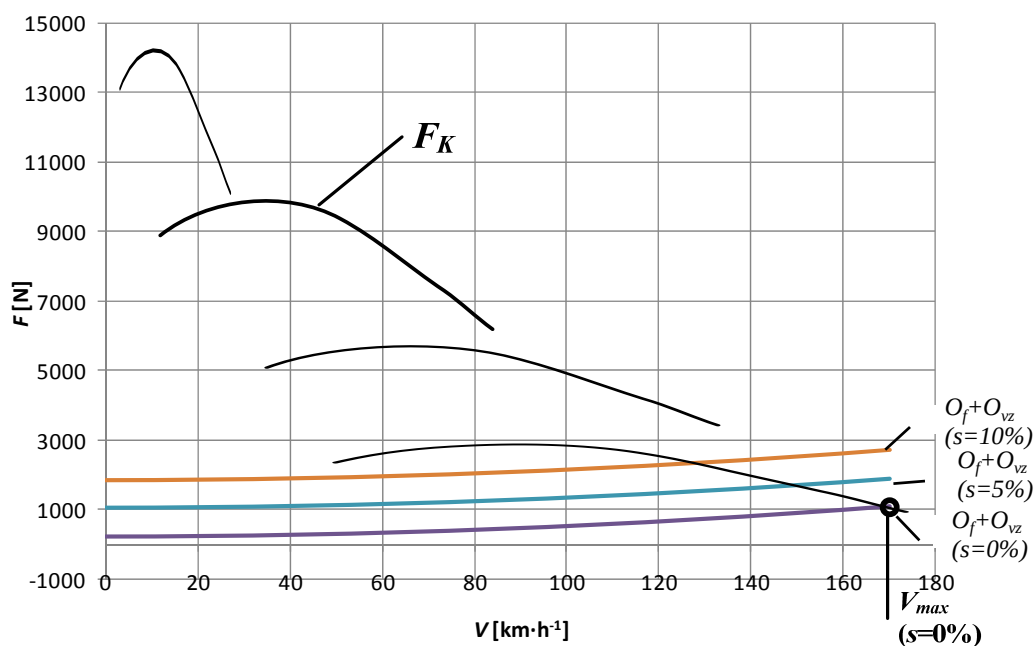
$$F_K > O_f + O_{vz} \quad [\text{N}],$$

pak rozdíl těchto sil je podle (A.1):

$$F_K - (O_f + O_{vz}) = O_s + O_a \quad [\text{N}],$$

kde tento přebytek síla může sloužit pro překonání odporu sklonu O_s (viz průběhy pro $s=5\%$ nebo $s=10\%$ na obrázku Obr. A.15) nebo pro překonávání odporu zrychlení O_a při zrychlování vozidla.

Pokud tento postup aplikujeme na všechna možné hodnoty celkového převodového poměru $i_{P\dot{U}k}$, pak získáme rychlostní charakteristiku hnací síly na kola pro vozidlo. Příklad je na obrázku Obr. A.16. Průsečík průběhu hnací síly na kolech pro nejvyšší rychlostní stupeň (nejmenší převodový poměr $i_{P\dot{U}min}$) se součtem odporů $O_f + O_{vz}$ za předpokladu jízdy po rovině ($s=0\%$) určuje maximální rychlost vozidla V_{max} .



Obr. A.16: Rychlostní charakteristika motorového vozidla.

Pro některé výpočty je vhodné zavést pojem hnací síla F , která se rovná hnací síle na kolech po odečtení odporu vzduchu podle vztahu:

$$F = F_K - O_{vz} = O_f + O_s + O_a \quad [\text{N}] \quad (\text{A.26})$$

Pro porovnání charakteristik různých motorových vozidel s odlišnými výkonovými a hmotnostními parametry je možné tyto charakteristiky převést do měrného tvaru podle vztahu (A.17).

