

**UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2006

Česlav SZTWIERTNIA

**UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ**

**STABILITA VOZIDLA PŘI JÍZDĚ
V ZATÁČCE**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**AUTOR PRÁCE: Česlav Sztwiertnia
VEDOUCÍ PRÁCE: Doc. Ing. Juraj Slamka, PhD.**

2006

**UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY
DEPARTMENT OF TRANSPORT MEANS**

**VEHICLE STABILITY AT DRIVE IN
CURVE**

BACHELOR WORK

AUTHOR: Česlav Sztwiertnia
SUPERVISOR: Doc. Ing. Juraj Slamka, PhD.

2006



Univerzita
Pardubice
Dopravní fakulta
Jana Pernera

Fakulta / Vysokoškolský ústav: **Dopravní fakulta Jana Pernera**
Katedra / Ústav : **Katedra dopravních prostředků**
Akademický rok : **2005/2006**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Pro: **Česlav Sztwiertnia**
Studijní program: **DOPRAVNÍ TECHNOLOGIE A SPOJE**
Studijní obor: **DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY – SILNIČNÍ VOZIDLA**

Název tématu: **Stabilita vozidla při jízdě v zatáčce**

Zásady pro zpracování:

1. Úvod do problematiky, cíle práce
2. Teorie jízdy vozidla směrovým obloukem
3. Zpracování programu pro hodnocení stability vozidla
4. Závěr

Seznam odborné literatury:

1. TESAŘ, Miroslav, VALA, Miroslav. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. 1. vyd. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2003. 229 s. ISBN 80-7194-503-X.
2. VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. 432 s. ISBN 80-238-5273-6.
3. VLK František. *Úlohy z dynamiky motorových vozidel*. 1. vyd. Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001. 221 s. ISBN 80-238-6574-9.
4. SVOBODA, J. *Teorie dopravních prostředků: voz idla silniční a terénní*. Praha: ČVUT, 2003.
5. ČÁP, J.;FREIBAUER,L.;HLAVŇA,V. *Teorie vozidel*, Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, 1991
6. ANDRZEJEWSKI,B.;MAKSYMOWICZ,J.;WERNER,J. *Zbiór zadań z teorii ruchu i budowy samochodów*. Łódź: Politechnika Łódzka.
7. SILKA, W. *Teoria ruchu samochodu*, Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2002

Rozsah: 30 - 40 stran

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Juraj Slamka, PhD.**
Katedra dopravních prostředků

Vedoucí katedry (ústavu): **doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.**



Datum zadání práce: **20. 2. 2006**

Termín odevzdání práce: **30.05.2006**

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Dolní Lutyni dne 15. 05. 2006

Česlav Sztwiertnia

ABSTRAKT

Bakalářská práce pojednává o stabilitě vozidla při průjezdu zatáčkou se zaměřením na potenciální vznik bočního smyku vozidla zapříčiněného překročením meze adhezních schopností.

V teoreticko-metodologické části jsou analyzovány vlivy na chování vozidla a doprovázející jevy nezbytné pro pochopení problematiky. Praktická část zahrnuje matematicko-fyzikální aparát nutný k tvorbě výpočetního programu. Na základě potenciálních geometrických vlastnostech vozovky jsou zde vyjádřeny závislosti pro výstupní veličiny programu. Součástí je rovněž uživatelská dokumentace, která uživateli programu usnadňuje zadávání vstupních veličin.

Účelem programu, modelujícího jízdu vozidla, je stanovení brzdné dráhy pro snížení rychlosti vozidla na požadovanou hodnotu a také mezní rychlosti, při které může dojít k nestabilnímu chování z hlediska vzniku smyku.

Klíčová slova: stabilita, boční smyk, mezní rychlost, brzdná dráha, modelující program

ABSTRACT

In this thesis the vehicle stability in curves is examined. The focus is given to potential occurrence of side slippage caused by exceeding of the adhesion limit.

In theoretical part of the thesis the effects on vehicle behaviour as well as other associated phenomena are analysed.

In following practical part a mathematical-physical apparatus required for creation of the computer programme is presented.

In terms of potential geometrical characteristics of the roadway, the correlations for output values of the programme are defined. To the thesis operating instruction is annexed that facilitates parameters entry for the user.

The purpose of the programme simulating vehicle movement is to figure out braking distance that is necessary for deceleration to desired speed and to determinate the critical velocity whereat unstable behaviour of vehicle in form of slippage may occur.

Keywords: stability, side slippage, critical velocity, braking distance, simulating programme

OBSAH

ABSTRAKT

1. ÚVOD	2
2. TEORIE JÍZDY VOZIDLA SMĚROVÝM OBLOUKEM	4
2.1. Prostředí	4
2.1.1. Vzduch.....	4
2.1.2. Terén.....	4
2.1.3. Vozovka.....	5
2.2. Skluz, smyk a adheze	6
2.2.1. Skluz kola	6
2.2.2. Smyk kola a adheze	8
2.3. Přenos sil z vozidla na vozovku	16
2.3.1. Pružnost pneumatiky	16
2.3.2. Pneumatika pod vlivem boční síly	18
2.3.3. Současný přenos boční a obvodové síly	21
2.4. Stabilita vozidla	23
2.4.1. Stabilita směrová	23
2.4.2. Stabilita podélná	24
2.4.3. Stabilita příčná.....	25
2.5. Příčná stabilita v zatáčce	25
2.5.1. Stabilita v zatáčce	25
2.6. Vliv uspořádání karoserie na stabilitu vozidla.....	30
2.6.1. Vliv hnací nápravy.....	30
2.6.2. Vliv klopení karoserie	31
2.7. Brzdění v zatáčce.....	31
2.7.1. Blokování kol zadní nápravy	31
2.7.2. Blokování kol přední nápravy	32
2.7.3. Brzdění vozidla s ABS v zatáčce.....	33
3. ZPRACOVÁNÍ PROGRAMU PRO HODNOCENÍ STABILITY VOZIDLA VE SMĚROVÉM OBLOUKU	36
3.1. Vstupní parametry programu.....	36
3.1.1. Poloměr křivosti směrového oblouku R	36
3.1.2. Podélný sklon vozovky S_α, α	36
3.1.3. Příčný sklon vozovky S_β, β	38
3.1.4. Poloměr vertikálního oblouku r	39
3.1.5. Maximální využitelná adheze v podélném a příčném směru c, d	39
3.1.6. Nájezdová rychlost V_0	41
3.1.7. Požadovaná rychlost V_X	41
3.1.8. Reakční doba řidiče, doba prodlevy a náběhu brzdění t_R, t_P, t_A	42
3.2. Výstupní údaje.....	42
3.2.1. Uvažovaný případ na základě zadaných hodnot	42
3.2.2. Mezní rychlost vozidla	43
3.2.3. Brzdné dráhy vozidla ve směrovém oblouku při brzdění na mezi adheze	43
3.2.4. Upozornění, výstrahy, informace	44
3.3. Vztahy použité k tvorbě programu	44
3.3.1. Výchozí vztah	44
3.3.2. Odvozené vztahy	46
3.3.3. Konstanty použité ve vztazích	54
3.3.4. Numerická metoda řešení určitého integrálu	56
4. ZÁVĚR	58
LITERATURA	59
SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	60

1. ÚVOD

Provoz na silnicích vzrůstá a zákonitě tedy přibývá také počet silničních dopravních nehod. Každou vzniklou nehodu doprovází vyšetřování, které má za úkol zjistit příčinu a průběh nehody. Častou příčinou nehod řidičů motorových vozidel je nepřiměřená rychlost a nedodržení bezpečné vzdálenosti za vozidlem. Při následné analýze tohoto druhu dopravních nehod se nepochybně zjišťuje průběh pohybu vozidla během nehodového děje, zejména pak průběh brzdění. Analýze brzdění je věnována značná pozornost, jelikož lze na základě ní snadno odhalit příčinu vzniku nehody a stanovit míru zavinění jednotlivých účastníků.

K nehodám mnohdy dochází při průjezdu vozidla směrovým obloukem. Zde může vlivem nepřiměřené rychlosti vzhledem k adhezním schopnostem dojít k bočnímu smyku vozidla vedoucího ke vzniku nehody. Při vyšetřování takové nehody se uplatňují výpočetní programy sloužící pro stanovení hodnot požadovaných veličin, na základě nichž lze např. komparační metodou odvodit kompetentní závěry.

Cílem této práce je tedy na základě matematicko-fyzikálního aparátu vytvořit program analyzující příčnou stabilitu vozidla v zatáčce z hlediska potenciálního vzniku bočního smyku. Tento program by měl najít uplatnění zejména v oblasti vyšetřování dopravních nehod, ale také při projekci vozovek, rozmíst'ování dopravního značení či konstrukci vozidel.

Práce se člení na dvě stěžejní části. První, teoretická část se zabývá teorií jízdy vozidla. Jsou zde analyzovány jak vlivy na chování a stabilitu vozidla, tak i související jevy a procesy nutné pro pochopení problematiky. Jsou zde rovněž charakterizovány základní atributy systému: dopravní prostředí a dopravní prostředek. Stěžejním záměrem je zpracování teoretické báze pro náplň praktické části práce, resp. tvorbu výpočetního programu. Obsahem aplikační části je zpracování programu pro hodnocení stability vozidla ve směrovém oblouku. Zde je uživatel programu obeznámen s účelem programu, vstupně-výstupními parametry a v neposlední řadě také použitými vzorci a metodami výpočtů. Samotný program je vytvořen v tabulkovém procesoru MS Excel. Předpokládají se základní znalosti obsluhy tohoto procesoru.

V české literatuře se problematice analýzy dopravních nehod věnuje několik autorů. Za zmínku stojí zejména vysokoškolská publikace V. Porady a kol. *Silniční dopravní nehoda*

v *policejní teorii a praxi*¹ nebo také publikace A. Bradáče a kol. *Soudní inženýrství*² a *Příručka znalce - analytika silničních nehod*³. Samotných výpočetních programů sloužících k vyšetřování stability vozidla v zatáčce je celá řada⁴. Liší se principem, náplní, zpracováním, uživatelským prostředím, stylem vyhodnocování apod. Jejich dostupnost je ovšem velmi omezená. Zpravidla zcela nedostupné jsou programy určené pro navrhování vozidel, resp. vozovek. Programy sloužící k analýze dopravních nehod se zabývají obvykle širší tematikou. Tyto komplexní programy jsou s ohledem na nabízené funkce také patřičně finančně ohodnoceny a tudíž nedostupné pro část potenciálních zákazníků.

PODĚKOVÁNÍ

Na závěr bych chtěl poděkovat vedoucímu této práce, doc. Ing. Juraji Slamkovi, PhD., za podnětné rady a návrhy a pomoc při obstarávání literatury.

¹ Porada, V. a kol.: *Silniční dopravní nehoda v policejní teorii a praxi*. Praha: Linde, 2000, 378 s.

² Bradáč A. a kol.: *Soudní inženýrství*. Brno: CERM, 1999, 719 s.

³ Bradáč A. a kol.: *Příručka znalce: Analytika silničních nehod*. Ostrava: Dům techniky ČSVTS, 1985, 299s.

⁴ Např.: PC-CRASH, WINKOL, Impulz Expert, ADNE aj.

2. TEORIE JÍZDY VOZIDLA SMĚROVÝM OBLOUKEM

V této kapitole jsou analyzovány vlivy na chování a stabilitu vozidla. Jsou zde vylíčeny rovněž doprovázející jevy a procesy související s touto problematikou.

2.1. Prostředí

Chování vozidla v značné míře ovlivňuje prostředí, ve kterém se pohybuje. Prostředím se rozumí vzduch a zemský povrch v upraveném nebo neupraveném stavu.

2.1.1. Vzduch

Vzduch⁵ obklopuje jedoucí vozidlo. Hustota a viskozita vzduchu jsou funkcí teploty a tlaku a spolu s rychlostí a směrem proudu vzduchu charakterizují proces obtékání vozidla. Působící aerodynamické síly na vozidlo lze rozložit do tří směrů. Síly v podélném směru, resp. rovnoběžné s osou symetrie, lze nahradit jedinou silou a představují odpor vzduchu proti pohybu vozidla. Příčné síly působící na automobil vznikají při jízdě v bočním větru. Síly kolmé k vozovce vyvinuté v důsledku vztlaku zmenšují radiální reakce kol. Síly příčné a kolmé k vozovce mají vliv na stabilitu vozidla.

2.1.2. Terén

Terén, tj. povrch částečně upravený, popř. vůbec neupravený, dělíme na základě mechanických vlastností na únosný a bořivý. Únosný, jak sám název napovídá, se vyznačuje poměrně velkou únosností a malým bořením kol. Bořivý terén se vyznačuje opačnými vlastnostmi. Lze ho členit dále na soudržný a sypký. Konkrétní povrch se může skládat z vrstev zmíněných typů.

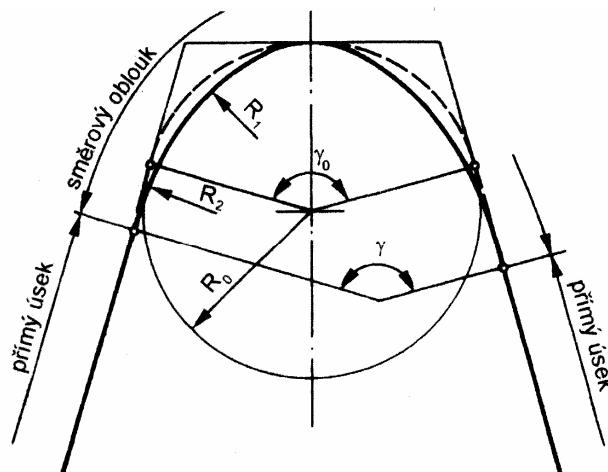
Při jízdě vozidla v terénu působí kola na zeminu silou normálovou i tečnou. Vertikální síla má za následek vtlačování kol do podložky a vytváření kolejí a horizontální síla, tj. hnací nebo brzdná, způsobuje usmýkávání zeminy.

⁵Vzduch je charakterizován teplotou, tlakem, vlhkostí a rychlostí proudění.

2.1.3. Vozovka

Vozovka je povrch upravený pro provoz silničních vozidel. Skládá se z jedné nebo více vrstev různě zpracovaných stavebních hmot. Vyznačuje se svým geometrickým tvarem. Tvar v podélném směru je dán tzv. trasou silniční komunikace, která určuje výškový i směrový průběh komunikace.

Osa komunikace znázorňující směrový průběh se popisuje poloměrem křivosti směrového oblouku R (Obr. 1.1). Ve většině případů není tento poloměr po celém oblouku konstantní, ale přesto se směrový oblouk charakterizuje obecným poloměrem křivosti, tj. poloměrem kružnice vepsané mezi navazující přímé úseky. Dalším parametrem je středový úhel směrového oblouku γ_0 .



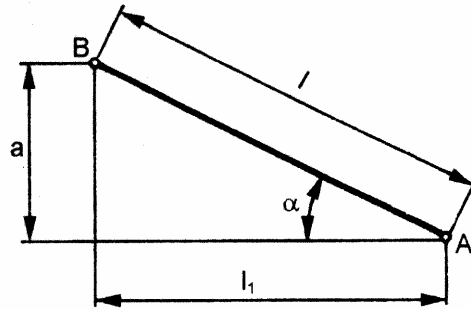
Obr. 1.1. Popis osy silniční komunikace

Niveleta silniční komunikace určuje výškový průběh vozovky, který je charakterizován podélným sklonem udávaným v procentech. Ten představuje místní odklon nivelety od vodorovné roviny. Dále je výškový průběh popsán poloměrem křivosti výškových oblouků a oblouků nivelety.

Podélný sklon je určen poměrem převýšení dvou bodů osy silniční komunikace a délkou půdorysného průmětu (Obr. 1.2.), (1-1). Pokud podélný sklon pro vozidlo představuje stoupání, je hodnota S_α kladná. Jedná-li se o klesání, je hodnota S_α záporná.

$$S_\alpha = 100 \cdot \frac{a}{l_1} = 100 \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (1-1)$$

a – převýšení, l_1 – délka půdorysného průmětu, α - podélný sklon [$^\circ$, rad]



Obr. 1.2 Podélný sklon komunikace

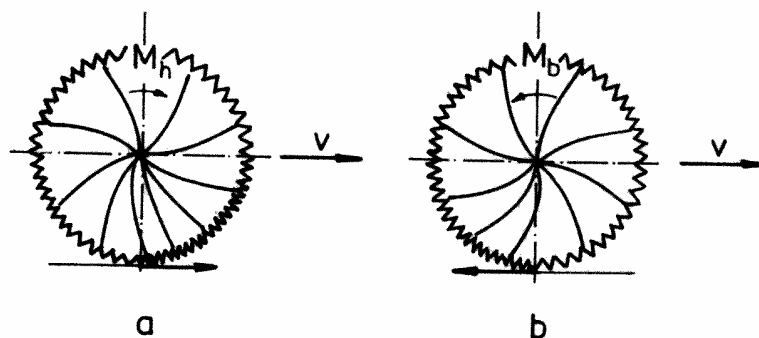
Tvar v příčném směru je dán příčným sklonem vozovky a zakřivením tohoto sklonu.

2.2. Skluz, smyk a adheze

2.2.1. Skluz kola

O ideálním valení kola mluvíme tehdy, když nedochází ve stykové ploše mezi kolem a vozovkou ke vzájemnému pohybu. Rychlost jízdy vozidla je v tom případě stejná jako obvodová rychlost kola v pólu relativního pohybu.

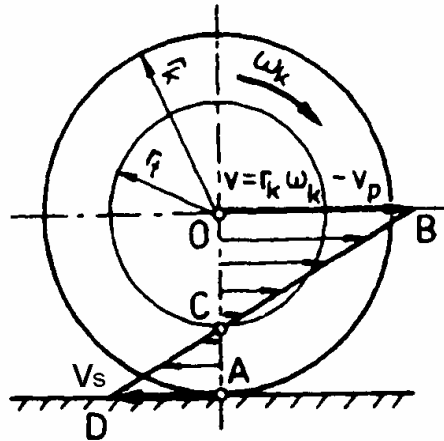
Kola se ideálně neodvalují. Vždy dochází k určitému skluzu některých částic běhounu vzhledem k vozovce (Obr. 2.1). S růstem poměru tečné reakce a radiálního zatížení kola se skluz zvětšuje až do dosažení kritické hodnoty $s = 1$ odpovídající mezi soudržnosti.



Obr. 2.1 Vznik skluzu kola (a - poháněné, b- brzděné)

a) Prokluzování kola

Při odvalování dochází k relativnímu pohybu povrchu pneumatiky hnacího kola a vozovky se skluzovou rychlostí v_S . Obvodová rychlost kola je větší než rychlost postupného pohybu kola. Pól relativního pohybu C leží v tomto případě nad rovinou vozovky (Obr. 2.2).



Obr. 2.2. Prokluzování kola

Prokluzování vyjadřujeme pomocí skluzu kola v procentech (2-1); (2-2); (2-3):

$$s_{H\%} = 100 \cdot \frac{l_T - l_S}{l_T} = 100 \cdot \left(1 - \frac{l_S}{l_T} \right) \quad (2-1)$$

$$s_{H\%} = 100 \cdot \left(1 - \frac{r_V}{r_D} \right) \quad (2-2)$$

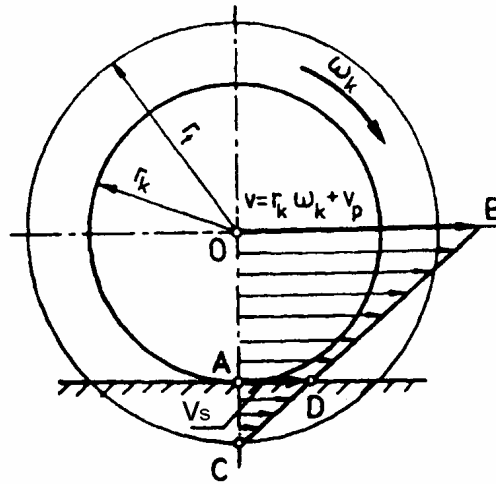
$$s_{H\%} = 100 \cdot \left(1 - \frac{v_A}{v_T} \right) \quad (2-3)$$

l_T – teoreticky ujetá dráha
 r_V – poloměr valení
 v_A – skutečná rychlost jízdy

l_S – skutečně ujetá dráha,
 r_D – dynamický poloměr kola,
 v_T – teoretická rychlost jízdy

b) Smýkání kola

Dochází k relativnímu pohybu povrchu pneumatiky brzděného kola a vozovky se skluzovou rychlostí v_S . Obvodová rychlost kola je menší než rychlost postupného pohybu kola. Pól relativního pohybu C leží v tomto případě pod rovinou vozovky (Obr. 2.3).



Obr. 2.3 Smýkání kola

Pro hodnocení smýkání kola se vyjadřuje skluz kola ke skutečně ujeté dráze dle vztahu (2-4); (2-5); (2-6):

$$s_B = \frac{l_T - l_S}{l_S} = \frac{l_T}{l_S} - 1 \quad (2-4)$$

$$s_B = \frac{r_A}{r_D} - 1 \quad (2-5)$$

$$s_B = \frac{v_T}{v_A} - 1 \quad (2-6)$$

l_T – teoreticky ujetá dráha
 r_V – poloměr valení
 v_A – skutečná rychlost jízdy

l_S – skutečně ujetá dráha,
 r_D – dynamický poloměr kola,
 v_T – teoretická rychlost jízdy

2.2.2. Smyk kola a adheze

Přenos tečné síly mezi koly je umožněn třením pryže pneumatiky o vozovku, zachytáváním běhounu o mikronerovnosti vozovky a molekulárními silami soudržnosti mezi běhounem a povrchem vozovky.

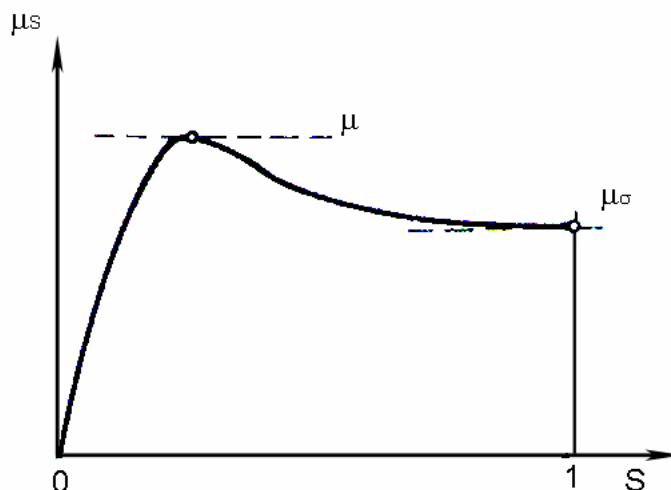
a) Smyk kola, součinitel tečné síly, součinitel adheze

S růstem poměru tečné reakce a radiálního zatížení kola dojde při dosažení kritické hodnoty $s = 1$ k tzv. smyku kola. Jedná se pak výlučně buď o otáčivý pohyb hnacího kola na místě nebo o postupný pohyb zablokovaného kola. Jev smyku kola se tedy váže s hodnotou poměru tečné reakce a radiálního zatížení kola. Tento poměr se jmenuje součinitel tečné síly a označuje μ_s (2-7)⁶.

$$\mu_s = \frac{X_T}{G_{AD}} \quad (2-7)$$

X_T – tečná síla, G_{AD} - adhezni tíha

Grafickým znázorněním součinitele tečné síly na skluzu pneumatiky lze získat skluzovou charakteristiku pneumatiky (Obr. 2.4).

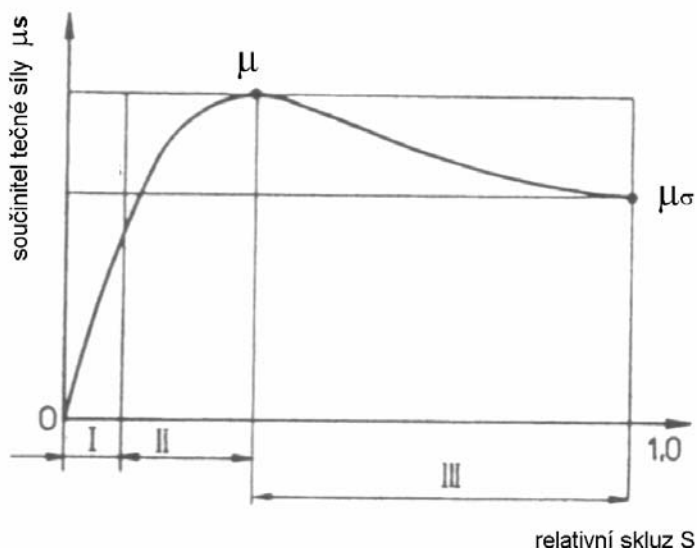


Obr. 2.4 Skluzová charakteristika pneumatiky

Průběh součinitele tečné síly lze rozdělit do tří oblastí. V první části (I) se setkáme pouze s deformačním skluzem. V oblasti (II) se některé elementy pneumatiky přemisťují, přestože se pohyb kola koná nadále pouze s deformačním skluzem. V poslední (III) části se pohyb kola koná se složeným skluzem.

⁶ Součinitel tečné síly se v literatuře také často označuje ϕ_s

V rozmezí (II) a (III) části je dosahováno maximální hodnoty tohoto součinitele, která se nazývá součinitel adheze a označuje se μ . Ten má důležitý význam a je dosahován nejčastěji mezi 15% až 30% hodnotě skluzu (Obr. 2.5).



Obr. 2.5 Oblasti skluzové charakteristiky pneumatiky

Maximální přenositelná tečná síla mezi kolem a vozovkou se pak nazývá silou adhezní. Je to největší síla, kterou je schopno přenést kolo na vozovku při určité adhezní tíze, dané pneumatice a daném povrchu vozovky. Adhezní síla je dána vztahem (2-8).

$$F_{AD} = G_{AD} \cdot \mu \quad (2-8)$$

Významnou roli také hraje hodnota součinitele tečné síly, která je dosahována při skluzu $s = 1$. Tato hodnota tzv. součinitele skluzové adheze označována μ_0 je ve většině případů menší než hodnota součinitele adheze (2-9).

$$\mu > \mu_0 \quad (2-9)$$

Při pohybu v terénu jsou obvodové síly omezené mechanickými vlastnostmi terénu a součinitel, který vyjadřuje dokonalost styku se jmenuje součinitel záběru.

b) Adhezní tíha

Adhezní tíha kola je tlaková síla, která působí na vozovku, a její hodnota se rovná radiální reakci kola Z_K . Adhezní tíha celého vozidla je zato dána součtem radiálních reakcí všech kol, které uvažujeme pro daný jízdní režim.

c) Součinitel adheze, jeho závislost a velikost

Velikost součinitele adheze μ závisí na mnoha faktorech, které lze rozdělit dle vlastností pneumatiky, povrchu vozovky nebo terénu a podmínek ve stopě pneumatiky.

▪ *Vlastnosti pneumatiky a jejich vliv na součinitel adheze*

Součinitel adheze ovlivňují materiál pneumatiky, výška a tvar vzorku běhounu. Vliv výšky vzorku běhounu se projevuje zejména na mokré vozovce. Tvar vzorku je uzpůsoben dle podmínek, v jakých bude vozidlo provozováno. Výška a tvar vzorku hrají také významnou roli při jízdě vozidla vysokou rychlostí v situaci, kdy vzniká mezi pryží běhounu a vozovkou souvislá vrstva vody.

▪ *Vlastnosti povrchu vozovky a terénu a jejich vliv na součinitel adheze*

Vlastnosti povrchu vozovky rovněž významně ovlivňují velikost součinitele adheze. Vyšší adheze je dosahováno na suché, drsné vozovce, než-li na vozovce kluzké, zablácené a mokré. Přibližné hodnoty součinitele adheze pro různé povrchy vozovky jsou uvedeny v tabulkách Tab. 2.1; Tab. 2.2.

Tab. 2.1 Součinitel valivé (horní hodnoty) a skluzové (spodní hodnoty) adheze⁷

Pneumatika		Druh a stav povrchu vozovky					
		Beton		Asfalt		Tvrký sníh	Hladký led
		suchý	mokvý	suchý	mokvý		
Letní	radiální	1,19 0,95	0,99 0,73	1,22 1,03	1,10 0,90	0,45 0,43	0,25 0,16
	diagonální	1,13 0,99	0,84 0,62	1,02 0,80	1,07 0,88	0,27 0,22	0,24 0,18
Zimní	radiální	1,15 1,00	0,77 0,54	0,99 0,86	0,98 0,78	- -	0,17 0,15
	diagonální	1,06 0,85	0,89 0,64	0,85 0,71	1,01 0,80	- -	0,24 0,22

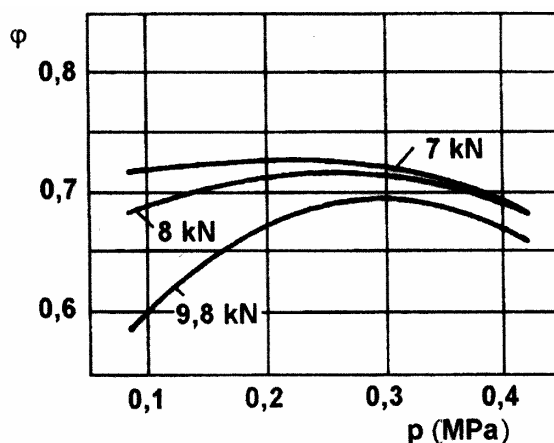
⁷ Silka: *Teoria ruchu samochodu*, s. 50.

Tab. 2.2 Průměrné hodnoty součinitele adheze pro různé druhy povrchů vozovky⁸

<i>Druh povrchu</i>	<i>Součinitel adheze</i>
beton - suchý	0,8 - 1,2
- mokrý	0,5 - 0,8
asfalt - suchý	0,6 - 0,1
- mokrý	0,3 - 0,8
makadam - suchý	0,6 - 0,8
- mokrý	0,3 - 0,5
dlažba - suchá	0,6 - 0,8
- mokrá	0,3 - 0,5
polní cesta - suchá	0,4 - 0,6
- mokrá	0,3 - 0,4
hluboký písek	0,2 - 0,4
louka - nepokosená	0,5
- pokosená	0,7
vlhké strniště	0,6
ulehlá ornice	0,5
tráva - suchá	0,4 - 0,6
- mokrá	0,2 - 0,5
ujetý sníh	0,2 - 0,3
náledí	0,1 - 0,3

▪ *Podmínky ve stopě a jejich vliv na součinitel adheze*

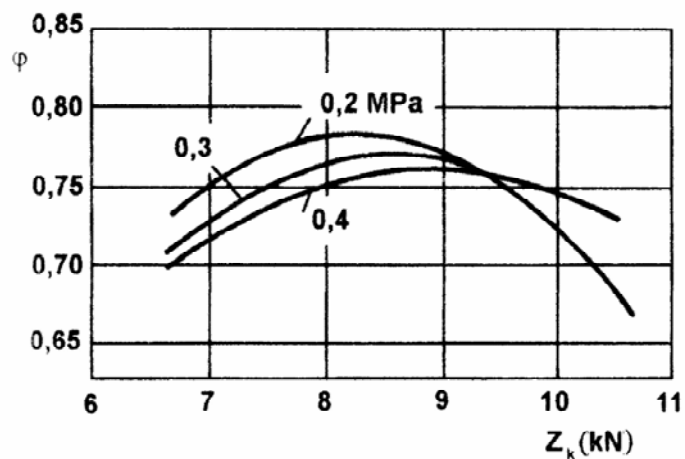
Podmínkami ve stopě se rozumí skluz pneumatiky, rychlost jízdy a velikost měrného tlaku mezi kolem a povrchem, resp. vozovkou. Měrný tlak je funkcí zatížení kola a huštění pneumatiky. Lze určit jeho optimální hodnoty pro provoz vozidla na různých površích (Obr. 2.6.; Obr. 2.7.)⁹.



Obr. 2.6 Závislost součinitele adheze na tlaku huštění pneumatiky

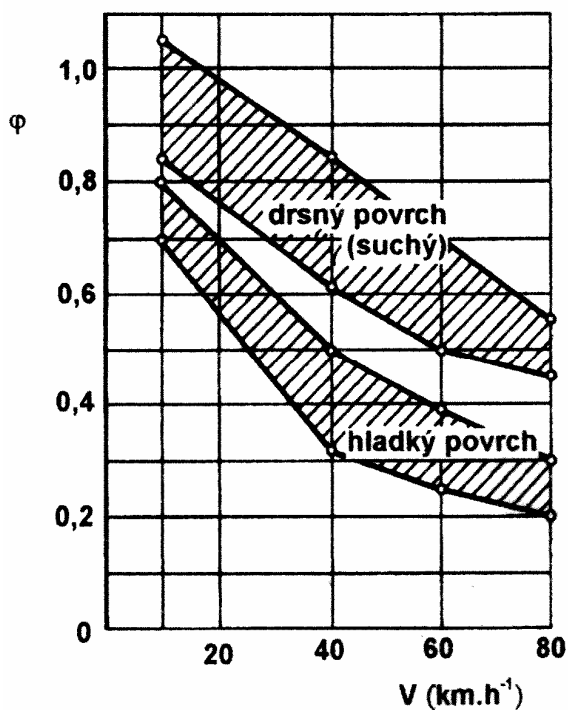
⁸ Vlk: *Dynamika motorových vozidel*, s.44, Tesař: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, s. 44, Bradáč: *Soudní inženýrství*, s. 357

⁹ Tesař: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, s. 44, 45

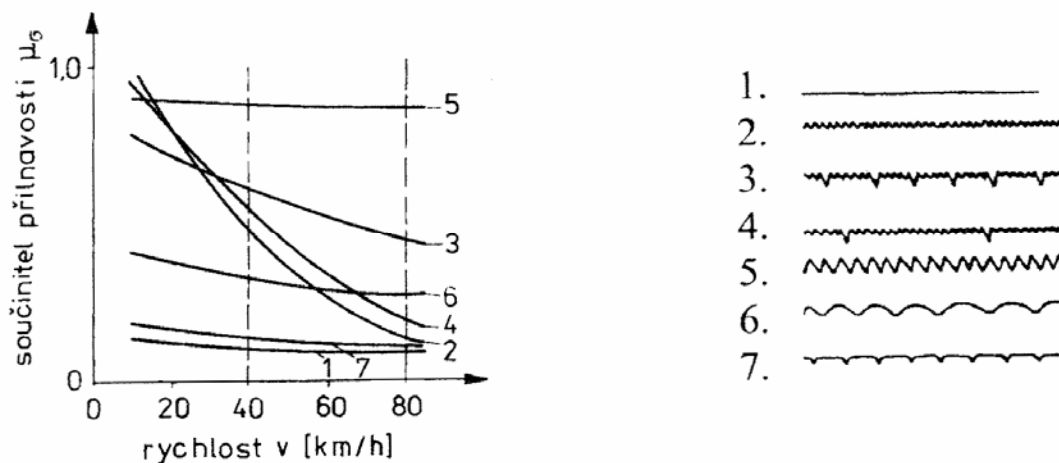


Obr. 2.7 Závislost součinitele adheze na zatížení kola

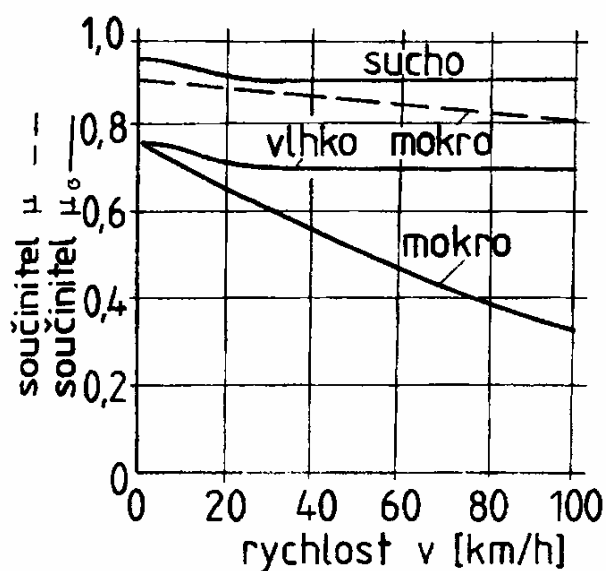
Rychlost jízdy také významně ovlivňuje výši součinitele. Se zvyšující rychlostí součinitel adheze klesá (Obr. 2.8).



Obr. 2.8 Závislost součinitele adheze na rychlosti jízdy



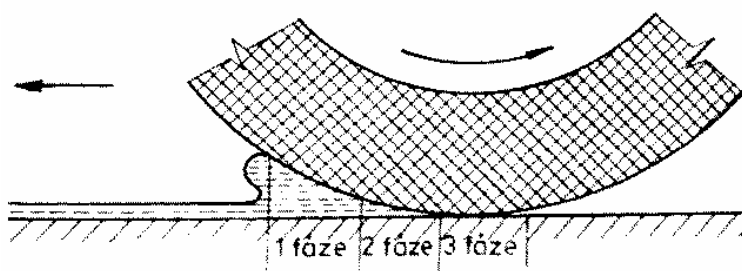
Obr. 2.9 Závislost povrchu vozovky na součinitel přílnavosti



Obr. 2.10 Vliv stavu povrchu na součinitele přílnavosti

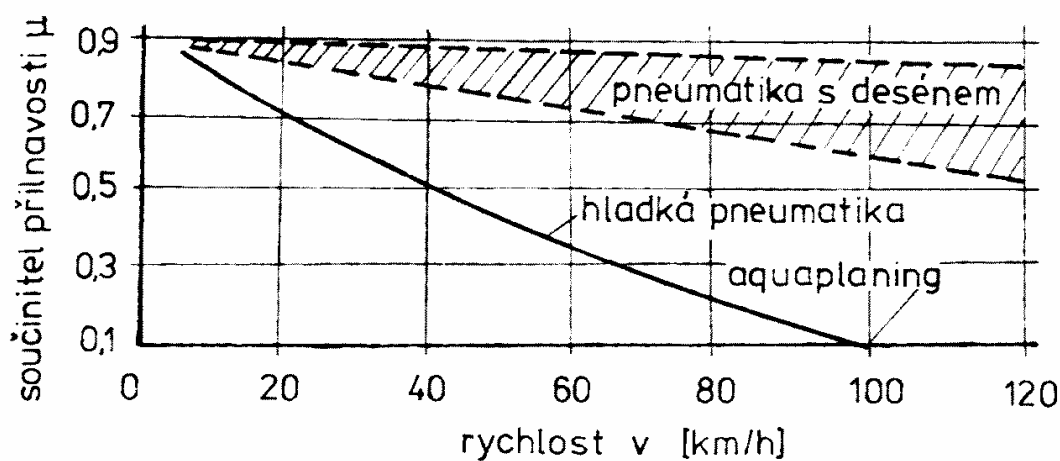
Vliv profilu pneumatiky, výšky vodního filmu na vznik aquaplaningu¹⁰ (Obr. 2.11) znázorňují Obr. 2.12; Obr. 2.13.

¹⁰ Aquaplaning je jev, který může nastat při vyšších rychlostech v situaci, kdy vznikne mezi běhounem pneumatiky a povrchem vozovky souvislá vrstva vody. Přes tuto vrstvu se posléze uskutečňuje přenos sil. Tento jev vede k prudkému poklesu adhezních schopností.

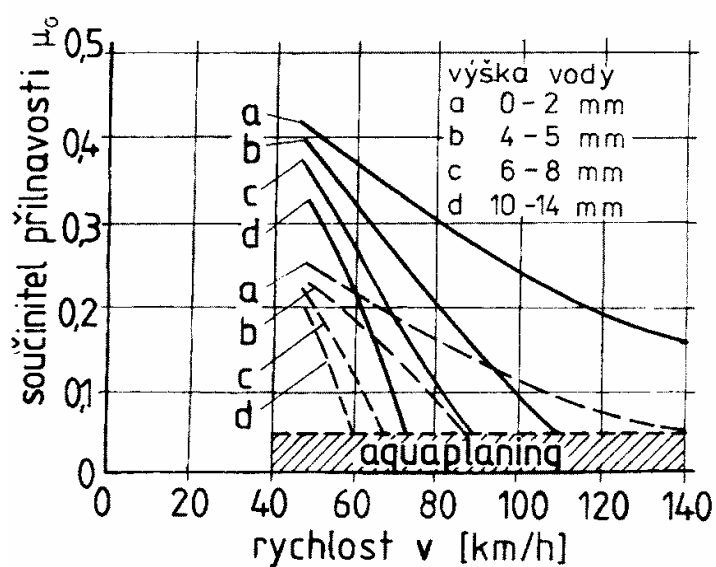


- 1. fáze- nepřenesený vodní film
- 2. fáze - částečně přenesený vodní film
- 3. fáze - kontakt pneumatiky s vozovkou

Obr. 2.11 Vznik aquaplaningu



Obr. 2.12 Vliv profilu pneumatiky na vznik aquaplaningu



Obr. 2.13 Vliv výšky vodního filmu na vznik aquaplaningu

2.3. Přenos sil z vozidla na vozovku

Kolo s pneumatikou je prvkem základních soustav automobilu. Je spojovacím článkem mezi vozidlem a vozovkou. Svým odvalováním umožňuje vozidlu se pohybovat a současně přenáší všechny síly z vozidla na vozovku a odvráceně, čímž vozidlu umožňuje akcelarovat, zpomalovat a překonávat boční síly nutné k vedení automobilu. Nese tíhu vozidla a svou pružností rovněž tvoří součást pérování.

2.3.1. Pružnost pneumatiky

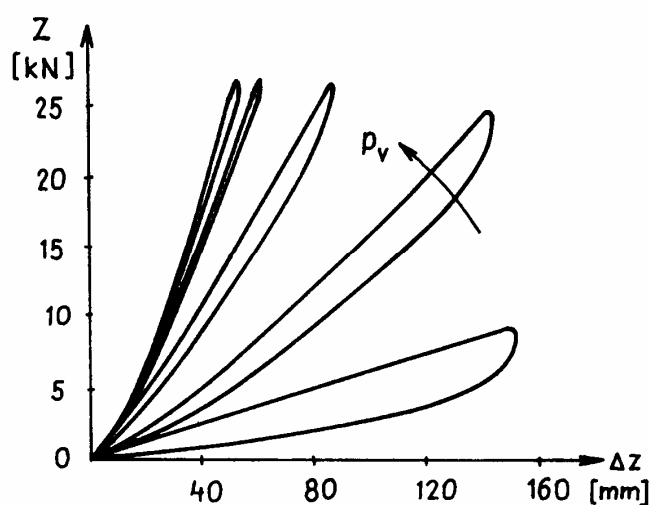
Základní vlastností vozidlového kola je pružnost pneumatiky, která má za následek vznik pružných deformací vlivem sil a momentů, které na ní působí. V souvislosti se vznikajícími deformacemi v důsledku zatížení pneumatiky nemá pneumatika jednoznačně určený poloměr.

Pneumatika je pružná ve třech směrech na základě nichž rozlišujeme pružnost radiální, obvodovou a boční.

▪ Radiální pružnost

Radiální deformační charakteristika znázorňuje závislost mezi radiálním zatížením a deformací pneumatiky. Závislost není lineární (Obr. 3.1)¹¹. Směrnice tečny po linearizaci hysterézní smyčky zobrazuje radiální tuhost pneumatiky c_p .

Vliv na radiální tuhost má konstrukce pneumatiky, rychlost zatěžování, tlak huštění.

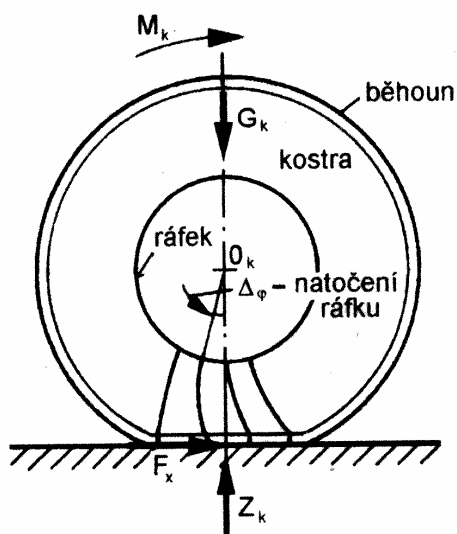


Obr. 3.1 Radiální deformační charakteristika

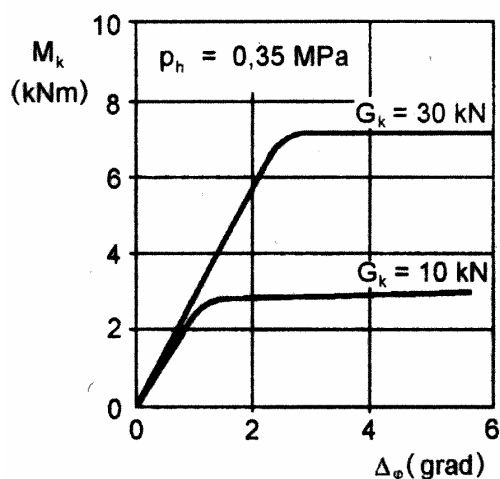
¹¹ Svoboda: *Teorie dopravních prostředků*, s. 90

- *Obvodová pružnost*

Při zatížení kola momentem nebo obvodovou silou dochází ke vzájemnému pootočení ráfku a podložky (Obr. 3.2). Závislost kroučícího momentu M_k a úhlového pootočení ráfku podává obvodová resp. torzní deformační charakteristika pneumatiky (Obr. 3.3). V oblasti malých $\Delta\varphi$ lze průběh charakteristiky linearizovat a směrnice vzniklé tečny představuje tzv. obvodovou nebo torzní tuhost pneumatiky c_φ . Ta závisí především na konstrukci pneumatiky.



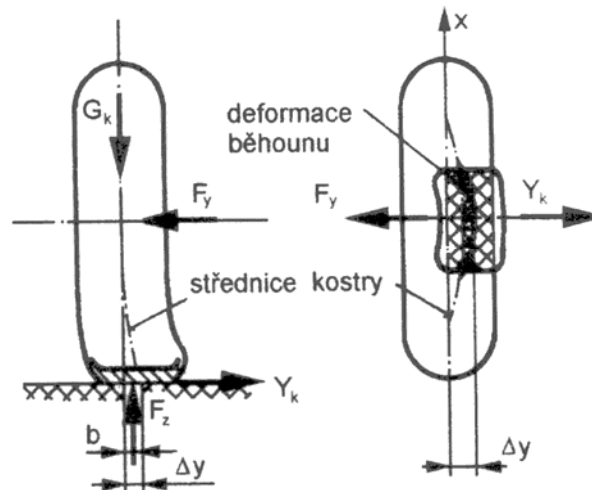
Obr. 3.2 Obvodová pružnost pneumatiky



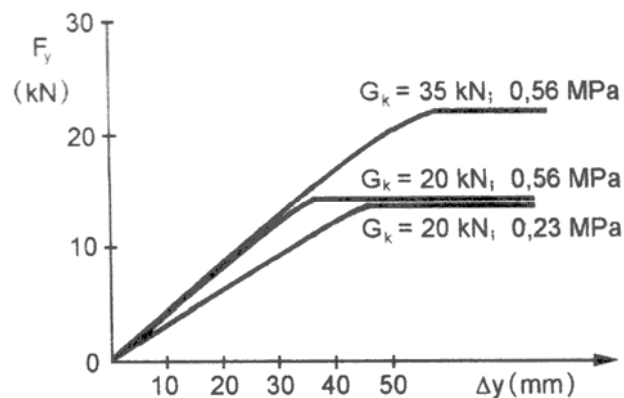
Obr. 3.3 Obvodová deformační charakteristika pneumatiky

- *Boční pružnost*

Vlivem zatížení kola boční silou F_Y dojde vlivem boční pružnosti k posunutí středu kola o hodnotu Δy (Obr. 3.4). Deformační charakteristika pneumatiky je přibližně lineární (Obr. 3.5). Směrnice představuje boční tuhost pneumatiky c_Y . Ta závisí na konstrukci pneumatiky a na huštění. Boční pružnost je nežádoucí, protože značně zhoršuje směrovou stabilitu a říditelnost vozidla.



Obr. 3.4 Boční pružnost pneumatiky



Obr. 3.5 Boční deformační charakteristika pneumatiky

2.3.2. *Pneumatika pod vlivem boční síly*

V určitých případech jako je pohyb po zakřivené dráze nebo jízda v bočním větru působí na pneumatiky boční síly. Tyto síly společně s boční pružností pneumatiky mají za následek vznik boční deformace složené z deformace kostry a běhounu. Deformací kostry je zasažen

větší obvod, než-li obvod, který odpovídá délce styčné plochy pneumatiky s vozovkou. Hodnota středového úhlu deformace je cca 150°. Deformace není rovnoměrně rozložena, její maximální hodnota je posunuta za střed styčné plochy (Obr. 3.6).

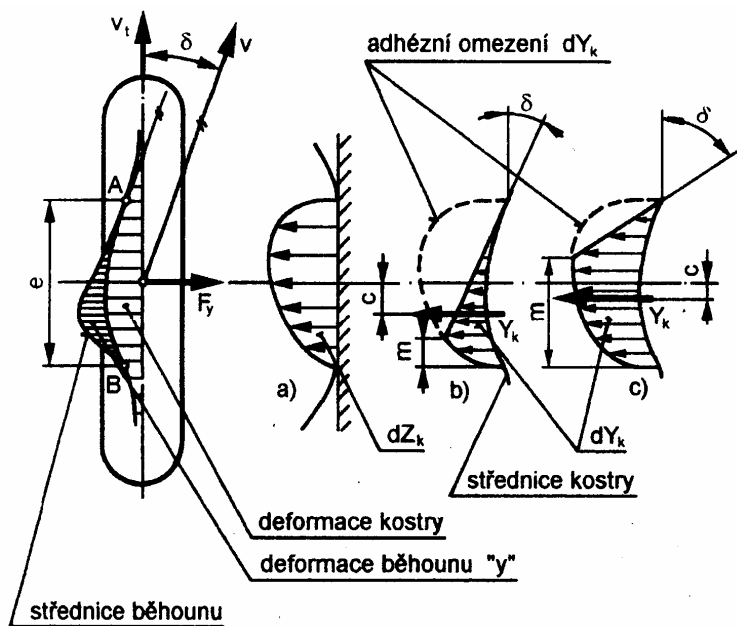
Odvalující se běhoun pneumatiky nabíhá do styku s vozovkou v nedoformovaném stavu vůči kostře, zatímco kostra je již dle výše uvedených skutečností deformovaná. Běhoun je od tohoto místa dále deformován s průběhem ilustrovaném na obr. 3.6. Deformace běhounu vůči kostře nastává pouze v dotykové ploše. Mimo ní opět prudce klesá na nulovou hodnotu.

Důsledkem obou deformačních složek je, že se pneumatika nepohybuje ve směru podélné osy nezátíženého kola. Skutečný směr pohybu kola je od teoretického směru odkloněn o tzv. úhel směrové úchyly δ (Obr. 3.6).

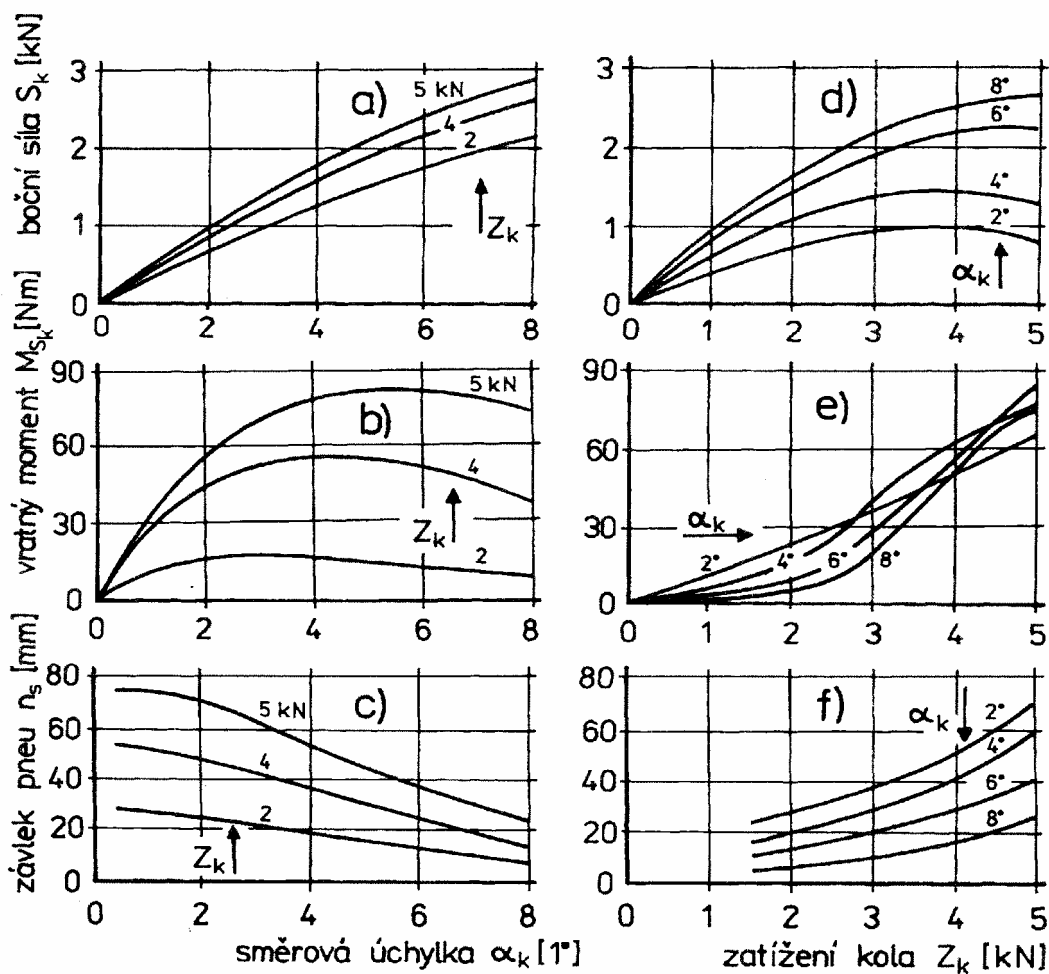
Deformacím běhounu jsou úměrné elementární boční síly dY . Tyto síly nemohou překročit mez soudržnosti pneumatiky s vozovkou. Jsou závislé na odpovídajících elementárních radiálních reakcích ve stopě pneumatiky dZ_K , jejichž průběh (Obr. 3.6a), je úměrný rozložení tlaku ve stopě. Čerchovanou čarou je znázorněna mez soudržnosti pneumatiky s vozovkou. Elementární síly, které dosahují této meze soudržnosti způsobují boční pohyb elementů po vozovce a jsou zahrnuty v obrázku do oblasti m . Jelikož největší deformace a tudíž i elementární boční reakce jsou na zadní straně dotykové plochy, výslednice těchto sil Y_K neprochází středem dotykové plochy. Je posunuta směrem dozadu o tzv. pneumatický závlek c , což má za následek vznik natáčecího, resp. vratného momentu M_Z . Tento moment se snaží natočit kolo do skutečného směru pohybu a tím také snížit úhel směrové úchyly.

$$M_Z = Y_K \cdot c \quad (3-1)$$

Závislost vratného momentu a boční síly na úhlu směrové úchyly vynesena do diagramu tvoří tzv. směrovou charakteristiku pneumatiky (Obr. 3.7). Je získávána na základě experimentů na pojízdných dynamometrech nebo válcových stavech.



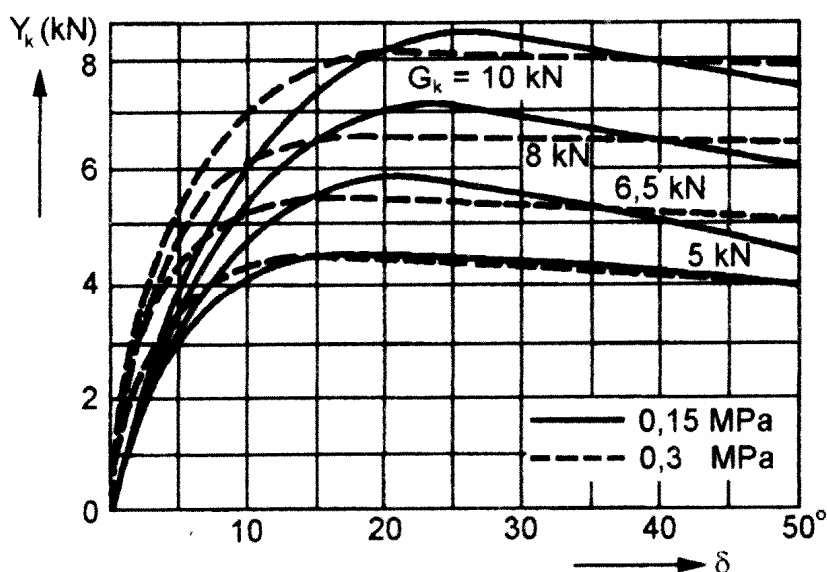
Obr. 3.6 Pneumatika pod vlivem boční síly



Obr. 3.7 Směrové charakteristiky pneumatiky

Na směrové vlastnosti má vliv zejména konstrukce, rozměry a tlak huštění pneumatiky, obvodová rychlost, radiální a boční zatížení pneumatiky. Úhel směrové úchyly se se zvětšujícím radiálním i bočním zatížením zvětšuje. Růst tlaku vzduchu v pneumatice má za následek zvýšení boční tuhosti pneumatiky a snížení úhlu směrové úchyly. V praxi by tento úhel neměl přesahovat 8° . Pro tento rozsah lze přijmout lineární průběh závislosti úhlu směrové úchyly na velikosti boční síly. Směrnice této závislosti se nazývá směrová tuhost pneumatiky k .

$$Y_k = k \cdot \delta \quad (3-2)$$

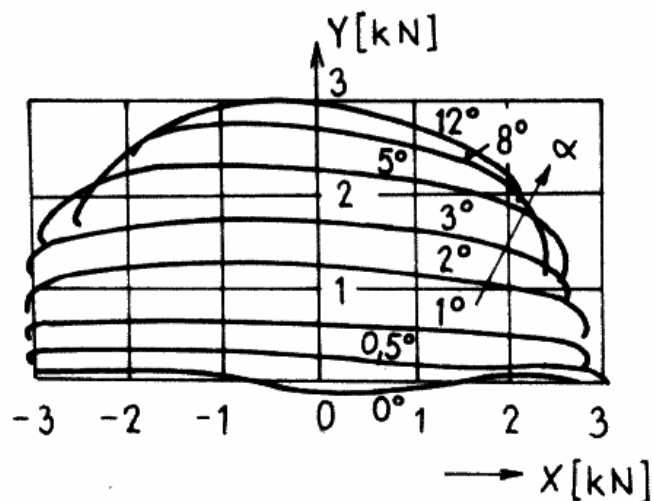


Obr. 3.8 Závislost boční síly na úhlu směrové úchyly

2.3.3. *Současný přenos boční a obvodové síly*

Pneumatika se pohybuje jak se skluzem s , tak s úhlem směrové úchyly δ . Při odvalování kola zatíženého obvodovou silou dochází k podélné smykové deformaci běhounu s odpovídajícími elementárními podélnými silami dF_X a skluzem s . Při současném valení pneumatiky pod úhlem směrové úchyly δ dochází vlivem příčných deformací běhounu rovněž ke vzniku elementárních bočních sil dF_Y . S limitní hodnotou soudržnosti se pak srovnává výsledná elementární tečná síla dF_T získaná vektorovým součtem dF_X a dF_Y . Je zřejmé, že při tomto současném přenosu obvodových i bočních sil bude dříve dosaženo limitní hodnoty soudržnosti pneumatiky s vozovkou.¹²

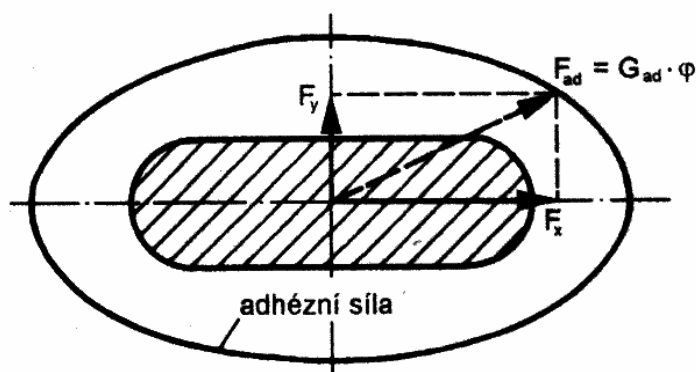
¹² Svoboda: *Teorie dopravních prostředků*, s. 113



Obr. 3.9 Experimentálně získané křivky znázorňující maximální využitelnou tečnou sílu

Obálka křivek (Obr. 3.9) představuje množinu bodů vektorů využitelné tečné síly v dotykové ploše. Za předpokladu nezávislosti součinitele soudržnosti na směru rychlosti smýkání by byla mez soudržnosti zobrazena tzv. Kammovou kružnicí. Je ovšem dokázáno, že součinitel boční soudržnosti je nižší než součinitel soudržnosti podélné.¹³ Ačkoliv je zřejmé, že i pro úplný hnací nebo brzdný skluz je pneumatika schopna do určité míry vést vozidlo, přijímá se oválnou závislost velikosti adhezního omezení¹⁴ (Obr. 3.10).

$$\sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \leq F_{AD} = Z_K \cdot \mu \quad (3-3)$$



Obr. 3.10 Současný přenos boční a obvodové síly

¹³ Svoboda: *Teorie dopravních prostředků*, s. 113

¹⁴ Tesař: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, s.45

2.4. Stabilita vozidla

Vozidlo charakterizuje omezená odolnost na rušivé vlivy, proto řidič musí přizpůsobit jízdu tak, aby nedošlo ke vzniku či překročení kritických hodnot rušivých sil. Příliš vysoká rychlost, prudká změna směru jízdy, ostré brzdění nebo akcelerace jsou hlavními původci nekontrolovatelného pohybu vozidla. Ztráta kontroly nad vozidlem je nejčastějším důvodem většiny dopravních nehod.

Stabilitou obecně se rozumí rovnovážný stav vozidla, při němž po porušení rovnováhy vozidla vyvolaném rušivým vlivem se vozidlo vrací do původního stavu. Stabilita má podstatný vliv na bezpečnost provozu a průjezdnost vozidla.

Stabilitu lze z hlediska možných druhů vychylování vozidla z rovnovážného stavu rozčlenit na :

1. stabilita příčná
2. stabilita podélná
3. stabilita směrová

2.4.1. Stabilita směrová

Je to schopnost vozidla samovolně udržovat původní směr jízdy při jeho náhlém vychýlení z přímého směru jízdy. Vychýlení je důsledkem působení setrvačných a odstředivých sil. Ty vznikají při působení rušivých vlivů na vozidlo vyvolaných nerovnostmi a sklonem vozovky nebo prouděním vzduchu. Na kolech vznikají boční síly. Kola se odvalují pod úhlem směrové úchyly.

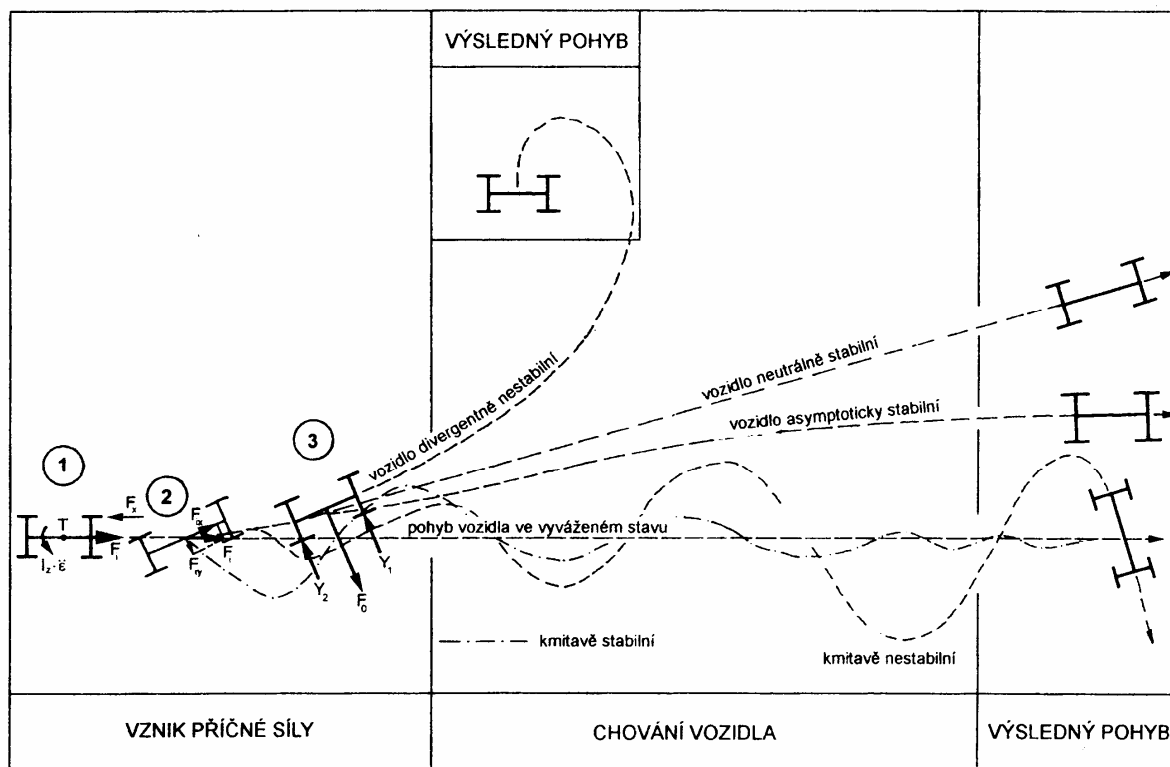
Vozidlo má tendenci samovolně zatáčet po dráze, jehož okamžitý poloměr křivosti zjistíme z rovnice (4-1)¹⁵.

$$R = \frac{l_0}{\delta_2 - \delta_1} \quad (4-1)$$

l_0 – rozvor náprav, δ_1 , δ_2 – směrové úchyly kol přední a zadní nápravy

¹⁵ Šilka: *Teoria ruchu samochodu*, s. 181

Vozidla z hlediska směrové stability se dělí na směrově stabilní, neutrální a nestabilní (Obr. 4.1).



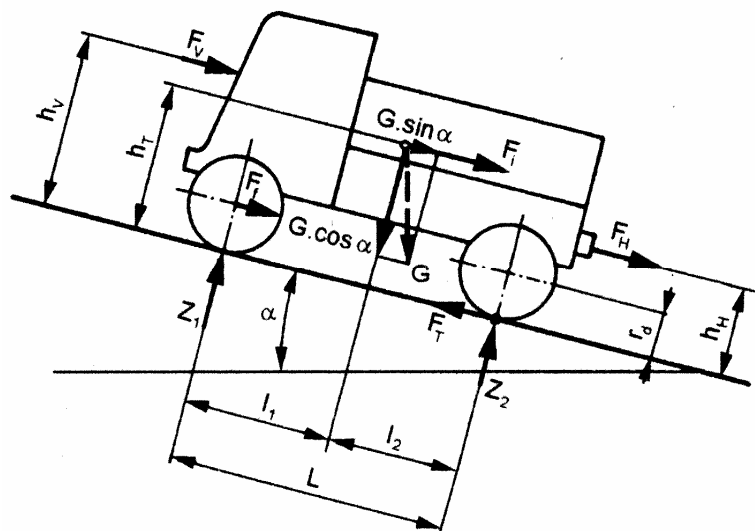
Obr. 4.1 Směrová stabilita vozidla

Požadované jízdní vlastnosti z hlediska směrové stability lze dosáhnout vhodnou volbou polohy těžiště, polohy aerodynamického středu, volbou pneumatik a tuhosti řízení. Těžiště by mělo ležet před neutrálním bodem, popř. v něm. Aerodynamický střed by měl ležet za neutrálním bodem vozidla. Tuhost by měla být co nejmenší, ovšem s ohledem na eventualitu nežádoucího rozkmitání kol. Při montáži různých pneumatik na vozidlo by měla být zadní náprava osazena pneumatikami s lepším bočním vedením.

2.4.2. Stabilita podélná

Je vyšetřován pohyb vozidla ve směru osy (x) a kolem osy (y). Jde o případy smyku nebo převrácení vozidla vlivem jízdních odporů. Účinkem sil působících na vozidlo jedoucí na podélném svahu může dojít k prokluzu kol při akceleraci vozidla, ke sklouznutí vozidla, k zastavení z důvodu prokluzu kol, k převrácení vozidla nebo ke ztrátě říditelnosti (Obr. 4.2)¹⁶.

¹⁶ Tesař: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, s. 164



Obr. 4.2 Síly působící na vozidlo jedoucí na podélném svahu

2.4.3. Stabilita příčná

Vyšetřuje pohyb vozidla kolem podélné osy a ve směru příčné osy vozidla z hlediska příčného smyku nebo převrácení vozidla. Tyto krajní případy mohou nastat při průjezdu vozidla zatáčkou nebo na bočním svahu. Této problematice je věnována samostatná kapitola.

2.5. Příčná stabilita v zatáčce

K porušení příčné stability může dojít vlivem odstředivé síly při jízdě vozidla v zatáčce nebo při jízdě na bočním svahu. Stabilitu v zatáčce posuzujeme podle možnosti převrácení vozidla nebo z hlediska vzniku bočního smyku.

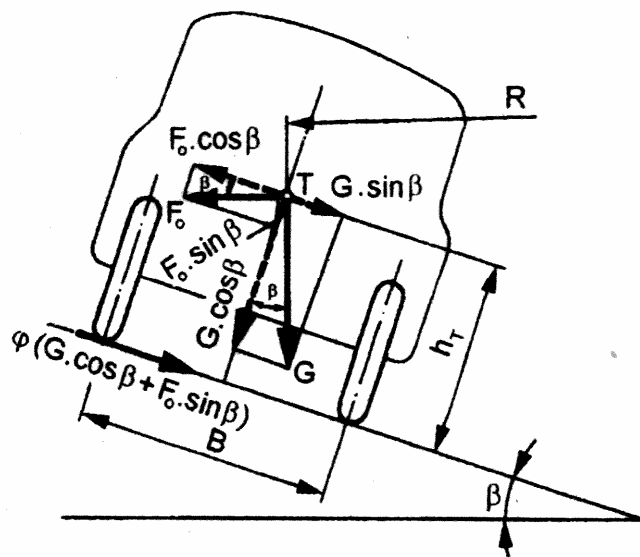
2.5.1. Stabilita v zatáčce

Při jízdě v zatáčce vzniká v těžišti vozidla odstředivá síla F_o , která se snaží porušit příčnou stabilitu vozidla. Tato síla F_o má stejné působíště jako tíha vozidla G ¹⁷ (Obr. 5.1).

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (5-1)$$

m – hmotnost vozidla, v – aktuální rychlost, R – poloměr oblouku

¹⁷ Tesař: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, s. 160. Působíště odstředivé síly F_o a tíhy vozidla G je v těžišti vozidla T . Obě síly lze rozložit do složek kolmých k vozovce a rovnoběžných s vozovkou.



Obr. 5.1 Síly působící na vozidlo v klopené zatáčce

Při dosažení kritické hodnoty odstředivé síly dojde ke ztrátě příčné stability. V závislosti na konstrukci vozidla¹⁸ a parametrech zatáčky¹⁹ může dojít k převrácení vozidla nebo k bočnímu smyku.

2.5.1.1. Stabilita v zatáčce z hlediska bočního smyku vozidla

Aby byla zachována příčná stabilita z hlediska smyku vozidla, musí být splněna podmínka:

$$\sum F_Y \leq F_{ADY} \quad (5-2)$$

Součet všech příčných sil působících na vozidlo musí být menší než adhezní síla v příčném směru. Při překročení této adhezní síly dojde ke smyku vozidla. V praxi zřídka dochází k současnému smyku všech náprav. Obvykle dojde dříve ke smyku jedné nápravy v důsledku rozdílnosti adhezních schopností jednotlivých náprav²⁰.

¹⁸ Vlastnosti pneumatik, poloha těžiště

¹⁹ Geometrické rozměry zatáčky, vlastnosti povrchu vozovky, podmínky ve stopě

²⁰ Rozdílná velikost je zapříčiněna rozdílností stavu pneumatik a radiálních reakcí

Při uvažování pohybu vozidla stálou rychlostí, kdy z příčných sil působí na vozidlo pouze odstředivá síla s odpovídajícími reakcemi, a kdy poloměr oblouku je natolik velký, že boční síly působí kolmo k podélné ose symetrie vozidla, lze vyjádřit (5-3):

$$a_d = \frac{v^2}{g \cdot R} \leq \mu \quad (5-3)$$

a_d – dostředivé zrychlení, v - aktuální rychlost vozidla, R – poloměr oblouku

Z výše uvedeného vztahu (5-3)²¹ lze vyjádřit minimální poloměr zatáčky (5-4) nebo maximální rychlost vozidla ve směrovém oblouku (5-5).

$$R_{SMIN} = \frac{v^2}{\mu \cdot g} \quad (5-4)$$

$$v_{SMAX} = \sqrt{\mu \cdot g \cdot R} \quad (5-5)$$

Při uvažování současného přenosu obvodových i příčných sil je schopnost bočně vést vozidlo značně rozdílná. Náchylnost ke smyku je větší. Náprava je schopna přenést boční sílu (5-6):

$$Y_{1,2} = \sqrt{(Z_{1,2} \cdot \mu)^2 - X_{T,B}^2} \quad (5-6)$$

Je tedy možno k bočnímu vedení vozidla využít jen část adheze dle vztahu (5-7).

$$Y_{1,2} = Z_{1,2} \cdot \mu' \quad (5-7)$$

...kde

$$\mu' = \sqrt{\mu^2 - \left(\frac{X_{T,B}}{Z_{1,2}}\right)^2} \quad (5-8)$$

Překročení kritické hodnoty dostředivého zrychlení vede ke ztrátě směrové stability. Jelikož jsou radiální a tečná zatížení náprav různá, jsou také různé kritické hodnoty

²¹ Šilka: *Teoria ruchu samochodu*, s. 176

relativního dostředivého zrychlení. Průběh nestability závisí na tom, která náprava překročí adhezní schopnosti.

Podmínky zachování adheze pro nápravy :

$$\text{Přední} \quad a_{d1} < \mu \cdot \left[\cos \alpha \sqrt{1 - \left(\frac{X_1}{\mu \cdot G_1} \right)^2} + \frac{X_1 \cdot \sin \alpha}{\mu \cdot G_1} \right] \quad (5-9)^{22}$$

$$\text{Zadní} \quad a_{d2} < \mu \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{X_2}{\mu \cdot G_2} \right)^2} \quad (5-10)^{23}$$

Kde: G_1, G_2 – tíhové síly připadající na jednotlivé nápravy
 α - výsledný úhel natočení kol řídicí nápravy

Jelikož se zatáčky s výhodou konstruuji s příčným sklonem, který vozidlu dovoluje projíždět zatáčkou vyšší rychlostí, je nutno dříve uvedený vztah pro mezní rychlost, resp. mezní poloměr zatáčky poupravit:

$$V_{SMAX} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\mu + \tan \beta)}{1 - \mu \tan \beta}} \quad (5-11)$$

$$R_{SMIN} = \frac{v^2 \cdot (1 - \mu \cdot \tan \beta)}{g \cdot (\mu + \tan \beta)} \quad (5-12)$$

...kde β - úhel příčného sklonu vozovky

2.5.1.2. Stabilita v zatáčce z hlediska převrácení vozidla

Pro zachování stability z hlediska převrácení vozidla v zatáčce musí být splněna podmínka:

²² Siłka: *Teoria ruchu samochodu*, s. 207. Uvedený vztah platí pro vozidlo s přední řídicí a oběmi poháněnými nápravami

²³ Siłka: *Teoria ruchu samochodu*, s. 207. Uvedený vztah platí pro vozidlo s přední řídicí a oběmi poháněnými nápravami

$$M_{ST} \geq M_{P\check{R}} \quad (5-13)$$

M_{ST} – stabilizační moment, $M_{P\check{R}}$ – překlápěcí moment

Vlivem odstředivé síly F_O může tedy dojít při malých sklonech vozovky k převrácení vozidla ze zatáčky. Po dosazení do výše uvedené podmínky lze tento případ matematicky formulovat:

$$\frac{B}{2} \cdot (G \cdot \cos \beta + F_O \cdot \sin \beta) \geq h_T \cdot (F_O \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta) \quad (5-14)$$

...kde h_T – výška těžiště
 β - úhel příčného sklonu vozovky
 B - rozchod kol

Z této podmínky lze snadno vyjádřit maximální přípustnou rychlost, kterou vozidlo může projet zatáčkou o daných parametrech:

$$V_{PMAX} \leq \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\frac{B}{2} + h_T \cdot \tan \beta \right)}{h_T - \frac{B}{2} \cdot \tan \beta}} \quad (5-15)$$

Převrácení vozidla se považuje za případ mnohem nebezpečnější než eventualita bočního smyku. Pro zkušeného řidiče je snazší zvládnutí situace, kdy vozidlo ztrácí adhezni schopnosti, než když se začíná převracet. Na základě tohoto faktu se vozidla pokud možno konstruují tak, aby v zatáčce dříve došlo ke smyku vozidla. Tato podmínka plyne z nerovnosti²⁴:

$$\mu < \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad (5-16)$$

²⁴ Silka: *Teoria ruchu samochodu*, s. 205. Podmínku nelze dodržet u vozidel s vysoko položeným těžištěm, kterým se vyznačují nákladní a terénní vozidla, autobusy apod.

2.6. Vliv uspořádání karoserie na stabilitu vozidla

Na stabilitu vozidla v zatáčce má významný vliv uspořádání podvozku. Nejvíce se na této skutečnosti podílí umístění hnací nápravy a jev klopení karoserie.

2.6.1. Vliv hnací nápravy

2.6.1.1. Pohon přední nápravy

Při současném přenosu obvodových i bočních sil přední nápravou dojde ke snížení její směrové tuhosti k . Přední náprava je náchylnější k bočnímu smyku. Smyku lze zabránit včasnou koordinací hnací síly. Tu je vhodné snížit při průjezdu zatáčkou na optimální hodnotu, kdy vektorový součet hnací a boční síly nepřekračuje velikost adhezní síly nápravy. Kola se budou odvalovat s relativně velkými úhly směrových úchylek. Zvětší se nedotáčivost vozidla.

2.6.1.2. Pohon zadní nápravy

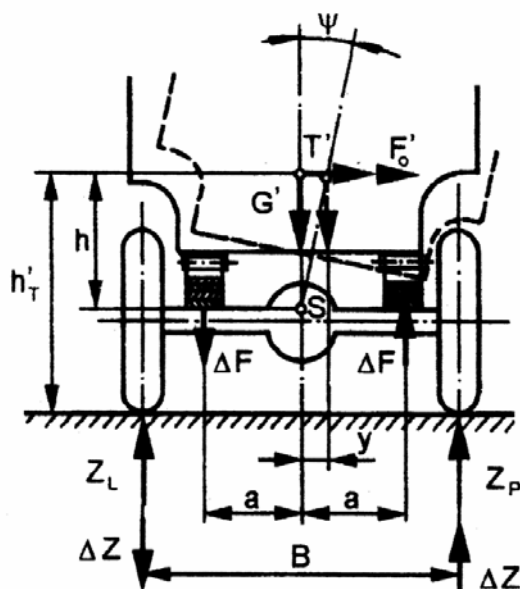
Při pohonu zadní nápravy rovněž dojde ke snížení směrové tuhosti nápravy k . Vozidlo bude přetáčivé. Vektorový součet obvodové a boční síly by neměl překročit mez adhezní síly. Smyku lze zabránit ubráním plynu při průjezdu zatáčkou nejlépe na nulovou hodnotu, kdy lze veškerou adhezní sílu spotřebovat na boční vedení vozidla.

2.6.1.3. Pohon všech kol

V případě, že je zařazen do hnacího ústrojí vozidla s pohonem obou náprav mezinápravový diferenciál, je umožněno rovnoměrné rozdělení hnací síly na nápravy. Tím lze získat dostatek adhezní síly k bočnímu vedení vozidla všech kol. Vozidlo se při průjezdu chová mnohem stabilněji, než v případě pohonu jediné nápravy.

2.6.2. Vliv klopení karoserie

Vlivem odstředivé síly dochází ke klopení karoserie (Obr. 6.1) a tudíž i k posunu těžiště vozidla. Tento jev má za následek pokles stabilizačního momentu M_{ST} , který úzce souvisí s příčnou stabilitou vozidla v zatáčce.



Obr. 6.1 Klopení karoserie vlivem odstředivé síly

2.7. Brzdění v zatáčce

Jak je již známo²⁵, nemá-li dojít ke smyku kola, nesmí geometrický součet obvodové a boční síly překročit hodnotu mezní přilnavosti. Bude-li brzdná síla na kole rovna maximální přenositelné síle, pak boční síla bude nulová a kolo tudíž nebude bočně vedeno.

V případě, že je při brzdění překročena mezní hodnota součinitele adheze, dojde ke zmiňovanému smyku kol. Síly, které působí při brzdění vozidla se zablockovanými koly, jsou znázorněny na obrázku 7.1.

2.7.1. Blokování kol zadní nápravy

V případě, že na zadních kolech již došlo k překročení mezní hodnoty, ale přední kola²⁶ se můžou otáčet a tímto nadále bočně vozidlo vedou, dochází ke vzniku silové dvojice. Jednou silou z této dvojice je boční složka setrvačné síly O_{YA} . Ta je přenášena boční silou na

²⁵ Viz kapitola 2.3.3. *Současný přenos boční a obvodové síly*

²⁶ Uvažujeme vozidlo s přední řídicí nápravou

předních kolech F_{Y1} . Tato silová dvojice (7-1) má za účinek tendenci natáčet vozidlo kolem svislé osy se současným nárůstem úhlu α . Vozidlo se stává nestabilní²⁷ (Obr. 7.1a).

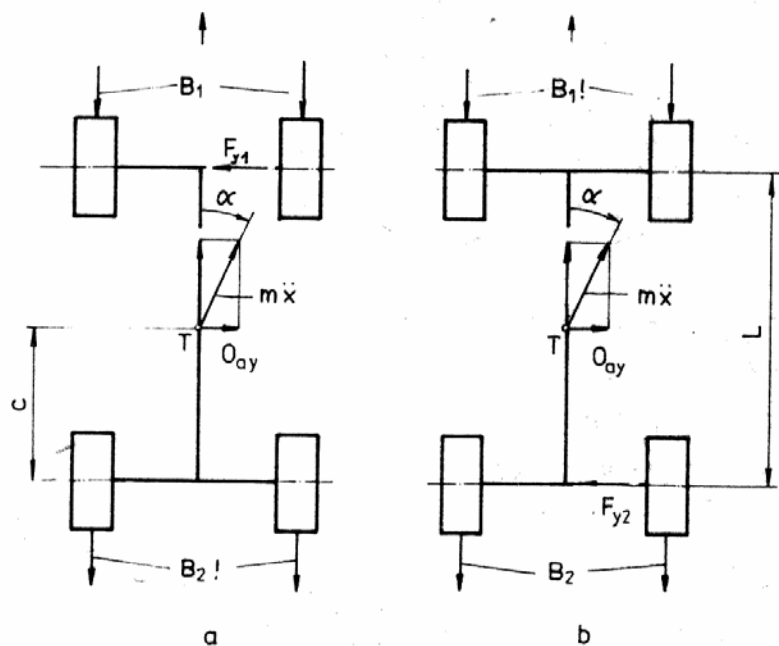
$$O_{AY} \cdot (L - c) = F_{Y1} \cdot (L - c) \quad (7-1)$$

2.7.2. *Blokování kol přední nápravy*

V případě zablokování kol přední nápravy při brzdění v zatáčce vzniká taktéž moment (7-2), který má ovšem tendenci zpřimovat trajektorii pohybu vozidla, resp. zmenšovat úhel α (Obr. 7.1b)

$$O_{AY} \cdot (L - c) = F_{Y2} \cdot (L - c) \quad (7-2)$$

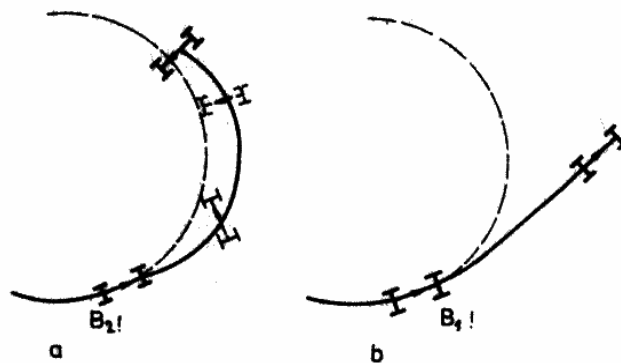
Na obr. 7.2 je znázorněna dráha vozidla při brzdění vozidla v zatáčce pro uvažované případy blokování kol²⁸.



Obr. 7.1 Síly působící na vozidlo při brzdění s blokováním kol a) zadní nápravy, b) přední nápravy

²⁷ Čáp, Freibauer, Hlavňa : *Teorie vozidel*, s. 237. Vozidlo je nestabilní, jelikož okamžitá směrová tuhost zadní nápravy je v tomto případě nulová.

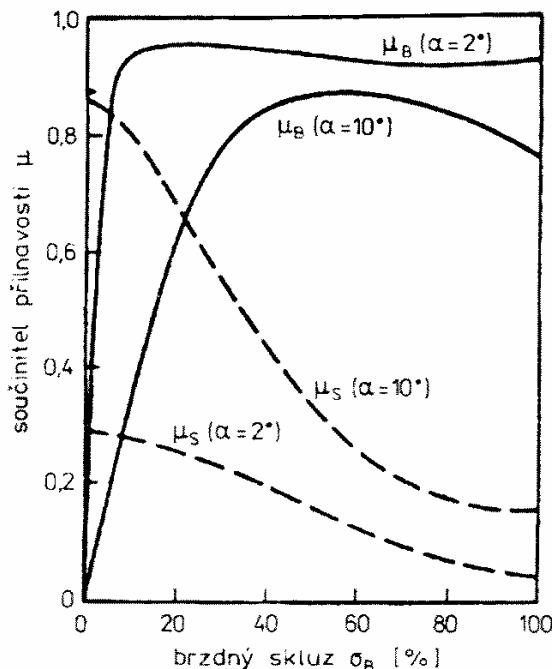
²⁸ Čáp, Freibauer, Hlavňa : *Teorie vozidel*, s. 238.



Obr. 7.2 Dráha vozidla při brzdění v zatáčce se zablokovanými koly a) zadní nápravy, b) přední nápravy

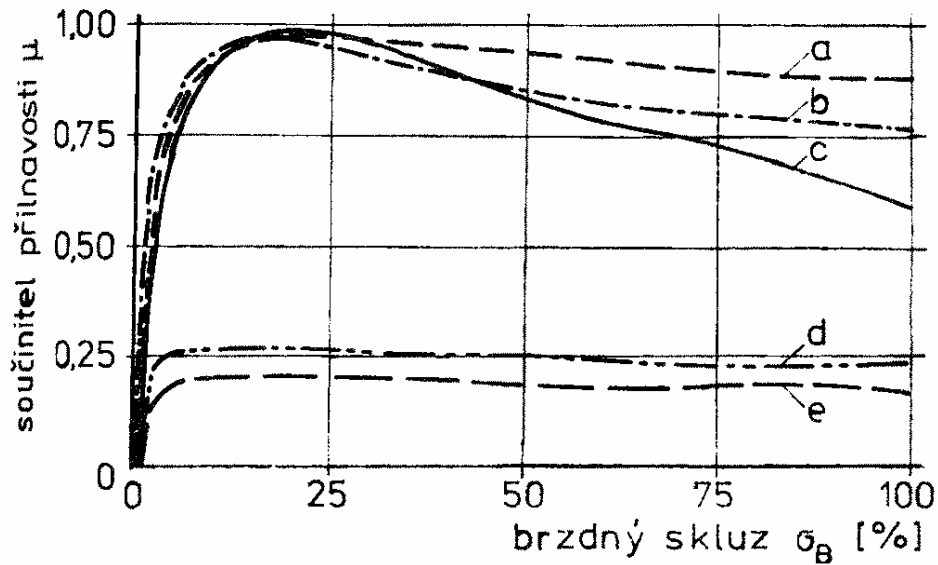
2.7.3. Brzdění vozidla s ABS²⁹ v zatáčce

Je známo, že čím je větší brzdný skluz, tím nižší je schopnost kola přenášet boční síly nutné k vedení vozidla po zakřivené trajektorii. Pro získání co neoptimálnějšího přenosu sil byly vyvinuty protiblokovací systémy ABS. Ty dovolují současný přenos brzdných i bočních sil v nevhodnějším poměru. Úkolem ABS je tedy regulace brzdného tlaku za účelem udržování brzdného skluzu v oblasti maxima křivky $\mu = f(\sigma_B)$; (Obr. 7.3).



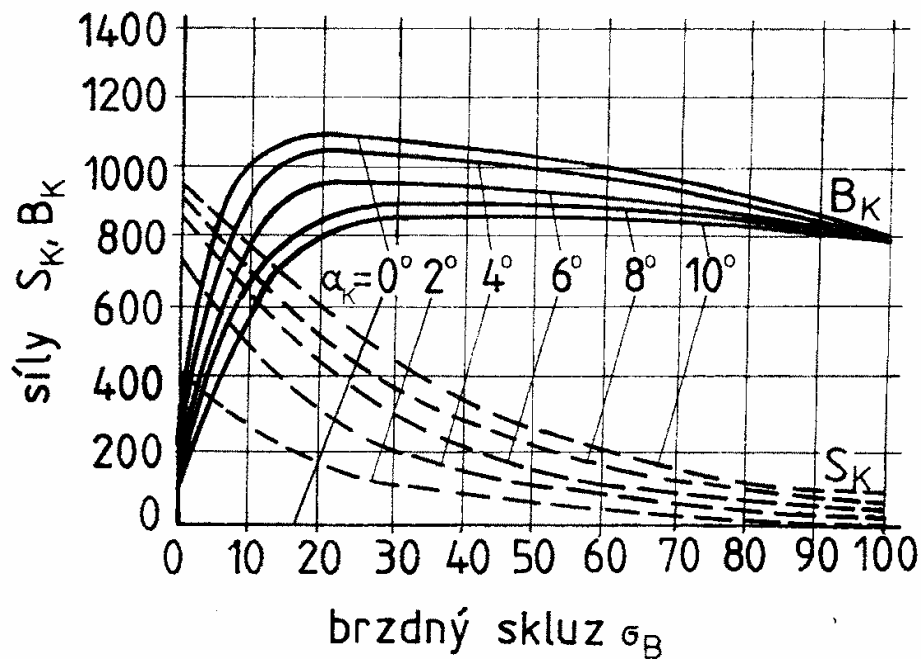
Obr. 7.3 Závislost součinitele adheze pro brzdovou sílu μ_B a boční sílu μ_S na velikosti skluzu S_B pro různou velikost úhlu směrové úchylny α

²⁹ ABS – „Antilock Break System“, protiblokovací systém vyvinutý v roce 1970 (Mercedes)



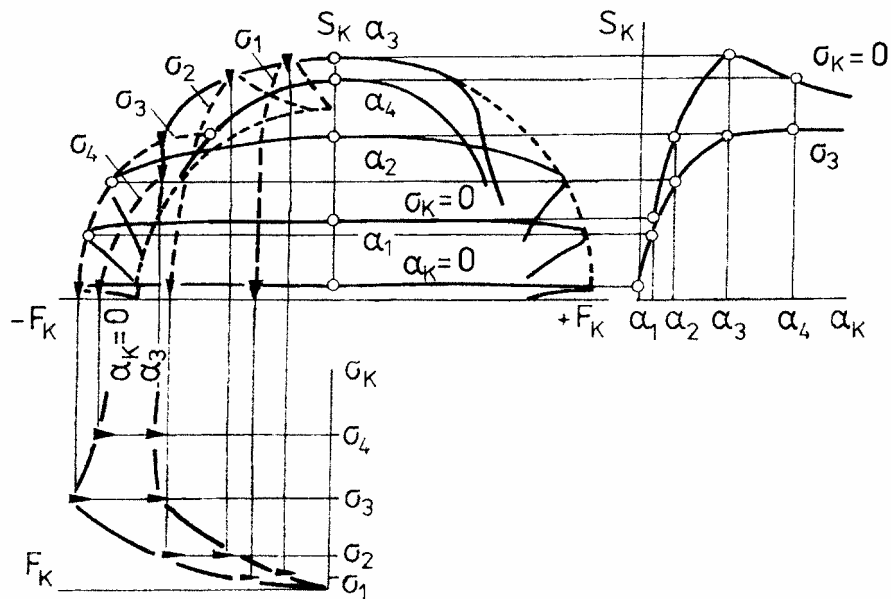
Obr. 7.4 Závislost součinitele přilnavosti na brzděném skluzu pro různé povrchy vozovky (a - suchý beton, b - suchý asfalt, c - mokrý beton, d - uježděný sníh, e - hladký led)

Z obr. 7.4 je patrné, že součinitel valivé přilnavosti a součinitel skluzové přilnavosti se na uježděném sněhu nebo ledu téměř vůbec neliší. Závislost brzděné a boční síly na brzděném skluzu a úhlu směrové úchyly znázorňuje obr. 7.5.



Obr. 7.5 Součinitel přilnavosti v závislosti na brzděném skluzu a na úhlu směrové úchyly pneumatiky. Suchý beton, pneu 185HR14, $v = 50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $Z_K = 5000 \text{ N}$, $p = 2,3 \text{ bar}$

Součinitel přílnavosti v bočním směru, který vyjadřuje boční vodící vlastnosti pneumatiky klesá s rostoucím skluzem (Obr. 7.6).



Obr. 7.6 Závislost mezi boční vodící silou , podélnou silou, úhlem směrové úchytky a skluzem

System ABS musí mít adaptivní schopnosti, aby se přizpůsobil na různé vlastnosti pneumatik a vozovek.

3. ZPRACOVÁNÍ PROGRAMU PRO HODNOCENÍ STABILITY VOZIDLA VE SMĚROVÉM OBLOUKU

Vlastní výpočetní program je vytvořen pro analýzu průjezdu vozidla všemi druhy směrových oblouků z hlediska porušení příčné stability se zřetelem na potenciální vznik bočního smyku vozidla. Program slouží k výpočtu **mezní rychlosti vozidla** $v_M [m \cdot s^{-1}]$; $V_M [km \cdot h^{-1}]$ a **brzdné dráhy vozidla ve směrovém oblouku při brzdění na mezi adheze** $S_B [m]$; $S_{BR} [m]$ ze zadaných vstupních hodnot.

3.1. Vstupní parametry programu

Od uživatele programu se očekávají následující vstupní veličiny:

3.1.1. *Poloměr křivosti směrového oblouku R* ³⁰

Je vyžadována kladná hodnota poloměru R . Pro rovinný úsek se kolonka ponechá prázdná, popř. se zadá hodnota „0“. Zadané hodnoty by se měly pohybovat v rozumných mezích např. bližší specifikovaných na základě Tab. 3.2

3.1.2. *Podélný sklon vozovky S_α, α*

Vyžaduje se hodnota podélného sklonu vozovky. Lze zadávat hodnoty sklonu ve stupních $\alpha [^\circ]$ i v procentech $S_\alpha [\%]$. Při zápisu je třeba dbát na zohlednění jedné z variant v rozbalovacím menu. Automaticky dojde k výpočtu $S_\alpha [\%]$ a $\alpha [^\circ]$, jejichž výsledky jsou vyobrazeny v tabulce. Očekávají se rozumné hodnoty podélného sklonu. Normalizované hodnoty maximálního podélného sklonu základních návrhových kategorií silnic a dálnic jsou pro názornost uvedeny v Tab. 3.1³¹. Pro sklon představující pro vozidlo stoupání ve směru

³⁰ Viz kapitola 2.1.3. *Vozovka*

³¹ Pro překročení hodnot S_α při návrhu je zapotřebí souhlas ústředního orgánu ve věcech dopravy.

jízdy se zadávají hodnoty kladné, v opačném případě³² záporné. Při nulových hodnotách podélného sklonu se kolonka ponechá prázdná, popř. se doplní hodnota „0“.

Tab. 3.1 Návrhové rychlosti podle druhu území a největší dovolené podélné sklony s základních návrhových kategorií silnic a dálnic

Kategoriální typ silnice nebo dálnice	Návrhová rychlost v km.h ⁻¹ pro území			
	rovin. nebo mírně zvlňené	pahorkovité	horské	
	Podélný sklon <i>s</i> v %			
D 33,5 D 27,5	120	120	100	80
	3	4	4,5	4,5
R 33,5 R 27,5 R 25,5	120	100	80	
	3,5	4,5	5	
S 24,5	100	80	70	
	3,5	4,5 (6)	6	
S 20,75	90	80	70	
	4	4,5 (6)	6	
S 11,5	90	80	70	
	4,5	6	7,5	
S 9,5	80	70	60	
	4,5	6	8	
S 7,5	70	60	50	
	4,5	7	9	
S 6,5	60	60	50	
	7	8	9	
S 4,0	40	40	30	
	10	11	12	

³² Má se na mysli případ, kdy podélný sklon vozovky představuje pro vozidlo klesání ve směru jízdy.

3.1.3. Příčný sklon vozovky S_β, β

Požaduje se hodnota příčného sklonu vozovky ve stupních β [°] nebo S_β [%] v procentech. Variantu se zohledňuje v rozbalovacím menu u zadávací kolonky. Rovněž dojde k automatickému výpočtu obou veličin S_β [%] i β [°], jejichž výsledky jsou vypsány v tabulce. Zadávají se hodnoty kladné v případě sklonu vozovky do středu křivosti vozovky. V opačném případě, tj. při sklonu ze zatáčky, se vkládají hodnoty záporné. Při nulových hodnotách příčného sklonu se kolonka ponechá prázdná, popř. se doplní hodnota „0“. V Tab. 3.2 jsou pro názornost uvedeny hodnoty minimálních poloměrů zatáčky ve vztahu k návrhové rychlosti a dostřednému sklonu vozovky.

Tab. 3.2 Nejmenší dovolené poloměry směrových oblouků ve vztahu k návrhové rychlosti a dostřednému sklonu

Návrhová rychlost km.h ⁻¹	Poloměr kružnicového oblouku v m									
	při dostředném sklonu vozovky v %									
	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
130	2450	2050	1750	1225	1350	1225	1125	1025	-	-
120	2075	1750	1500	1300	1150	1050	950	850	-	-
110	1750	1450	1250	1100	925	825	800	725	-	-
100	1450	1200	1050	900	800	720	650	600	-	-
90	1200	1000	850	750	650	600	550	500	-	-
80	775	650	550	500	450	400	350	325	-	-
70	600	500	425	375	330	300	270	250	-	-
60	450	375	325	270	240	220	200	180	170	-
50	300	250	220	190	170	150	140	125	120	110
40	200	160	140	120	110	100	90	80	75	70
30	110	90	80	70	60	55	50	45	40	30

3.1.4. Poloměr vertikálního oblouku r

Je očekávána hodnota poloměru vertikálního, resp. výškového oblouku v metrech r [m]. Vertikální oblouk může být konvexního nebo konkávního charakteru. Zadávají se kladné hodnoty. Pro výškový oblouk konvexního charakteru se v rozbalovacím menu zvolí „údolnicový“, pro oblouk konkávní se volí „vrcholový“. Při uvažování jízdy po rovinné vozovce se kolonka ponechá prázdná, popř. se doplní hodnota „0“. Očekávají se běžné hodnoty výškových poloměrů. Při navrhování komunikací se bere zřetel na nejmenší poloměry³³ konkávních, resp. konvexních oblouků uvedených v Tab. 3.3 a Tab. 3.4.

Tab. 3.3 Nejmenší dovolené poloměry vrcholových výškových oblouků

r_v [m]	Při návrhové rychlosti V_N [km.h ⁻¹]									
	130	120	110	100	90	80	70	60	50	40
pro zastavení	15000	12000	10000	7500	5000	4000	3200	2000	1000	500
pro předjíždění	-	-	-	-	37000	31000	25000	20000	11000	5000

Tab. 3.4 Nejmenší poloměry údolnicových výškových oblouků

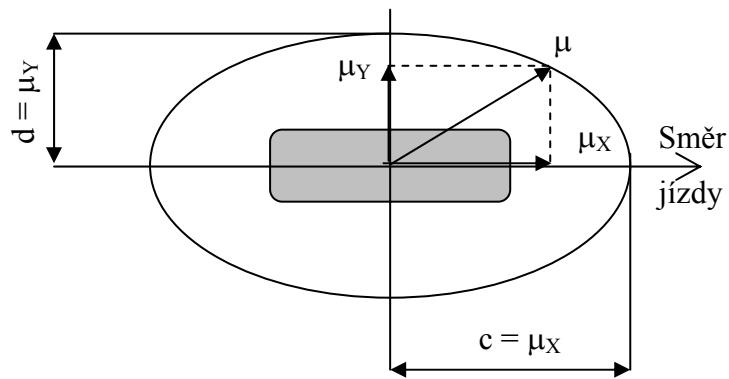
r_u [m]	Při návrhové rychlosti V_N [km.h ⁻¹]									
	130	120	110	100	90	80	70	60	50	40
doporučený	15000	12000	10000	7500	5000	4000	3200	2000	1000	500
dovolený	-	-	-	-	37000	31000	25000	20000	11000	5000

3.1.5. Maximální využitelná adheze v podélném a příčném směru c, d

Je známo³⁴, že maximální součinitel adheze v podélném směru se liší od maximálního součinitele adheze ve směru příčném. Adhezní síla se za daných podmínek rozkládá na podélnou a příčnou složku dle adhezní elipsy. Ta udává maximálně využitelnou součtovou adhezi v požadovaném směru.

³³ Kaun, Lehovec: *Pozemní komunikace 20*, s. 72-73.

³⁴ Svoboda: *Teorie dopravních prostředků*, s. 113



Obr. 8.1 Adhezní elipsa

Hlavní poloosu této elipsy tvoří maximální využitelná adheze v podélném směru. (8-1)

$$\mu_{XMAX} = c \quad (8-1)$$

Vedlejší poloosu elipsy reprezentuje maximální využitelná adheze ve směru příčném. (8-2)

$$\mu_{YMAX} = d \quad (8-2)$$

$$\frac{\mu_X^2}{c^2} + \frac{\mu_Y^2}{d^2} = 1 \quad (8-3)$$

Z rovnice adhezní elipsy (8-3) lze vyjádřit nejvyšší možné využití adheze na brzdění při současném zatáčení (8-4):

$$\mu_X = \frac{c}{d} \cdot \sqrt{d^2 - \mu_Y^2} \quad (8-4)$$

Maximální využitelná adheze v podélném směru c se získá na základě zkoušky, při níž se změří maximální dosažené zpomalení a_{Xmax} . Hodnota c se pak získá ze vztahu (8-5):

$$\mu_{XMAX} = c = \frac{\mu_{Xmax}}{g}, \quad (8-5)$$

Obdobným způsobem se zjistí hodnota maximální využitelné adheze v příčném směru (8-6):

$$\mu_{YMAX} = d = \frac{\mu_{Ymax}}{g} \quad (8-6)$$

Hodnoty c a d lze také odhadnout na základě Tab. 2.2.

3.1.6. *Nájezdová rychlost V_0*

Do kolonky „nájezdová rychlost“ se zadávají hodnoty rychlosti, kterou vozidlo vjíždí do směrového, resp. výškového oblouku. Zadávají se kladné hodnoty V_0 [km.h⁻¹]. Jestliže nájezdová rychlost vozidla je vyšší, než rychlost mezní, je na to uživatel upozorněn textem. Logicky nedojde k výpočtu hodnoty brzdné dráhy. Program do buňky pro hodnotu S_B a S_{BR} zapíše „chyba“.

3.1.7. *Požadovaná rychlost V_X*

Do buňky pro požadovanou rychlost V_X [km.h⁻¹] se zadávají hodnoty rychlosti, které chceme účinkem brzdění dosáhnout. Očekávají se hodnoty nižší³⁵ než hodnoty nájezdové rychlosti. V případě zadání hodnoty vyšší než je hodnota nájezdové rychlosti, je na to uživatel upozorněn textem „požadovaná rychlost je vyšší než nájezdová !!!!!“. Pro výpočet dráhy potřebné k uvedení vozidla do klidu se kolonka ponechá prázdná, resp. se doplní hodnota „0“.

³⁵ V krajních případech lze zadat hodnotu shodnou s nájezdovou rychlostí.

3.1.8. *Reakční doba řidiče, doba prodlevy a náběhu brzdění t_R, t_P, t_A*

Do kolonek se zapisují kladné hodnoty dob t_R [s], t_P [s], t_A [s]. V případě uvažování nulové hodnoty jednotlivého parametru se ponechá kolonka prázdná, popř. se doplní hodnota „0“. U kolonek jsou uvedeny běžná rozmezí hodnot³⁶:

- *pro reakční dobu řidiče t_R [s] :*

dobrá reakce: (0,2 ÷ 0,5)s

normální reakce: 0,8s

pod vlivem alkoholu: 1,7s

- *pro dobu prodlevy brzdění t_P [s] :* (0,05 ÷ 0,15)s

- *pro dobu náběhu brzdění t_A [s] :* (0,03 ÷ 0,15)s

3.2. Výstupní údaje

3.2.1. *Uvažovaný případ na základě zadaných hodnot*

V kolonce se zobrazí slovní formulace uvažovaného případu na základě vstupních hodnot. Možnými výsledky jsou:

- *přímá jízda po rovině*
- *jízda neklopenou zatáčkou ve vodorovné rovině*
- *jízda klopenou zatáčkou ve vodorovné rovině*
- *jízda rovinnou neklopenou zatáčkou ve svahu*
- *jízda rovinnou klopenou zatáčkou ve svahu*
- *přímá jízda po vertikálním vrcholovém oblouku*
- *přímá jízda po vertikálním údolnicovém oblouku*
- *jízda v obecném prostorovém oblouku*
- *neočekávaná chyba*

³⁶ Vlč: *Dynamika motorových vozidel*, s. 120. Pro hodnotu t_R [s] jsou uvedeny hodnoty pro uvažované případy: dobrá reakce řidiče, normální reakce, reakční doba řidiče pod vlivem alkoholu.

V situaci, kdy se hodnoty všech zadaných parametrů zatáčky rovnají „0“, resp. při nezadání těchto hodnot, se vyobrazí první nastíněný případ: „*přímá jízda po rovině*“.

3.2.2. *Mezní rychlost vozidla*

Mezní rychlostí V_M [km.h⁻¹] se rozumí rychlost, při které může dojít k porušení příčné stability z hlediska vzniku bočního smyku. Uvažuje se jízda vozidla konstantní rychlostí. V některých uvažovaných případech směrového a výškového průběhu silniční komunikace nelze tuto rychlost určit, na což je uživatel upozorněn textem. Jedná se o přímou jízdu vozidla po vodorovné rovině, resp. po vertikálním oblouku. Při jízdě vozidla po vertikálním vrcholovém oblouku lze určit mezní rychlost, při které vlivem účinku odstředivé síly F_o klesne hodnota adhezní tíhy G_{AD} na nulovou hodnotu. Za této situace pneumatiky logicky³⁷ nejsou schopny bočně vést vozidlo. V tomto nastíněném případě je uživatel upozorněn významem mezní rychlosti zápisem „*při které se radiální zatížení od tíhy vozidla rovná odstředivé síle.*“.

3.2.3. *Brzdné dráhy vozidla ve směrovém oblouku při brzdění na mezi adheze*

Při výpočtu brzdné dráhy S_B [m] ; S_{BR} [m] se uvažuje dokonalé rozdělení brzdných sil na kola, kdy jsou všechna kola na mezi adheze. Výsledkem je tedy nejmenší dosažitelná dráha potřebná ke snížení rychlosti na požadovanou hodnotu, resp. k zastavení vozidla. Jedním výstupem je čistá brzdná dráha za plného brzdného účinku brzd s ohledem na adhezní schopnosti S_B [m]. Dalším výstupem je brzdná dráha se zohledněním reakční doby řidiče, doby prodlevy brzdění a náběhu brzdění S_{BR} [m]. Za situace, kdy nelze brzdnou dráhu určit, je na to uživatel upozorněn slovní formulací „*chyba*“.

³⁷ Viz (2-8)

3.2.4. *Upozornění, výstrahy, informace*

Uživatelé jsou prostřednictvím slovních formulací sdělována různá upozornění, výstrahy a informace. Pro rozlišení se vyznačují se červenou barvou textu. Konkrétními potenciálními texty jsou:

- „nájezdová rychlost je vyšší než rychlost mezní !!“
- „při které se radiální zatížení od tíhy vozidla rovná odstředivé síle.“
- „neočekávané vstupní hodnoty“
- „požadovaná rychlost je vyšší než nájezdová !!!!!“
- „není brán zřetel na hodnoty příčného sklonu vozovky β !!!“

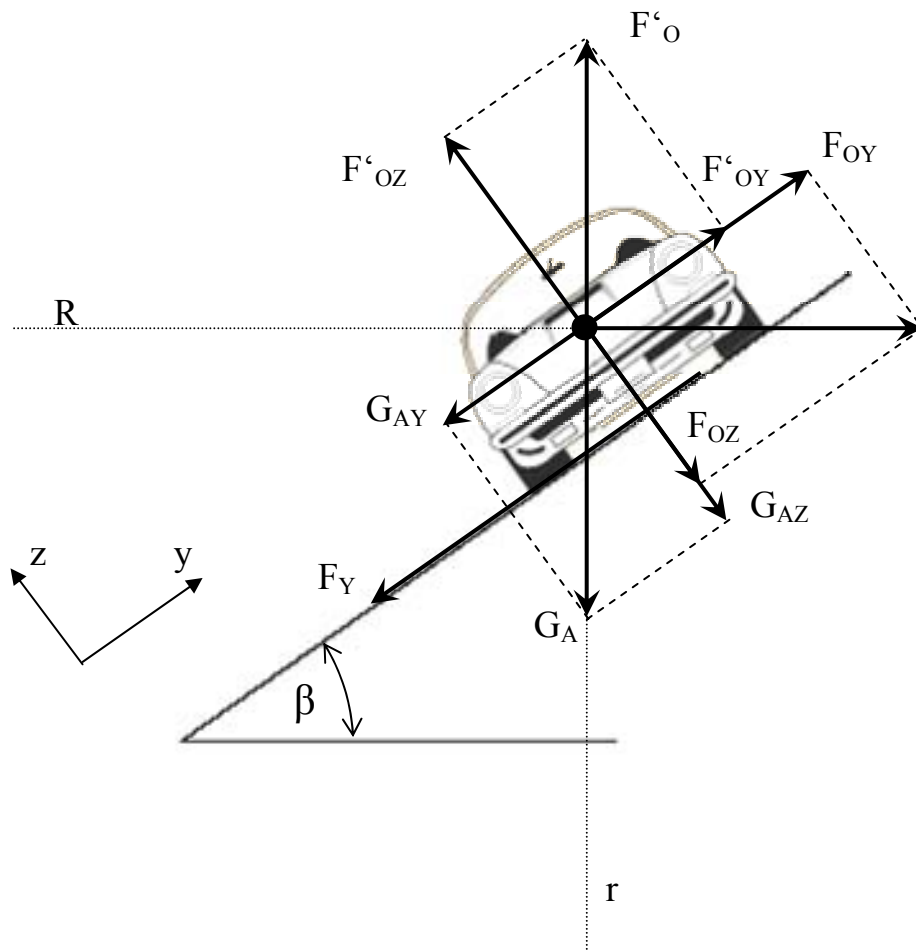
3.3. Vztahy použité k tvorbě programu

3.3.1. *Výchozí vztah*

Pro výpočet brzdné dráhy se vychází ze základního vztahu (9-1)

$$s = s_0 + \int_{v_1}^{v_2} \frac{v \cdot dv}{a} \quad (9-1)$$

Na základě Obr. 8.2 se z rovnováhy příčných sil určí příčnou sílu působící na styku pneumatik s vozovkou. Z ní lze odvodit velikost využitelného součinitele adheze v příčném směru μ_Y . Po odvození vztahu z rovnice adhezní elipsy a dosazení hodnoty μ_Y lze získat okamžitou hodnotu využitelného zpomalení v podélném směru a_X . Z něho po dosazení do výše uvedeného základního vztahu lze po integraci získat vztah pro brzdnu dráhu s .



Obr. 8.2 Síly působící na vozidlo jedoucí po vrcholovém prostorovém oblouku

Vztahy pro výpočet sil a jejich složek, potřebných k odvození okamžitého využitelného součinitele adheze v příčném směru μ_Y a adhezně nejvýše přípustného zpomalení a_X :

$$F'_O = \frac{m \cdot v^2}{r} \quad (9-2)$$

$$F'_{OZ} = \frac{m \cdot v^2}{r} \cdot \cos \beta \quad (9-3)$$

$$F'_{OY} = \frac{m \cdot v^2}{r} \cdot \sin \beta \quad (9-4)$$

$$F_O = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (9-5)$$

$$F'_{OZ} = \frac{m \cdot v^2}{R} \cdot \sin \beta \quad (9-6)$$

$$F'_{OY} = \frac{m \cdot v^2}{R} \cdot \cos \beta \quad (9-7)$$

$$G_A = m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (9-8)$$

$$G_{AZ} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \quad (9-9)$$

$$G_{AY} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \quad (9-10)$$

3.3.2. *Odvozené vztahy*

Níže budou pro všechny potenciální případy³⁸, které na základě zadaných hodnot můžou nastat, vyjádřeny vztahy³⁹ pro výpočet:

- okamžitého adhezně nejvýše přípustného zpomalení v oblouku a_X [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
- nejnižší možné brzdné dráhy potřebné k zpomalení, resp. uvedení do klidu, vozidla s_B [m]; s_{BR} [m]
- mezní rychlosti v_M [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]; V_M [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

V některých uvažovaných případech⁴⁰ lze odvodit primitivní funkci pro výpočet brzdné dráhy z rychlosti v_0 do v_X . V případě, kdy se tuto primitivní funkci odvodit nedá, se pro řešení určitého integrálu používá numerická metoda.

U všech možných variant je nejdříve uvedeno, pro jaké hodnoty vstupních veličin se uvažuje daný případ jízdy vozidla. U složitějších výrazu jsou pro větší přehlednost ve vzorcích použity konstanty, jejichž vztahy jsou rovněž uvedeny.

³⁸ Viz kap. 3.2.1.

³⁹ Bradáč: *Soudní inženýrství*, s. 371-383

⁴⁰ Viz kap. 3.2.1.

3.3.2.1. PŘÍMÁ JÍZDA PO ROVINĚ

$R = 0$ (pro uvažovaný případ, kdy se $R \approx \infty$)

$\alpha = 0$

$\beta = 0$

$r = 0$ (když $r \approx \infty$)

Vztah pro zpomalení a_X :

$$a_X = g \cdot (c \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (10-1)$$

Vztah pro brzdou dráhu z rychlosti v_0 do v_X :

$$s_B = \frac{v_0^2 - v_X^2}{2 \cdot g \cdot (c - \sin \alpha)} \quad (10-2)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

Nelze, resp. nemá význam, určit mezní rychlost

3.3.2.2. JÍZDA NEKLOPENOU ZATÁČKOU VE VODOROVNÉ ROVINĚ

$R \neq 0$

$\alpha = 0$

$\beta = 0$

$r = 0$ (když $r \approx \infty$)

Vztah pro zpomalení a_X :

$$a_X = \frac{c}{d \cdot R} \cdot \sqrt{d^2 \cdot g^2 \cdot R^2 - v^4} \quad (10-3)$$

Vztah pro brzdou dráhu z rychlosti v_0 do v_X :

$$s_B = A1 \cdot \left(\arcsin \frac{v_0^2}{A2} - \arcsin \frac{v_X^2}{A2} \right) \quad (10-4)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{d \cdot g \cdot R} \quad (10-5)$$

3.3.2.3. *JÍZDA KLOPENOU ZATÁČKOU VE VODOROVNÉ ROVINĚ*

$$R \neq 0$$

$$\alpha = 0$$

$$\beta \neq 0$$

$$r = 0 \quad (\text{když } r \approx \infty)$$

Vztah pro zpomalení a_X :

$$a_X = A3 \cdot \sqrt{A4 \cdot v^4 + A5 \cdot v^2 + A6} \quad (10-6)$$

Vztah pro brzdou dráhu z rychlosti v_0 do v_X :

$$s_B = A7 \cdot \left(\arcsin \frac{2 \cdot A4 \cdot v_0^2 + A5}{\sqrt{A8}} - \arcsin \frac{2 \cdot A4 \cdot v_X^2 + A5}{\sqrt{A8}} \right) \quad (10-7)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{\frac{A9}{A10}} \quad (10-8)$$

3.3.2.4. *JÍZDA ROVINNOU NEKLOPENOU ZATÁČKOU VE SVAHU*

$$R \neq 0$$

$$\alpha \neq 0$$

$$\beta = 0$$

$$r = 0 \quad (\text{když } r \approx \infty)$$

Vztah pro zpomalení a_x :

$$a_x = B1 + \frac{c}{d \cdot R} \cdot \sqrt{B2^2 - v^4} \quad (10-9)$$

Vztah pro brzdnu dráhu z rychlosti v_0 do v_x :

$$s_B = \frac{d \cdot R}{c} \cdot \int_{v_x}^{v_0} \frac{v \cdot dv}{B3 + \sqrt{B2^2 - v^4}} \quad (10-10)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{g \cdot d \cdot R \cdot \cos \alpha} \quad (10-11)$$

3.3.2.5. JÍZDA ROVINNOU KLOPENOU ZATÁČKOU VE SVAHU

$$R \neq 0$$

$$\alpha \neq 0$$

$$\beta \neq 0$$

$$r = 0 \quad (\text{když } r \approx \infty)$$

Vztah pro zpomalení a_x :

$$a_x = B1 + A3 \cdot \sqrt{A4 \cdot v^4 + B4 \cdot v^2 + B5} \quad (10-12)$$

Vztah pro brzdnu dráhu z rychlosti v_0 do v_x :

$$s_B = \int_{v_x}^{v_0} \frac{v \cdot dv}{B1 + A3 \cdot \sqrt{A4 \cdot v^4 + B4 \cdot v^2 + B5}} \quad (10-13)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{\frac{A9 \cdot \cos \alpha}{A10}} \quad (10-14)$$

3.3.2.6. PŘÍMÁ JÍZDA PO VERTIKÁLNÍM VRCHOLOVÉM OBLOUKU

$$R = 0 \quad (\text{pro uvažovaný případ, kdy se } R \approx \infty)$$

$$\alpha \neq 0; \alpha = 0$$

$$\beta \neq 0; \beta = 0$$

$$r > 0$$

Vztah pro zpomalení a_X :

$$a_X = B1 + c \cdot \left(g \cdot \cos \alpha - \frac{v^2}{r} \right) \quad (10-15)$$

Vztah pro brzdou dráhu z rychlosti v_0 do v_X :

$$s_B = \frac{r}{2 \cdot c} \cdot \ln \left| \frac{v_X^2 - B6}{v_0^2 - B6} \right| \quad (10-16)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{g \cdot r \cdot \cos \alpha} \quad (10-17)$$

Mezní rychlostí se rozumí v tomto případě rychlost, při které se vyrovná normálová rychlost gravitační síly vozidla se silou odstředivou. Vozidlo za této situace není schopno brzdit ani zatáčet.⁴¹

Vychází se tedy ze vztahu (10-18)

$$\frac{m \cdot v_M^2}{r} = m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (10-18)$$

⁴¹ Bradáč: *Soudní inženýrství*, s. 381

3.3.2.7. PŘÍMÁ JÍZDA PO VERTIKÁLNÍM ÚDOLNÍCOVÉM OBLOUKU

$R = 0$ (pro uvažovaný případ, kdy se $R \approx \infty$)

$\alpha \neq 0; \alpha = 0$

$\beta \neq 0; \beta = 0$

$r < 0$

Vztah pro zpomalení a_X :

$$a_X = B1 + c \cdot \left(g \cdot \cos \alpha + \frac{v^2}{r} \right) \quad (10-19)$$

Vztah pro brzdnu dráhu z rychlosti v_0 do v_X :

$$s_B = \frac{r}{2 \cdot c} \cdot \ln \left| \frac{B6 + v_0^2}{B6 + v_X^2} \right| \quad (10-20)$$

$$\dots \text{ pro } r = |r| \quad (10-21)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

Vztah pro mezní rychlost zde nepřichází v úvahu.

3.3.2.8. JÍZDA V OBECNÉM PROSTOROVÉM OBLOUKU VRCHOLOVÉM

$$R \neq 0$$

$$\alpha \neq 0; \alpha = 0$$

$$\beta \neq 0; \beta = 0$$

$$r > 0$$

Vztah pro zpomalení a_x :

$$a_x = B1 + C1 \cdot \sqrt{C2 \cdot v^4 + C3 \cdot v^2 + C4} \quad (10-22)$$

Vztah pro brzdnou dráhu z rychlosti v_0 do v_x :

$$s_B = \int_{v_x}^{v_0} \frac{v \cdot dv}{B1 + C1 \cdot \sqrt{C2 \cdot v^4 + C3 \cdot v^2 + C4}} \quad (10-23)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{\frac{C5}{C6}} \quad (10-24)$$

3.3.2.9. JÍZDA V OBECNÉM PROSTOROVÉM OBLOUKU ÚDOLNÍCOVÉM

$$R \neq 0$$

$$\alpha \neq 0; \alpha = 0$$

$$\beta \neq 0; \beta = 0$$

$$r < 0$$

Vztah pro zpomalení a_x :

$$a_x = B1 + C1 \cdot \sqrt{C7 \cdot v^4 + C8 \cdot v^2 + C4} \quad (10-25)$$

Vztah pro brzdnu dráhu z rychlosti v_0 do v_x :

$$s_B = \int_{v_x}^{v_0} \frac{v \cdot dv}{B1 + C1 \cdot \sqrt{C7 \cdot v^4 + C8 \cdot v^2 + C4}} \quad (10-26)$$

Vztah pro mezní rychlost v_M :

$$v_M = \sqrt{\frac{C5}{C9}} \quad (10-27)$$

3.3.3. Konstanty použité ve vztazích

$$A1 = \frac{d \cdot R}{2 \cdot c}$$

$$A2 = d \cdot g \cdot R$$

$$A3 = \frac{c \cdot \cos \beta}{d \cdot R}$$

$$A4 = d^2 \cdot \tan^2 \beta - 1$$

$$A5 = 2 \cdot R \cdot g \cdot \tan \beta \cdot (1 + d^2)$$

$$A6 = R^2 \cdot g^2 \cdot (d^2 - \tan^2 \beta)$$

$$A7 = \frac{-d \cdot R}{2 \cdot c \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{-A4}}$$

$$A8 = A5^2 - 4 \cdot A6 \cdot A4$$

$$A9 = g \cdot R \cdot (\tan \beta + d)$$

$$A10 = (1 - d \cdot \tan \beta)$$

$$B1 = g \cdot \sin \alpha$$

$$B2 = d \cdot R \cdot g \cdot \cos \alpha$$

$$B3 = B1 \cdot \frac{d \cdot R}{c}$$

$$B4 = A5 \cdot \cos \alpha$$

$$B5 = A6 \cdot \cos^2 \alpha$$

$$B6 = r \cdot g \cdot \left(\frac{\sin \alpha}{c} + \cos \alpha \right)$$

$$C1 = \frac{A3}{r}$$

$$C2 = d^2 \cdot (r \cdot \tan \beta - R)^2 - (r + R \cdot \tan \beta)^2$$

$$C3 = 2 \cdot R \cdot r \cdot g \cdot [d^2 \cdot (r \cdot \tan \beta - R) + (r + R \cdot \tan \beta)] \cdot \tan \beta \cdot \cos \alpha$$

$$C4 = B5 \cdot r^2$$

$$C5 = A9 \cdot r \cdot \cos \alpha$$

$$C6 = r \cdot A10 + R \cdot (d + \tan \beta)$$

$$C7 = d^2 \cdot (R + r \cdot \tan \beta)^2 - (R \cdot \tan \beta - r)^2$$

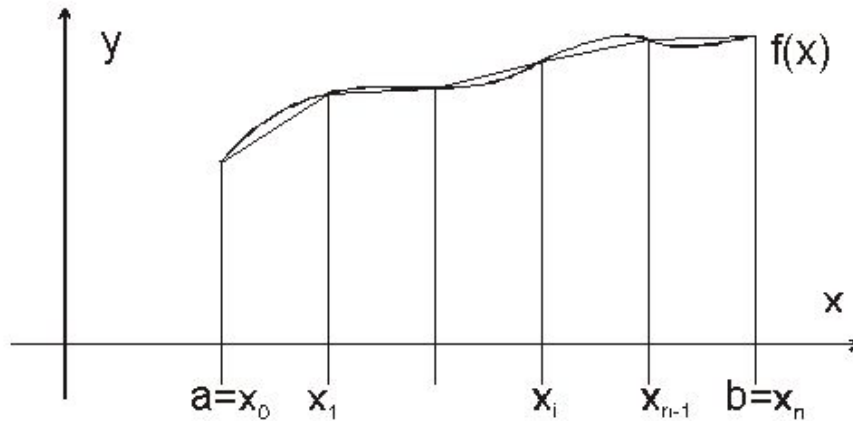
$$C8 = 2 \cdot R \cdot r \cdot g \cdot [d^2 \cdot (R + r \cdot \tan \beta) - (R \cdot \tan \beta - r)] \cdot \tan \beta \cdot \cos \alpha$$

$$C9 = r \cdot A10 - R \cdot (d + \tan \beta)$$

3.3.4. *Numerická metoda řešení určitého integrálu*

Pro výpočet určitých integrálu existuje více pravidel. Všechny jsou založeny na konečném počtu hodnot funkce $f(x)$ v intervalu $\langle a, b \rangle$. Když nejsou kladeny vysoké nároky na přesnost, lze užít výpočet např. dle lichoběžníkového pravidla (11-1).

$$\int f(x) \cdot dx \approx \frac{b-a}{n} \cdot \left(\frac{1}{2} f(x_0) + f(x_1) + f(x_2) + \dots + f(x_{n-1}) + \frac{1}{2} f(x_n) \right) \quad (11-1)$$



Obr. 8.3 Řešení určitého integrálu dle lichoběžníkového pravidla

Pro získání přesnějších výsledků se ve výpočetním programu využívá řešení určitých integrálu dle Simpsonova pravidla. (11-2)

Daný interval se rozdělí na sudý počet podintervalů n . V každém intervalu provádíme náhradu původní funkce interpolačním polynomem druhého stupně⁴².

$$\int_a^b f(x) \cdot dx \approx \frac{b-a}{3n} \cdot (f(x_0) + 4f(x_1) + 2f(x_2) + 4f(x_3) + 2f(x_4) + \dots + 2f(x_{n-2}) + 4f(x_{n-1}) + f(x_n))$$

(11-2)

⁴² Jedná se o parabolu

4. ZÁVĚR

Stabilita vozidla má podstatný vliv na bezpečnost provozu. Při průjezdu vozidla zatáčkou vzniká v jeho těžišti odstředivá síla F_o . Při překročení limitní hodnoty odstředivé síly může dojít k porušení příčné stability, které se může projevit jako převrácení nebo boční smyk vozidla. Jelikož první zmíněný případ, který může nastat, se považuje za mnohem nebezpečnější, konstruuji se vozidla zpravidla tak, aby došlo dříve k bočnímu smyku. Nejvýznamnější vliv na příčnou stabilitu mají hodnoty adhezní tíhy a součinitele adheze, které spoluurčují adhezní sílu, tj. sílu, kterou lze maximálně přenést ve styku kol s vozovkou. Adhezní tíha je dána součtem radiálních reakcí kol, které uvažujeme pro konkrétní jízdní režim. Součinitel adheze závisí na vlastnostech pneumatiky, terénu a podmínkách ve stopě pneumatiky. Při současném přenosu obvodových a bočních sil bude dříve dosaženo limitní hodnoty soudržnosti pneumatiky s vozovkou. Brzdná dráha vozidla projíždějícího zatáčkou bude tedy mnohem větší než dráha vozidla na přímé vozovce, jelikož pro brzdění lze využít pouze část adheze.⁴³

Cílem práce bylo navrhnout program modelující příčnou stabilitu vozidla v zatáčce z hlediska potenciálního vzniku bočního smyku. Toto se podařilo na základě aplikační části prezentované práce, v níž jsou uvedeny všechny použité vztahy.

Program je sepsán v tabulkovém procesoru MS Excel, který je z hlediska nabízených funkcí a možností pro tyto účely naprosto vyhovující. MS Excel je také velmi rozšířený a tudíž by neměly nastat komplikace při spouštění. Program slouží k výpočtu mezní rychlosti a brzdné dráhy při uvažování brzdění na mezi adheze vozidla projíždějícího všemi druhy směrových i výškových oblouků. Byla pečlivě testována spolehlivost, objektivnost a opakovatelnost výpočtů. Program je vytvořen v českém jazyce. Vzhledem k rozsahové, ale i časové omezenosti získal prezentovanou finální podobu. Program je možno doplnit o další funkce.⁴⁴ Lze jej v praxi aplikovat při projekci vozovek, rozmístování dopravního značení, navrhování vozidel, ale zejména pak při analýze dopravních nehod. Slouží proto rovněž jako prostředek ke snižování nehodovosti, resp. zvyšování bezpečnosti na komunikacích.

⁴³ Viz kapitola 3.1.5.

⁴⁴ Např. o pro výpočet nájezdové rychlosti při uvažování známé hodnoty brzdné dráhy

LITERATURA

ANDRZEJEWSKI, Ryszard – MAKSYMOWICZ, Bolesław – WERNER Jerzy: *Zbiór zadań z teorii ruchu samochodu, część I*. Łódź: Politechnika Łódzka, 1976, 280 s.

BRADÁČ, Albert: *Soudní inženýrství*. Brno: CERM, 1999, 719 s.

BROŽ, Milan: *Microsoft Excel 2002: Uživatelská příručka*. Praha: Computer Press, 2003, 268 s.

ČÁP, Jaroslav – FREIBAUER, Ladislav – HLAVŇA, Vladimír: *Teorie vozidel*. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, 1991, 257 s.

JARNÍK, Vojtěch: *Integrální počet (I)*. Praha: Academia, 1974, 244 s.

KAUN, Miroslav – LEHOVEC, František: *Pozemní komunikace 20*. Praha: ČVUT, 2004, 233 s.

KRYSICKI, Włodzimierz – WŁODARSKI, Lech: *Analiza matematyczna w zadaniach, część I*. Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1977, 511 s.

SIŁKA, Wojciech: *Teoria ruchu samochodu*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2002, 329 s.

SVOBODA, Jiří: *Teorie dopravních prostředků: Vozidla silniční a terénní*. Praha: ČVUT, 2003, 253 s.

TESAŘ, Miroslav – VALA, Miroslav: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003, 229 s.

VLK, František: *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001, 434 s.

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

OBRÁZKY:

Obr. 1.1	Popis osy silniční komunikace	5
Obr. 1.2	Podélný sklon komunikace	6
Obr. 2.1	Vznik skluzu kola	6
Obr. 2.2	Prokluzování kola	7
Obr. 2.3	Smýkání kola	8
Obr. 2.4	Skluzová charakteristika pneumatiky	9
Obr. 2.5	Oblasti skluzové charakteristiky pneumatiky	10
Obr. 2.6	Závislost součinitele adheze na tlaku huštění pneumatiky	12
Obr. 2.7	Závislost součinitele adheze na zatížení kola	13
Obr. 2.8	Závislost součinitele adheze na rychlosti jízdy	13
Obr. 2.9	Závislost povrchu vozovky na součinitel přilnavosti	14
Obr. 2.10	Vliv stavu povrchu na součinitele přilnavosti	14
Obr. 2.11	Vznik aquaplaningu	15
Obr. 2.12	Vliv profilu pneumatiky na vznik aquaplaningu	15
Obr. 2.13	Vliv výšky vodního filmu na vznik aquaplaningu	15
Obr. 3.1	Radiální deformační charakteristika	16
Obr. 3.2	Obvodová pružnost pneumatiky	17
Obr. 3.3	Obvodová deformační charakteristika pneumatiky	17
Obr. 3.4	Boční pružnost pneumatiky	18
Obr. 3.5	Boční deformační charakteristika pneumatiky	18
Obr. 3.6	Pneumatika pod vlivem boční síly	20
Obr. 3.7	Směrové charakteristiky pneumatiky	20
Obr. 3.8	Závislost boční síly na úhlu směrové úchylyky.....	21
Obr. 3.9	Experimentálně získané křivky znázorňující maximální využitelnou tečnou sílu	22
Obr. 3.10	Současný přenos boční a obvodové síly	22
Obr. 4.1	Směrová stabilita vozidla	24
Obr. 4.2	Síly působící na vozidlo jedoucí na podélném svahu	25
Obr. 5.1	Síly působící na vozidlo v klopené zatáčce	26
Obr. 6.1	Klopení karoserie vlivem odstředivé síly	31
Obr. 7.1	Síly působící na vozidlo při brzdění s blokováním kol	32
Obr. 7.2	Dráha vozidla při brzdění v zatáčce se zablokovanými koly	33
Obr. 7.3	Závislost součinitele adheze pro brzdnu sílu μ_B a boční sílu μ_S na velikosti skluzu S_B pro různou velikost úhlu směrové úchylyky α	33
Obr. 7.4	Závislost součinitele přilnavosti na brzděném skluzu pro různé povrchy vozovky	34
Obr. 7.5	Součinitel přilnavosti v závislosti na brzděném skluzu a na úhlu směrové úchylyky pneumatiky... ..	34
Obr. 7.6	Závislost mezi boční vodící silou , podélnou silou, úhlem směrové úchylyky a skluzem	35

Obr. 8.1	Adhezní elipsa	40
Obr. 8.2	Síly působící na vozidlo jedoucí po vrcholovém prostorovém oblouku	45
Obr. 8.3	Řešení určitého integrálu dle lichoběžníkového pravidla	57

TABULKY:

Tab. 2.1	Součinitel valivé a skluzové adheze	11
Tab. 2.2	Průměrné hodnoty součinitele adheze pro různé druhy povrchů vozovky	12
Tab. 3.1	Návrhové rychlosti podle druhu území a největší dovolené podélné sklony s základních návrhových kategorií silnic a dálnic	37
Tab. 3.2	Nejmenší dovolené poloměry směrových oblouků ve vztahu k návrhové rychlosti a dostřednému sklonu	38
Tab. 3.3	Nejmenší dovolené poloměry vrcholových výškových oblouků	39
Tab. 3.4	Nejmenší poloměry údolnicových výškových oblouků	39

ZDROJE OBRÁZKŮ A TABULEK:

AUTOR

Tab. 2.1; Tab. 2.2; Obr. 8.2; Obr. 8.3

BRADÁČ, Albert: *Soudní inženýrství.*

Obr. 8.1

ČÁP, Jaroslav – FREIBAUER, Ladislav – HLAVŇA, Vladimír: *Teorie vozidel.*

Obr. 2.1; Obr. 7.1; Obr. 7.2

KAUN, Miroslav – LEHOVEC, František: *Pozemní komunikace 20.*

Tab. 3.1; Tab. 3.2; Tab. 3.3; Tab. 3.4

SVOBODA, Jiří: *Teorie dopravních prostředků: Vozidla silniční a terénní.*

Obr. 3.1; Obr. 3.9

SILKA, Wojciech: *Teoria ruchu samochodu.*

Obr. 2.2; Obr. 2.3; Obr. 2.5

TESAŘ, Miroslav – VALA, Miroslav: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I.*

Obr. 1.1; Obr. 1.2; Obr. 2.6; Obr. 2.7; Obr. 2.8; Obr. 3.2; Obr. 3.3; Obr. 3.4; Obr. 3.5; Obr. 3.6;
Obr. 3.8; Obr. 3.10; Obr. 4.1; Obr. 4.2; Obr. 5.1; Obr. 6.1

VLK, František: *Dynamika motorových vozidel.*

Obr. 2.4; Obr. 2.9; Obr. 2.10; Obr. 2.11; Obr. 2.12; Obr. 2.13; Obr. 3.7; Obr. 7.3; Obr. 7.4;
Obr. 7.5; Obr. 7.6

PŘÍLOHA – VZHLED PROGRAMU

Hlavní okno programu:

parametry zatáčky							
poloměr zatáčky	R [m] = <input type="text" value="250"/> ("0" pro přímý úsek)						
podélný sklon zatáčky <small>(stoupání = kladná hodnota podélného sklonu)</small>	$\alpha, S\alpha$ [°],[%] = <input type="text" value="5"/> α [°] <input type="button" value="▼"/> <table border="1" style="float: right;"> <tr><td>$S\alpha$ [%]</td><td>=</td><td>8,75</td></tr> <tr><td>α [°]</td><td>=</td><td>5,00</td></tr> </table>	$S\alpha$ [%]	=	8,75	α [°]	=	5,00
$S\alpha$ [%]	=	8,75					
α [°]	=	5,00					
příčný sklon zatáčky <small>(sklon do středu zatáčky = kladná hodnota)</small>	$\beta, S\beta$ [°],[%] = <input type="text" value="5"/> β [°] <input type="button" value="▼"/> <table border="1" style="float: right;"> <tr><td>$S\beta$ [%]</td><td>=</td><td>8,75</td></tr> <tr><td>β [°]</td><td>=</td><td>5,00</td></tr> </table>	$S\beta$ [%]	=	8,75	β [°]	=	5,00
$S\beta$ [%]	=	8,75					
β [°]	=	5,00					
poloměr vertikálního oblouku	r [m] = <input type="text" value="0"/> vrcholový <input type="button" value="▼"/> ("0" pro rovinný úsek) r [m] = <input type="text" value="0,00"/>						
maximální využitelná adheze	odhad c : <input type="text" value="beton - suchý"/> <input type="button" value="▼"/> <input type="text" value="ODHAD ≈"/> <input type="button" value="↑"/>						
- v podélném směru (μ_{xmax})	c [1] = <input type="text" value="1"/>						
- v příčném směru (μ_{ymax})	d [1] = <input type="text" value="0,8"/>						
<small>získá se na základě zkoušky nebo odhadem</small>							
rychlosti							
nájezdová rychlost	V_0 [km.h ⁻¹] = <input type="text" value="70"/>						
požadovaná rychlost	V_x [km.h ⁻¹] = <input type="text" value="30"/>						
reakční doba řidiče	t_R [s] = <input type="text" value="0,4"/> <small>dobrá reakce: (0,2 + 0,5)s, normální reakce: 0,8s, pod vlivem alkoholu: 1,7s</small>						
doba prodlevy brzdění	t_P [s] = <input type="text" value="0,1"/> <small>(0,05 + 0,15)s</small>						
doba náběhu brzdění	t_A [s] = <input type="text" value="0,2"/> <small>(0,03 + 0,15)s</small>						

uvažovaný případ dle zadaných hodnot :	jízda rovinnou klopenou zatáčkou ve svahu
brzdná dráha z rychlosti v_0 do v_x:	
- bez reakční doby řidiče	S_B [m] = <input type="text" value="14,485"/>
- se zahrnutím reakční doby	S_{BR} [m] = <input type="text" value="26,152"/>
mezní rychlost	V_M [km.h ⁻¹] = <input type="text" value="173,79"/>

ÚDAJE PRO KNIHOVNICKOU DATABÁZI

Název práce	Stabilita vozidla při jízdě v zatáčce
Autor práce	Česlav Sztwiertnia
Obor	Dopravní prostředky
Rok obhajoby	2006
Vedoucí práce	Doc. Ing. Juraj Slamka, PhD.
Anotace	<p>Bakalářská práce pojednává o stabilitě vozidla při průjezdu zatáčkou se zaměřením na potenciální vznik bočního smyku vozidla zapříčiněného překročením meze adhezních schopností.</p> <p>V teoreticko-metodologické části jsou analyzovány vlivy na chování vozidla a doprovázející jevy nezbytné pro pochopení problematiky. Praktická část zahrnuje matematicko-fyzikální aparát nutný k tvorbě výpočetního programu. Na základě potenciálních geometrických vlastnostech vozovky jsou zde vyjádřeny závislosti pro výstupní veličiny programu. Součástí je rovněž uživatelská dokumentace, která uživateli programu usnadňuje zadávání vstupních veličin.</p> <p>Účelem programu, modelujícího jízdu vozidla, je stanovení brzdě dráhy pro snížení rychlosti vozidla na požadovanou hodnotu a také mezní rychlosti, při které může dojít k nestabilnímu chování z hlediska vzniku smyku.</p>
Klíčová slova	stabilita, boční smyk, mezní rychlost, brzděná dráha