



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV MATERIÁLOVÝCH VĚD A INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING

PNEUMATIKY A DYNAMIKA VOZIDEL

TYRES AND VEHICLE DYNAMICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR KUSYN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. EVA NOVOTNÁ, Ph.D., Paed IGIP

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav materiálových věd a inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Kusyn

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pneumatiky a dynamika vozidel

v anglickém jazyce:

Tyres and Vehicle Dynamics

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při jízdě působí na vozidlo mnoho vlivů, se kterými se musí kromě jiného vyrovnat i pneumatiky. Byly vypracovány modely, které z různých hledisek řeší pneumatiky jako konstrukce produkující zátěžové síly a momenty a odolávající jim. Pochopení uvedených modelů je nezbytné pro vytvoření kvalitní pneumatiky.

Cíle bakalářské práce:

- * Seznámit se s vlivy, které působí na dynamiku vozidla při jízdě
- * Pochopit, jakým způsobem se uvedené vlivy promítají do požadavků na kvalitu pneumatiky
- * Uvést a interpretovat modely pneumatik jako konstrukcí generujících síly a momenty

Seznam odborné literatury:

1. Pacejka,H.B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann, Elsevier, Oxford, 2006.
ISBN-10: 0-7506-6918-7
2. Další literární a internetové prameny podle potřeby

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Eva Novotná, Ph.D.,Paed IGIP

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 10.2.2011

L.S.

prof. Ing. Ivo Dlouhý, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je především seznámení se s vlivy působícími na dynamiku vozidla a vysvětlení, jak se tyto vlivy promítají do požadavků na konstrukci pneumatik. Další části jsou věnovány samotné konstrukci a vlastnostem pneumatiky a také modelům pneumatik, které se staly nezbytnou součástí pro vývoj nových konstrukcí a materiálů při výrobě pneumatik.

Klíčová slova

Dynamika vozidla, pneumatiky, charakteristika pneumatiky, osová charakteristika, konstrukce pneumatik, vlastnosti pneumatik, modely pneumatik.

Abstract

Objective of this bachelor thesis is mainly the familiarization with factors, that affect vehicle dynamics and the explanation how are these factors reflected in the requirement on the construction of tyres. Another parts are dedicated to the construction itself and properties of the tyre and also to the tyre models, which become essential part in the development of new constructions and materials during manufacturing of the tyres.

Key words

Vehicle dynamics, tyres, tyre characteristic, axle characteristic, tyre construction, tyre properties, tyre models.

Bibliografická citace

KUSYN, P. Pneumatiky a dynamika vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Eva Novotná, Ph.D., Paed IGIP.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Evy Novotné, Ph.D., Paed IGIP a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2011

.....
Petr Kusyn

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucí bakalářské práce Ing. Evě Novotné, Ph.D., Paed IGIP za poskytnuté rady a připomínky k mé práci a také mé rodině a přátelům, kteří mi byli oporou po celou dobu studia.

Obsah

Úvod	- 10 -
Historie	- 11 -
Cíl práce.....	- 12 -
1. Faktory ovlivňující dynamiku vozidla.....	- 13 -
1.1. Charakteristika pneumatik	- 13 -
1.1.1. Faktory působící na pneumatiku	- 13 -
1.1.2. Síly a momenty ovlivňující vlastnosti pneumatiky	- 14 -
1.1.3. Vlastnosti pneumatiky.....	- 15 -
1.1.4. Magic Formula	- 16 -
1.1.5. Vliv konstrukce kostry na vlastnosti pneumatiky	- 17 -
1.2. Efektivní nápravová charakteristika	- 19 -
1.2.1. Efektivní zatáčecí tuhost nápravy	- 20 -
1.2.2. Nelineární efektivní nápravová charakteristika	- 24 -
2. Vlastnosti pneumatik	- 27 -
2.1. Požadavky na pneumatiky:	- 27 -
2.1.1. Dynamické požadavky	- 27 -
2.1.2. Požadavky z hlediska bezpečnosti	- 27 -
2.1.3. Požadavky z hlediska komfortu	- 27 -
2.1.4. Požadavky na životnost pneumatiky.....	- 27 -
2.2. Vliv požadavků na konstrukci a volbu materiálu	- 27 -
2.3. Konstrukce pneumatiky a používané materiály	- 28 -
2.3.1. Vnitřní guma	- 28 -
2.3.2. Kostrový materiál.....	- 28 -
2.3.3. Patní lano.....	- 28 -
2.3.4. Jádro	- 28 -
2.3.5. Výztužný pásek	- 29 -
2.3.6. Patní pásek	- 29 -
2.3.7. Bočnice.....	- 29 -
2.3.8. Nárazník	- 29 -
2.3.9. Polyamidový nárazník.....	- 29 -
2.3.10. Běhoun	- 29 -
2.4. Zastoupení materiálů používaných při výrobě pneumatik.....	- 29 -
3. Modely pneumatik.....	- 31 -
3.1. Rozdělení modelů pneumatik	- 31 -
3.1.1. Modely založené pouze na experimentálních datech.....	- 31 -
3.1.2. Modely používající metodu podobnosti.....	- 32 -

3.1.3.	Modely vycházející z jednoduchých fyzikálních modelů.....	- 32 -
3.1.4.	Modely založené na složitém fyzikálním modelu.....	- 32 -
	Závěr	- 34 -
	Seznam použitých zdrojů.....	- 35 -
	Seznam zkratk a veličin	- 36 -
	Seznam obrázku.....	- 38 -
	Seznam tabulek	- 39 -

Úvod

Na pohybující se vozidlo působí mnoho faktorů, které se promítají do jeho dynamiky. Je třeba zkoumat vliv těchto faktorů a snažit se vyvíjet nové konstrukce tak, abychom docílili u vozidla co nejlepších dynamických vlastností. Mezi nejdůležitější části automobilu z hlediska dynamiky vozidla patří zcela určitě podvozek a pneumatiky.

Historie

Historie vzduchem plněných pneumatik se datuje od roku 1845, kdy si nechal Robert William Thomson patentovat první gumovou pneumatiku plněnou vzduchem. Jeho pneumatika se skládala z několika tenkých nafouknutých hadic stažených dohromady látkou. Jenže výroba takovéto pneumatiky byla v jeho době příliš nákladná a neměla velké možnosti využití, proto se na tento nápad s postupem času zapomnělo. V roce 1888 přišel s velice podobným patentem John Boyd Dunlop, ale narozdíl od Thomsona již pneumatika našla využití a to především v případě jízdních kol. Od roku 1906 se pneumatiky začaly uplatňovat i v letectví. Nejvýznamnější změny v konstrukci pneumatik nastaly ve 20. století a to především v letech 1948 a 1972. V roce 1948 si firma Michelin nechala patentovat radiální pneumatiku, která postupně téměř vytlačila předchozí diagonální konstrukci pneumatik z trhu. A rok 1972 byl ve znamení první bezdušové pneumatiky patentované Dunlopem. Nyní se vývoj pneumatik specializuje na různé podmínky a druhy terénů, zvýšení bezpečnosti, pohodlí, ale také na životnost pneumatik. Při výrobě moderních pneumatik se bere ohled na všechny faktory, které na vozidla během jízdy působí a které musí být pneumatiky schopny akceptovat. [2][5][11]

Cíl práce

Cílem mé bakalářské práce je seznámení se s vlivy působícími na dynamiku vozidla při jízdě, jejich interpretace a pochopení toho, jak se tyto vlivy promítají do požadavků na konstrukci a kvalitu pneumatiky. Dalším cílem pak bylo uvést a nastínit problematiku modelů pneumatik, které mají klíčovou roli ve vývoji moderních pneumatik.

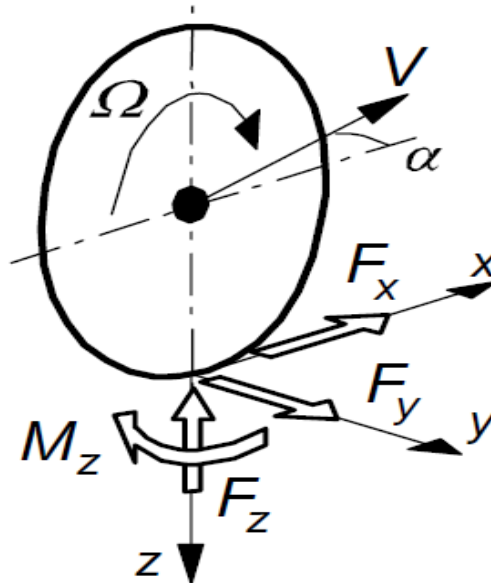
Vlivům působícím na dynamiku vozidla při jízdě a tomu, jak se tyto vlivy promítají do konstrukce pneumatiky, je věnována první kapitola mé bakalářské práce. Další kapitola je věnována samotné konstrukci pneumatik a použitému materiálu a poslední kapitola této práce je zaměřena na modely pneumatik.

1. Faktory ovlivňující dynamiku vozidla [3][14]

Na dynamiku vozidla při jízdě má vliv mnoho faktorů. Jak už bylo zmíněno v úvodu, je pro dynamické chování silničního vozidla klíčová hlavně charakteristika pneumatiky. V následujících podkapitolách jsou proto popsány základní charakteristiky pneumatik, které jsou odvozeny ze sil a momentů působících na vozidlo během jízdy, také je zde vysvětlena takzvaná efektivní charakteristika os, vycházející z individuálních vlastností pneumatik a významných vlastností zavěšení kol a řízení vozidla.

1.1. Charakteristika pneumatik

Jako výchozí situace je bráno vzpřímené kolo, valící se volně, bez působení hnacího momentu motoru po rovném povrchu při nulovém smykovém tření. Neexistuje dokonale tuhé těleso, a proto na pneumatiku působí valivý odpor, k jehož překonání je potřebná síla působící ve směru pohybu kola. Dále pohyb kola ovlivňuje i boční (stranová) síla a vyrovnávací (vratný) moment kola a to díky nedokonalé symetrické konstrukci pneumatiky. Pokud je porušena podmínka nulového smykového tření, nastává smyk kola, při kterém dochází k deformacím pneumatiky a k částečnému smýkání kontaktních ploch. Pomocí experimentálního měření a výpočtů lze určit faktory působící na pneumatiku, tyto slouží jako vstupní hodnoty ve výpočtech sil a momentů ovlivňujících vlastnosti pneumatik. Postup jak získat tyto síly a momenty zobrazené na obr. 1-1[3] je uveden v následujícím textu.



Obrázek 1-1: Kladné směry působících sil a momentů na pneumatiku (s výjimkou síly F_z , která je znázorněna záporně)[3]

1.1.1. Faktory působící na pneumatiku

Rychlost valení kola

První faktor působící na pneumatiku je rychlost valení kola V , kterou lze stanovit pomocí experimentálního měření. Tato rychlost může být dále rozdělena na svou podélnou

(dopřednou) složku rychlosti V_x a boční (stranovou) složku V_y . Také pomocí ní můžeme určit počáteční úhlovou rychlost otáčení Ω_0 .

Efektivní valivý poloměr

Na základě výše uvedených naměřených veličin (rychlosti V_x a úhlové rychlosti Ω_0) lze získat efektivní valivý poloměr r_e volně se valícího kola.

$$r_e = \frac{V_x}{\Omega_0}$$

Rovnice 1.1

Podélný smyk

Ve chvíli kdy na kolo začne působit hnací moment (dodávající kolu úhlové zrychlení Ω), začne se objevovat i podélný smyk κ . Ten je možné definovat pomocí úhlových rychlostí Ω_0 a Ω , rychlosti V_x a efektivního valivého poloměru r_e .

$$\kappa = -\frac{V_x - r_e * \Omega}{V_x} = -\frac{\Omega_0 - \Omega}{\Omega_0}$$

Rovnice 1.2

Pokud κ vyjde kladné, pak síla F_x působící na kolo je kladná a nazývá se hnací síla. V tomto případě platí, že úhlová rychlost kola Ω se zvyšuje ve vztahu k Ω_0 . Během brzdění je naopak hodnota κ záporná a při zablokování kol je $\kappa = -1$.

Boční smyk kola a smykový úhel

Boční smyk kola je definován jako poměr mezi boční (V_y) a podélnou (V_x) složkou rychlosti a můžeme pomocí něj stanovit úhel smyku α , který je důležitým faktorem pro další výpočty.

$$\text{tg } \alpha = -\frac{V_y}{V_x}$$

Rovnice 1.3

Rotace (spin) a s ní spojený úhel zavěšení kol

Poslední smykovou veličinou je pak spin, který nastává díky rotaci kola okolo osy kolmé k rovině, po které se kolo valí. Na spin má vliv jak rychlost zatáčení vedoucí k zakřivení dráhy, tak i úhel zavěšení kol γ (sklon roviny kola k ose x).

1.1.2. Síly a momenty ovlivňující vlastnosti pneumatiky

Podélná a stranová síla, vyrovnávací moment

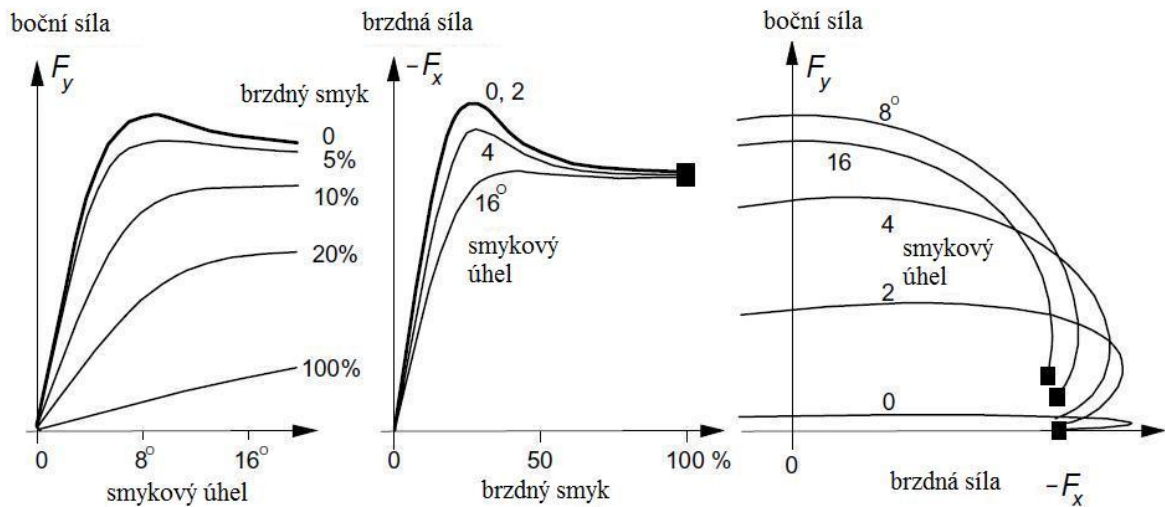
Výstupní veličiny, síly F_x a F_y a vyrovnávací moment M_z lze vyjádřit jako funkční závislost na smykových veličinách a zatížení kola F_z . Pro rovnoměrný přímočarý pohyb lze tyto funkční závislosti zapsat jako:

$$F_x = F_x(\kappa, \alpha, \gamma, F_z)$$

$$F_y = F_y(\kappa, \alpha, \gamma, F_z)$$

$$M_z = M_z(\kappa, \alpha, \gamma, F_z)$$

Rovnice 1.4



Obrázek 1-2: Kombinovaná charakteristika boční a brzdné síly.[3]

1.1.3. Vlastnosti pneumatiky

Silová a momentová charakteristika

Silová a momentová charakteristika (znázorněná na obr. 1-2[3]) znázorňuje charakteristiku pro typický ryzí boční a podélný smyk spolu s množstvím kombinovaných smyků. Pro všechny tři grafy byl brán úhel zavěšení kol $\gamma=0^\circ$. Graf nalevo vyjadřuje závislost boční síly na smykovém úhlu. V případě ryzího bočního smyku je podélný smyk = 0 a ke smyku dochází až při působení velké boční síly. Ve chvíli, kdy se začne objevovat i podélný smyk, dochází k poklesu maximální boční síly, kterou můžeme působit, aniž by nastal smyk. Graf uprostřed znázorňuje závislost podélné síly na podélném smyku. Stejně jako v grafu nalevo je závislost uvedena i pro různé smykové úhly. Graf napravo vyjadřuje charakteristiku brzdné síly na boční síle při různých smykových úhlech. Křivky znázorňují opět maximální hodnoty sil, než nastane smyk.

Na základě silové a momentové charakteristiky můžeme pro vyjádření sil a momentů použít i tyto rovnice:

$$F_x = C_{F\kappa} * \kappa$$

$$F_y = C_{F\alpha} * \alpha + C_{F\gamma} * \gamma$$

$$M_z = -C_{M\alpha} * \alpha + C_{M\gamma} * \gamma$$

Rovnice 1.5

V rovnicích jsou zahrnuty vlastnosti pneumatiky, které mají za úkol vyrovnávat se se silovým a momentovým zatížením. Mezi tyto vlastnosti patří: boční smyková tuhost $C_{F\alpha}$, podélná smyková tuhost $C_{F\kappa}$ a vyrovnávací (vratná) tuhost $C_{M\alpha}$, ale také efekt úhlu zavěšení

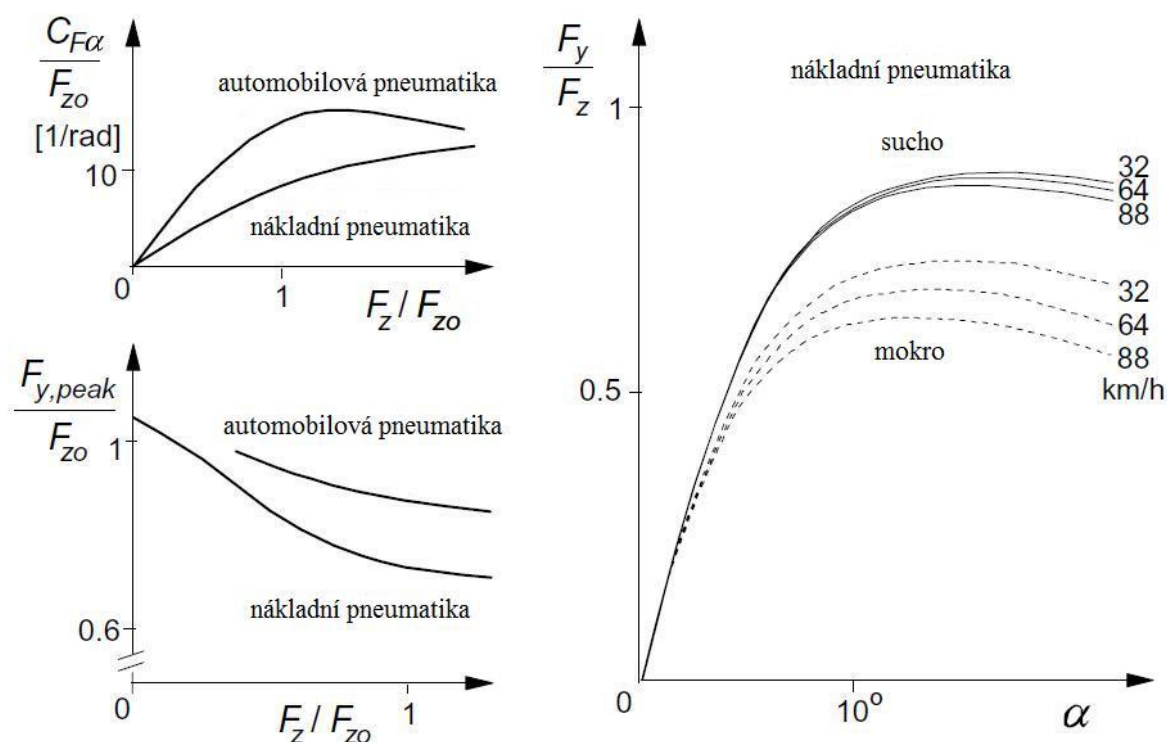
kol γ a tuhosti vztahující se k úhlu zavěšení. Všechny tři rovnice jsou uvedeny tak, aby hodnoty (α , γ , κ) vycházely kladně.

Boční smyková tuhost

Boční smyková tuhost, také označovaná jako zatáčecí tuhost, je jedním z nejdůležitějších parametrů pneumatiky a má klíčový význam pro ovládní a stabilitu vozidla. Čím je vyšší hodnota boční tuhosti, tím lepší má pneumatika vlastnosti. U radiálních pneumatik (radial ply tyres) obvykle dosahuje hodnot od 6ti do 30ti násobku vertikálního zatížení kola. Pro diagonální pneumatiky (bias ply tyres) pak dosahuje nižších hodnot a pro speciálně konstruované závodní pneumatiky hodnot vyšších (více o rozdílech mezi radiálními a diagonálními pneumatikami a tím, jak se jejich vlastnosti promítají do charakteristik, je zmíněno v podkapitole Vliv konstrukce na vlastnosti pneumatiky).

Podélná smyková tuhost

Obvykle dosahuje hodnot o 50% větších než zatáčecí tuhost. Závislost boční smykové tuhosti a maximální stranové síly na vertikálním zatížení spolu se závislostí stranové síly na smykovém úhlu pro různé typy pneumatik a různé podmínky je znázorněna na obr 1-3[3]. Opět platí, že křivka určuje maximální možný poměr veličin, než nastane smyk kola.



Obrázek 1-3: Typická charakteristika pro normalizovanou zatáčecí tuhost, maximální stranovou sílu a stranovou sílu v závislosti na normalizovaném vertikálním zatížení a smykovém úhlu.[3]

1.1.4. Magic Formula

Křivky, které mají podobný tvar jako křivka závislosti stranové síly na smykovém úhlu (obr 1-3[3]), mohou být vyjádřeny pomocí matematického vztahu, který se nazývá *Magic Formula*. Tento vztah má významnou roli ve složitějších výpočtech pro pneumatiky.

Vyjádření stranové síly a zatáčecí tuhosti

Základní vyjádření pro stranovou sílu podle *Magic Formula* pak můžeme zapsat jako:

$$F_y = D \sin \left(C * \operatorname{arctg} \left(B * \alpha - E * \left(B * \alpha - \operatorname{arctg}(B * \alpha) \right) \right) \right)$$

Rovnice 1.6

Kde B je faktor tuhosti. $B = \frac{C_{F\alpha}}{(C * D)}$ Rovnice 1.7

D maximální (vrcholový) faktor. $D = \mu * F_z$ Rovnice 1.8

Vyjádření pro zatáčecí tuhost se podle tohoto vztahu zapisuje ve tvaru:

$$C_{F\alpha} = c_1 * \sin (2 * \operatorname{arctg}(F_z/c_2))$$

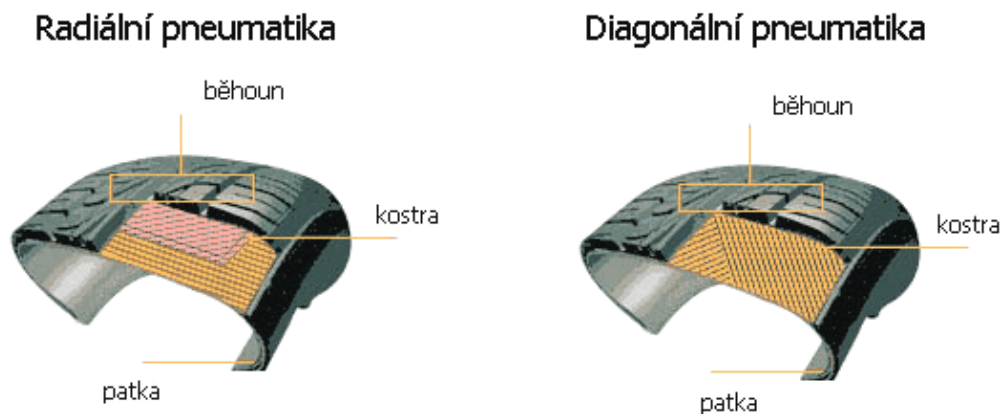
Rovnice 1.9

Tvarové faktory C a E stejně jako parametry c_1 a c_2 a koeficient tření μ mohou být odhadnuty nebo určeny pomocí regresních technik z experimentálně získaných údajů.

1.1.5. Vliv konstrukce kostry na vlastnosti pneumatiky [6][7][8]

Druhy pneumatik

U pneumatik rozlišujeme dva hlavní druhy konstrukce a to pneumatiky s radiální a pneumatiky s diagonální kostrou. Rozdíl v konstrukci je vidět na obr. 1-4[6].



Obrázek 1-4: Rozdíl v konstrukci radiálních a diagonálních pneumatik.[6]

Pneumatiky s radiální kostrou (*radial ply tyres*)

Kordová vložka radiální pneumatiky (kostra) je umístěna kolmo k patkám. Počet jednotlivých vrstev závisí na velikosti pneumatiky a jejím zatížení. V běhounu pneumatiky, respektive na koruně je umístěna takzvaná korunní vrstva ocelových kordů, ty jsou na sebe položeny v různých úhlech. V bočnicích bývá většinou jen jedna kordová textilní vložka.

Pneumatiky s diagonální kostrou (*bias ply tyres*)

Pro pneumatiky s diagonální kostrou platí, že kordová kostra běhounu i bočnice je vrstvena stejně, v několika vrstvách a ubíhá šikmo od patky k patce. Počet vrstev závisí stejně

jako u radiální pneumatiky na velikosti a nosnosti. Protože je v bočnicích více vrstev vložky, dochází k zvýšení smykového napětí a tím pádem je vyšší i ztrátové teplo vzniklé třením.

Rozdíly ve vlastnostech pneumatik

Radiální pneumatiky dosáhly lepších výsledků ve:

- Zvětšení kontaktní plochy, která u radiálních pneumatik je až o 40% větší než u diagonálních (viz obr. 1-5 [10] a 1-6[9]).
- Snížení opotřebování a tím zvýšení životnosti pneumatiky.
- Snížení spotřeby.
- Zlepšení trakce vozidla a zvýšení pohodlí pro cestující.

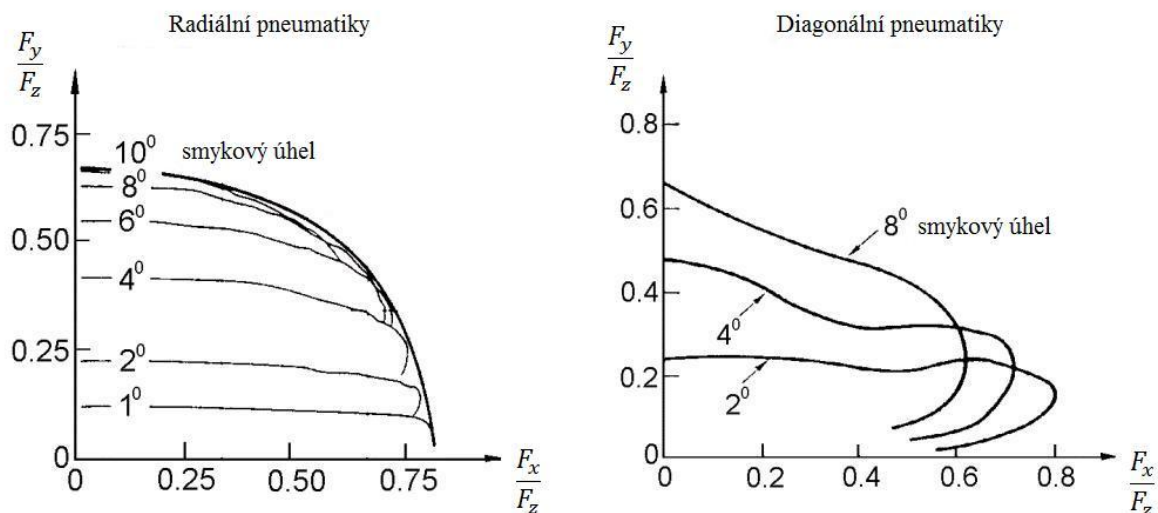
Na obrázku 1-6[9] lze dobře vidět zmenšení kontaktní plochy diagonálních pneumatik při zatáčení nebo při velkém normálovém zatížení. Při zatáčení má diagonální pneumatika tendenci se s rostoucí boční silou začít převalovat přes vnější patku, což má za důsledek odlehčení a ztrátu kontaktu vnitřní patky a vnitřní části běhounu s vozovkou. Toto se významně projeví v charakteristice pneumatiky, která má podstatně menší schopnost akceptovat při průjezdu zatáčkou větší boční síly, aniž by se dostala do smyku. Závislost dopředné síly na boční síle při různých smykových úhlech je znázorněna na obr 1-7[14]. Zmenšení kontaktní plochy při velkém normálovém zatížení má pak za důsledek větší nároky na konstrukci podvozku a s tímto problémem spojenou nižší nosnost vozidla.



Obrázek 1-5: Rozdíl ve velikosti stykových ploch pro radiální a diagonální pneumatiky v nezatíženém stavu nebo při malém zatížení.[10]



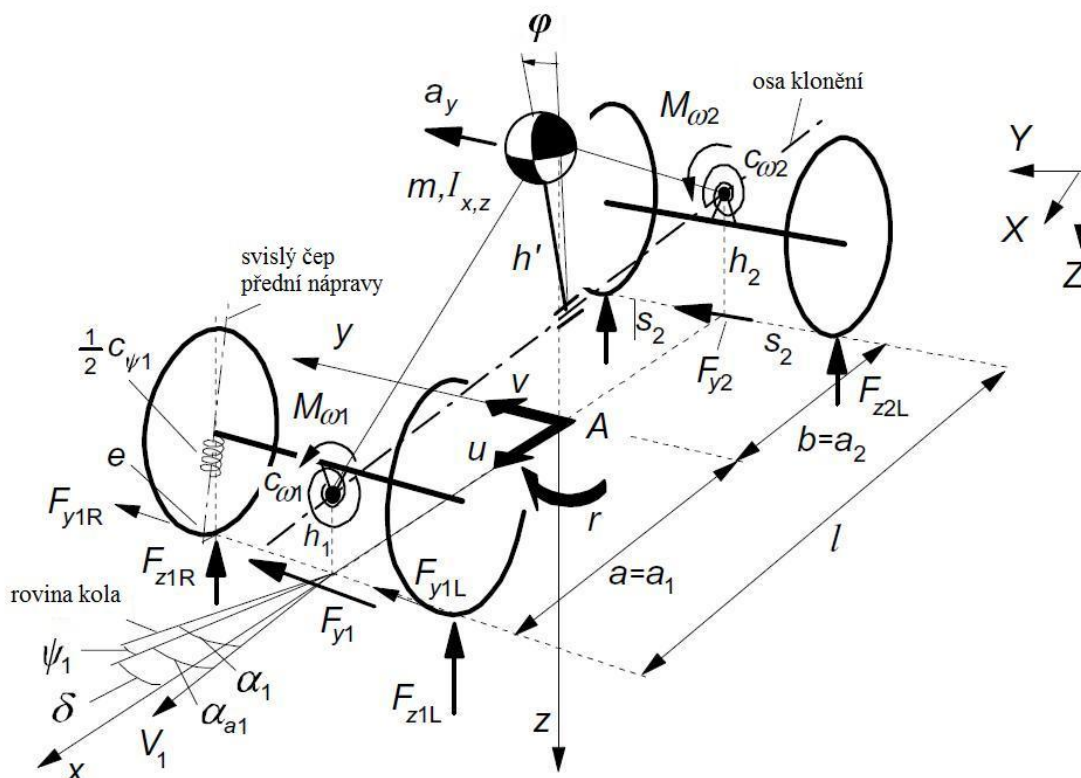
Obrázek 1-6: Rozdíl ve velikosti stykových ploch a v deformacích pro radiální a diagonální pneumatiky při zatížení a při zatáčení.[9]



Obrázek 1-7: Charakteristika pro dopřednou sílu v závislosti na boční síle pro různé smykové úhly.[14]

1.2. Efektivní nápravová charakteristika

Slouží k zapojení faktorů kinematiky systému zavěšení kol a řízení vozidla, jako je pružnost řízení, naklonění karoserie a přenášení zatížení do analýzy dynamického chování vozidla při zatáčení.



Obrázek 1-8: Model vozidla s třemi stupni volnosti.[3]

Je třeba nápravovou (osovou) charakteristiku začít odvozovat pro případ rovnoměrného zatáčení, neboť některé uvažované proměnné již nemohou být při nerovnoměrném zatáčení považovány za přímou algebraickou funkci jedné ze dvou bočních osových sil. Proto než bude možné vysvětlit nelineární nápravovou charakteristiku, je třeba nejdříve odvodit efektivní zatáčecí tuhost a k tomu je zapotřebí složitější model vozidla, než jaký byl použit pro charakteristiku pneumatiky. Je tedy nutné zavést model se třemi stupni volnosti obr. 1-8[3]. V případě modelu se třemi stupni volnosti bude konstantní dopředná (podélná) rychlost u bodu A , jako proměnné veličiny pohybu (stupně volnosti) jsou stanoveny: boční rychlost v referenčního bodu A , zatáčecí rychlost r a úhel klonění φ . Dále byl použit pohyblivý souřadný systém os (A, x, y, z) , pro který platí, že osa x směřuje od bodu A dopředu, osa y doprava a osa z nahoru. V případě, že je úhel klonění nulový, pak osa z prochází těžištěm tělesa. Poloha bodu A je daná vzdáleností bodu od přední nápravy a (také se používá označení a_1) a vzdáleností b (a_2) od zadní nápravy. Součet vzdáleností a a b je vzdálenost l , které se také říká rozchod kol. Když vozidlo vjede do zatáčky, karosérie vozidla se natočí okolo osy klonění. Poloha této virtuální osy je definována výškami h_1 a h_2 předního a zadního středu klonění. Osa klonění je stanovena, z důvodu uvážení pohybu karosérie, ve vztahu k čtyřem bodům dotyku kol s vozovkou při působení boční síly na těžiště. Pozice středů klonění jsou dány kinematikou zavěšení a možnou boční pružností zavěšení. Zkrutné pružiny zobrazené v obrázku reprezentují přední a zadní tuhost klonění $c_{\varphi 1}$ a $c_{\varphi 2}$, která vyplývá z tuhosti pružin zavěšení a stabilizátorů. Těžiště vozidla pak leží na normále k ose klonění, která prochází bodem A . Poloha bodu těžiště je určena vzdáleností h od této osy. Hmotnost celé karosérie je označena jako m a momenty setrvačnosti vzhledem k zvolené souřadné soustavě jsou označeny jako I_x , I_z a I_{xz} . Na modelu jsou také uvedeny zkrutné pružiny okolo os zatáčení. Celková zkrutná tuhost řízení vozidla je pak označena jako $c_{\psi 1}$ a je součtem pravé a levé zkrutné tuhosti řízení.

1.2.1. Efektivní zatáčecí tuhost nápravy

Lineární analýza platná pro relativně malé úrovně bočního zrychlení umožňuje použít přibližný model charakteristiky pneumatiky reprezentovaný právě odchylkami při nulovém smyku. První bude odvozena efektivní nápravová tuhost, která může být použita při těchto podmínkách a postupně budou přidávány další faktory jako přenos zatížení mezi nápravami, klonění karosérie, pružnost řízení a počáteční úhly odklonu a sbíhavosti kol atd.

Zatáčecí tuhost a tuhost odklonu kol

Rovnice pro zatáčecí tuhost a tuhost odklonu kol lze zapsat ve tvaru:

$$C_{F\alpha} = C_{F\alpha 0} + \zeta_{\alpha} * \Delta F_z$$

$$C_{F\gamma} = C_{F\gamma 0} + \zeta_{\gamma} * \Delta F_z$$

Rovnice 1.10

Do těchto rovnic je zahrnut i přírůstek způsobený vertikálním zatížením ΔF_z . A odchylky mezi koeficienty a zátěžovými křivkami při $F_z = F_{z0}$ jsou v rovnici prezentovány jako ζ_{α} a ζ_{γ} .

Úhel klonění

Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, začíná na ně působit dostředivé zrychlení a_y respektive dostředivá síla K , vyjádřená pomocí druhého Newtonova zákona jako $K = ma_y$, působící v těžišti tělesa a směřující do středu křivosti zatáčky. Pro vyjádření úhlu klonění je

nezbytná právě dostředivá síla (působící na rameni h'), přední a zadní tuhost klonění a moment vyjádřený pomocí mgh' , jak je vidět v následující rovnici.

$$\varphi = \frac{-ma_y h'}{c_{\varphi 1} + c_{\varphi 2} - mgh'}$$

Rovnice 1.11

Celkový moment působící okolo osy klonění je rozložený mezi přední a zadní nápravu v proporcích odpovídajících přední a zadní tuhosti klonění.

Přenos zatížení

Přenos zatížení z vnitřních kol na vnější kola, který se objevuje u přední i zadní nápravy, má označení ΔF_{zi} , kde za i volíme hodnoty 1 pro přední nápravu a 2 pro zadní nápravu. Při rovnoměrném pohybu vozu zatáčkou s dostředivým zrychlením a_y je možné přenos zatížení vyjádřit rovnicí:

$$\Delta F_{zi} = \sigma_i m a_y$$

Rovnice 1.12

Kde σ_i je koeficient přenosu zatížení a vypočítá se jako:

$$\sigma_i = \frac{1}{2s_i} \left(\frac{c_{\varphi i}}{c_{\varphi 1} + c_{\varphi 2} - mgh'} h' + \frac{l - a_i}{l} h_i \right)$$

Rovnice 1.13

Vzestupný úhel osy klonění je z pohledu horizontálního brán jako malý, a proto je zanedbán. Hodnota s_i v rovnici znamená polovinu šířky stopy pneumatiky.

Přenos zatížení pro jednotlivá kola

Přenos zatížení nemusí být vyjádřen pouze pro jednotlivé nápravy, ale lze jej vyjádřit i pro každé kolo nápravy (pravé a levé) zvlášť, a to pomocí následujících rovnic. Rovnice 1.14 platí pro levé kolo a rovnice 1.15 pro pravé kolo.

$$\Delta F_{ziL} = \Delta F_{zi}$$

$$\Delta F_{ziL} = \frac{1}{2} F_{zi} + \Delta F_{zi}$$

Rovnice 1.14

$$\Delta F_{ziR} = -\Delta F_{zi}$$

$$\Delta F_{ziR} = \frac{1}{2} F_{zi} - \Delta F_{zi}$$

Rovnice 1.15

Celkový zatáčecí úhel pro každé kolo

Aby byl získán celkový zatáčecí úhel pro jednotlivá kola vozidla, je třeba vzít v úvahu všechny následující vztahy (rovnice 1.16 – 1.21) pro úhly zatáčení.

Základní úhel zatáčení δ , který je možné získat podělením daného zatáčecího úhlu kola δ_{stw} poměrem zatáčení n_{st} .

$$\delta = \frac{\delta_{stw}}{n_{st}}$$

Rovnice 1.16

Úhel zatáčení vyvolaný nakláněním karoserie v zatáčce ψ_{ri} . (Vliv naklonění karoserie se přenáší přes zavěšení až ke kolu.)

$$\psi_{ri} = \varepsilon_i \varphi$$

Rovnice 1.17

Úhel odklonu kol vyvolaný taktéž nakláněním karoserie v zatáčce γ_{ri}

$$\gamma_{ri} = \tau_i \varphi$$

Rovnice 1.18

Koeficienty ε_i a τ_i uvedené ve dvou předchozích rovnicích charakterizují jednotlivé nápravy.

Další zatáčecí úhel je vyvolán pružností řízení a nastane díky externímu momentu, který působí okolo svislého čepu přední nápravy. V této zjednodušené úvaze je to moment vyvolaný boční silou F_{y1} na rameni odpovídajícímu délce čepu e a šířce stopy pneumatiky t_1 . Úhel vyvolaný tímto momentem můžeme zapsat jako:

$$\psi_{c1} = -\frac{F_{y1}(e + t_1)}{c_\psi}$$

Rovnice 1.19

Dále může působící boční síla vyvolat dodatečný zatáčecí úhel ψ_{sfi} , a to díky pružnosti zavěšení.

$$\psi_{sfi} = c_{sfi} F_{yi}$$

Rovnice 1.20

Kromě již jmenovaných zatáčecích úhlů, které se objevují až při samotném zatáčení, jsou zde další úhly, existující už při pohybu přímočarém, a to úhel sbíhavost ψ_0 a počáteční úhel zavěšení kol γ_0 . Pro pravá a levá kola můžeme tyto úhly zapsat pomocí rovnic 1.21.

$$\psi_{iL0} = -\psi_{i0}$$

$$\psi_{iR0} = \psi_{i0}$$

$$\gamma_{iL0} = -\gamma_{L0}$$

$$\gamma_{iR0} = \gamma_{i0}$$

Rovnice 1.21

Efektivní zatáčecí tuhost nápravy

Efektivní zatáčecí tuhost nápravy $C_{\text{eff},i}$ je nyní možné definovat jako poměr mezi boční silou působící na nápravu F_{yi} a virtuálním smykovým úhlem α_{ai} . Tento úhel je dán jako úhel mezi směrem pohybu a středem osy i a je zobrazen na obr. 1-8[3]. Rovnice pro efektivní zatáčecí tuhost nápravy je proto možno zapsat ve tvaru:

$$C_{\text{eff},i} = \frac{F_{yi}}{\alpha_{ai}}$$

Rovnice 1.22

Boční síla působící na nápravu je odvozena pro rovnoměrné zatáčení jako:

$$F_{yi} = \frac{l - a_i}{l} m a_y$$

Rovnice 1.23

Ale také platí, že boční síla je součet všech individuálních bočních sil působících na pneumatiky:

$$F_{yiL} = \left(\frac{1}{2} C_{F\alpha i} + \zeta_{\alpha i} \Delta F_{zi} \right) (\alpha_i - \psi_{i0}) + \left(\frac{1}{2} C_{F\gamma i} + \zeta_{\gamma i} \Delta F_{zi} \right) (\gamma_i - \gamma_{i0})$$
$$F_{yiR} = \left(\frac{1}{2} C_{F\alpha i} - \zeta_{\alpha i} \Delta F_{zi} \right) (\alpha_i + \psi_{i0}) + \left(\frac{1}{2} C_{F\gamma i} - \zeta_{\gamma i} \Delta F_{zi} \right) (\gamma_i + \gamma_{i0})$$

Rovnice 1.24

Pro které platí, že průměrný smykový úhel kola α_i je:

$$\alpha_i = \alpha_{ai} + \psi_i$$

Rovnice 1.25

Průměrný dodatečný úhel zatáčení ψ_i je:

$$\psi_i = \psi_{ri} + \psi_{ci} + \psi_{sfi}$$

Rovnice 1.26

A průměrný úhel zavěšení γ_i je:

$$\gamma_i = \gamma_{ri}$$

Rovnice 1.27

Nyní po dosazení rovnice 1.25, 1.26, 1.27 do rovnice součtu všech individuálních bočních sil působících na pneumatiku (1.24). A dále po použití takto vzniklé rovnice v kombinaci s rovnicemi 1.11, 1.12, 1.17, 1.18, 1.19, 1.20, 1.23 získáme rovnici vztahu mezi virtuálním smykovým úhlem nápravy α_{ai} , boční silou působící na nápravu F_{yi} a efektivní zatáčecí tuhostí nápravy $C_{\text{eff},i}$. Ze které vyjádříme jedinou neznámou a to virtuální smykový úhel nápravy.

$$\alpha_{ai} = \frac{F_{yi}}{C_{\text{eff},i}}$$

$$\alpha_{ai} = \frac{F_{yi}}{C_{F\alpha i}} \left(1 + \frac{l(\varepsilon_i C_{F\alpha i} + \tau_i C_{F\gamma i}) h'}{(l-a_i)(c_{\varphi 1} + c_{\varphi 2} - mgh')} + \frac{C_{F\alpha i}(e_i + l_i)}{c_{\psi i}} - C_{F\alpha i} c_{sfi} + \frac{2l\sigma_i}{l-a_i} (\zeta_{\alpha i} \psi_{i0} + \zeta_{\gamma i} \gamma_{i0}) \right)$$

Rovnice 1.28

Koeficienty $C_{F\alpha i}$ a $C_{F\gamma i}$ je možné podle potřeby rozepsat jako součet tuhosti pravé a levé pneumatiky (na základě rovnic 1.10 a 1.15).

$$C_{F\alpha i} = C_{F\alpha iL} + C_{F\alpha iR} = C_{F\alpha iL0} + C_{F\alpha iR0}$$

$$C_{F\gamma i} = C_{F\gamma iL} + C_{F\gamma iR} = C_{F\gamma iL0} + C_{F\gamma iR0}$$

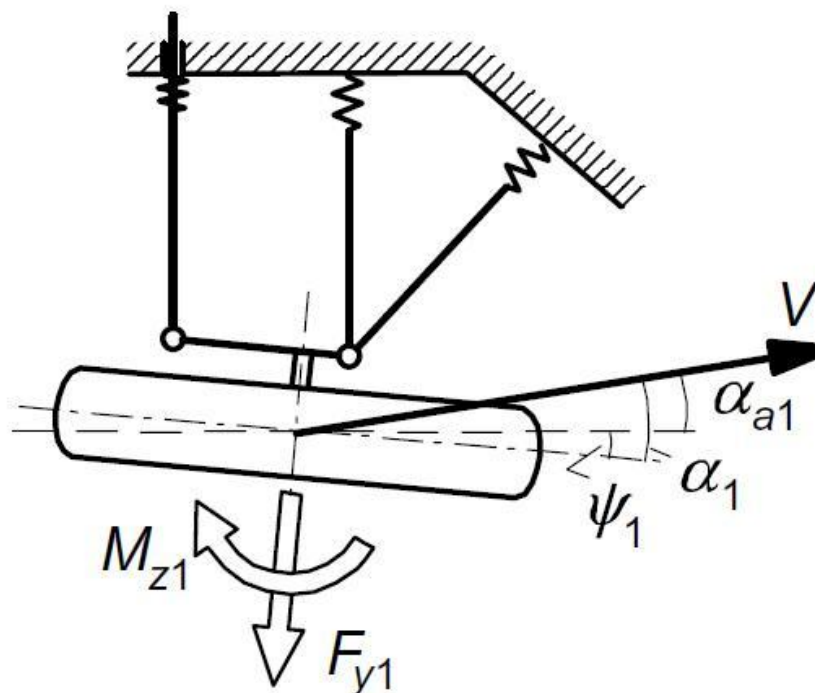
Rovnice 1.29

1.2.2. Nelineární efektivní nápravová charakteristika

V této podkapitole je vysvětlena nelineární nápravová charakteristika pro případ efektivní charakteristiky přední nápravy, u které se projevuje pružnost řízení, a pro problematiku přenosu zatížení.

Efektivní charakteristika přední nápravy s projevem pružnosti řízení

Výchozím stavem pro vysvětlení této charakteristiky je automobil jedoucí konstantní rychlostí zatáčkou. Volant automobilu je držen ve stejné poloze, takže se nemění úhel zatáčení. Díky vlivu boční síly a centrovacího momentu působícího na pneumatiku se objeví deformace, vedoucí ke vzniku přírůstkového úhlu zatáčení ψ_{c1} u předních kol (obr. 1-9[3]).



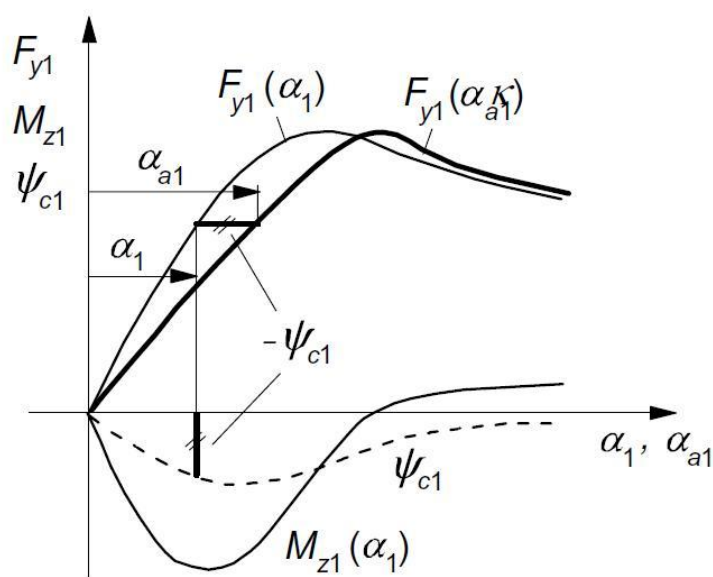
Obrázek 1-9: Znázornění přírůstkového úhlu zatáčení (odklon podélné osy pneumatiky od horizontální osy) způsobený zavěšením kola a pružností řízení. (úhlu ψ_{c1} odpovídá na obrázku úhel ψ_1) [3]

Protože pro tento případ nebereme v potaz přenos zatížení ani počáteční úhel sbíhavosti kol a úhel zavěšení, je situace pro pravé i levé kolo stejná. Virtuální smykový úhel α_{a1} je pak možné zapsat pomocí následující rovnice jako rozdíl mezi smykovým úhlem přední pneumatiky α_1 a přírůstkovým úhlem zatáčení ψ_{c1} .

$$\alpha_{a1} = \alpha_1 - \psi_{c1}$$

Rovnice 1.30

Smykový úhel pneumatiky i přírůstkový úhel zatáčení je závislý na síle F_{y1} a momentu M_{z1} . Tyto veličiny představují součet boční síly pro pravou a levou pneumatiku přední nápravy a součet vyrovnávacích momentů pro pravou a levou přední pneumatiku. Cílem je získat funkční závislost $F_{y1}(\alpha_{a1})$, znázorněnou na obr. 1-10[3], která je efektivní charakteristikou přední nápravy. V grafu je znázorněn postup jak získat ze závislosti $F_{y1}(\alpha_1)$ závislost $F_{y1}(\alpha_{a1})$ a to tak, že její body posouváme po rovnoběžkách s osou α_1, α_{a1} o vzdálenost ψ_{c1} . Strmost křivek v počátku odpovídá efektivní zatáčecí tuhosti nápravy zmíněné v předchozí podkapitole. Přestože rozdíl mezi efektivní zatáčecí tuhostí pro případ $F_{y1}(\alpha_1)$ a pro případ $F_{y1}(\alpha_{a1})$ může být malý, tak má velký význam pro chování a ovládání vozidla, protože vyjadřuje rozdíl mezi tuhostí přední nápravy a tuhostí zadní nápravy, které odpovídá původní charakteristika.

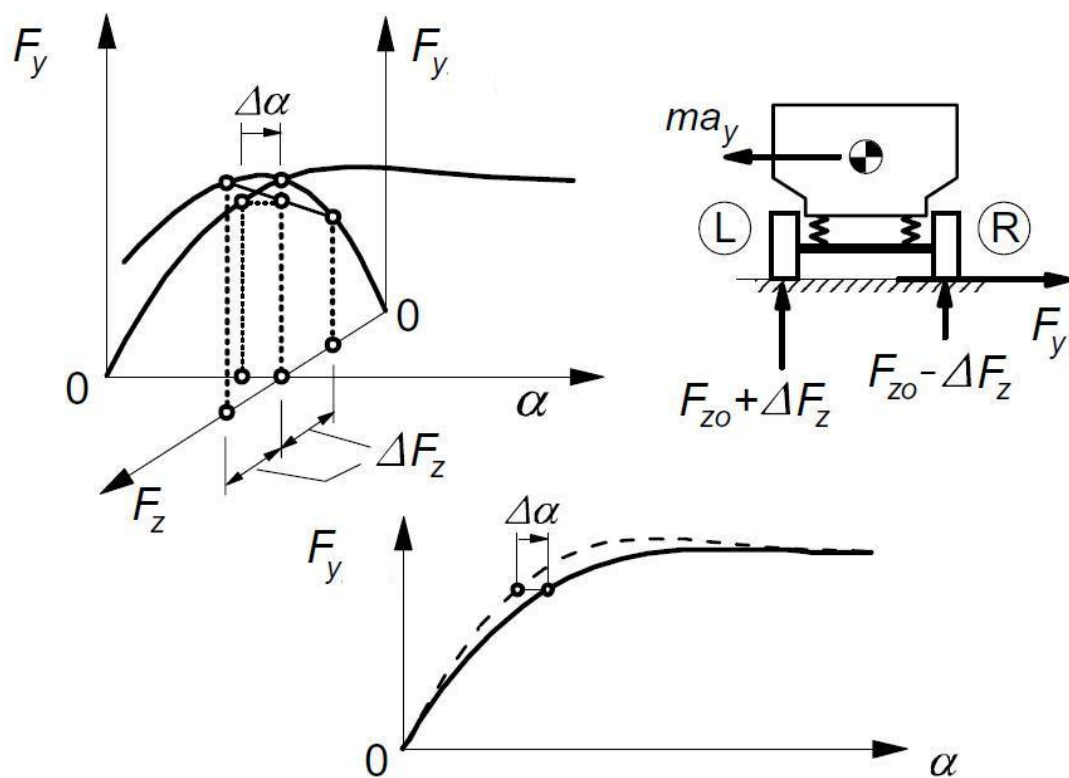


Obrázek 1-10: Efektivní charakteristika přední nápravy ovlivněná pružností řízení.[3]

Přenos zatížení

Pro problematiku přenosu zatížení je situace komplikovanější než v předchozím případě. Pro vysvětlení je použit obr. 1-11[3]. Na obrázku je trojrozměrný graf vyjadřující závislost boční síly působící na pneumatiku na smykovém úhlu a na normálovém zatížení. Vedle něj je znázorněna situace pro vysvětlení přenosu zatížení v závislosti na dostředivém zrychlení automobilu. Poslední část obrázku tvoří graf zobrazující rozdíl mezi původní charakteristikou (plná čára) pro závislost boční síly působící na osu na smykovém úhlu a novou charakteristikou (čárkovaná čára), kterou dostaneme, když vezmeme v úvahu vliv přenosu zatížení. Na trojrozměrném grafu lze pozorovat, že zatíženější kolo produkuje větší boční sílu, což má vliv na změnu charakteristiky pro závislost boční síly na smykovém úhlu.

Nyní je kolo schopno při větších smykových úhlech akceptovat menší boční sílu aniž by se dostalo do smyku. U malých smykových úhlů se vliv přenosu zatížení neprojeví.



Obrázek 1-11: Vliv přenosu zatížení na výslednou nápravovou charakteristiku.[3]

2. Vlastnosti pneumatik

Moderní pneumatika musí mít vlastnosti, splňující co nejlépe všechny požadavky řidičů. Každý chce cestovat rychle, ale zároveň bezpečně a komfortně a také za co nejnižší náklady. Proto velmi záleží na konstrukci pneumatik a zvolených materiálech.

2.1. Požadavky na pneumatiky [2]

Požadavky na pneumatiky se liší podle jejich uplatnění po dokončení výroby. Přesto existují požadavky, které jsou společné skoro pro všechna odvětví, kde se pneumatiky používají. Mezi tyto požadavky patří:

- Dynamické požadavky
- Požadavky z hlediska bezpečnosti
- Požadavky z hlediska komfortu
- Požadavky na životnost pneumatiky

2.1.1. Dynamické požadavky

Mezi dynamické požadavky patří schopnost pneumatiky akceptovat síly a momenty, které na ní působí. Tyto síly a momenty jsou blíže popsány v první kapitole.

2.1.2. Požadavky z hlediska bezpečnosti

Z hlediska bezpečnosti je především nutné zajistit, aby pneumatiky co nejlépe držely vozidlo na vozovce, aby držely směr vozidla, aby odolávaly vnějším vlivům a měly příznivý vliv na účinnost brzdění.

2.1.3. Požadavky z hlediska komfortu

Nežádoucí jsou z pohledu komfortu především otřesy karoserie a hluk při jízdě. Oba tyto problémy může zčásti eliminovat vhodná konstrukce a materiál pneumatiky.

2.1.4. Požadavky na životnost pneumatiky

Posledním z požadavků je životnost pneumatiky. Pod pojmem životnost pneumatiky se rozumí doba, po kterou je schopna pneumatika odvádět svou práci. Proto čím delší je životnost pneumatiky, tím větší je hospodárnost automobilové dopravy.

2.2. Vliv požadavků na konstrukci a volbu materiálu

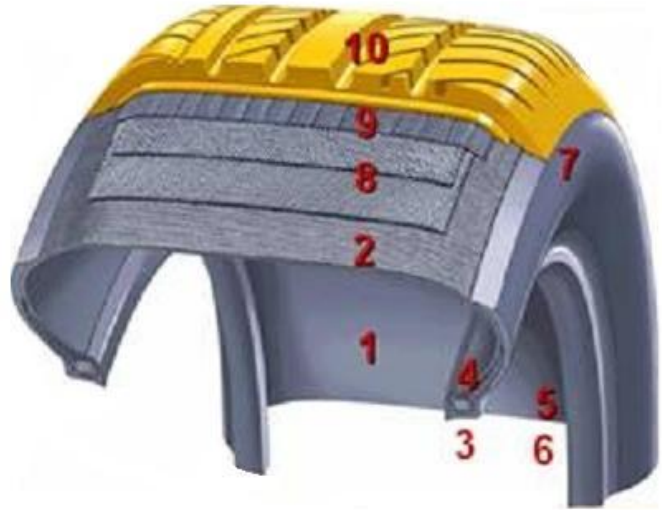
Na základě požadavků je volena vhodná konstrukce a materiál. Některé požadavky se promítají do konstrukce pneumatiky tak, že si vzájemně odporují s jinými požadavky, a proto je třeba najít kompromis, popřípadě si musí zákazník sám vybrat, které vlastnosti pneumatiky jsou pro něj důležitější. Jako příklad protikladných požadavků lze uvést dynamické požadavky a požadavky na komfort. Největšího komfortu by bylo dosaženo v případě použití pružné kostry z důvodu absorpce nerovností a měkké směsi běhounu, která by zčásti eliminovala hluk. Ale pro nejlepší dynamické vlastnosti je třeba co největší boční a podélná tuhost. Toho lze dosáhnout pomocí nižšího profilu pneumatiky a tuhé kostry.

2.3. Konstrukce pneumatiky a používané materiály [2][12][13]

Plášť pneumatiky můžeme z pohledu konstrukce rozdělit na jednotlivé části. Viz obr. 2-1[13] Pro každou část se používají specifické materiály, aby bylo docíleno požadovaných vlastností a funkcí.

Části pláště:

1. Vnitřní guma
2. Kostrový materiál
3. Patní lano
4. Jádno
5. Výztužný pásek
6. Patní pásek
7. Bočnice
8. Nárazník
9. Polyamidový nárazník
10. Běhoun



Obrázek 1-1: Rozdělení konstrukce pláště pneumatiky.[13]

2.3.1. Vnitřní guma

Funkcí vnitřní gumy je zabránit úniku vzduchu z pláště. V bezdušových pneumatikách nahrazuje duši. Jako materiál se většinou používá syntetický kaučuk. Mezi syntetické druhy kaučuku, které se používají ve výrobě pneumatik, patří hlavně butadienstyrenový kaučuk a polybutadienový kaučuk.

2.3.2. Kostrový materiál

Kostrový materiál umožňuje pneumatice absorbovat nárazy, drží tvar pneumatiky a je nejdůležitějším prvkem pneumatiky z dynamického hlediska. Pro konstrukci kostrového materiálu se většinou používají viskózní, polyamidová, aramidová a skleněná vlákna. Ve starších konstrukcích se uplatňovala i bavlněná vlákna, která ale byla postupem času nahrazena, protože neměla ideální vlastnosti.

2.3.3. Patní lano

Patka pneumatiky se skládá z výztužného a patního pásku, jádra a patního lana. Pomocí patního lana je patka vyztužena a zároveň je zajištěno správné usazení pneumatiky v ráfku. Patní lano také napomáhá při přenosu podélných sil. Na konstrukci je použito několik ocelových drátů spojených do svazku.

2.3.4. Jádno

Zajišťuje plynulý přechod z tuhé oblasti patky do elastické oblasti bočnice pneumatiky. Má pozitivní vliv na boční tuhost a tím i na přenos bočních sil. Obvyklým materiálem je syntetický kaučuk.

2.3.5. Výztužný pásek

Někdy bývá při rozdělení pneumatiky zahrnut do části jádra patky a to z toho důvodu, že jeho funkce se také váže k přechodové oblasti mezi patkou a bočnicí, ale na rozdíl od jádra zajišťuje její zpevnění a stabilizaci. Na konstrukci výztužného pásku se používá pogumovaný nylonový nebo aramidový kord.

2.3.6. Patní pásek

Ochranná část patky pneumatiky tvořená obvykle syntetickým kaučukem, která má za úkol zabezpečení těsnosti a pevného spojení s ráfkem, spolu s předcházením erozi v místě styku patky s ráfkem.

2.3.7. Bočnice

Funkce bočnic je zajištění ochrany kostry před mechanickým namáháním a vnějšími vlivy. Pro konstrukci bočnic se používá převážně přírodní kaučuk spolu s chemickou příměsí. Přírodní kaučuk se používá z důvodu dobrých elastických vlastností, díky kterým je bočnice schopná vydržet mechanické namáhání na ohyb. Chemické přísady jsou ve směsi obsaženy, tak aby zvýšily odolnost přírodního kaučuku proti stárnutí a vnějším vlivům.

2.3.8. Nárazník

Nárazník zvyšuje životnost pneumatiky, tím že předchází hlubokému poškození kostry, snižuje valivý odpor a stabilizuje běhoun. Materiál nárazníku je pogumovaný ocelový kord, který má vlákna uložena pod malým úhlem (15° až 20°).

2.3.9. Polyamidový nárazník

Pogumovaný nylonový kord s vlákny uloženými podélně (pod úhlem 0°) tvoří polyamidový nárazník, jehož funkcí je především vyztužení spodní části běhounu. Díky vyztužení se sníží valivý odpor, zlepší se komfort jízdy a umožní se pneumatice dosahovat velmi vysokých rychlostí bez obvodové deformace.

2.3.10. Běhoun

Materiál běhounu tvoří směs syntetického a přírodního kaučuku. Funkce běhounu se dělí podle pozice. Vnější část zajišťuje adhezi a životnost. Vnitřní část snižuje valivý odpor a chrání kostru a nárazník před mechanickým poškozením. Co nejlepší adheze na různých typech povrchu při různých podmínkách je nejdůležitějším úkolem při konstrukci běhounu.

Počet částí, na které je plášť rozdělen se může lišit. Někdy jsou modely konstrukce pláště zjednodušovány například tím, že se patní lano, jádro, patní a výztužný pásek berou jako jeden celek (patka), který pak má vlastnosti všech 4 těchto částí a jednotlivé části už se neuvádějí.

2.4. Zastoupení materiálů používaných při výrobě pneumatik

Zastoupení jednotlivých materiálů používaných při konstrukci pneumatik je výrobním tajemstvím každé firmy. Jejich úspěch záleží právě na vlastnostech, kterých jsou schopni svou konstrukcí a vyváženým poměrem jednotlivých materiálů u pneumatiky dosáhnout. Proto tyto údaje nebývají zveřejňovány, ale přesto je možné alespoň přibližně určit procentuální zastoupení jednotlivých materiálů v pneumatice pomocí rozboru již vyrobených pneumatik. Toto přibližné procentuální zastoupení je znázorněno v tabulce 2-1[15]. Přibližné procentuální

zastoupení jednotlivých druhů kaučuku používaných při výrobě pláště pneumatiky je znázorněno v tabulce 2-2[1].

Tabulka 2-1: Procentuální zastoupení materiálů v pneumatice.[15]

Druh materiálu	Procentuální zastoupení
Přírodní a syntetický kaučuk	38%
Plniva (saze, modifikovaný SiO ₂)	30%
Výztužné materiály (ocel, nylon)	16%
Změkčovadla (minerální oleje)	10%
Vulkanizační činidla (síra)	4%
Antioxidanty	1%
Zbylé materiály	1%

Tabulka 2-2: Procentuální zastoupení jednotlivých druhů kaučuku v plášti.[1]

Skupiny pláštů	Typ elastomeru v kaučukové směsi
Osobní	55% SBR, 30% BR, 15% NR
Lehké nákladní	40% SBR, 30% BR, 30% NR+IR
Těžké nákladní	20% SBR, 25% BR, 55% NR+IR
Zadní traktorové	40% SBR, 30% BR, 30% NR+IR

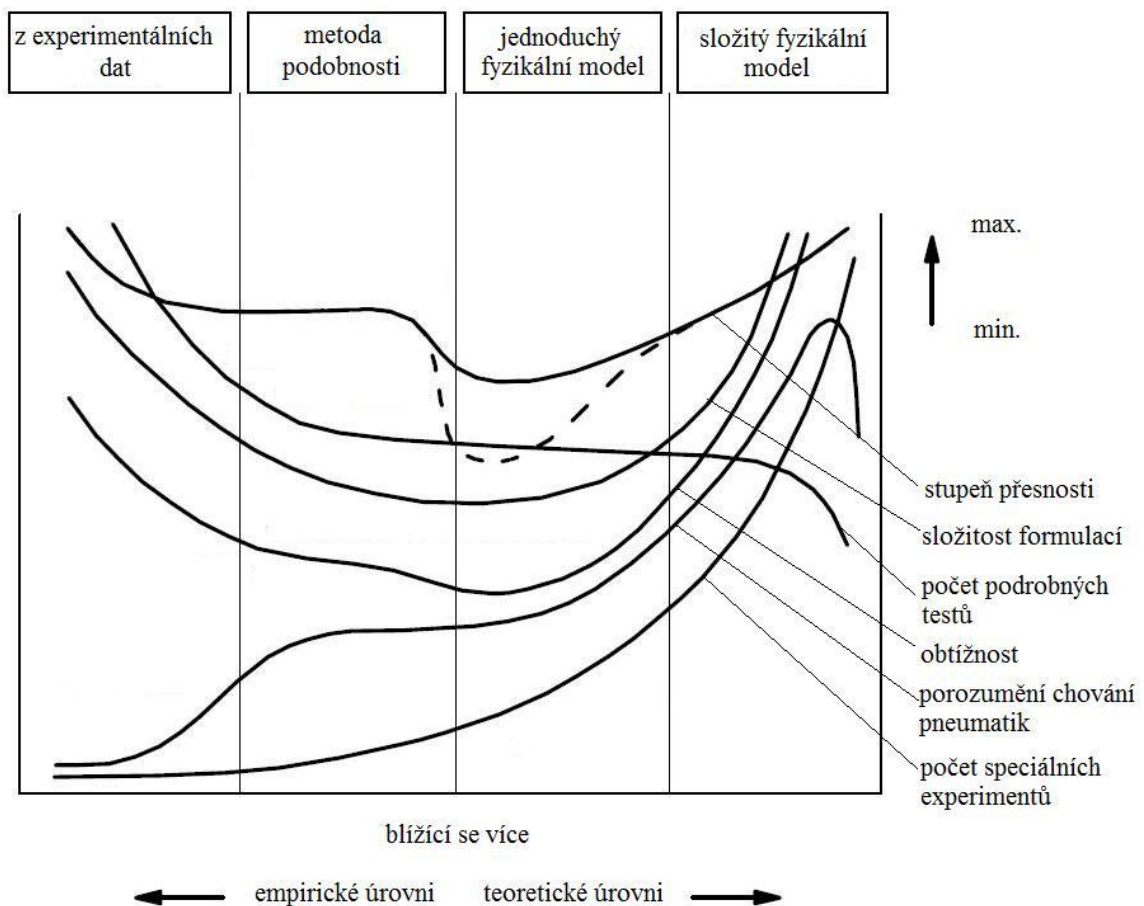
(SBR - butadienstyrenový kaučuk, BR - polybutadienový kaučuk, NR - přírodní kaučuk, IR - polyisoprenový kaučuk)

3. Modely pneumatik [3]

S postupným vývojem pneumatik je spojen vývoj jejich modelů, který začal přibližně v polovině minulého století. Tyto modely jsou velmi důležité pro zdokonalování pneumatik, protože rozšiřují naše znalosti o působení vnějších vlivů na konstrukci a materiály pneumatik během různých situací, které nastávají za jízdy. Pro přehlednost můžeme rozdělit modely pneumatik do několika skupin podle jejich přesnosti a obsáhlosti. Každá z těchto skupin má pak své specifické využití v praxi.

3.1. Rozdělení modelů pneumatik

Jeden ze způsobů jak dělit modely pneumatik je znázorněn na obr. 3-1[3] v horní části. Znázorněné kategorie jsou seřazeny zleva doprava od modelů založených čistě na experimentálních datech po modely založené na teoriích o chování fyzikální struktury pneumatik. Graf pod obrázkem zobrazuje přibližné charakteristiky modelů, podle toho, ve které kategorii se nacházejí, a je možné z něj vyčíst, že zleva doprava stoupá kvalita porozumění chování pneumatik a tím roste i uplatnění těchto modelů pneumatik.



Obrázek 3-1: Dělení modelů pneumatik podle způsobu tvorby modelů a graf znázorňující charakteristické rysy modelu podle toho, ve které kategorii se nachází.[3]

3.1.1. Modely založené pouze na experimentálních datech

Jsou to matematické modely popisující naměřené charakteristiky pomocí tabulek nebo matematických funkcí a interpolačních schémat. Matematické vztahy pro tyto modely mají

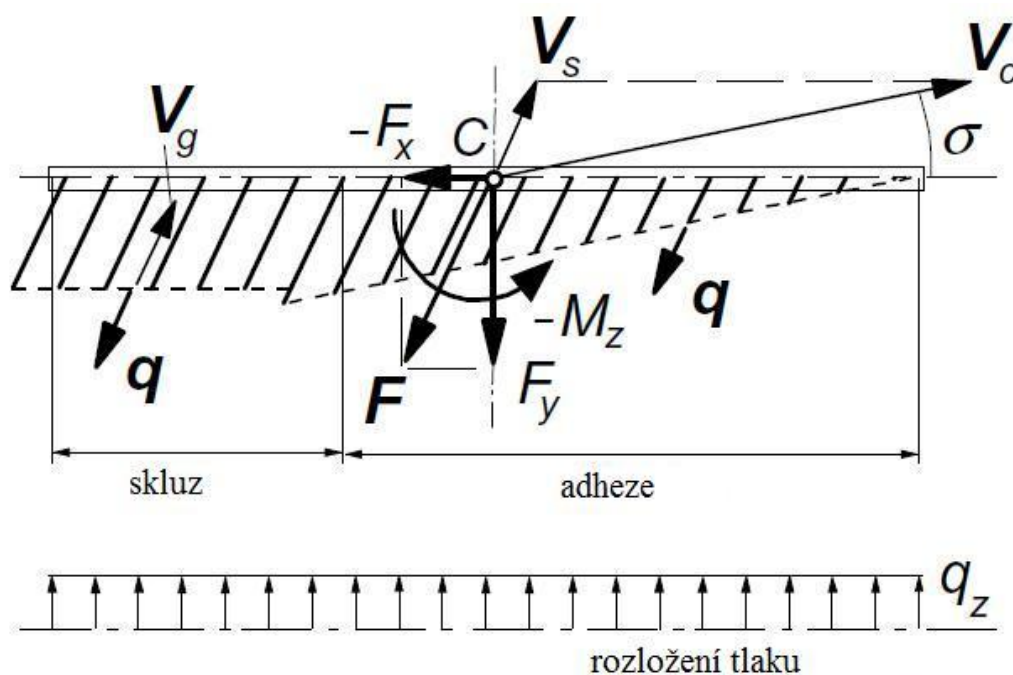
danou strukturu a obsahují proměnné, které jsou obvykle stanovené pomocí regresních postupů, tak aby co nejvíce odpovídaly naměřeným datům. Jedním z nejznámějších modelů tohoto typu je *Magic formula tyre model*, který vychází z *Magic formula* zmíněné v 1. kapitole.

3.1.2. Modely používající metodu podobnosti

Tyto modely jsou založeny na použití většího množství základních charakteristik, které obvykle získáme pomocí měření. Tyto charakteristiky jsou dále transformovány a násobeny, tak aby vznikl požadovaný vztah popisující podmínky pro danou situaci. Tato metoda byla poprvé použita v roce 1958 Pacejkou [3] a nyní se často používá pro případy modelování vozidel, kde je potřeba rychlých výpočtů.

3.1.3. Modely vycházející z jednoduchých fyzikálních modelů

V některých případech (záleží na zvoleném fyzikálním modelu, ze kterého vycházejí) již tyto modely mohou poskytnout požadovanou přesnost a být tak více uplatněny v modelování pneumatik. Například HSRI (dřívější zkratka pro University of Michigan Transportation Research Institute) model pneumatiky, který vytvořili Dugoff, Fancher a Segel v roce 1970 (obr. 3-2[3]) a později jej zdokonalil Bernard v roce 1977 (obr. 3-3[3]), když změnil původně rovnoměrné konstantní zatížení pneumatiky na parabolické zatížení a zahrnul v modelu i flexibilitu kostry pneumatiky, je vhodný pro lepší pochopení chování pneumatiky.

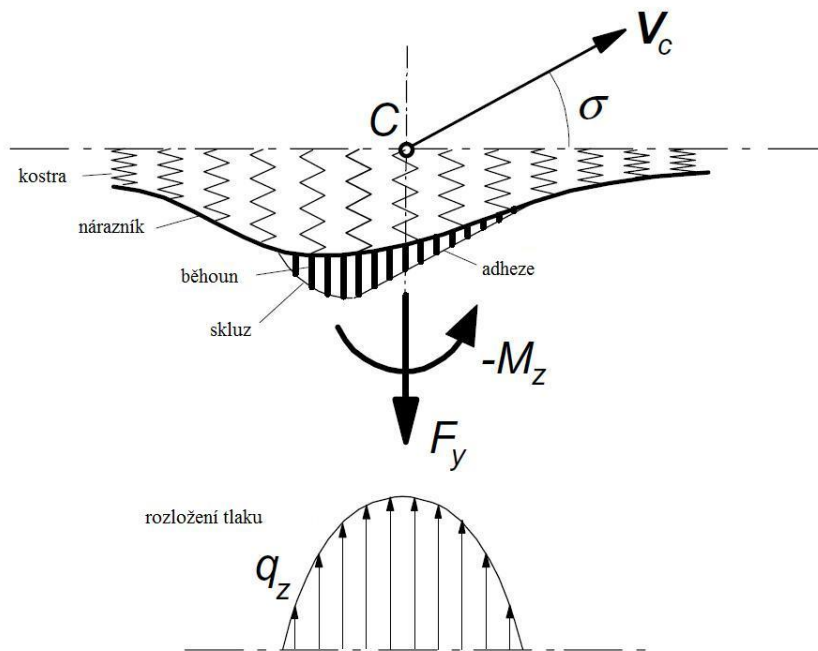


Obrázek 3-2: HSRI model pneumatiky (1970), znázorňující pneumatiku zároveň při podélném (brzděném) smyku a bočním smyku (rozložení tlaku na pneumatiku je konstantní).[3]

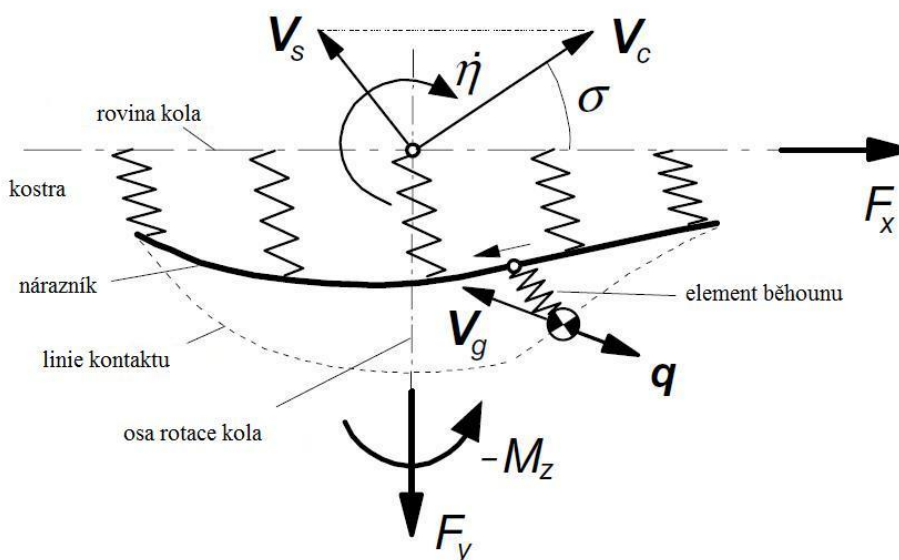
3.1.4. Modely založené na složitém fyzikálním modelu

Tyto modely jsou zaměřeny na detailnější analýzu pneumatiky. Na rozdíl od předcházejících modelů uvažují nekonstantnost podmínek a vlivů působících na pneumatiky. Jako příklad tohoto typu modelů je možno uvést třeba počítačový model sledování elementu běhounu. Tento model umožňuje výběr rozložení tlaku a funkce třecího koeficientu smykové

rychlosti a lokálního kontaktního tlaku. Fyzikální model, který znázorňuje základ této metody, je zobrazen na obr 3-4[3]. Je možné pomocí něj sledovat odchylku kostry během průběhu jednoho elementu běhounu přes kontaktní plochu nebo i průběhu několika řad elementů, kdy z každé řady sledujeme jeden element po celou délku jeho průchodu kontaktní plochou. Na začátku takového průchodu je odchylka kostry brána jako konstantní, poté se vypočítává pohyb elementu běhounu, přičemž je do výpočtu zahrnut koeficient tření spolu se stanovenými silami a momenty působícími na pneumatiku. Po průchodu elementu kontaktní plochou je na základě vypočítaných dat aktualizována odchylka kostry. Tyto modely hlavně díky své schopnosti pracovat s proměnlivými podmínkami jsou v praxi nejvíce používány.



Obrázek 3-3: Zdokonalený HSRI model pneumatiky (1977) s parabolickým průběhem zatížení a flexibilitou kostry.[3]



Obrázek 3-4: Fyzikální model tvořící základ pro počítačový model sledování elementu běhounu.[3]

Závěr

Tato bakalářská práce je věnována především faktorům ovlivňujícím dynamiku vozidla a problematice vlivů těchto faktorů na konstrukci pneumatiky, ale také samotné konstrukci pneumatiky a modelům pneumatik.

V první kapitole byly prezentovány jednotlivé vlivy na dynamiku vozidla a odvozeny charakteristiky pro pneumatiky a nápravy, pomocí kterých pak můžeme určit požadované vlastnosti jak u pneumatik, tak u náprav. Charakteristika pneumatik byla sestavena na základě silového a momentového působení na pneumatiku odvozeného z faktorů působících na vozidlo při jízdě. Nápravové charakteristiky, které berou v potaz vliv kinematiky systému zavěšení kol, jsou sestavovány podobným principem a spolu s charakteristikou pneumatik tvoří dynamickou charakteristiku vozidla.

Další část této práce pak byla věnována hlavně konstrukci pneumatik, funkcím jejich jednotlivých částí a použitému materiálu při výrobě těchto částí. Hlavní vliv na konstrukci a použitý materiál při výrobě pneumatik mají především požadavky na pneumatiky.

Poslední kapitola této práce byla zaměřena na modely pneumatik. Právě tvorba modelů a s ní spojené hlubší poznání chování pneumatik při různých podmínkách přispělo ve výrobě k rychlému vývoji kupředu. Dnešní modely pneumatik jsou převážně tvořeny pomocí počítačové techniky a jsou schopny simulovat veškeré vlivy a procesy, které ovlivňují chování a vlastnosti pneumatik.

Seznam použitých zdrojů

Literatura:

- [1] KLIMÁNEK, L., SÁHOVÁ, V.: Technologie pro 1. a 2. ročník učebního oboru gumař - plastikář. 1. Vydání. Praha: SNTL, 1983. 185 s.
- [2] MARCÍN, J.: Pneumatiky: výroba, použití, údržba. 1. vydání. Praha: SNTL, 1976. 269 s.
- [3] PACEJKA, H. B.: Tyre and Vehicle Dynamics. 2. vydání. Oxford: Blutterworth-Heinemann, Elsevier, 2006. 641 s. ISBN-10: 0-7506-6918-7

Internet:

- [4] AUTO NEWS ARTICLES [online]. [cit. 11. 4. 2011]. Dostupné z URL: <<http://autonewszone.wordpress.com/category/tires-info/>>
- [5] AUTOCENTRUMRK [online]. [cit. 11. 4. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.autocentrumrk.cz/historie-pneumatik/>>
- [6] AUTOLEXICON.NET [online]. [cit. 25. 3. 2011]. Dostupný z URL: <<http://cs.autolexicon.net/articles/radialni-pneumatika>>
- [7] AUTOZNALOSTI [online]. [cit. 25. 3. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.autoznanosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/>>
- [8] DOPRAVNÍ NOVINY [online]. [cit. 25. 3. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.dnoviny.cz/silnicni-doprava/vyroba-pneumatik2335>>
- [9] HANKOOK [online]. [cit. 7. 4. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.hankookpneu.cz/web/?p=clanky/typy-pneumatik>>
- [10] MICHELIN [online]. [cit. 21. 3. 2011]. Dostupný z URL: <http://www.michelinag.com/agx/en-US/products/advantages/bias_radial/bias_radial.jsp>
- [11] PNEU KLUB [online]. [cit. 11. 4. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.pneuclub.cz/48/strucna-historie-pneumatik/>>
- [12] PNEUSERVIS V ROKYTNICI [online]. [cit. 25. 3. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.pneu-asistent.cz/Konstrukce-funkce-a-vyroba-pneumatiky.html>>
- [13] TECHNOLOGIE VÝROBY PNEUMATIK BARUM CONTINENTAL ZLÍN [online]. [cit. 25. 3. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.vossost.cz/pk/Data/HTML/vyrobapneu.htm>>
- [14] TYRE-ROAD FRICTION AND TYRE SLIP [online]. [cit. 21. 3. 2011]. Dostupný z URL: <http://www.tut.fi/plastics/tyreschool/moduulit/moduuli_10/hypertext/3/3_1.html>
- [15] UNIVERSE PROJECTS [online]. [cit. 25. 3. 2011]. Dostupný z URL: <<http://www.universe-projects.com/technologies/tire-recycling/what-are-tyres-made-of>>

Seznam zkratk a veličin

$a (a_1)$	Vzdálenost bodu A od přední nápravy [m]
a_y	Dostředivé zrychlení [m/s^2]
B	Faktor tuhosti [1/rad]
$b (a_2)$	Vzdálenost bodu A od zadní nápravy [m]
C	Tvarový faktor [-]
c_1	Tvarový parametr [N/rad]
c_2	Tvarový parametr [N]
$C_{eff,i}$	Efektivní zatačecí tuhost nápravy [N/rad]
$C_{F\alpha}$	Boční smyková tuhost [N/rad]
$C_{F\alpha 0}$	Počáteční boční smyková tuhost [N/rad]
$C_{F\gamma}$	Tuhost zavěšení [N/rad]
$C_{F\gamma 0}$	Počáteční tuhost zavěšení [N/rad]
$C_{F\kappa}$	Podélná smyková tuhost [N]
$C_{M\alpha}$	Vratná (vyrovnávací, smyková) tuhost [Nm/rad]
$C_{M\gamma}$	Vratná tuhost zavěšení [Nm/rad]
$c_{\varphi 1}$	Přední tuhost klonění [N/rad]
$c_{\varphi 2}$	Zadní tuhost klonění [N/rad]
$c_{\psi 1}$	Celková zkrutná tuhost řízení [N/rad]
D	Vrcholový faktor [N]
E	Tvarový faktor [-]
e	Délka čepu [m]
F_x	Podélná síla [N]
F_y	Boční síla [N]
F_z	Zatížení kola [N]
F_{z0}	Počáteční zatížení [N]
g	Gravitační zrychlení [m/s^2]
h'	Vzdálenost těžiště od osy klonění [m]
h_1	Výška předního středu klonění [m]
h_2	Výška zadního středu klonění [m]
<i>Index i</i>	Dosazuje se za něj 1 pro přední nápravu nebo 2 pro zadní nápravu
<i>Index L</i>	Označuje levé kola
<i>Index R</i>	Označuje pravé kola
I_x	Moment setrvačnosti k ose x [kg/m^2]
I_{xz}	Moment setrvačnosti k osám x a z [kg/m^2]
I_z	Moment setrvačnosti k ose z [kg/m^2]
l	Rozchod kol [m]
m	Hmotnost [kg]
M_z	Vratný moment [Nm]
n_{st}	Poměr zatačení [-]
r	Zatačecí rychlost [m/s]
r_e	Valivý poloměr [m]
s_i	Polovina šířky stopy pneumatiky [m]
u	Podélná rychlost bodu A [m/s]
V	Rychlost valení kola [m/s]
v	Boční rychlost bodu A [m/s]
V_x	Podélná rychlost valení kola [m/s]
V_y	Boční rychlost valení kola [m/s]
α	Úhel smyku [rad]

α_{ai}	Virtuální smykový úhel [rad]
α_i	Průměrný smykový úhel kola [rad]
γ	Úhel zavěšení kol [rad]
γ_0	Počáteční úhel zavěšení kol [rad]
γ_i	Průměrný úhel zavěšení [rad]
γ_{ri}	Úhel odklonu kol vyvolaný kloněním karoserie [rad]
δ	Základní úhel zatáčení [rad]
ΔF_z	Změna zatížení [N]
ΔF_{zi}	Přenos zatížení z vnitřních kol na vnější pro jednotlivé nápravy [N]
δ_{stw}	Zatáčecí úhel kola [rad]
ε_i	Koeficient charakterizující jednotlivé nápravy [-]
ζ_α	Odchyłky mezi koeficienty a zátěžovými křivkami [1/rad]
ζ_γ	Odchyłky mezi koeficienty a zátěžovými křivkami [1/rad]
κ	Podélný smyk [%]
μ	Koeficient tření [-]
σ_i	Koeficient přenosu zatížení [-]
τ_i	Koeficient charakterizující jednotlivé nápravy [-]
φ	Úhel klonění [rad]
ψ_0	Úhel sbíhavosti kol [rad]
ψ_1	Průměrný dodatečný úhel zatáčení [rad]
ψ_{c1}	Zatáčecí úhel vyvolaný pružností řízení [rad]
ψ_{ri}	Úhel zatáčení vyvolaný kloněním karoserie [rad]
ψ_{sfi}	Dodatečný zatáčecí úhel [rad]
Ω	Úhlová rychlost [rad/s]
Ω_0	Počáteční úhlová rychlost [rad/s]

Seznam obrázku

Obrázek 1-1: Kladné směry působících sil a momentů na pneumatiku (s výjimkou síly F_z , která je znázorněna záporně)[3]	-13-
Obrázek 1-2: Kombinovaná charakteristika boční a brzdné síly.[3]	-15-
Obrázek 1-3: Typická charakteristika pro normalizovanou zatačecí tuhost, maximální stranovou sílu a stranovou sílu v závislosti na normalizovaném vertikálním zatížení a smykovém úhlu.[3]	-16-
Obrázek 1-4: Rozdíl v konstrukci radiálních a diagonálních pneumatik[6]	-17-
Obrázek 1-5: Rozdíl ve velikosti stykových ploch pro radiální a diagonální pneumatiky v nezatíženém stavu nebo při malém zatížení.[10]	-18-
Obrázek 1-6: Rozdíl ve velikosti stykových ploch a v deformacích pro radiální a diagonální pneumatiky při zatížení a při zatačení.[9]	-18-
Obrázek 1-7: Charakteristika pro dopřednou sílu v závislosti na boční síle pro různé smykové úhly.[14]	-19-
Obrázek 1-8: Model vozidla s třemi stupni volnosti.[3]	-19-
Obrázek 1-9: Znázornění přírůstkového úhlu zatačení (odklon podélné osy pneumatiky od horizontální osy) způsobený zavěšením kola a pružností řízení.[3]	-24-
Obrázek 1-10: Efektivní charakteristika přední nápravy ovlivněná pružností řízení.[3]	-25-
Obrázek 1-11: Vliv přenosu zatížení na výslednou nápravovou charakteristiku.[3]	-26-
Obrázek 2-1: Rozdělení konstrukce pláště pneumatiky.[13]	-28-
Obrázek 3-1: Dělení modelů pneumatik podle způsobu tvorby modelů a graf znázorňující charakteristické rysy modelu podle toho, ve které kategorii se nachází.[3]	-31-
Obrázek 3-2: HSRI model pneumatiky (1970), znázorňující pneumatiku zároveň při podélném (brzdném) smyku a bočním smyku (rozložení tlaku na pneumatiku je konstantní).[3]	-32-
Obrázek 3-3: Zdokonalený HSRI model pneumatiky (1977) s parabolickým průběhem zatížení a flexibilitou kostry.[3]	-33-
Obrázek 3-4: Fyzikální model tvořící základ pro počítačový model sledování elementu běhounu [3]	-33-

Seznam tabulek

Tabulka 2-1: Procentuální zastoupení materiálů v pneumatice.[15]	-30-
Tabulka 2-2: Procentuální zastoupení jednotlivých druhů kaučuku v plášti.[1]	-30-