



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**IDENTIFIKACE PARAMETRŮ MATEMATICKÉHO MODELU
PNEUMATIK**

IDENTIFICATION OF TIRE MODEL PARAMETERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Olišar

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Olišar**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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 diplomové práce:

Identifikace parametrů matematického modelu pneumatik

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na identifikaci parametrů modelu pneumatik na základě dat z laboratorních měření.

Cíle diplomové práce:

Metoda identifikace parametrů matematického modelu ustálených stavů pneumatik založeného na "Magic Formula", pro stavy "jednoduchého skluzu" (jen podélný skluz nebo jen úhel směrové úchylky). Procedury vytvořené v prostředí software Matlab, pro načtení měřených dat, stanovení parametrů modelu pneumatiky a výstup identifikovaných parametrů.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 15-609-1199-9.

PACEJKA, H. B., BESSELINK, I. Tire and vehicle dynamics. 3rd ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-008-0970-165.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá zjištěním parametrů rovnic matematického modelu pneumatiky Magic Formula pro případ příčného skluzu u pneumatiky, která se používá na vozech Formule Student. Autor i vedoucí práce znají přesný typ této pneumatiky, nicméně společnost Calspan, jež data použitá v této práci naměřila, neumožňuje jejich šíření v neanonymizované podobě, proto v práci není konkrétní typ pneumatiky uveden.

Úvodní teoretická část práce osvětluje hlavní pojmy vztahující se k pneumatice, stručně představuje některé matematické modely pneumatik a dále pak možnosti experimentálního zjišťování charakteristik pneumatiky, které se používají k vytvoření matematického modelu.

Práce následně ukazuje kompletní postup zpracování surových dat z laboratorního měření užitím skriptů vytvořených v programu Matlab. Hlavními vstupními proměnnými jsou úhel boční směrové úchyly, boční síla, zatěžující síla a úhel naklopení kola. Surová data jsou rozdělena na jednotlivé zátěžné stavy, jsou vypočteny hlavní koeficienty (B, C, D, E, Sh, Sv) rovnice Magic Formula a následně jednotlivé parametry (p_{Cy1} , p_{Dy1} , p_{Dy2} , ad.). Ty jsou zjištěny proložením naměřených dat rovnicemi Magic Formula metodou nejmenších čtverců.

Práce má dva hlavní výstupy. Prvním je sestava skriptů, jež se dají použít pro vytvoření TIR souboru pro případ jednoduchého příčného skluzu jiných libovolných pneumatik z měření se vstupními daty v obdobném formátu. Druhým výstupem je samotný TIR soubor koeficientů pneumatiky pro případ příčného skluzu, jež může být dále použit pro simulace jízdní dynamiky vozu Formule Student.

Práce rovněž ukazuje srovnání mnou vypočtených koeficientů a těch, které byly získány pomocí softwaru Optimum Tire společností Calspan. Dále je pak v práci ukázán vliv zatížení, a úhlu naklopení kola na velikost boční síly.

KLÍČOVÁ SLOVA

Matematické modely pneumatik, Magic Formula, Pacejka, Matlab, pneumatika pro vůz Formule Student, regrese

ABSTRACT

The main goal of this thesis is to obtain lateral parameters of the Magic Formula tire model of a tire commonly used in Formula Student competition. Both the author and the supervisor of the thesis know the tire name and its specification, but the research company that did the tire testing and provided me with the data prohibits sharing this data publicly, so the tire designation is not mentioned in this thesis.

The first chapter covers main theoretical facts related to a tire, briefly describes some of the tire models and shows possibilities how to determine tire characteristics that are used in a tire model.

The thesis describes how to process raw tire data measured during a laboratory experiment using scripts created in Matlab software. The input variables are slip angle, lateral force, normal force and inclination angle. Raw data are splitted into parts, main coefficients of the Magic formula model (B, C, D, E, Sh, Sv) are calculated and subsequently the lateral parameters are obtained using least square method to fit parameters into the measured data.

The work gives two main outcomes. The first output is a set of Matlab scripts that can be used to determine lateral parameters of any tire that has the same input data format as presented. A TIR file of the Formula Student tire in case of lateral slip is the second result of the work. This can be used for vehicle dynamics simulation of Formula Student racing car.

The thesis also offers a comparison between parameters, which I calculated, and those gained thanks to Optimum Tire software by Calspan research company. Additionally the work shows the effect of load and inclination angle on lateral force.

KEYWORDS

Tire models, Magic Formula, Pacejka, Matlab, Formula Student tire, curve fitting

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OLÍŠAR, Petr. Identifikace parametrů matematického modelu pneumatik. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129618>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Porteš.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Doc. Ing. Petra Porteše, PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 10. září 2020

.....

Petr Olišar

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svým rodičům za jejich velkou podporu během celého mého studia. Vždy za mnou pevně stáli a já si toho moc vážím.

Rovněž děkuji svému vedoucímu panu doc. Portešovi za opravdu velkou vstřícnost a spoustu užitečných rad.

OBSAH

Úvod a motivace	11
1 Síly a momenty působící na pneumatiku	12
1.1 Mechanismus kontaktu	12
1.2 Skluz a koeficient tření	13
1.3 Boční síla, úhel boční směrové úchylny a vratný moment	15
1.4 Vertikální síla	17
1.5 Směrová tuhost pneumatiky	17
2 Způsoby měření charakteristik pneumatiky	18
2.1 Laboratorní měření	18
2.2 Měření na vozidlech	20
3 Modely pneumatik	21
3.1 Burckhardtův model pneumatiky	21
3.2 Fialův model	22
3.3 Kartáčový model pneumatiky	22
3.4 MKP modely pneumatiky	22
4 Pacejkova Magic Formula	24
4.1 Verze Magic Formula	24
4.2 Obecné vyjádření MF	26
4.3 Rovnice MF 5.2 pro případ příčného skluzu	27
5 Praktická část – zpracování naměřených dat	33
5.1 Prvotní načtení dat	33
5.2 Rozdělení dat	36
5.3 Zobrazení rozdělených dat	37
5.4 Proložení rovnicí MF – výpočet hlavních parametrů B_y , C_y , D_y , E_y , Sh_y , Sv_y	37
5.5 Předmluva k výpočtům jednotlivých parametrů	38
5.6 Parametr B – koeficient směrové tuhosti	38
5.7 Parametr C – koeficient tvaru	41
5.8 Parametr D – maximální hodnota	41
5.9 Parametr E – koeficient zakřivení	44
5.10 Parametr Sh_y – horizontální posuv	46
5.11 Parametr Sv_y – vertikální posuv	48
6 Postup práce s výpočtovými skripty	50
6.1 Skript „PLOT_RAW_DATA“	50
6.2 Skript „SPLIT_DATA“	50
6.3 Skript „PLOT_SPLITTED_DATA“	51

6.4	Funkce „FIT_By_Cy_Dy_Ey_Shy_Svy“	51
6.5	Funkce pro výpočet parametrů udávající vliv zatížení	51
6.6	Funkce pro výpočet parametrů udávající vliv úhlu naklopení kola.....	51
6.7	Skript „AVERAGE_pCy1“	51
6.8	Skript „SAVE_PARAMETERS“	52
6.9	Skript „FINAL_PLOT“	52
6.10	Skript „CREATE_TIR“.....	52
7	Výsledky.....	53
7.1	Vypočítané parametry	53
7.2	Výpočet chyby - směrodatná odchylka.....	54
7.3	Vliv zatížení na velikost boční síly	55
7.4	Vliv úhlu naklopení kola na velikost boční síly	56
8	Závěr.....	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů	60
	Seznam příloh	63

ÚVOD A MOTIVACE

Pneumatika je za normálních okolností jediná část vozu, která zajišťuje jeho kontakt s povrchem, po kterém se pohybuje. Všechny síly při pohybu automobilu prochází právě pneumatikami a jejich vlastnosti jsou pro oblast dynamiky vozidla zcela rozhodující. Znalost velikosti těchto sil je klíčová a je prvním krokem pro pochopení chování vozu na silnici. Schopnost výpočtu těchto sil pomocí počítačových simulačních nástrojů přináší časovou a finanční úsporu při vývoji vozu a je užitečná jak v automobilovém průmyslu, kde se v současné době ve snaze o snížení nákladů na stavbu prototypů a urychlení vývoje začínají stále více uplatňovat metody virtuálního vývoje, tak i v závodním prostředí, kde je rychlé nalezení optimálního nastavení závodního speciálu zásadní.

Jakmile je vytvořen funkční simulační model, je daleko rychlejší a snazší zjistit vliv nastavení různých parametrů na dynamiku vozidla. Díky matematickému modelu pneumatiky tak můžeme odhadnout vliv změny např. tlaku v pneumatice, úhlu naklopení kola kolem svislé osy, kinematice řízení a jiných parametrech na jízdní vlastnosti daleko rychleji, levněji a pohodlněji, než kdybychom každou změnu museli vyzkoušet fyzicky na voze.

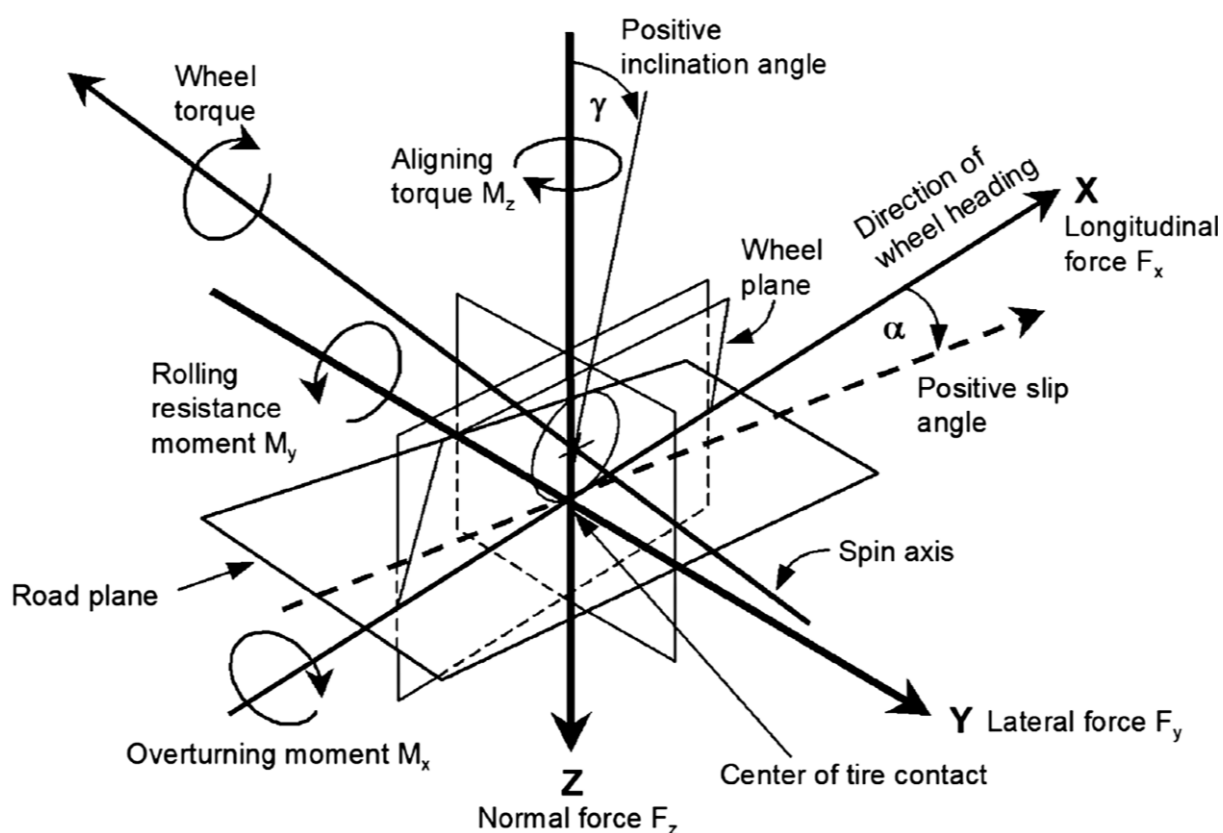
V současné době mnoho simulačních softwarů jako např. ADAMS, OptimumG Software aj., využívá matematický model pneumatiky Magic Formula definovaný nizozemským profesorem Hansem Pacejkou, ve kterém je každá pneumatika charakterizovaná souborem bezrozměrných parametrů [1]. Svůj název „Magic“ získal model z důvodu, že jednu jeho hlavní rovnici lze zároveň použít pro výpočet podélné a příčné síly a vratného momentu, jež působí na pneumatiku. Parametry rovnic pro jednotlivé jízdní stavy jsou sice odlišné, avšak samotný tvar hlavní rovnice se nemění. Blíže o modelu Magic Formula a dalších matematických modelech pneumatik pojednává třetí kapitola.

Jenomže abychom mohli predikovat chování pneumatiky, je nutné nejdříve určit její parametry, které se používají při výpočtech. A právě zjištěním těchto parametrů modelu Magic Formula se zabývá tato práce. Zatímco při simulacích jsou vstupními veličinami pro výpočet např. určitý úhel naklopení pneumatiky kolem osy x_t (průsečnice roviny kola s rovinou vozovky, úhel je měřen mezi rovinou kola svislicí k vozovce), podélný skluz a další, které se dosadí do rovnic s parametry pro danou pneumatiku a výsledkem jsou síly, které pneumatika přenáší, tak při prvotním zjišťování parametrů je postup opačný – z experimentálně zjištěných závislostí sil na skluzu, úhlu naklopení kola a zatěžující síle se vypočítávají (v případě této diplomové práce aproximací metodou nejmenších čtverců) parametry.

1 SÍLY A MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA PNEUMATIKU

Na chování vozu při jízdě má pneumatika dominantní vliv a je klíčovým prvkem pro jeho bezpečné ovládání. Pneumatika je také součástí zavěšení vozidla, částečně tlumí drobné nerovnosti a kromě ovladatelnosti ovlivňuje i kvalitu jízdu.

Pneumatika přenáší kombinaci vertikálních, příčných a podélných sil (obr. 1). O velikosti těchto sil rozhodují zejména vlastnosti dané pneumatiky (jako je druh pryže, ze které je vyrobena, její konstrukce, rozměry, vzorek, teplota, tlak a další), vlastnosti povrchu, po kterém se pohybuje (jeho drsnost, teplota, vlhkost) a především síla, kterou je pneumatika zatížena, a její skluz vůči podložce. [2]



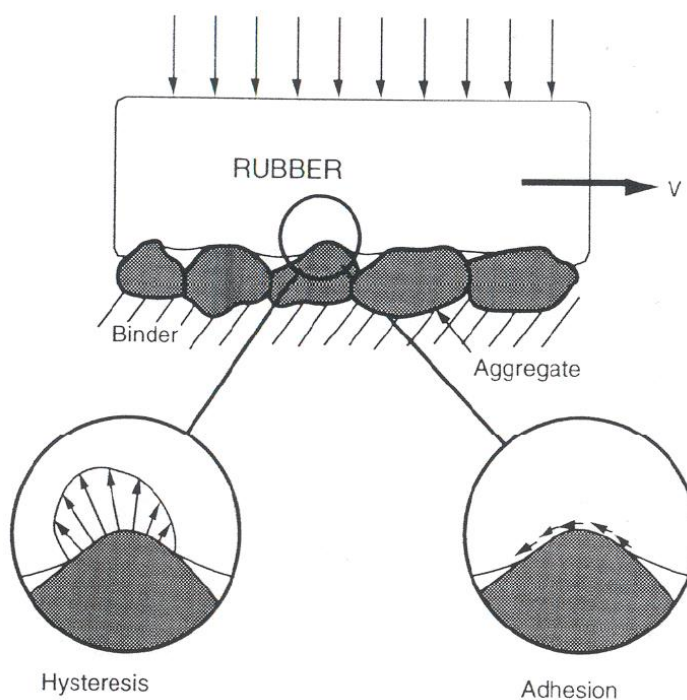
Obr. 1 Síly a momenty působící na pneumatiku [3]

1.1 MECHANISMUS KONTAKTU

Mechanismus kontaktu mezi pneumatikou a povrchem silnice můžeme rozdělit na dva hlavní jevy (obr. 2). Prvním je adheze, což jsou mezimolekulární vazby mezi vzorkem pneumatiky a jednotlivými zrny v povrchu. Pneumatika „zajíždí“ mezi zrna asfaltu a vzniká tření. Tyto vazby jsou výrazně sníženy např. vodou na silnici, na suché vozovce však převažují.

Druhým je hystereze, která představuje ztrátu energie pneumatiky při překonávání mikro nerovností v povrchu tím, jak se pneumatika deformuje. Není ovlivněna vodou na silnici. Lepší vlastnosti na vodě tudíž mají pneumatiky, které jsou vyrobeny z gumy s velkou hysterezí. [4],

Na přenos sil má adheze vliv zejména v oblasti malých skluzových rychlostí, zatímco hystereze ve velkých (např. brzdění se zablokovánými koly). [5]



Obr. 2 Mechanismy kontaktu [5]

1.2 SKLUZ A KOEFICIENT TŘENÍ

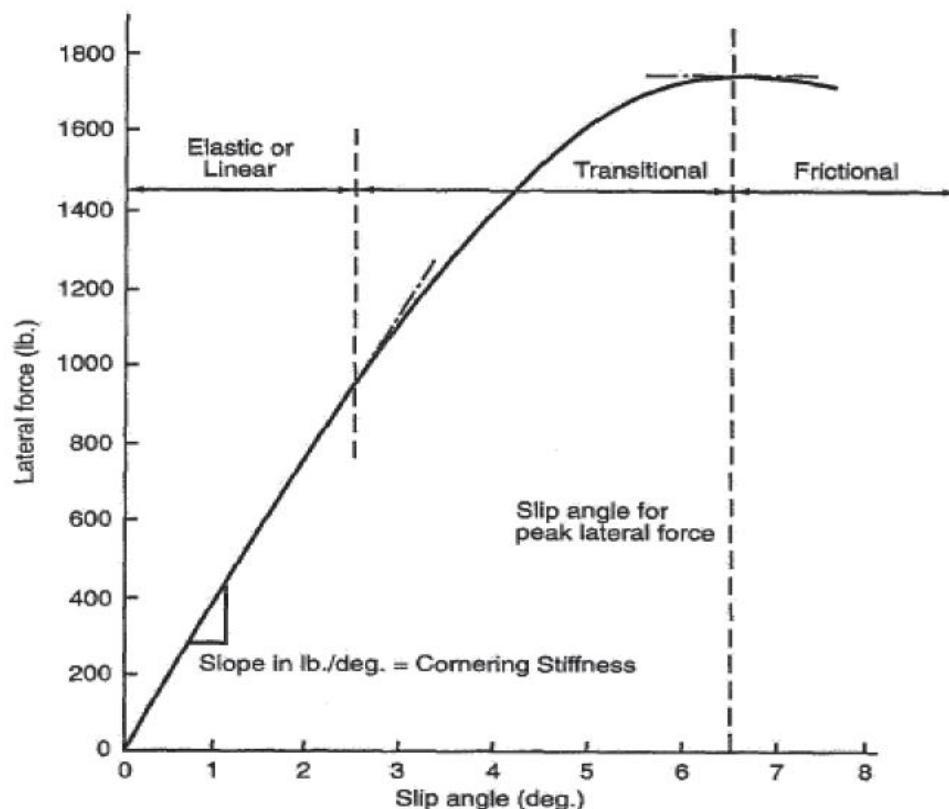
Aby vůbec došlo ke vzniku těchto mechanismů, je zapotřebí jistého skluzu pneumatiky, což je relativní pohyb mezi pneumatikou a vozovkou vzniklý rozdílem jejich rychlostí [6].

$$SR = \frac{Vx - \Omega \cdot Re}{Vx} = \frac{Vsx}{-Vx} \quad (1)$$

Kde

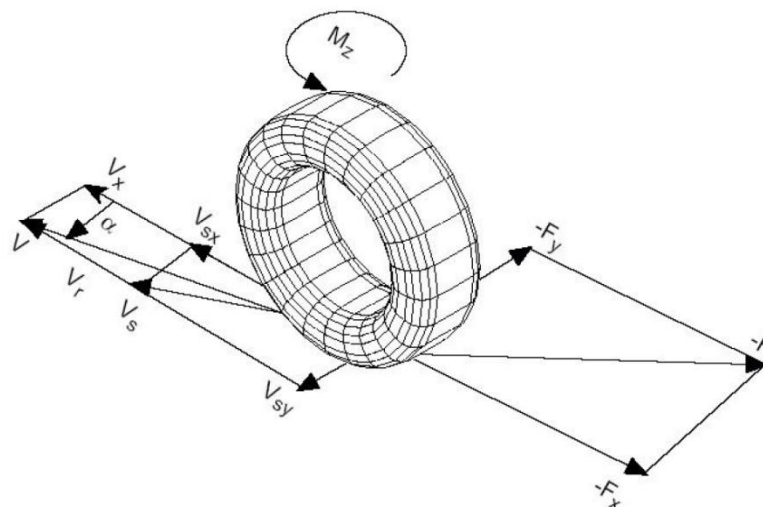
SR	[%]	je skluz,
Vx	[m/s]	rychlost pohybu středu kola,
Ω	[rad/s]	úhlová rychlost otáčení kola,
Re	[m]	efektivní poloměr kola v místě stopy,
Vsx	[m/s]	rychlost podélného skluzu.

Průběh skluzu lze rozlišit na tři hlavní části: lineární, přechodovou (transientní) a třecí. (obr. 3)



Obr. 3. Závislost boční síly na úhlu boční směrové úchylky [8]

Skluz, ke kterému dochází v místě stopy při zrychlování/brzdění nebo zatáčení, je důsledkem deformace pneumatiky, která vzniká díky její elastičnosti. Tato deformace je klíčová pro tvorbu sil. Tím, jak se velikost skluzu zvyšuje, zvyšuje se také síla, kterou pneumatika ve směru skluzu přenáší, a to až do bodu maximálního (statického) koeficientu tření. Po překročení této hranice se koeficient tření snižuje, klesá síla, kterou je možné přenést a skluz nekontrolovatelně stoupá až dojde ke skluzu úplnému. Konvenci jednotlivých rychlostí, kterými se kolo pohybuje, ukazuje obr. 4.



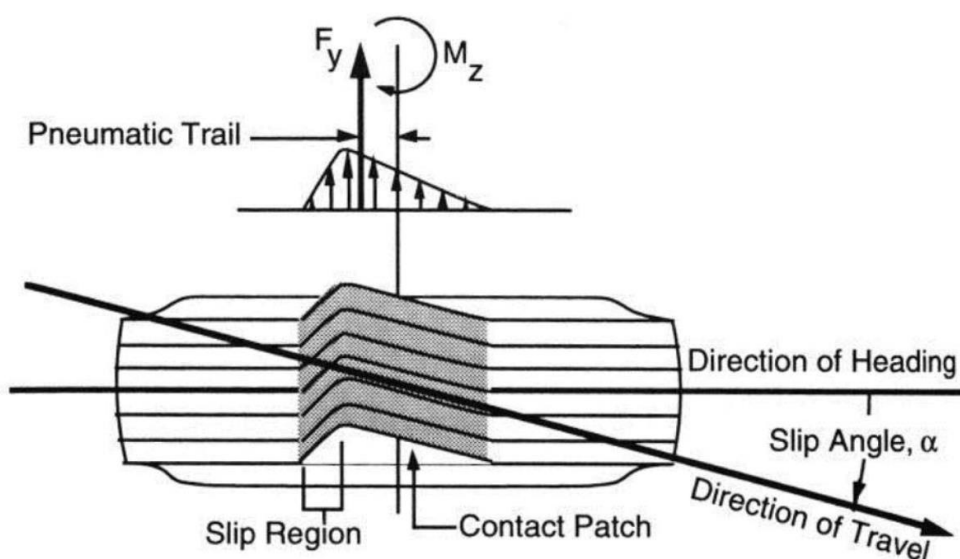
Obr. 4 Rychlost pohybu kola [7]

1.3 BOČNÍ SÍLA, ÚHEL BOČNÍ SMĚROVÉ ÚCHYLKY A VRATNÝ MOMENT

Boční směrová úchylka (slip angle) je úhel mezi rovinou otáčení kola a směrem, kterým se kolo pohybuje po vozovce (obr. 5).

Velikost boční síly ovlivňuje úhel směrové úchylky, úhlu naklopení kola, který je dán kinematikou zavěšení a řízení, tlak plynu v pneumatice a zatěžující síla. Jestliže na pneumatiku působí boční síla, dochází k deformaci pneumatiky. Její míra je daná velikostí boční síly a boční tuhosti pneumatiky. [5]

Ke vzniku směrové úchylky dochází během jízdy na všech pneumatikách vozu, a to i těch, které nejsou řídící, a to z důvodu působení např. odstředivé síly na vozidlo při průjezdu zatáčkou, či díky bočnímu větru.



Obr. 5 Deformace stopy vlivem boční síly [5]

Pneumatika na vozovku přenáší síly od zavěšení vozu. Tyto síly působí skrze stopu pneumatiky, což je plocha, kterou je pneumatika v kontaktu s vozovkou. Rozložení sil v této ploše není stejnoměrné. Velikost těchto sil roste směrem k zadní části stopy. Působíště boční síly tak neleží v ose otáčení kola, ale kousek za ní. Tuto vzdálenost nazýváme závlekm pneumatiky a toto rameno boční síly vede ke vzniku vratného momentu, který pneumatiku natáčí kolem vertikální osy a „vrací“ ji tak do směru, kterým míří disk kola. Vratný moment se pak vypočítá jako [6]:

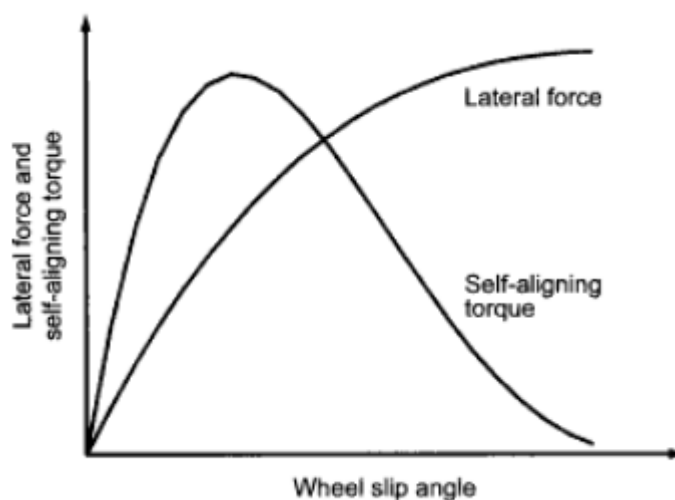
$$M_z = F_y * p \quad (2)$$

kde

M_z [Nm] je vratný moment,

F_y [N] boční síla,

p [m] závlek pneumatiky.



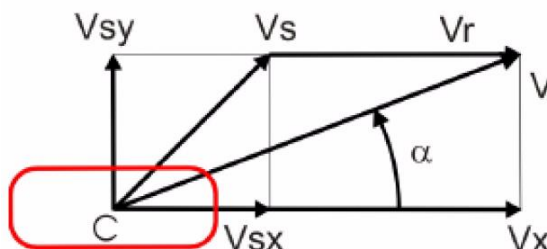
Obr. 6. Závislost vratného momentu a boční síly na úhlu směrové úchylky [7]

Úhel směrové úchylky (obr. 7) je definován jako [7]

$$\alpha = \operatorname{atan}\left(\frac{V_{sy}}{|V_x|}\right) = \operatorname{asin}\left(\frac{|V_x|}{V}\right) \quad (3)$$

kde

α	[rad]	je úhel boční směrové úchylky
V_{sy}	[m/s]	je rychlost pohybu středu kola v příčném směru,
V_x	[m/s]	je rychlost pohybu středu kola v podélném směru,
V	[m/s]	rychlost ve směru pohybu, kterým se pneumatika skutečně pohybuje.



Obr. 7 Kinematické proměnné [7]

1.4 VERTIKÁLNÍ SÍLA

Vertikální síla působí ve směru kolmém na vozovku. Je výslednicí sil statického a dynamického (přenos hmotnosti) zatížení pneumatiky a aerodynamických sil, působících na danou nápravu při jízdě. Její velikost se neustále mění vlivem podélného a příčného zrychlení vozu a vlivem nerovností vozovky. Za statickou ji můžeme považovat pouze v případě jízdy přímým směrem konstantní rychlostí po absolutně rovné vozovce.

Vertikální síla má vliv zejména na velikost maximální podélné a příčné síly, které lze pneumatikou přenést a pak také na součiniteli tření a směrovou tuhost. [6]

1.5 SMĚROVÁ TUHOST PNEUMATIKY

Směrovou tuhost lze definovat jako sklon křivky závislosti boční síly na úhlu směrové úchylky v oblasti malé úchylky (nižší jednotky stupňů) [6].

Směrová tuhost popisuje odezvu pneumatiky na impulzy v řízení v ustáleném stavu. Čím je větší, tj. čím je sklon křivky strmější, tím pneumatika agilněji reaguje na požadované změny směru – méně se deformuje. Boční směrová tuhost je ovlivněna samotnou konstrukcí pneumatiky, tak i úhlem naklopení kola. Zásadně ji ovlivňuje tlak plynu v pneumatice – s rostoucím tlakem roste i směrová tuhost.

2 ZPŮSOBY MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK PNEUMATIKY

Existují dva základní způsoby měření charakteristik pneumatiky – měření na jednoúčelových stavech v laboratoři na umělém povrchu a na speciálně upravených vozidlech na skutečné vozovce. A právě povrch je hlavním rozdílem mezi oběma způsoby měření, který přímo ovlivňuje naměřená data.

V obou případech je však cílem změřit síly a momenty, které pneumatika přenáší při daném skluzu, a další veličiny charakterizující pneumatiku jako např. její dynamický poloměr, teplotu v různých částech běhounu při zatížení, opotřebení, aj. Z těchto dat pak lze výpočtem získat další veličiny např. koeficient tření mezi pneumatikou a povrchem, radiální a směrovou tuhost pneumatiky, aj. Tato naměřená data posléze slouží k vytvoření matematického modelu pneumatiky.

2.1 LABORATORNÍ MĚŘENÍ

Při laboratorním měření je pneumatika upevněna k rameni, které ji přitlačuje k pohybujícímu se pásu, jež představuje vozovku, a po kterém se pneumatika odvaluje a smýká. Toto rameno dokáže měnit odklon, úhlovou rychlost kola (tzn. podélný skluz), úhel natočení kola vůči pásu (tzn. úhel boční směrové úchylky) a tlak v pneumatice stejně jako zatěžující sílu. Během měření pneumatika projde různými zátěžnými stavy - např. opíše různé úhly boční směrové úchylky, je zatěžována různými silami, apod. Vznikající síly a momenty jsou zaznamenávány pomocí tenzometrů v rameni, příp. náboji kola. [10]

Tyto měřicí stavy jsou velmi tuhé a nabízejí velmi dobrou opakovatelnost výsledků, jejich nevýhoda ale spočívá např. v jen omezených možnostech simulace vlivu počasí. Neumožňují realizovat měření na sněhu, náledí a za extrémního mokra. V případě měření v laboratoři je nutné vzít do úvahy, že koeficient tření na pásu je velký a pneumatika se může při měření výrazně deformovat. Koeficient tření se postupně zvyšuje ještě více s tím, jak se na pás guma z pneumatiky při smýkání přilepuje. Pás se rovněž v průběhu měření ohřívá, což také vede ke změně jeho koeficientu tření. Nicméně s sebou přináší i výhody a to možnost jeho rychlé výměny za jiný simulující odlišný povrch. Díky tomu lze v relativně krátkém čase otestovat pneumatiku na různých typech povrchu lišících se drsností. Eliminovány jsou také vnější vlivy



Obr. 8 Stav pro měření pneumatik od fy. Calspan [9]

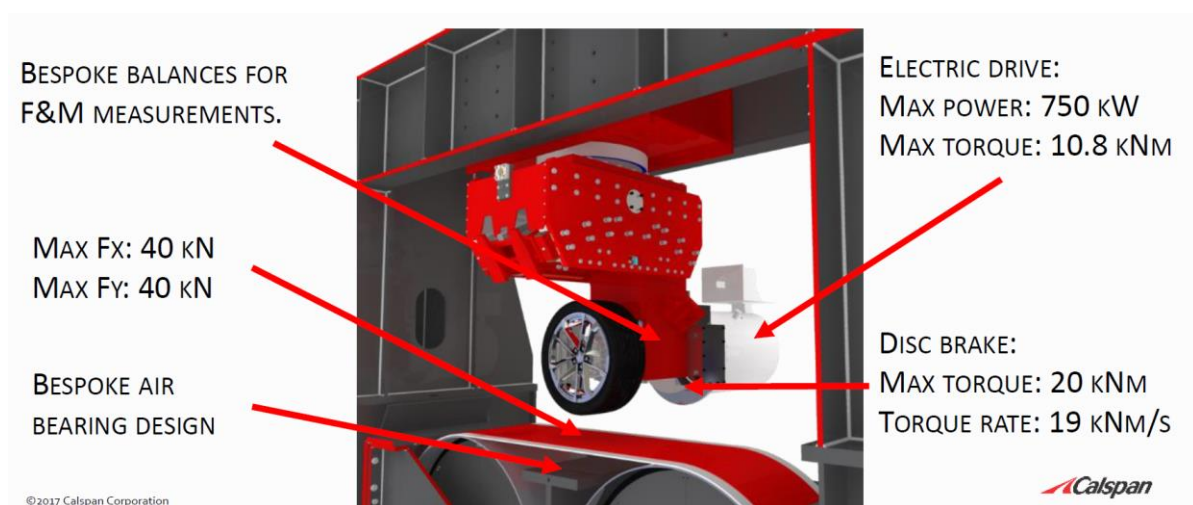
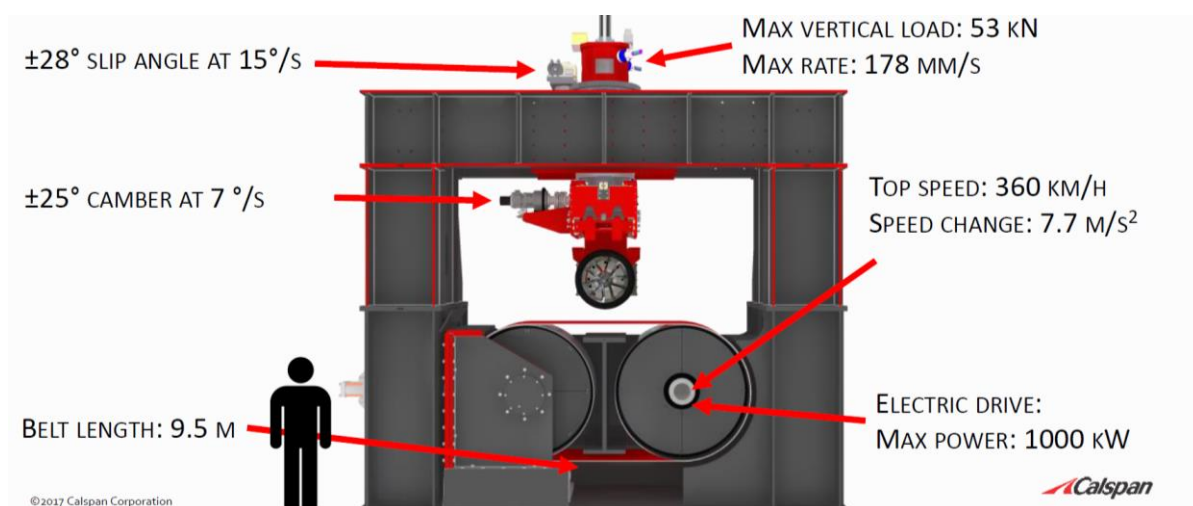
jako prach, kamínky, olej, voda, nerovnosti, díry apod., které se vyskytují na skutečné vozovce a které mohou ovlivnit relevantnost experimentu. Laboratorní měření se standardně provádí v ustáleném stavu, tj. nezahrnuje např. kombinované manévry, vliv přesunu zatížení během jízdy na chování pneumatiky apod.

2.1.1 CALSPAN

Jednou z firem zabývajících se mj. laboratorním testováním pneumatik je americká firma Calspan. Jejich zařízení dokáže měřit síly a momenty ve všech třech osách, a to se záznamovou frekvencí až 2 kHz. Další technické specifikace jejich měřicího stavu ukazují níže přiložené obrázky. [9]

Firma Calspan provádí také zkoušky pneumatik, jež se používají na speciálech v soutěži Formula Student. Týmy si u Calspanu mohou za jednorázový poplatek v řádu stovek dolarů zakoupit přístup do databáze se všemi, ať už dosud či v budoucnu měřenými pneumatikami pro FS.

Data použita v této práci byla naměřena právě společností Calspan.



Obr. 9 Stav pro měření pneumatik od fy. Calspan [9]

2.2 MĚŘENÍ NA VOZIDLECH

Další způsob, jak získat charakteristiky pneumatiky, je pomocí tzv. měřících vozidel, která testují pláště přímo na vozovce za reálných podmínek.

Testovaná pneumatika může být uchycena buď na přidané ose přímo na testovacím automobilu, nebo na přívěsu za ním. Jedním z takových vozidel je např. Nokian measurement vehicle, což je upravený Volkswagen LT a výrobci pneumatik Nokian slouží zejména k testům zimních pneumatik na ledu a sněhu. Vozidlo má mezi přední a zadní nápravou umístěna dvě testovací kola. Je možné nezávisle na sobě ovládat natočení, zatížení a otáčky kol během jízdy a až do rychlosti 100 km/h zaznamenávat podélné a příčné třecí vlastnosti pneumatik. [10]



Obr. 10 Měřící vozidlo fy. Nokian s přidanou osou [11]

Druhou možností je použití pneumatik, které slouží přímo k jízdě. Takto lze provést experimenty na různých površích a získat tak více modelů pneumatik a v případě modelu Magic Formula bez nutnosti používat velikostní faktory. Avšak výpočet parametrů je v tomto případě daleko náročnější, jelikož je nutné brát do úvahy jevy jako přesun zatížení mezi pneumatikami během jízdních manévřů a dále kombinaci podélného a příčného skluzu, ke které při jízdě běžně dochází. Nevýhodou tohoto způsobu měření je rovněž to, že je při něm obtížné dosáhnout všech úžných variant zatížení pneumatiky. Tento způsob měření a následný výpočet parametrů popisuje práce Axel Jonsona a Erica Olssona **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..**



Obr. 11 Měřící vozidlo Volvo V40 [12]

3 MODELÝ PNEUMATIK

Jedním z nejkritičtějších aspektů v dynamice vozidla je modelování silových interakcí mezi pneumatikou a podložkou. Pneumatika je vyrobena z pryže, jejíž charakteristika je nelineární a časově proměnná a tudíž i síly, které v pneumatice působí, jsou nelineární. Navíc je při jejich výpočtu nutné uvažovat i velké množství dalších aspektů jako je tlak, teplota, tření a další. Popis těchto sil je komplexní problém, který nelze definovat na základě jednoduchých fyzikálních principů. [oranžová knížka]

K výpočtu těchto sil a momentů se používají matematické modely pneumatik. Modelů je celá řada, od jednoduchých, které berou do úvahy jen boční tuhost pneumatiky, přes modely ve kterých jsou zavedeny některé fyzické parametry pneumatiky až po velmi komplexní fyzikální modely, které popisují chování pneumatiky do detailu. Obecně můžeme rozlišit modely teoretické [14], které vychází z fyzické konstrukce pneumatiky, a empirické, kde rovnice nemají přímý fyzikální význam.

Model pneumatiky je základem pro jakoukoli simulaci jízdní dynamiky a i jednoduchý model nám může poskytnout dobrý výchozí bod pro pochopení chování vozu a ukázat základní směr, kterým se při ladění vydat. Ve FSAE jsou používány především semi-empirické modely pro kvazi statické jízdní stavy. Jedním takovým modelem je i Magic Formula, který je podrobněji popsán v kapitole čtvrté.

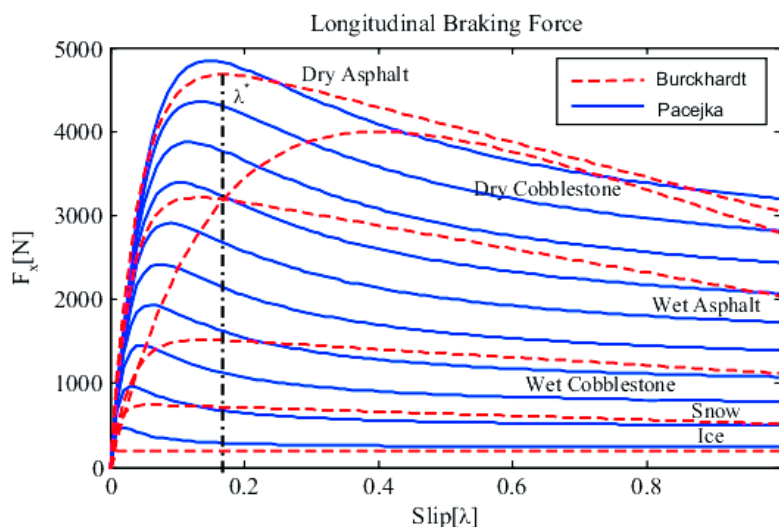
3.1 BURCKHARDTŮV MODEL PNEUMATIKY

M. Burckhard v roce 1993 přišel s empirickým modelem, ve kterém je koeficient tření vyjádřen jako funkce podélného skluzu s a rychlosti vozidla v

$$\mu(s, v) = [C1(1 - e^{-C2 \cdot s}) - C3 \cdot s] \cdot e^{-C4 \cdot s \cdot v} \quad (5)$$

kde parametry C udávají vliv součinitele tření povrchu.

Podrobněji v [16].



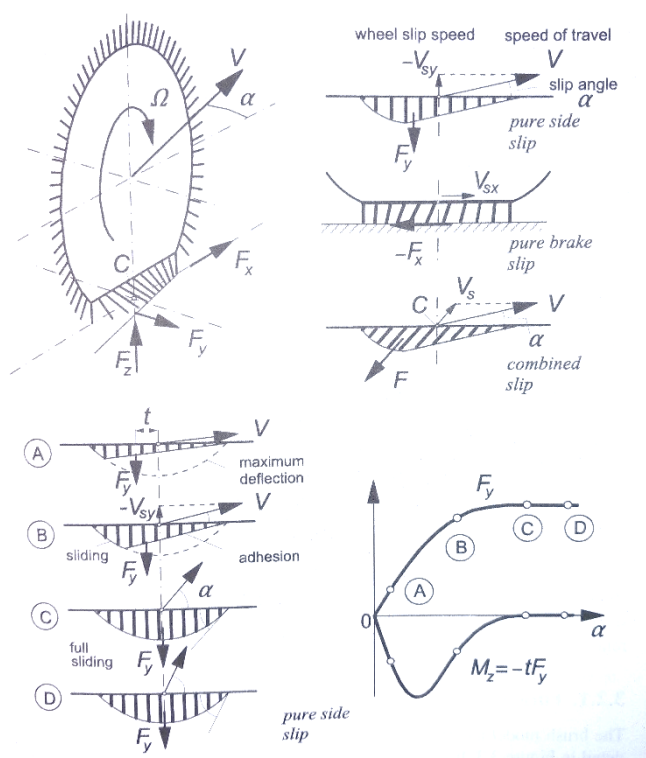
Obr. 12 Srovnání Burckhardtova a Pacejkova modelu [17]

3.2 FIALŮV MODEL

Fialův model pneumatiky je založen čistě na fyzikálních vlastnostech samotné pneumatiky a lze jej použít pro případy jednoduchého skluzu. Koeficienty použité ve Fialově modelu jsou následující: nezatížený poloměr pneumatiky, poloměr zakřivení bočnice pneumatiky, vertikální tuhost pneumatiky, podélná tuhost pneumatiky, boční tuhost pneumatiky daná úhlem boční směrové úchytky, boční tuhost pneumatiky daná úhlem odklonu kola, koeficient valivého odporu, koeficient tlumení pneumatiky, koeficient tření při nulovém skluzu a při skluzu rovném jedné. Nezahrnuje vliv odklonu kola.

3.3 KARTÁČOVÝ MODEL PNEUMATIKY

Dalším matematickým modelem pneumatiky, který vychází přímo z fyzikálních vlastností pneumatiky je Kartáčový model, kde je pneumatika v místě dotyku s vozovkou reprezentována pružnými elementy, které se mohou deformovat a z těchto deformací lze vypočítat pružnost pneumatiky jako celku, její kostry a vzorku. Stejně jako Fialův model nezahrnuje vliv odklonu, nicméně lze jej použít pro případ kombinovaného skluzu. Kartáčový model má pět základních parametrů – nominální vertikální zatížení, koeficient tření, podélná tuhost elementu, příčná tuhost elementu a polovina délky bez zatížení. [15], [18]



Obr. 13 Kartáčový model pneumatiky [15]

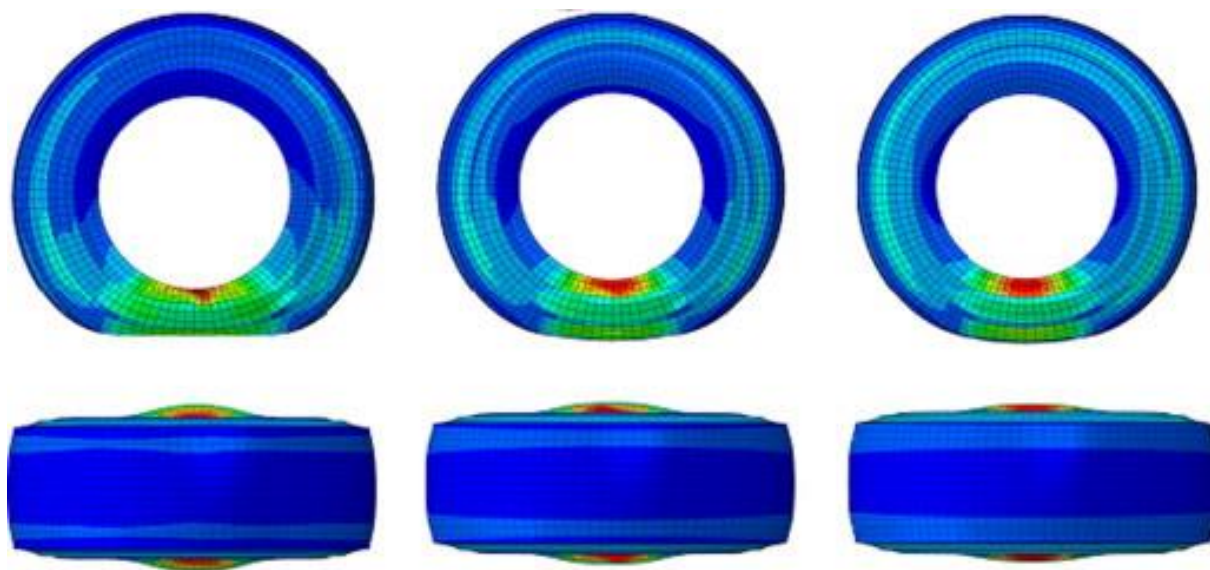
3.4 MKP MODELÝ PNEUMATIKY

Jednou z dalších možností pro popis kontaktu mezi pneumatikou a vozovkou je metoda konečných prvků, která pneumatiku v místě stopy rozděluje na malé elementy, jež se mohou deformovat a interagují s povrchem. Tento přístup vyžaduje materiálové zkoušky pryže, z které je pneumatika vyrobena, a také 3D model povrchu, po kterém se pohybuje, jelikož se ve výpočtu uvažuje i právě struktura povrchu. Řešení metodou konečných prvků nabízí software

ABAQUS, ve kterém je pneumatika rozdělena na elementy typu skořepina. Simulací vlivu konstrukce pneumatiky na jí generované síly se zabývá práce **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..**

Studie **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** spojuje FEM a Pacejkovu MF k simulaci ustáleného stavu pneumatiky, při které bere do úvahy vzorek pneumatiky, materiálové charakteristiky pryže, deformaci pneumatiky, a interakce mezi stopou a podložkou metody.

FEM modely pneumatik také slouží k výpočtům životnosti pneumatiky, odporu valení, životnosti, přenosu tepla, apod.



Obr. 14 FEM model pneumatiky [20]

4 PACEJKOVA MAGIC FORMULA

Model pneumatiky Magic Formula byl poprvé publikován v roce 1987 Hansem Pacejkou, načež se v průběhu let značně vyvíjel a dnes existuje několik verzí. Vznikl ve spolupráci s automobilkou Volvo na Technické Universitě v Delftu v Nizozemsku. Jedná se o semi empirický nelineární model. Pro získávání koeficientů se nejčastěji používá metoda nejmenších čtverců. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

Rovnice modelu vyjadřují podélnou sílu F_x přenášenou pneumatikou jako funkci podélného skluzu κ a zatěžující síly F_z , boční sílu F_y jako funkci boční směrové úchyly α , úhlu naklonění kola IA a zatěžující síly F_z a vratný moment M_z rovněž jako funkci boční směrové úchyly α , úhel naklonění kola IA a zatěžující síly F_z . [15]

Model popisuje ustálený stav pneumatiky (síly a momenty odpovídající stavu pneumatiky) při jednoduchém, příp. kombinovaném skluzu. MF lze použít pro jízdní stavy:

- Pouze boční skluz pro volně se odvalující pneumatiku
- Pouze podélný skluz pro zatížení pouze v podélném směru
- Boční a podélný skluz zároveň

Pro transientní chování pneumatiky je nutné MF rozšířit o pružinový model, který bere do úvahy deformaci pneumatiky.

Pacekův model Magic Formula je široce používán a to zejména díky jeho dobré korelaci mezi naměřenými daty a modelem a také díky jeho relativní jednoduché implementaci do simulačních programů. A navíc jeho hlavní koeficienty (D , B), jež náleží vždy pouze k jedné dané pneumatice, mají částečně fyzikální význam, který je užitečný pro popis pneumatiky. Rovnice MF obsahují množství parametrů (např. $pDy1$, $pDy2$). Tyto koeficienty však už žádný fyzikální význam ve smyslu např. rozměru pneumatiky, dezénu, materiálu, atd. nemají. [15]

Nevýhodou empirických metod zjišťování parametrů je nutnost opakování časově a finančně nákladných zkoušek po každé úpravě konstrukce, příp. typu pneumatiky. V současné době se pracuje na možnosti určit koeficienty MF v závislosti pouze na fyzikálních parametrech. Pro toto je nutné vyvinout detailní fyzikální model pneumatiky, který se načež musí dostatečně ověřit experimentem.

4.1 VERZE MAGIC FORMULA

V roce 1993 pak Michelin zavedl čistě empirickou metodu používající MF k popsání kombinovaného skluzu **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

4.1.1 PACEJKA 87

Už první verze rovnice poskytovala dobrou přesnost výpočtu boční a podélné síly a vratného momentu, nicméně se omezila na podmínky jednoduchého skluzu a statického zatížení. [15]

4.1.2 PACEJKA 92

Pojmenování Magic Formula rovnice získala až v roce 1992, kdy Pacejka a Bakker zveřejnili novou verzi modelu nazvanou právě Magic Formula. Model byl schopný přesně popsat síly při statickém zatěžování. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

4.1.3 PACEJKA '96 - DELFT TYRE 97

Tento model byl poprvé popsán v článku The Tire as a Vehicle Coomponent Hansem Pacejkou v roce 1996. Model osahuje kombinované působení podélné a příčné síly, dále pak vliv úhlu naklopení kola a zatížení, avšak nezahrnuje odpor valení . Skládá se ze 78 parametrů. [15]

4.1.4 PACEJKA 2002

V roce 2002 byl v Pacejkově knize Tire and Vehicle Dynamics publikován model, jež vychází z předešlého, leč přidává další parametry pro kombinované zatížení a rovněž také vliv valivého odporu a overtutning momentu. Tento model je tvořen 89 parametry. [15]

4.1.5 PACEJKA 2002 S VLIVEM NAHUŠTĚNÍ PNEUMATIKY

Model uveřejněný v článku zahrnuje nově i vliv tlaku v pnemactice. K Pacejkově verzi přidává dalších deset parametrů, včetně referenčního tlaku P_i a to k podélným i příčným koeficientům i vratnému momentu. Dohromady tedy model čítá na 99 parametrů. [15]

4.1.6 MAGIC FOMRULA 5.2

Tento model se od verze z roku 2002 liší zahrnutím vlivu odklonu. Hlavní výhoda MF 5.2 spočívá v zahrnutí vlivu odklonu na podélný koeficient tření. Model sestává z 90 parametrů. [15]

4.1.7 PACEJKA 2006

Druhé vydání knihy Tire and Vehicle Dynamics obsahovalo nový model Magic Formula, který je založen na modelu z roku 2002, nicméně obsahuje výrazné změny u příčného pohybu a vratného momentu. Tvoří jej 97 parametrů [15]

Tab. 1 Vstupní proměnné pro MF

Veličina	Zkratka	Jednotka
Podélný skluz	κ	[-]
Úhel boční směrové úchyly	α	[rad]
Úhel naklopení kola kolem osy x	γ	[rad]
Normálové zatížení	F_z	[N]

Tab. 2 Výstupní veličiny MF

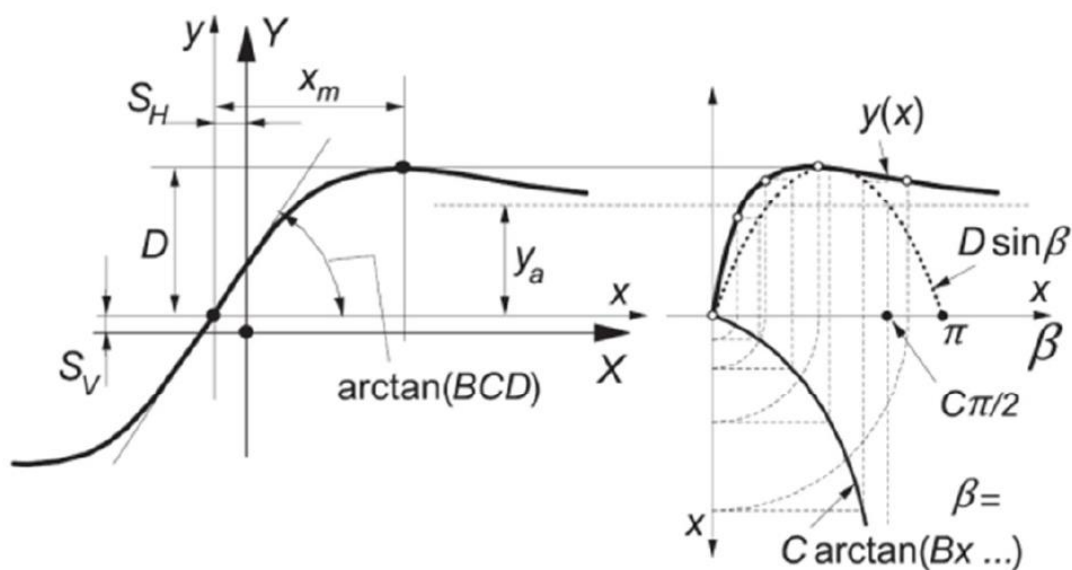
Veličina	Zkratka	Jednotka
Příčná síla	F_x	[N]
Podélná síla	F_y	[N]

Klopný moment	M_x	[Nm]
Moment valení	M_y	[Nm]
Vratný moment	M_z	[Nm]

Tab. 3 Základní charakteristiky pneumatiky

Veličina	Zkratka	Jednotka
Nominální zatížení	F_{z0}	[N]
Poloměr pneumatiky (bez zatížení)	R_0	[m]
Hmotnost prstence pneumatiky	m_{belt}	[kg]

4.2 OBECNÉ VYJÁDŘENÍ MF



Obr. 15 Koeficienty MF [15]

Obecné vyjádření rovnice je následující:

$$y(x) = D * \sin (C * \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))) \quad (6)$$

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (7)$$

$$x = X + S_H \quad (8)$$

Kde

Y jsou výstupní proměnné F_x , F_y , příp. M_z ,

X vstupní proměnné α nebo κ ,

B koeficient tuhosti,

C koeficient tvaru,

D maximální hodnota,

E koeficient zakřivení,

Sh horizontální posuv,

Sv vertikální posuv.

V případě, že jsou posuvy rovny nule, křivka prochází počátkem. V oblasti malého úhlu směrové úchytky je závislost boční síly na směrové úchylce téměř lineární, poté dosahuje maxima a následně se blíží horizontální asymptotě.

4.3 ROVNICE MF 5.2 PRO PŘÍPAD PŘÍČNÉHO SKLUZU

V této práci je použit model Magic Formula verze 5.2, který se skládá z těchto rovnic. Význam jednotlivých koeficientů je popsán v následujících kapitolách. Rovnice jsou převzaté z knihy [15].

$$B_y = K_y / (C_y \cdot D_y) \quad (9)$$

$$\begin{aligned} K_y &= p_{Ky1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0} \cdot \lambda_{Fz0}} \right) \right] \cdot (1 - p_{Ky3} \cdot |\gamma_y|) \cdot \lambda_{Fz0} \cdot \lambda_{Ky} \\ &= \frac{dF_{y0}}{d\alpha_y} \quad \text{když } \alpha_y = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$C_y = p_{Cy1} \cdot \lambda_{Cy} \quad (11)$$

$$D_y = \mu_y \cdot F_z \quad (12)$$

$$\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot dF_z) \cdot (1 - p_{Dy3} \cdot \gamma_y^2) \cdot \lambda_{\mu y} \quad (13)$$

$$dF_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \quad (14)$$

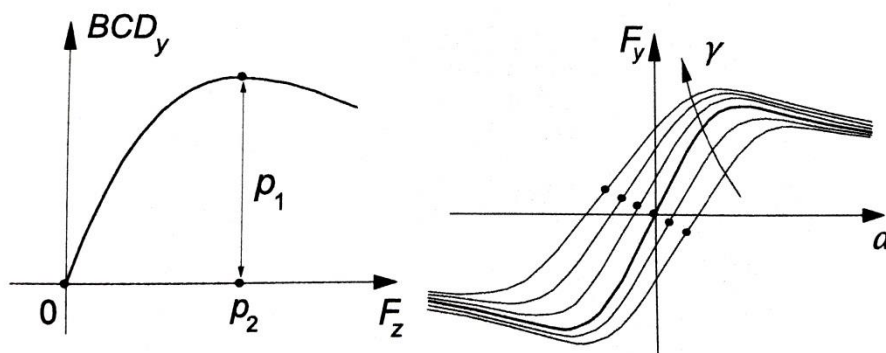
$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2} \cdot dF_z) \cdot \left(1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \cdot \gamma_y) \cdot \operatorname{sgn}(\alpha_y) \right) \cdot \lambda_{Ey} (\leq 1) \quad (15)$$

$$Sh_y = (p_{Hy1} + p_{Hy2} \cdot dF_z) \cdot \lambda_{Hy} + p_{Hy3} \cdot \gamma_y \quad (16)$$

$$Sv_y = F_z \cdot \left((p_{Vy1} + p_{Vy2} \cdot dF_z) \cdot \lambda_{vy} + (p_{Vy3} + p_{Vy4} \cdot dF_z) \cdot \gamma_y \right) \cdot \lambda_{\mu y} \quad (17)$$

4.3.1 PARAMETR B – KOEFICIENT TUHOSTI

Parametr B je koeficient boční tuhosti a určuje sklon křivky F_y/α v počátku. Se zvyšujícím se úhlem naklonění kola směrová tuhost pneumatiky klesá.



Obr. 16 Závislost směrové tuhosti K_y na zatížení a vliv úhlu naklonění kola α na směrovou tuhost K_y [15]

Koeficient boční tuhosti je roven:

$$B_y = K_y / (C_y \cdot D_y) \quad (9)$$

$$K_y = p_{Ky1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0} \cdot \lambda_{Fz0}} \right) \right] \cdot (1 - p_{Ky3} |\gamma_y|) \cdot \lambda_{Fz0} \cdot \lambda_{Ky} \quad (10)$$

kde

B_y	[-]	je koeficient boční tuhosti,
K_y	[N/rad]	směrová tuhost pneumatiky,
C_y	[-]	koeficient tvaru pro příčný skluz,
D_y	[-]	maximální hodnota boční síly,
p_{Ky1}	[N/rad]	maximální hodnota směrové tuhosti pneumatiky
p_{Ky2}	[1/N]	zatížení, kdy K_y dosahuje maxima,
p_{Ky3}	[-]	parametr změny tuhosti vlivem úhlu naklonění kola,
λ_{Fz0}	[-]	velikostní faktor nominálního zatížení,
λ_{Ky}	[-]	velikostní faktor tuhosti,
γ_y	[rad]	úhel naklonění kola kolem osy x_t .

4.3.2 PARAMETR C – KOEFICIENT TVARU

Koeficient C je tvarový parametr a ovlivňuje limity sinové funkce v rovnici (6), čímž určuje tvar výsledné křivky. Koeficient C může být zjištěn proložení naměřených dat rovnicí (6), případně výpočtem z rovnice

$$C = 1 \mp \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{y_a}{D}\right) \quad (18)$$

kde

C	[-]	je koeficient tvaru,
y_a	[-]	horizontální asymptota (5),
D	[-]	maximální hodnota,

Koeficient C_y pro příčný skluz obsahuje pouze jediný parametr a to p_{Cy1} .

$$C_y = p_{Cy1} \cdot \lambda_{Cy} \quad (11)$$

kde

C_y	[-]	je koeficient tvaru pro příčný skluz,
p_{Cy1}	[-]	parametr tvaru pro příčný skluz,
λ_{Cy}	[-]	velikostní faktor koeficientu C pro příčný skluz.

4.3.3 PARAMETR D – MAXIMÁLNÍ HODNOTA

Koeficient D udává maximální hodnotu síly (podélné, příčné, příp. vratného momentu) v rovnici (5).

Koeficient D_y je roven

$$D_y = \mu_y \cdot F_z \quad (12)$$

kde

D_y	[-]	je maximální hodnota boční síly,
μ_y	[-]	součinitel tření,
F_z	[N]	normálová síla

a

$$\mu = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot dFZ) \cdot (1 - p_{Dy3} \cdot \gamma_y^2) \cdot \lambda_{\mu y} \quad (13)$$

kde

p_{Dy1}	[-]	je parametr podélného tření,
p_{Dy2}	[-]	změna velikosti podélného tření vlivem zatížení,
p_{Dy3}	[-]	změna velikosti podélného tření vlivem úhlu naklopení kola,
γ_y	[rad]	úhel naklopení kola,
$\lambda_{\mu y}$	[-]	velikostní faktor koeficientu tření

a

$$dF_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}} \quad (14)$$

kde

F_z	[N]	je normálová síla a
F_{z0}	[N]	nominální zatížení.

4.3.4 PARAMETR E – KOEFICIENT ZAKŘIVENÍ

Parametr E je koeficientem zakřivení. Ovlivňuje tvar zakřivení v oblasti maximální hodnoty D a zároveň horizontální polohu maximální hodnoty. Parametr E můžeme získat obdobně jako všechny ostatní koeficienty a to buď dosazením hodnot odečtených z grafu (obr. 11) do příslušné rovnice, či proložením naměřených dat rovnicí MF (6).

Pokud platí $C > 1$, pak

$$E = \frac{B \cdot x_m - \tan\left(\frac{\pi}{2C}\right)}{B \cdot x_m - \arctan(B \cdot x_m)} \quad (19)$$

kde

E	[-]	je koeficient zakřivení,
B	[-]	koeficient tuhosti,
C	[-]	tvarový koeficient,
x_m	[-]	vzdálenost mezi vrcholem křivky a geometrickým středem (obr. 16)

Koeficient zakřivení se skládá z následujících parametrů.

$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2} \cdot dF_z) \cdot \left(1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4} \cdot \gamma_y) \cdot \operatorname{sgn}(\alpha_y)\right) \cdot \lambda_{Ey} (\leq 1) \quad (15)$$

kde

E_y [-] je koeficient zakřivení v případě příčného zatížení,

p_{Ey1} [-] parametr křivky pro nominální zatížení,

p_{Ey2} [-] parametr posuvu křivky se změnou zatížení,

p_{Ey3} [-] parametr posuvu křivky se změnou úhlu naklopení kola,

p_{Ey4} [-] parametr posuvu křivky se změnou úhlu naklopení kola,

γ_y [rad] úhel naklopení kola kolem svislé osy x,

α_y [rad] úhel směrové úchyly,

λ_{Ey} [-] velikostní faktor koeficientu zakřivení.

Neopomenutelnou podmínkou je, že koeficient E_y může být nejvýše roven jedné.

4.3.5 PARAMETR SHY – HORIZONTÁLNÍ POSUV

Pro horizontální posuv při příčném skluzu platí, že

$$Sh_y = (p_{Hy1} + p_{Hy2} \cdot dF_z) \cdot \lambda_{Hy} + p_{Hy3} \cdot \gamma_y \quad (16)$$

kde

Sh_y [-] je celkový horizontální posuv pro případ příčného zatížení pneumatiky,

p_{Hy1} [-] parametr horizontálního posuvu vlivem nominálního zatížení,

p_{Hy2} [-] parametr horizontálního posuvu vlivem zatížení,

p_{Hy3} [-] parametr horizontálního posuvu vlivem úhlu naklopení kola,

λ_{Hy} [-] velikostní faktor horizontálního posuvu

4.3.6 PARAMETR SV – VERTIKÁLNÍ POSUV

V případě příčného skluzu pneumatiky pro vertikální posuv platí, že

$$Sv_y = F_z \cdot \left((p_{Vy1} + p_{Vy2} \cdot dF_z) \cdot \lambda_{vy} + (p_{Vy3} + p_{Vy4} \cdot dF_z) \cdot \gamma_y \right) \cdot \lambda_{\mu y} \quad (17)$$

kde

- S_{vy} [-] je celkový vertikální posuv,
- p_{vy1} [-] parametr vertikálního posuvu vlivem nominálním zatížení,
- p_{vy2} [-] parametr horizontálního posuvu vlivem zatížení,
- p_{vy3} [-] parametr horizontálního posuvu vlivem úhlu naklopení kola,
- p_{vy4} [-] parametr horizontálního posuvu vlivem zatížení a úhlu naklopení kola.

5 PRAKTICKÁ ČÁST – ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Cílem této práce je získat koeficienty rovnic MF pro případ příčného skluzu u pneumatiky pro vůz Formule Student. Pro tento účel byla získána data z laboratorního měření pneumatiky za různých zátěžných stavů od společnosti Calspan, jak už je ostatně zmíněno v předcházející kapitole. Poskytnutá data se skládala ze dvou souborů ve formátu MAT (*Cornering raw 1* a *Cornering raw 2*), v nichž byly zaznamenány veličiny uvedené v tab. 4. Data byla snímána frekvencí 100 Hz.

V celé praktické části je pak použito značení veličin tak, jak je uvedeno právě v tab. 4. Stejně značení je rovněž použito i ve výpočetních skriptech v Matlabu.

Tab. 4 Naměřené veličiny

Veličina	Zkratka	Jednotka
Teplota vzduchu	AMBTMP	[°C]
Čas	ET	[S]
Boční síla	FX	[N]
Podélná síla	FY	[N]
Normálové zatížení	FZ	[N]
Úhel naklopení kola	IA	[°]
Klopný moment	MX	[Nm]
Vratný moment	MZ	[Nm]
Rychlost otáčení kola	N	[1/min]
Normalizovaná podélná síla (FX/FZ)	NFX	[-]
Normalizovaná boční síla (FY/FZ)	NFY	[-]
Tlak v pneumatice	P	[kPa]
Efektivní poloměr kola	RE	[Cm]
Poloměr zatíženého kola	RL	[Cm]
Teplota povrchu podložky	RST	[°C]
Úhle směrové úchyly	SA	[deg]
Podélný skluz	SL	[-]
Poměrný podélný skluz	SR	[-]
Teplota uprostřed pneumatiky	TSTC	[°C]
Teplota na vnitřním okraji pneumatiky	TSTI	[°C]
Teplota na vnějším okraji pneumatiky	TSTO	[°C]
Rychlost pohybu podložky	V	[km/h]

5.1 PRVOTNÍ NAČTENÍ DAT

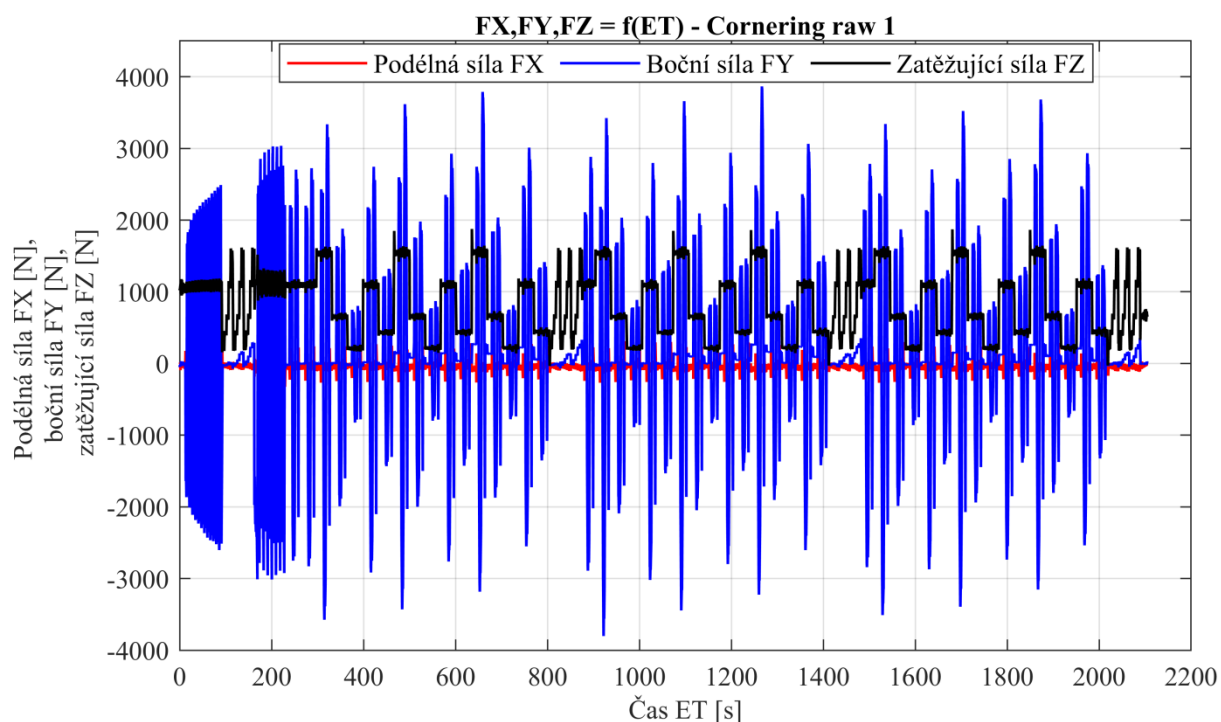
Pro prvotní načtení naměřených dat slouží skript PLOT_RAW_DATA. Obě měření trvala přibližně 2100 sekund a pneumatika během nich prošla různou kombinací zatěžujících stavů. Měnícími se veličinami byly zatěžující síla, úhel naklopení kola a tlak plynu v pneumatice.

Jejich přehled přináší tab. 5. Údaje jsou platné pro oba soubory dat. Podélný skluz během celého měření zůstal roven nule, jelikož se pneumatika po celou dobu volně otáčela (nebyla brzděna, ani poháněna,).

Tab. 5 Naměřené hodnoty (zaokrouhleno)

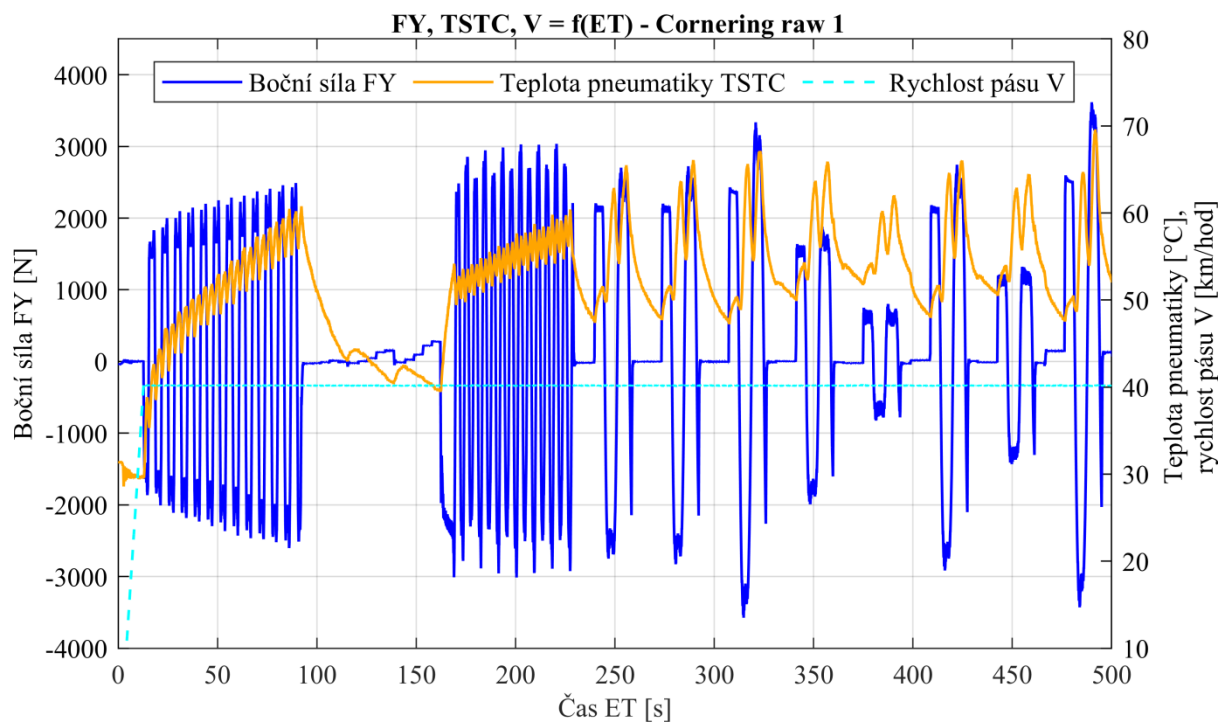
Veličina	Hodnoty, kterých nabývá
Normálové zatížení	220 N, 430 N, 650 N, 1110 N, 1540 N
Úhel naklopení kola kolem osy x	0°, 2°, 4°
Úhel boční směrové úchylky	-12° až 12°
Tlak v pneumatice	70, 83, 97 kPa
Rychlost podložky	40 km/h
Podélný skluz	0

Graf na obr. 14 ukazuje pětici různých normálových sil, kterými byla pneumatika v průběhu testu zatěžována.



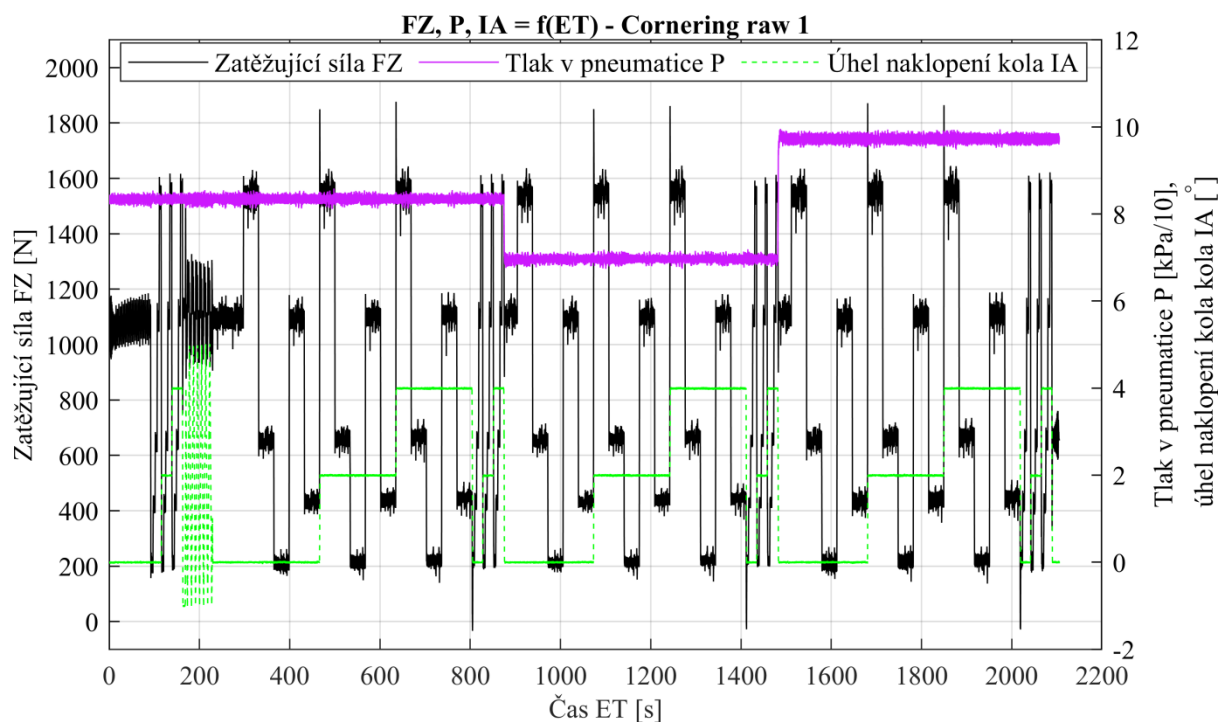
Obr. 17 Průběh naměřených sil v čase u souboru Cornering raw 1

Jak je možné vidět na obrázku 15, pneumatika byla na začátku měření ohřátá rychlým otáčením kolem svislé osy pod zatížením. Nicméně se však také ukázalo, že pneumatika teplotu poměrně rychle ztrácěla, a to o cca 1°C za vteřinu. Teplota povrchu pásu, po kterém se pneumatika pohybovala, zůstala během celého měření téměř konstantní a to 32°C.

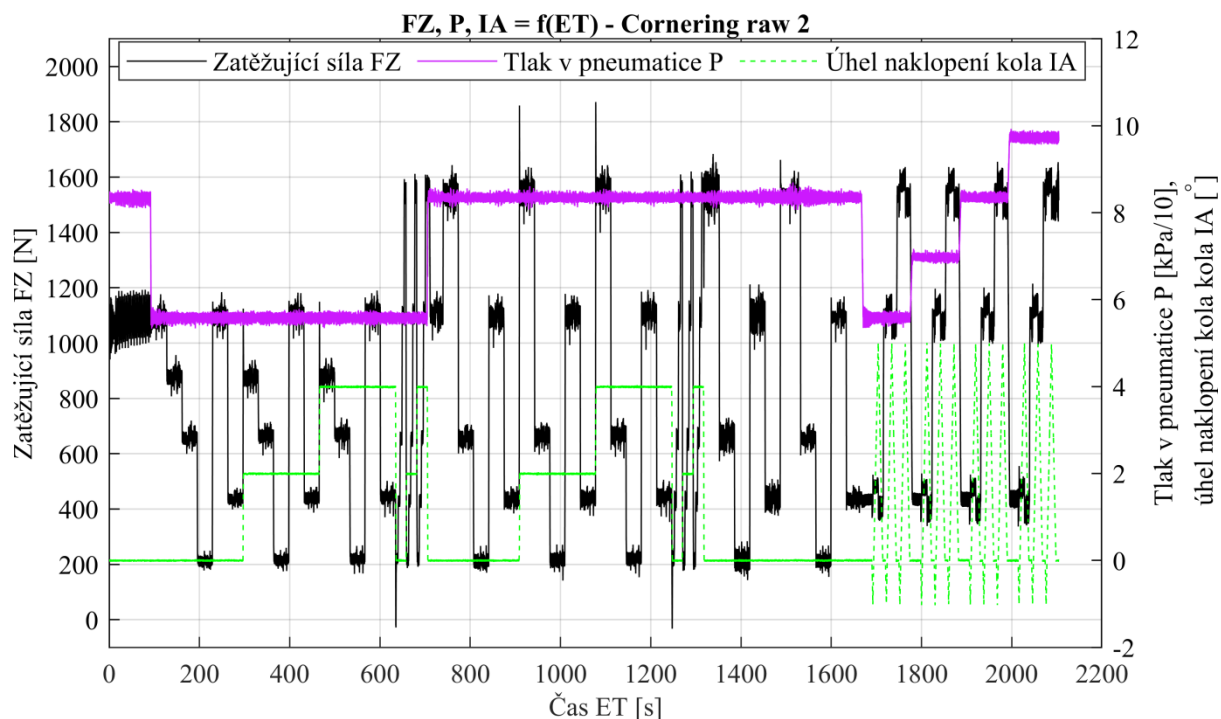


Obr. 18 Průběh boční síly a teploty pneumatiky v závislosti na čase u souboru Cornering raw 1 v prvních 500 sekundách měření

Z grafu na obr. 16 lze vyčíst úhel naklonění kola a tlak v pneumatice během celé zkoušky. Rychlost byla během celého testu konstantní.



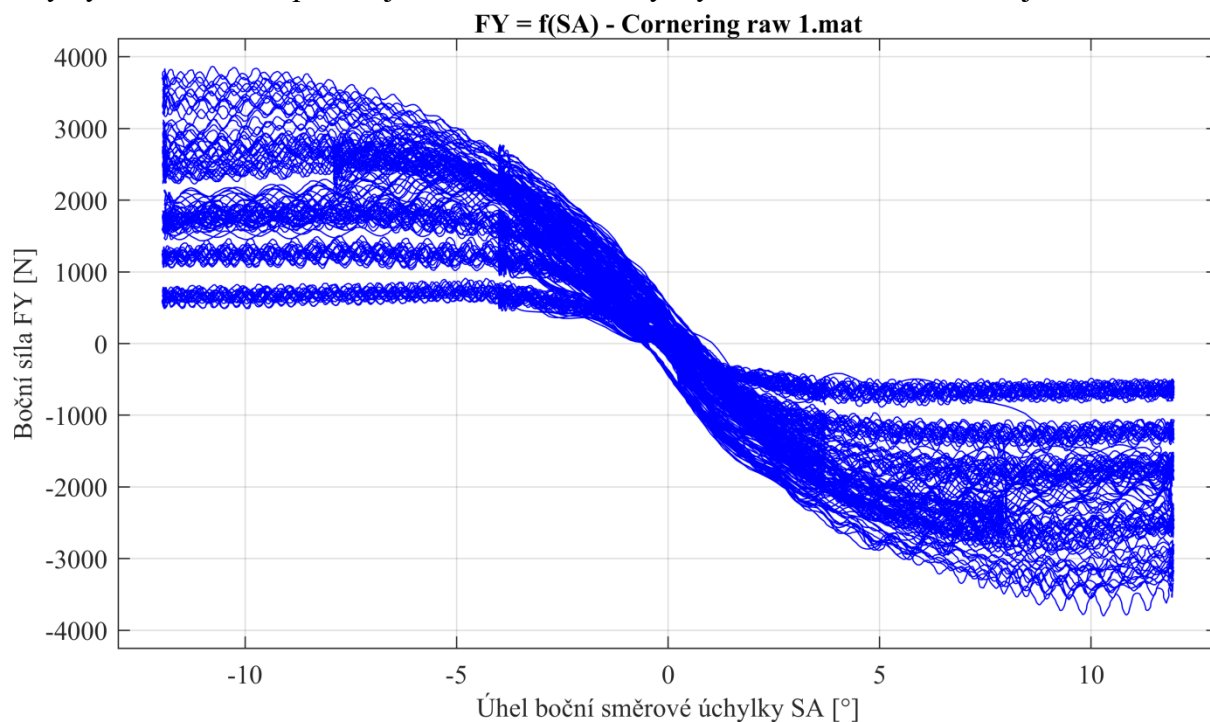
Obr. 19 Průběh zatěžující síly, tlaku a úhlu naklonění kola v závislosti na čase u souboru Cornering raw 1



Obr. 20 Průběh zatěžující síly, tlaku a úhlu naklonění kola v závislosti na čase u souboru Cornering raw 2

5.2 ROZDĚLENÍ DAT

Aby bylo možné začít počítat jednotlivé koeficienty, bylo nutné data rozdělit na jednotlivé části



Obr. 21 Závislost boční síly na úhlu směrové úchylky - surová nerozdělená data u souboru Cornering raw 1

(zátěžné stavy), kdy v každé části je tlak v pneumatice, úhel naklopení kola a zatěžující síla konstantní a mění se jen úhel boční směrové úchylky. Pro toto rozdělení slouží skript `SPLIT_DATA`. Podmínky pro rozdělení jsou následující: změna zatěžující síly o více než 400 N, doba trvání jednoho zátěžného stavu mezi 28 a 35 sekundami a rozdíl mezi nejvyšší a nejmenší hodnotou úhlu naklopení kola menší než $0,5^\circ$. Zároveň s rozdělením dat se vytvoří seznam vzniklých souborů, který obsahuje spolu s názvem zátěžného stavu průměrné hodnoty tlaku, úhel naklopení kola a zatěžující sílu. V případě že pak uživatel chce zobrazit právě jeden konkrétní zátěžný stav, stačí v seznamu vyhledat jeho název.

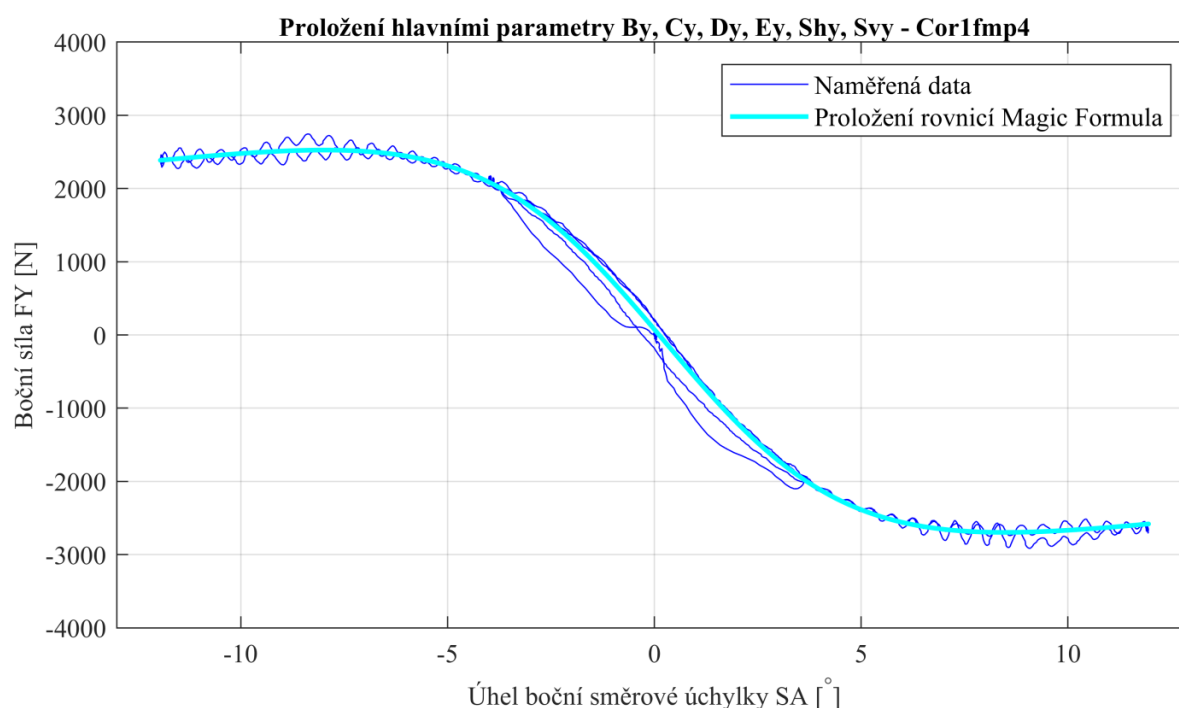
5.3 ZOBRAZENÍ ROZDĚLENÝCH DAT

Jakmile jsou data rozdělena, je možné vykreslit nově vzniklé soubory jednotlivě pomocí `PLOT_SPLITTED_DATA`.

5.4 PROLOŽENÍ ROVNICÍ MF – VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ BY, CY, DY, EY, SHY, SVY

Prvním krokem pro získání jednotlivých parametrů bočního skluzu je proložení závislosti boční síly FY na úhlu boční směrové úchylky SA rovnicí MF (5). Pro toto slouží funkce `FIT_SA_vs_FY`. V prvním kroku je spočítán vertikální posuv Svy jako polovina rozdílu mezi absolutní hodnotou maxima a minima boční síly. Následně jsou postupně za sebou metodou nejmenších čtverců vypočteny koeficienty Shy, Dy, Cy, By a Ey. Poté je možné přistoupit k výpočtu jednotlivých parametrů.

Naměřená data se podařilo proložit velice přesně a to u všech souborů (obr. 18).



Obr. 22 Ukázka proložení naměřených dat hlavní rovnicí MF

5.5 PŘEDMLUVA K VÝPOČTŮM JEDNOTLIVÝCH PARAMETRŮ

Následující řádky představují postup výpočtu jednotlivých parametrů všech koeficientů. Použity byly vždy data z obou měření 1 a 2. Naměřená data (barevné body v grafech) byla proložena rovnicemi vztahujícími se k jednotlivým parametrům metodou nejmenších čtverců. Metoda nejmenších čtverců je aproximační metoda, pro kterou platí, že součet druhých mocnin odchylek od naměřeného bodu a bodu vypočteného pomocí hledaného polynomu je nejmenší možný.

Červená křivka v grafu je polynom se mnou vypočítanými parametry, černá pak polynom s parametry z TIR souboru OptimumT_4, který mi byl dodán spolu s naměřenými daty. Pro všechny následující výpočty se velikostní parametry λ považují za rovny jedné, a proto se ve výpočtech neuvažují. Nominální zatížení F_{z0} je ve všech případech rovno 800 N.

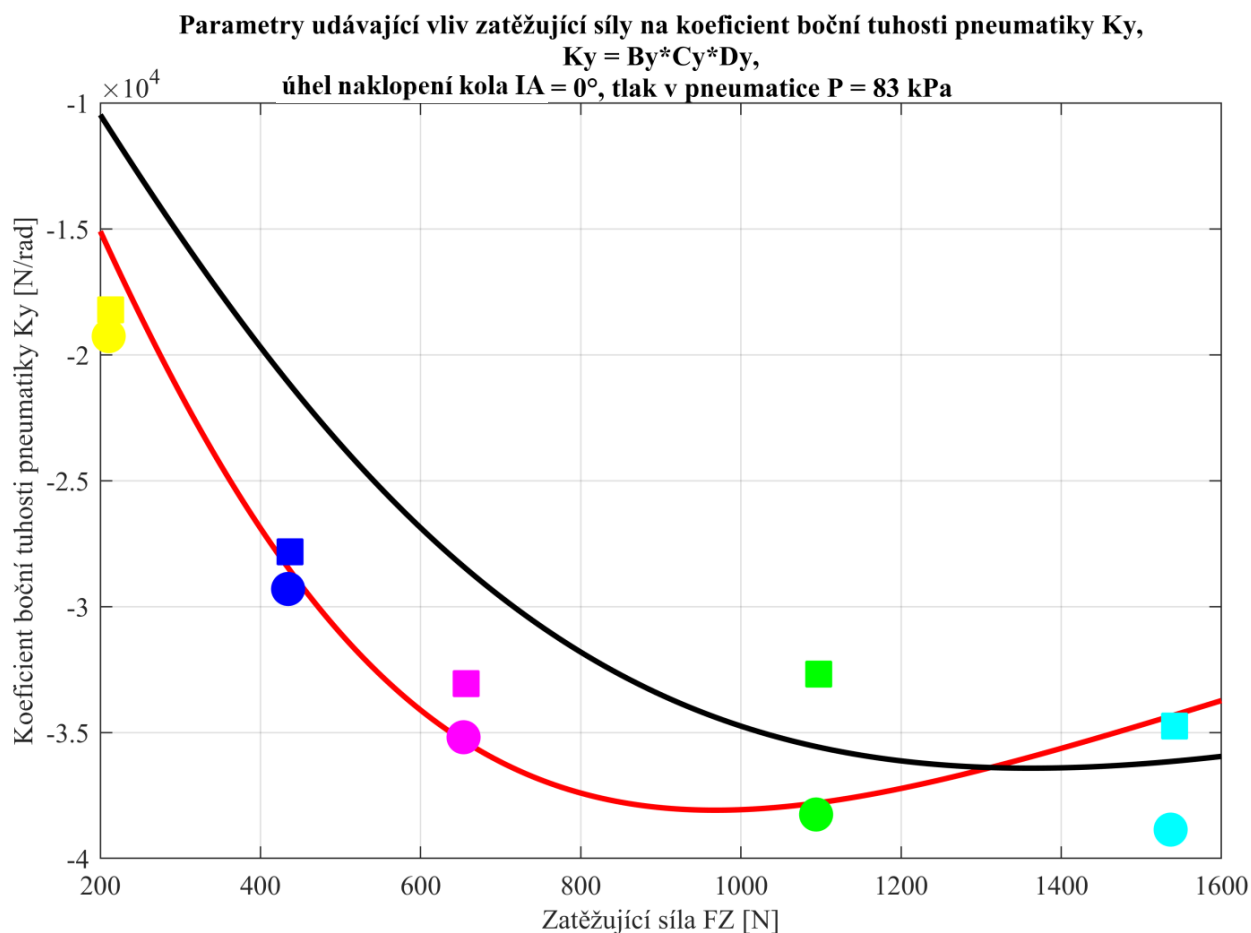
5.6 PARAMETR B – KOEFICIENT SMĚROVÉ TUHOSTI

5.6.1 VÝPOČET PARAMETRŮ UDÁVAJÍCÍ VLIV ZATÍŽENÍ NA SMĚROVOU TUHOST

Parametry p_{Ky1} a p_{Ky2} , jež udávají vliv zatěžující síly na směrovou tuhost, byly zjištěny proložením křivky rovnicí (19), kdy nezávislou proměnou byla zatěžující síla F_z , závislou proměnou pak směrová tuhost K_y . Úhel naklopení kola IA byl vždy 0° . Úpravou rovnice (9) a (10) tak vznikly rovnice (18), resp. (19).

$$K_y = B_y \cdot C_y \cdot D_y \quad (18)$$

$$K_y = p_{Ky1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0}} \right) \right] \quad (19)$$



*Obr. 23 Závislost směrové tuhosti na zatížení
 (červená křivka – vypočítané parametry, černá - parametry ze souboru OptimumT_4)*

Křivka s vypočítanými parametry velmi dobře prochází naměřenými daty. Z grafu plyne, že koeficient směrové tuhosti klesá až do hodnoty zatěžující síly přibližně 900 N, kde dosahuje minima, načež se zvyšující se zatěžující silou mírně stoupá.

Vypočtené parametry udávající vliv zatížení na koeficient tuhosti jsou následující.

Tab. 6 Vypočítané parametry koeficientu boční tuhosti pro příčný skluz

p_{Ky1}	-47,6076
p_{Ky2}	1,2098

5.6.2 VÝPOČET PARAMETRŮ UDÁVAJÍCÍ VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA NA SMĚROVOU TUHOST

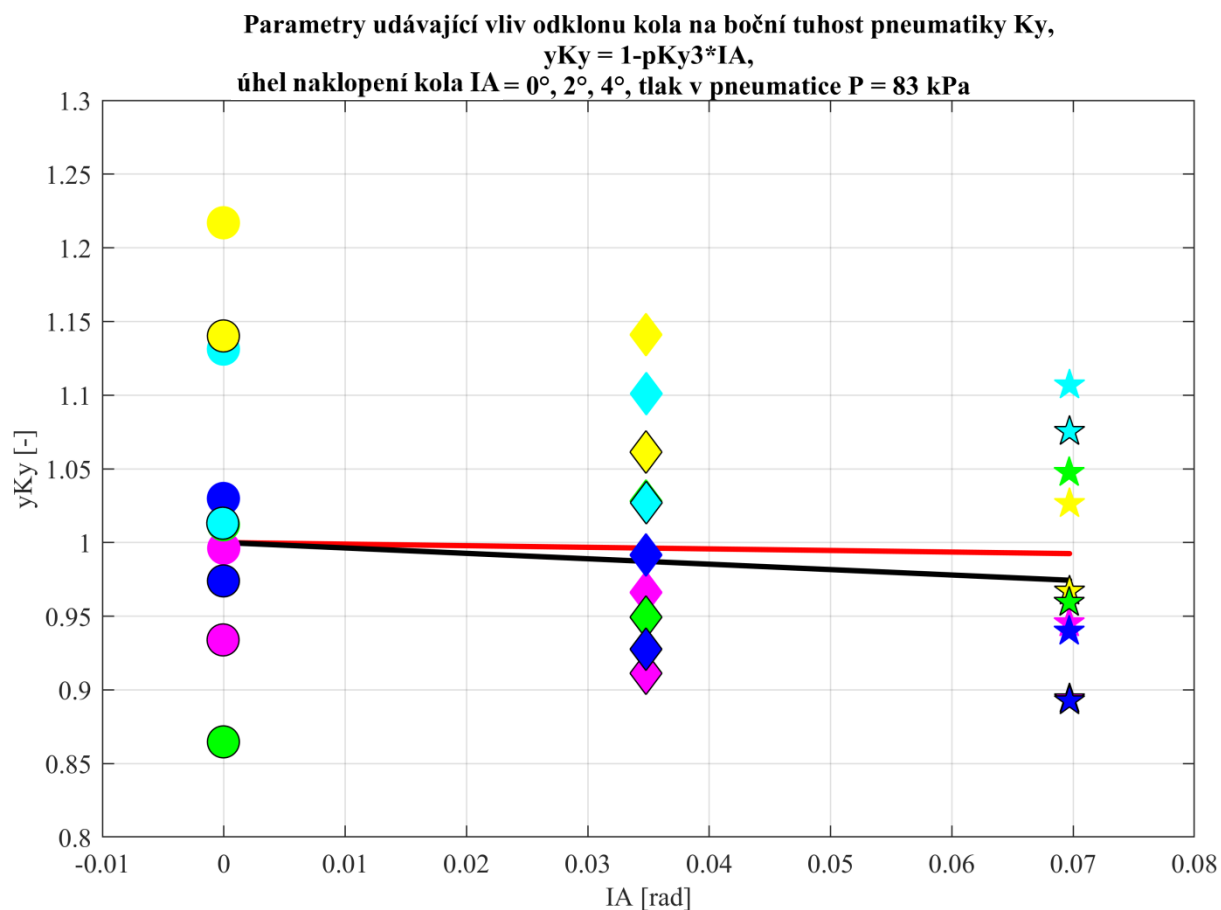
Magic Formula 5.2 obsahuje pro koeficient tuhosti jediný parametr vnášející do rovnice závislost na úhlu naklopení kola a to p_{Ky3} . Po úpravě rovnice (10) získáme tvar:

$$K_y = p_{Ky1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0}} \right) \right] \cdot (1 - p_{Ky3} |IA| + p_{Ky4}) \quad (20)$$

Z čistě praktických důvodů pro přehlednější operaci při výpočtech v prostředí Matlab pak byla zavedena proměnná yK_y , kdy

$$yK_y = \frac{K_y}{p_{Ky1} \cdot F_{z0} \cdot \sin \left[2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{p_{Ky2} \cdot F_{z0}} \right) \right]} \quad (21)$$

$$yK_y = 1 - p_{Ky3} \cdot IA \quad (22)$$



Obr. 24 Závislost yK_y na úhlu naklopení kola IA

Se vzrůstajícím úhlem naklopení kola velmi mírně klesá směrová tuhost pneumatiky, data tedy potvrzují teorii. Avšak je nutné vzít v úvahu, že naměřená data se vyznačují poměrně velkým rozptylem.

Tab. 7 Vypočítané parametry koeficientu tuhosti pro příčný skluz

p_{Ky3}	0,1078
-----------	--------

5.7 PARAMETR C – KOEFICIENT TVARU

5.7.1 VÝPOČET PARAMETRU KOEFICIENTU TVARU

Parametr p_{Cy1} pak byl určen jako průměrná hodnota parametrů C pro různá zatížení a úhly naklopení kola při konstantním tlaku pneumatiky.

$$p_{Cy1} = \frac{\sum c_y}{i} \quad (23)$$

kde i je počet koeficientů C_y .

Tab. 8 Vypočítaný parametr tvaru pro příčný skluz

p_{Cy1}	2,0286
-----------	--------

5.8 PARAMETR D – MAXIMÁLNÍ HODNOTA

5.8.1 VÝPOČET PARAMETRŮ UDÁVAJÍCÍ VLIV ZATÍŽENÍ NA MAXIMÁLNÍ HODNOTU D

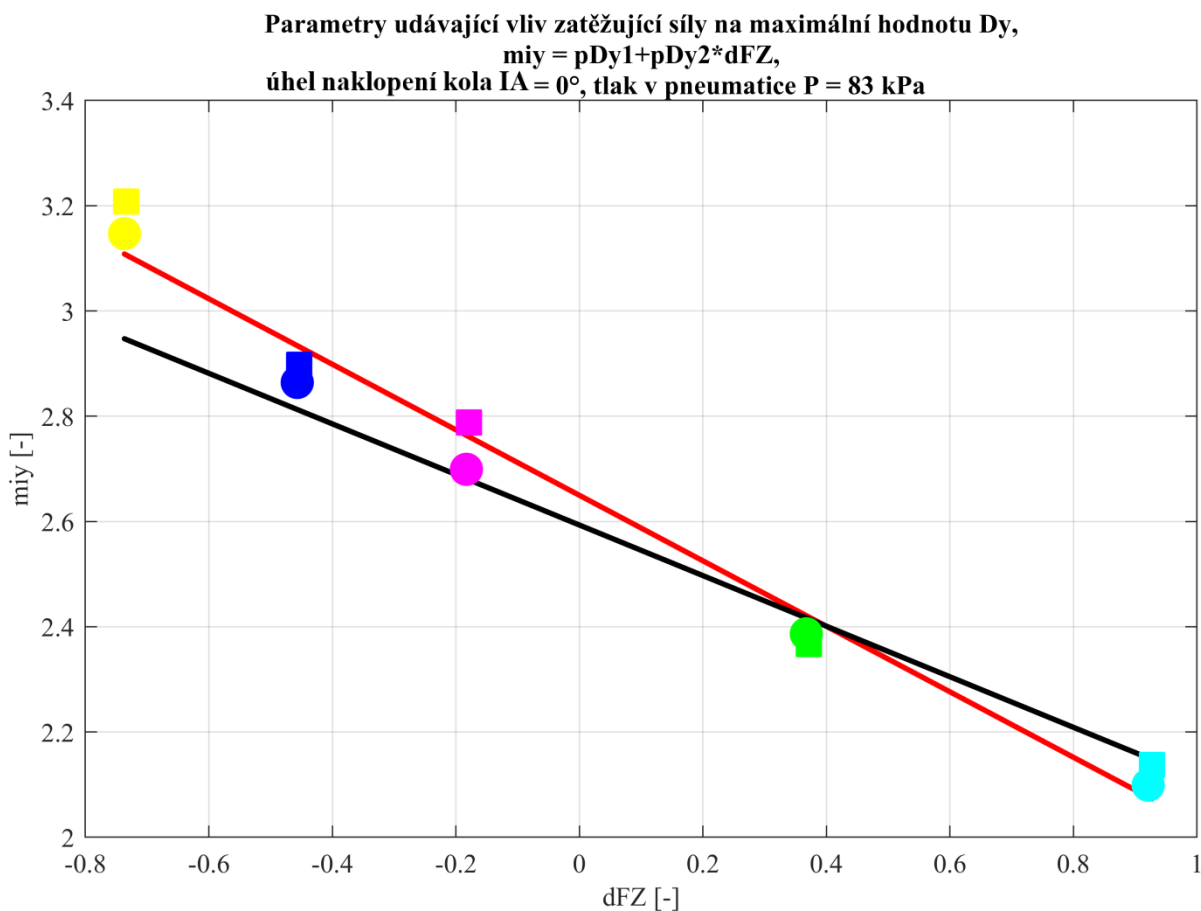
Z rovnic (12), (13) a (14) plyne, že při úhlu naklopení kola 0° je parametr D_y roven

$$D_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot dF_z) \cdot F_z \quad (24)$$

Přičemž po úpravě získáme rovnici přímky udávající závislost změny zatížení na součiniteli tření (25) a (26), ze kterých následně vypočteme parametry

$$\mu_y = \frac{D_y}{F_z} \quad (25)$$

$$\mu_y = p_{Dy2} \cdot dF_z + p_{Dy1} \quad (26)$$

Obr. 25 Závislost součinitele tření μ_y na zatížení

Naměřená data jasně ukázala, že se zvyšujícím se zatížením klesá součinitel tření mezi podložkou a pneumatikou. Regrese přinesla velmi dobrý výsledek.

Tab. 8 Vypočítané parametry maximální hodnoty D pro příčný skluz

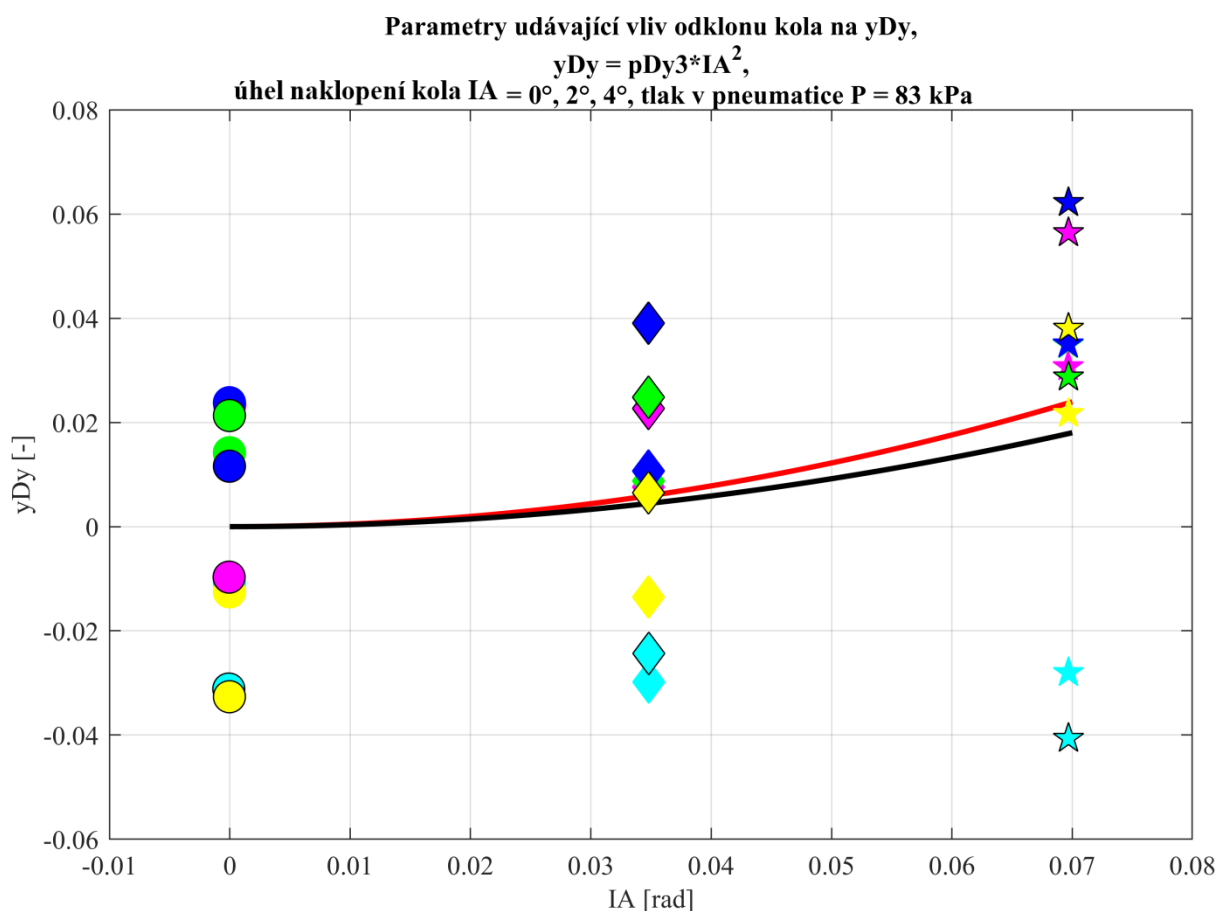
p_{Dy1}	2,6497
p_{Dy2}	-0,6224

5.8.2 VÝPOČET PARAMETRŮ UDÁVAJÍCÍ VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA NA MAXIMÁLNÍ HODNOTU D

Vliv úhlu naklopení kola na maximální hodnotu D, čili maximální boční, příp. podélnou sílu, respektive vratný moment, je kvadratický. Nejvyšší hodnoty by koeficient D měl nabývat při úhlu naklopení kola 0° , což naměřená data potvrdila. Úpravou rovnic (11) a (12) získáme tento tvar (27) a (28), jež byl použit pro výpočet.

$$yD_y = 1 - \frac{D_y}{(p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot dF_z) \cdot F_z} \quad (27)$$

$$yD_y = p_{Dy3} \cdot IA^2 \quad (28)$$



Obr. 26 Závislost yD_y na úhlu naklopení kola

Naměřená data potvrdila teorii a se vzrůstajícím úhlem naklopení kola klesá parametr D_y , byť i v tomto případě je rozptyl dat vcelku velký.

Tab. 9 Vypočítané parametry pro příčný skluz

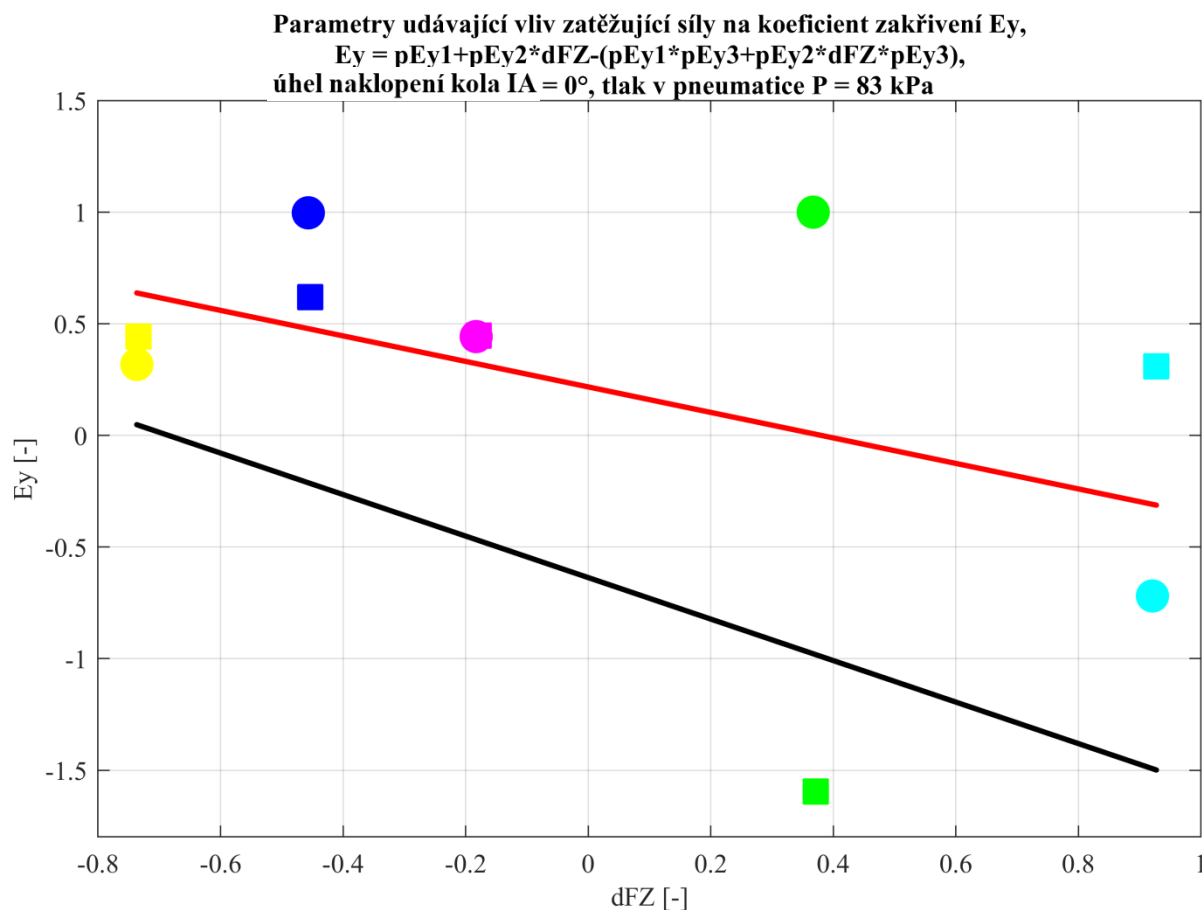
p_{Dy3}	4,8873
-----------	--------

5.9 PARAMETR E – KOEFICIENT ZAKŘIVENÍ

5.9.1 PARAMETRY UDÁVAJÍCÍ VLIV ZATÍŽENÍ NA KOEFICIENT ZAKŘIVENÍ

Úpravou rovnice (15) pro případ úhlu 0° naklopení kola získáme tvar:

$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2} \cdot dF_z) \cdot (1 - p_{Ey3}) \quad (29)$$



Obr. 27 Závislost parametru E_y na zatížení

Po aproximaci naměřených dat je patrné, že s rostoucím zatížením klesá koeficient zakřivení, nicméně rozptyl dat je velký.

Tab. 10 Vypočítané parametry koeficientu zakřivení pro příčný skluz

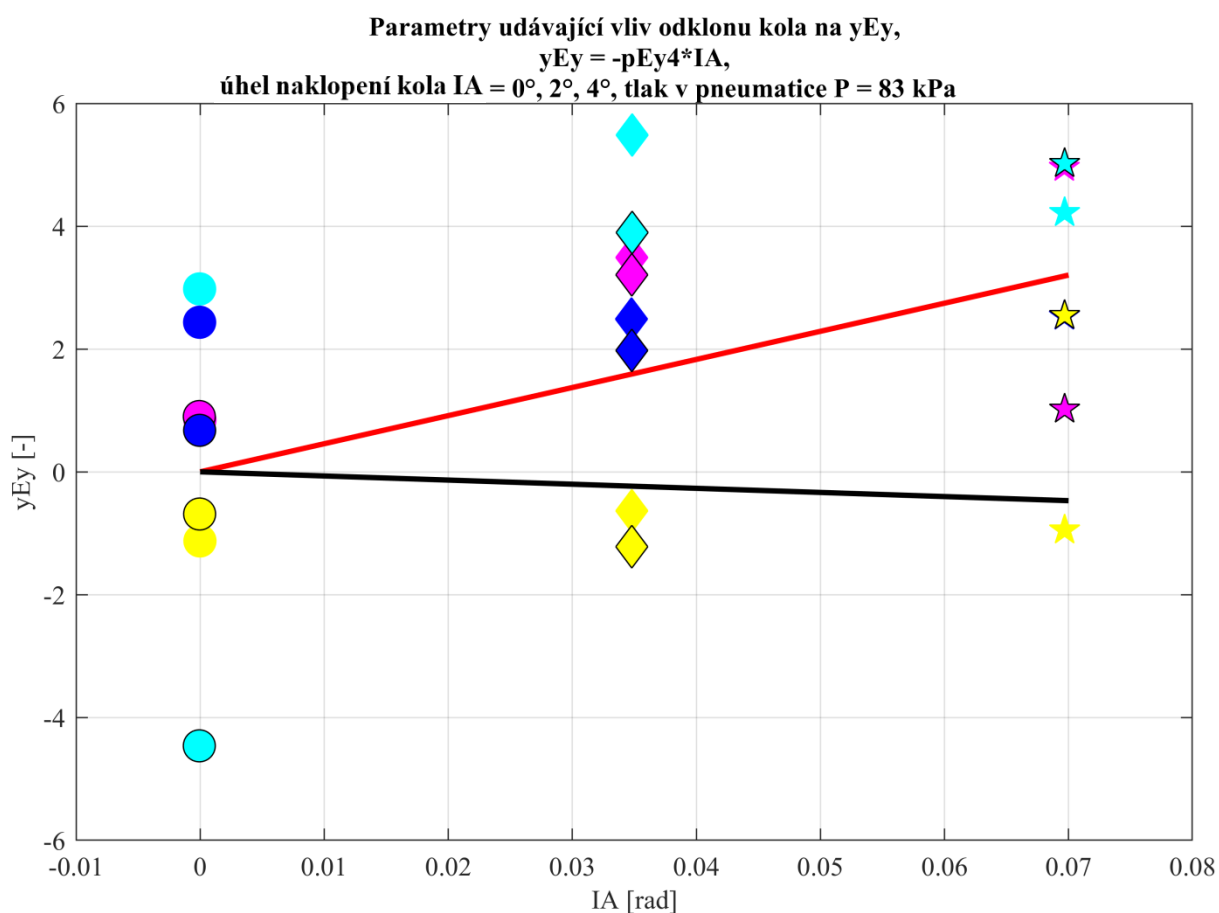
p_{Ey1}	0,0966
p_{Ey2}	-0,2544
p_{Ey3}	-1,2452

5.9.2 PARAMETRY UDÁVAJÍCÍ VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA NA KOEFICIENT ZAKŘIVENÍ

Úpravou rovnice (15) získáme tvar (30), resp. (31), z čehož vypočteme parametr p_{Ey4} .

$$yE_y = \frac{E_y}{(p_{Ey1} + p_{Ey2} \cdot dF_z)} - 1 + p_{Ey3} \quad (30)$$

$$yE_y = -p_{Ey4} \cdot IA \quad (31)$$



Obr. 28 Závislost veličiny yE na úhlu naklopení kola

Z grafu lze vyčíst, že se vzrůstajícím úhlem naklopení kola roste koeficient zakřivení.

Tab. 11 Vypočítané parametry koeficientu zatížení pro příčný skluz

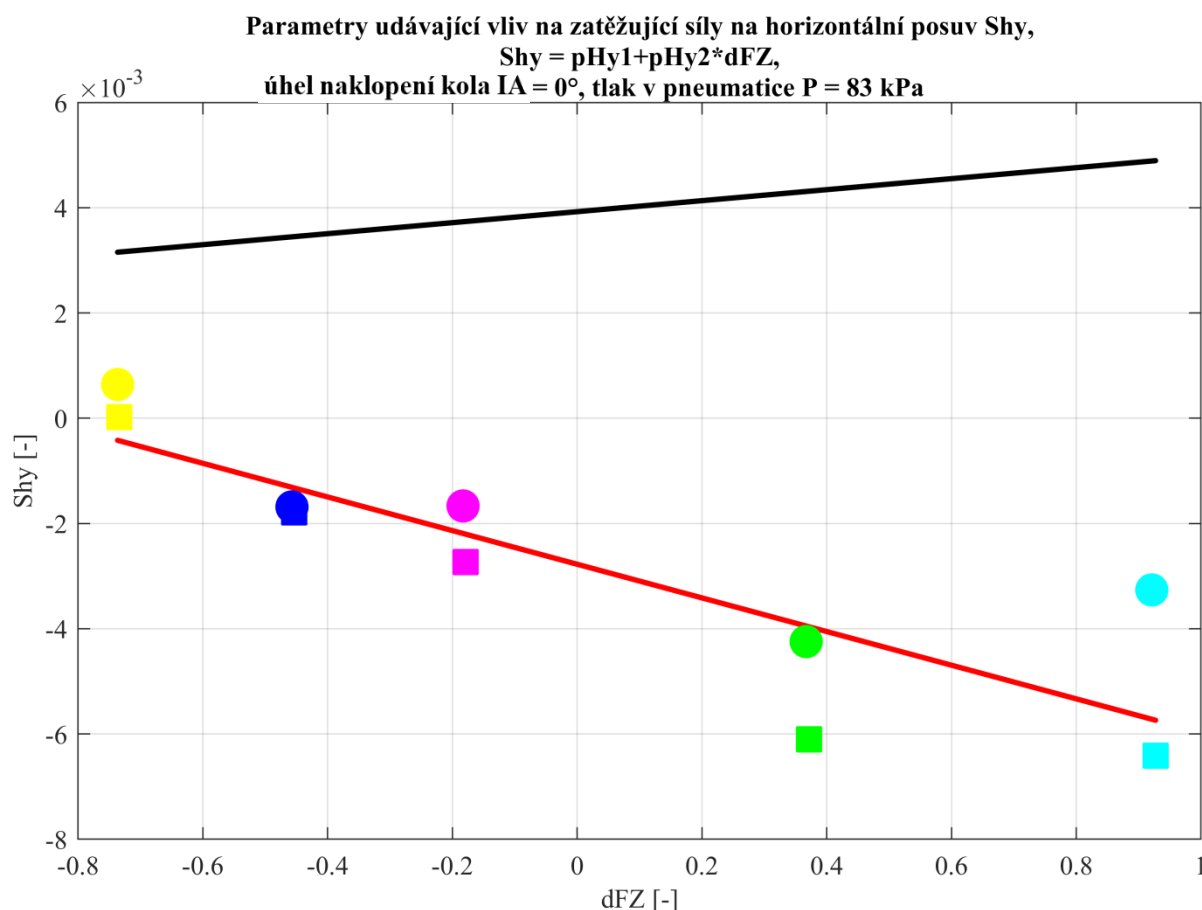
p_{Ey4}	-45,7781
-----------	----------

5.10 PARAMETR SHY – HORIZONTÁLNÍ POSUV

5.10.1 PARAMETRY UDÁVAJÍCÍ VLIV ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY NA HORIZONTÁLNÍ POSUV

Pro nulový úhel naklopení kola platí (32). Z (32) pak:

$$Sh_y = p_{Hy2} \cdot dF_z + p_{Hy1} \quad (32)$$



Obr. 29 Závislost horizontálního posuvu na zatížení

Vztah mezi zatěžovací silou a horizontálním posuvem křivky je téměř lineární, se vzrůstajícím zatížením klesá Sh_y . Přímka s parametry p_{Hy1} a p_{Hy2} změřené hodnoty aproximuje poměrně přesně.

Tab. 12 Vypočítané parametry horizontálního posuvu pro příčný skluz

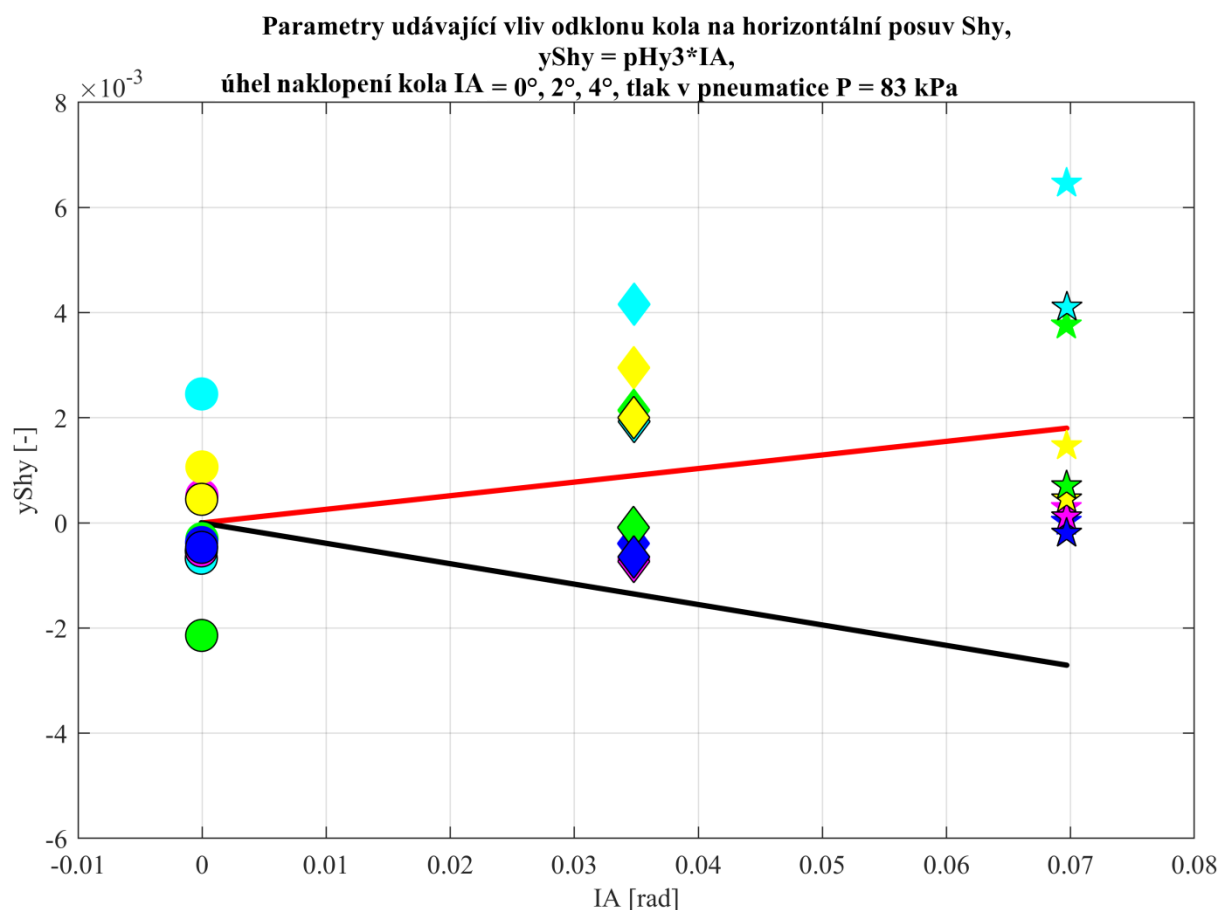
p_{Hy1}	-0,0028
p_{Hy2}	-0,0032

5.10.2 PARAMETRY UDÁVAJÍCÍ VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA NA HORIZONTÁLNÍ POSUV

Úpravou rovnice (16) dostaneme (33) a (34) a z těchto vypočteme p_{Hy3}

$$ySh_y = Sh_y - (p_{Hy1} + p_{Hy2} \cdot dF_z) \quad (33)$$

$$ySh_y = p_{Hy3} \cdot IA \quad (34)$$



Obr. 30 Závislost horizontálního posuvu na úhlu naklonění kola

Spolu s rostoucím úhlem naklonění kola roste také horizontální posuv.

Tab. 13 Vypočítaný parametr horizontálního posuvu pro příčný skluz

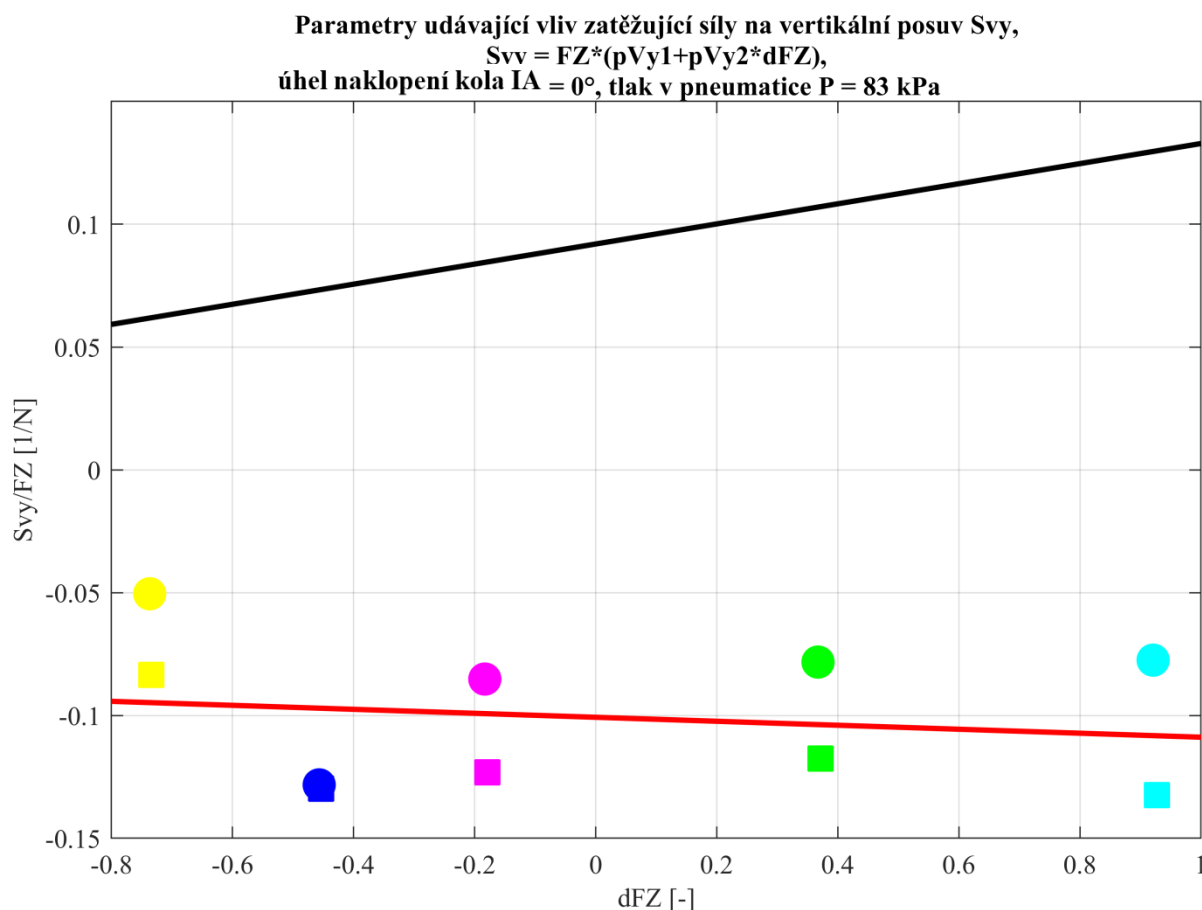
p_{Hy3}	0,02585
-----------	---------

5.11 PARAMETR SV – VERTIKÁLNÍ POSUV

5.11.1 PARAMETRY UDÁVAJÍCÍ VLIV ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY NA VERTIKÁLNÍ POSUV

Po úpravě rovnice (16) pro případ nulového úhlu naklonění kola získáme rovnici přímky (35), ze které vypočteme parametry p_{Vy1} a p_{Vy2} .

$$\frac{S_{vy}}{F_z} = p_{Vy1} + p_{Vy2} \cdot dF_z \quad (35)$$



Obr. 31 Závislost vertikálního posuvu na zatížení

Tab. 14 Vypočítané parametry vertikálního posuvu pro příčný skluz

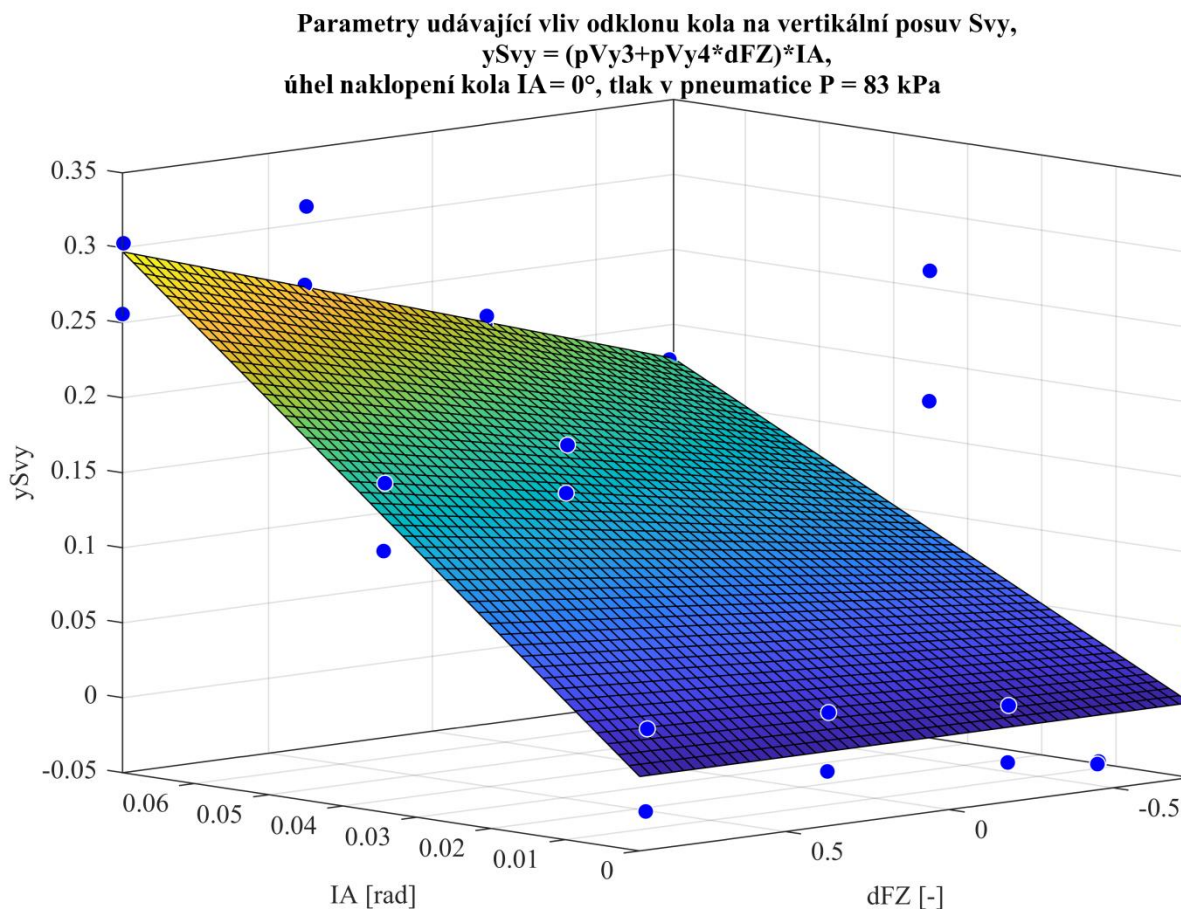
p_{Vy1}	-0,1007
p_{Vy2}	-0,0081

5.11.2 PARAMETRY UDÁVAJÍCÍ VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA NA VERTIKÁLNÍ POSUV

Po úpravě rovnice (17) získáme soustavu rovnic (36) a (37). Jelikož se v rovnici (37) vyskytují dvě nezávislé proměnné, výsledkem je trojrozměrný graf. Z rovnic (36) a (37) následně vypočteme parametry p_{Vy3} a p_{Vy4} .

$$ySv_y = \frac{Sv_y}{F_z} - (p_{Vy1} + p_{Vy2} \cdot dF_z) \quad (36)$$

$$ySv_y = (p_{Vy3} + p_{Vy4} dF_z) \cdot IA \quad (37)$$



Obr. 32 Závislost horizontálního posuvu na zatížení

Z naměřených dat lze vyčíst, že s rostoucím úhlem naklonění kola roste také vertikální posuv.

Tab. 15 Vypočítané parametry vertikálního posuvu pro příčný skluz

p_{Vy3}	3,2976
p_{Vy4}	1,0252

6 POSTUP PRÁCE S VÝPOČTOVÝMI SKRIPTY

Následující odstavce ukazují postup, jak pracovat s výpočtovými skripty, které jsou praktickou částí této práce. Předpokladem pro správné fungování programu je zachování struktury podsložek tak, jak byla vytvořena. Zadávání cesty k hlavní složce „MATLAB - Scripts & Functions“ není nutné, stačí spustit jakýkoli skript a povolit Matlabu změnu kořenové složky.

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, během laboratorního experimentu vznikly dva soubory s měřenými daty (*Cornering_raw_1.mat* a *Cornering_raw_2.mat*). Během těchto testů byla pneumatika nahuštěna na čtyři různé tlaky (56, 70, 83 a 97 kPa), nicméně celá série zátěžných stavů nutná k výpočtu parametrů, proběhla jen za tlaků 70, 83 a 97 kPa. A jelikož parametry rovnice MF se vždy vztahují k jednomu konkrétnímu tlaku pneumatiky, lze tudíž z naměřených dat získat tři různé TIR soubory.

Řádky níže ukazují postup výpočtu parametrů pro tlak 83 kPa, jelikož při něm pneumatika absolvovala nejvíce zátěžných stavů a tento tlak se také vyskytoval v obou souborech. Výpočet parametrů pro tento tlak je také zobrazen v předcházející kapitole.

Vstupní soubory s měřenými daty *Cornering_raw_1.m* musí být uloženy v adresáři *DATA - Input & Output\Cornering_1 - 1. Raw measured data – input*, soubor *Cornering_raw_2.m* pak ve složce *DATA - Input & Output\Cornering_2 - 1. Raw measured data – input*.

Obecně lze říci, že jedinými kroky, které se vyžadují od uživatele při používání programu, je určení souborů, se kterými má daný skript pracovat. Tyto údaje se zadávají do dvou proměnných. Do proměnné *file* uživatel píše index souboru *Cornering_raw* – tj. číslo 1 nebo 2. Do proměnné *i* pak číslo zátěžného stavu.

6.1 SKRIPT „PLOT_RAW_DATA“

Tento skript slouží k vykreslení naměřených dat. Pro vykreslení souboru *Cornering_raw_1.mat* uživatel zadá do pole *file* číslo 1, pro vykreslení souboru *Cornering_raw_2.mat* pak číslo 2. Následně stačí skript už jen spustit.

6.2 SKRIPT „SPLIT_DATA“

Skript *SPLIT_DATA* rozděluje naměřená data na menší soubory, které obsahují vždy právě jeden ustálený stav – tj. zátěžná síla, úhel naklopení kola a tlak v pneumatice zůstávají konstantní a mění se jen úhel boční směrové úchyly.

Skript stačí pouze spustit, rozdělení dat proběhne u obou souborů.

Kritériem pro rozdělení je velikost změny síly FZ v čase. Skript umožňuje nastavit citlivost této podmínky a to pomocí proměnné *z*. Z testování vyplynula pro právě tyto data jako optimální hodnota *z* 400 N. Dalšími podmínkou, kterou lze nastavit, je minimální a maximální doba trvání jednoho zátěžného stavu, rozdíl mezi nejvyšší a nejmenší hodnotou úhlu naklopení kola a dále pak oříznutí začátku a konce zátěžného stavu, jelikož v tu chvíli je pneumatika v neustáleném stavu. K tomu slouží proměnné *p* a *k* [1/100 s].

6.3 SKRIPT „PLOT_SPLITTED_DATA“

Skript slouží k vykreslení rozdělených dat. Uživatel pouze zadává indexy souborů, které chce zobrazit a to do polí *file* a *i*. Pro měření 1 volí *i* v rozsahu 1-47, pro měření 2 v rozsahu 1-32.

6.4 FUNKCE „FIT_BY_CY_DY_EY_SHY_SVY“

Tato funkce vypočte hlavní koeficienty By, Cy, Dy, Ey, Shy, Svy. Funkci stačí pouze spustit, vypočítají se koeficienty pro všechny jízdní stavy z obou měření. Příp. je možné zvolit konkrétní jízdní stav pomocí proměnných *file* a *i*.

6.5 FUNKCE PRO VÝPOČET PARAMETRŮ UDÁVAJÍCÍ VLIV ZATÍŽENÍ

Jak již bylo osvětleno v páté kapitole, nejdříve je nutné vypočítat parametry udávající vliv zatížení pro případ úhlu naklopení kola 0°. K tomu se využívají funkce FIT_pKy1_pKy2, FIT_pDy1_pDy2, FIT_pEy1_pEy2_pEy3, FIT_pHy1_pHy2 a FIT_pVy1_pVy2.

Pro výpočet parametrů pro tlak 83 kPa jsou zdrojovými soubory z prvního měření *file* = 1 zátěžné stavy *i* = 1...5, ze druhého měření *file* = 2 pak zátěžné stavy *i* = 11...15. Přirozeně, pokud je naším záměrem vypočítat parametry pro jiný tlak pneumatiky, je nutné vybrat i tomu odpovídající zátěžné stavy s požadovaným tlakem.

Soubory pro výpočet parametrů pro tlak 83 kPa už jsou ve funkcích vybrány, funkce je tedy možné rovnou spustit. Grafy nabízí srovnání vypočítaných parametrů s těmi z TIR souboru OptimumT_4, jež pochází od společnosti Calspan.

6.6 FUNKCE PRO VÝPOČET PARAMETRŮ UDÁVAJÍCÍ VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA

Funkce FIT_pKy3, FIT_pDy3, FIT_pEy4, FIT_pHy3, FIT_pVy3_pVy4 jsou určeny k výpočtu parametrů udávající vliv úhlu naklopení kola. Z prvního měření jsou užity zátěžné stavy *i* = 1...15, z druhého měření pak *i* = 11...25.

Funkce FIT_pVy3_pVy4 obsahuje dvě nezávislé proměnné IA a FZ, proto bylo nutné proložit body nikoli křivkou jako v ostatních případech, nýbrž plochou.

I zde jsou soubory ve funkcích předvoleny a funkce je tedy možné ihned spustit.

6.7 SKRIPT „AVERAGE_PCY1“

Stejně jako u výše uvedených funkcí, tak i pro výpočet parametru p_{cy} slouží zátěžné stavy *i* = 1...15 z prvního měření, resp. *i* = 11...25 ze druhého měření. Hodnota p_{cy} je tedy spočítána jako ze všech možných kombinací zatěžující síly a úhlu naklopení kola.

Opět i zde platí, že pro výpočet parametru pro tlak 83 kPa jsou zátěžné stavy zadány a skript se může rovnou spustit.

6.8 SKRIPT „SAVE_PARAMETERS“

Jednoduchý skript sloužící pouze k uložení parametrů do jednoho souboru s příponou .mat.

6.9 SKRIPT „FINAL_PLOT“

Skript, který slouží k vykreslení výsledného proložení všemi parametry spolu s proložením pouze hlavními koeficienty a rovněž naměřenými daty.

6.10 SKRIPT „CREATE_TIR“

Poslední a klíčový skript, který vytvoří TIR soubor a zapíše do něj vypočtené parametry. Soubor v tomto formátu lze pak dále importovat do simulačních programů zabývajících se dynamikou vozidla. Vzniklý skript je uložen v hlavní složce *MATLAB - Scripts & Functions* pod názvem *MF_Lateral_parameters_FS_Tire_X.tir*. Opět platí, že stačí skript jen spustit.

7 VÝSLEDKY

7.1 VYPOČÍTANÉ PARAMETRY

Ucelený přehled vypočítaných parametrů přináší následující tabulka.

Tab. 16 Vypočítané parametry příčný skluz

Parametr	Vypočítaná hodnota $P = 83 \text{ kPa}$	Optimum Tire $P = 80 \text{ kPa}$
p_{Ky1}	-47,6076	-45,5216
p_{Ky2}	1,2098	1,7023
p_{Ky3}	0,1078	0,3673
p_{Cy1}	2,0286	1,6200
p_{Dy1}	2,6497	2,5932
p_{Dy2}	-0,6224	-0,4805
p_{Dy3}	4,8873	3,6774
p_{Ey1}	0,0966	-0,3446
p_{Ey2}	-0,2544	-0,5029
p_{Ey3}	-1,2452	-0,8483
p_{Ey4}	-45,7781	6,7082
p_{Hy1}	-0,0028	0,0039
p_{Hy2}	-0,0032	0,0010
p_{Hy3}	0,0259	-0,0388
p_{Vy1}	-0,1007	0,0920
p_{Vy2}	-0,0081	0,0409
p_{Vy3}	3,2976	-3,3553
p_{Vy4}	1,0252	-1,2293

7.2 VÝPOČET CHYBY - SMĚRODATNÁ ODCHYLKA

Z níže uvedeného je jasné patrné, že mnou vypočtené parametry dosahují výrazně menší chyby při výpočtu závislosti boční síly na úhlu boční směrové úchylky než parametry ze souboru OptimumT_4.TIR.

Tab. 17 Vypočítaná chyba – směrodatná odchylka jednotlivých proložení

Parametr	A [N]	B [N]	C [N]
1	96	169	189
2	67	85	108
3	50	54	90
4	96	90	139
5	56	69	101
6	98	164	309
7	72	80	171
8	51	60	97
9	87	99	262
10	58	60	126
11	96	192	659
12	77	88	272
13	47	57	87
14	91	106	478
15	59	65	163

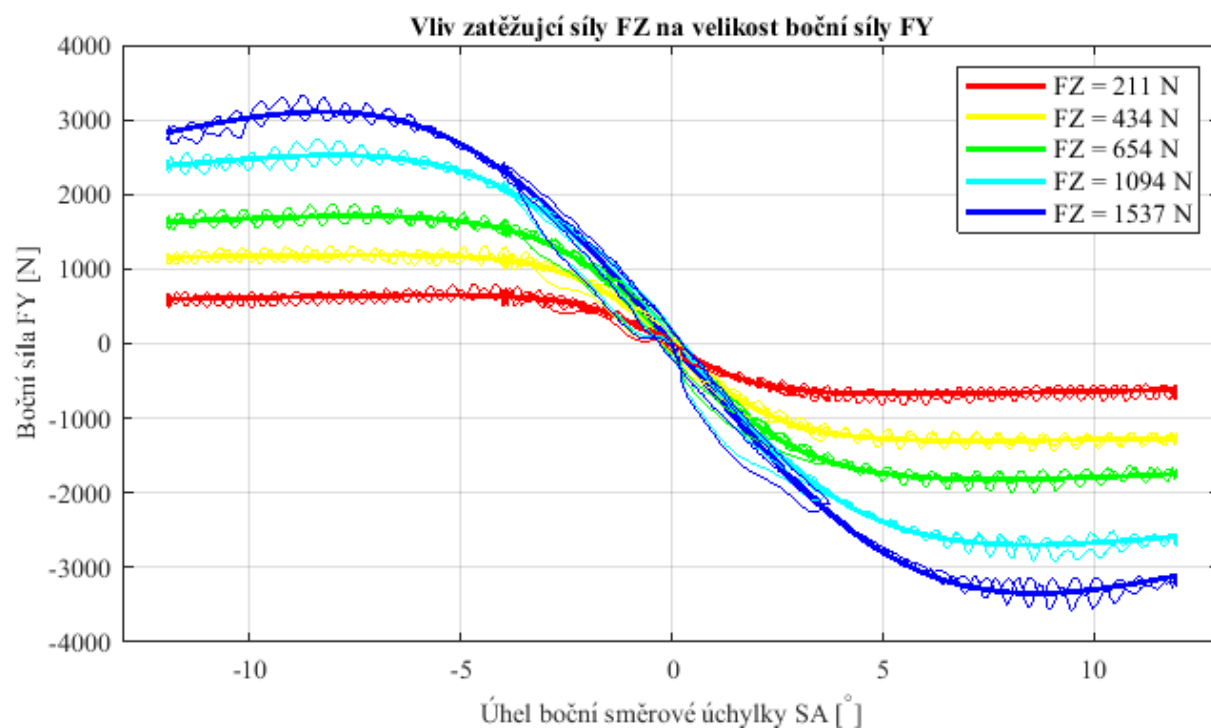
Sloupec A: Směrodatná odchylka boční síly FY vypočítané proložením hlavními koeficienty (B_y , C_y , D_y , E_y , Sh_y , S_v) MF vůči naměřeným datům.

Sloupec B: Směrodatná odchylka boční síly FY vypočítané ze zjištěných parametrů (p_{xy}) vůči naměřeným datům

Sloupec C: Směrodatná odchylka boční síly FY vypočítané z parametrů OptimumT_4.TIR vůči naměřeným datům.

7.3 VLIV ZATÍŽENÍ NA VELIKOST BOČNÍ SÍLY

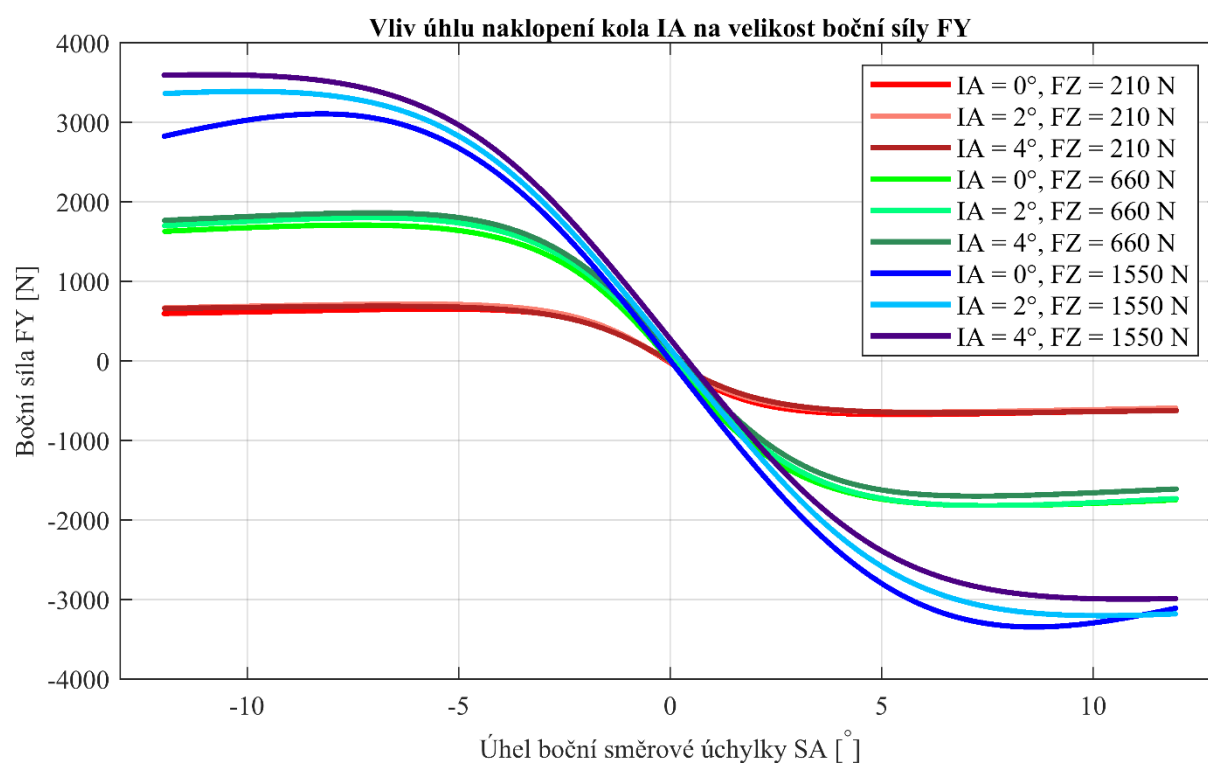
Potvrdilo se, že vliv zatěžující síly na velikost boční síly je zcela zásadní.



Obr. 33 Závislost zatěžující síly na úhlu boční směrové úchylky

7.4 VLIV ÚHLU NAKLOPENÍ KOLA NA VELIKOST BOČNÍ SÍLY

Ukázalo se, že změna úhlu naklopení kola pouze posunuje křivku vertikálním směrem



Obr. 34 Závislost boční síly na úhlu směrové úchyly a úhlu naklopení kola

8 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo nalezení metody k identifikaci parametrů matematického modelu pneumatiky pro případ ustáleného stavu jednoduchého skluzu (zatáčení). V programu Matlab pro to byla vytvořena soustava skriptů výpočet těchto parametrů získaných na základě laboratorního měření. Tento cíl byl splněn. Vzniklé skripty zahrnují celý proces zpracování dat – načtení dat, grafické vykreslení průběhu měření, rozdělení naměřených dat na jednotlivé ustálené stavy, výpočet hlavních koeficientů B_y , C_y , D_y , E_y , S_y , Sh_y rovnice Magic Formula 5.2 a konečně výpočet jednotlivých parametrů náležících daným koeficientům. Výstupem práce je pak soubor ve formátu TIR s vypočítanými parametry pro pneumatiku, jež se používá na vozech Formule Student. Tento soubor je klíčovým vstupem pro softwary, které slouží k simulaci jízdní dynamiky vozidla.

Vypočítané parametry velmi dobře korespondují s naměřenými daty a poskytují dobré výsledky, zejména pak v oblasti v rozmezí od cca -5° do 5° úhlu boční směrové úchyly, která je z hlediska chování vozidla v běžném provozu nejdůležitější. V oblasti maximální hodnoty boční síly, tj. okolo cca 8° úhlu boční směrové úchyly je pak přesnost stále dostatečná.

Všechny jednotlivé jízdní stavy z prvního naměřeného souboru vykreslené dle vypočítaných parametrů jsou uvedeny v příloze této práce.

Práce také ukazuje vliv zatížení a úhlu naklopení kola na velikost boční síly, kterou je pneumatika při daném úhlu boční směrové úchyly schopna přenést. Dále je v práci ukázán vliv zatížení na velikost koeficientu tření a směrové tuhosti pneumatiky.

Praktická část také obsahuje postup, jak pracovat s vytvořenými skripty. Tyto skripty je možné použít pro výpočet parametrů jakýchkoliv jiných pneumatik za předpokladu stejného vstupního formátu dat.

Vytvořené skripty rovněž poskytují dobrý výchozí bod pro vytvoření obdobného algoritmu výpočtu parametrů modelu Magic Formula pro případ podélného skluzu, jelikož rovnice pro příčný a podélný skluz si jsou velmi podobné.

Z grafů průběhu boční síly v závislosti na úhlu boční směrové úchyly lze také vyčíst, že se pneumatika chová nezálužně.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PACEJKA, Hans B., 2012. Tire and vehicle dynamics. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-0-08-097016-5.
- [2] ALBRECHT, Peter, BRASESSES, Hans-Hermann a Ulrich SEIFFERT, ed., 2005. Handbook of Automotive Engineering. Warrendale, PA: SAE International. ISBN 0-7680-0783-6.
- [3] KASPRZAK, Edward M. a David GENTZ. The Formula SAE Tire Test Consortium-Tire Testing and Data Handling [online]. 2006-12-05, - [cit. 2020-03-16]. DOI: 0-7680-0783-6. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2006-01-3606/>
- [4] PORTEŠ, P. Přednášky předmětu Vehicle dynamics P-08. FSI VUT v Brně. 2011
- [5] GILLESPIE, T. D., 1992. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. ISBN 15-609-1199-9.
- [6] VLK, František, 2000. Dynamika motorových vozidel. Brno: VLK. ISBN 80-238-5273-6
- [7] PECKELSEN, Ulrico, 2017. Objective Tyre Development: Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. Karlsruhe. Disertace. Karlsruhe Institute of Technology. Vedoucí práce Prof. F. Gauterin.
- [8] MILLIKEN, William F., Douglas L. MILLIKEN a Maurice OLLEY, 2002. Chassis design: principles and analysis. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. ISBN 0-7680-0826-3.
- [9] Stav pro měření pneumatik. In: Calspan [online]. [cit. 2020-03-01]. Dostupné z: <https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/force-moment-testing/pics/1753>
- [10] KRŮŽA, L. Konstrukce zařízení na měření směrové tuhosti pneumatik. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 107 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr
- [11] Tyre characterisation on Ice and Snow with a Measurement vehicle. [cit. 2019-03-10] Dostupné z: <http://roads.dicea.unifi.it/proceedings-colloquium/P04.pdf>
- [12] JONSON, Alex a Eric OLSSON, 2016. A Methodology for Identification of Magic Formula Tire Model Parameters from In-Vehicle Measurements. Gothenborg. Master's Thesis. Chalmers University of Technology.
- [13] DUGOFF, H., FANCHER, P.S. and SEGEL, L. *An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance*. Brussels: International Automobile Safety Compendium, FISITA/SAE, 1970. SAE No. 700377.
- [14] GIM, G. and P.E. NIKRAVESH. *Analytical study of pneumatic tire dynamic properties, Part 1*. International Journal of Vehicle Design. 1991, č. 11(6), s. 589–618.

-
- [15] PACEJKA, H.B. and E. BAKKER. *The magic formula tyre model*. Vehicle System Dynamics. 1993
- [16] M. Burckhardt, *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*, Würzburg: Vogel Verlag. 1993.
- [17] Dousti, Morteza & Baslamisli, Selahattin & Onder, E. & Solmaz, S.. (2014). Design of a multiple-model switching controller for ABS braking dynamics. Transactions of the Institute of Measurement and Control
- [18] CROLLA, David, 2009. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle body*. ISBN 978-1-85617-577-7.
- [19] WASSERTHEURER, B. and F. GAUTERIN. *Investigations of winter tire characteristics on different track surfaces using a statistical approach*. T. Sc. Tech. 2014
- [20] Finite element modeling of tire/terrain interaction: Application to predicting soil compaction and tire mobility. *Science direct* [online]. [cit. 2020-09-11]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0022489810000492>
- [21] RAO, K. V. N., R. K. KUMAR and R. MUKHOPADHYAY. *A study of the relationship between Magic Formula coefficients and tyre design attributes through finite element analysis*. Veh. Syst. Dyn. 2006. č.1, s. 33–63.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

MF		Magic Formula
SR	[%]	skluz
Vx	[m/s]	rychlost pohybu středu kola
Ω	[rad/s]	úhlová rychlost otáčení kola
Re	[m]	efektivní poloměr kola v místě stopy
Vsx	[m/s]	rychlost podélného skluzu
Mz	[Nm]	vratný moment
Fy	[N]	boční síla
ns	[m]	zavlek pneumatiky
α	[rad]	úhel boční směrové úchytky
Vsy	[m/s]	rychlost pohybu středu kola v příčném směru
Vx	[m/s]	rychlost pohybu středu kola v podélném směru
V	[m/s]	rychlost ve směru pohybu, kterým se pneumatika skutečně pohybuje
Y		výstupní proměnné Fx, Fy, příp. Mz
X		vstupní proměnné α nebo κ
B		koeficient tuhosti
C		koeficient tvaru
D		maximální hodnota
E		koeficient zakřivení,
Sh		horizontální posuv
Sv		vertikální posuv
By	[-]	je koeficient boční tuhosti
Ky	[N/rad]	směrová tuhost pneumatiky
Cy	[-]	koeficient tvaru pro příčný skluz
Dy	[-]	maximální hodnota boční síly

p_{Ky1}	[N/rad]	maximální hodnota směrové tuhosti pneumatiky
p_{Ky2}	[1/N]	zatížení, kdy K_y dosahuje maxima
p_{Ky3}	[-]	parametr změny tuhosti vlivem úhlu naklopení kola
λ_{Fz0}	[-]	velikostní faktor nominálního zatížení
λ_{Ky}	[-]	velikostní faktor tuhosti
γ_y	[rad]	úhel naklopení kola kolem osy x_t
C	[-]	je koeficient tvaru,
y_a	[-]	horizontální asymptota (5),
D	[-]	maximální hodnota,
C_y	[-]	je koeficient tvaru pro příčný skluz,
p_{Cy1}	[-]	parametr tvaru pro příčný skluz,
λ_{Cy}	[-]	velikostní faktor koeficientu C pro příčný skluz.
D_y	[-]	je maximální hodnota boční síly,
μ_y	[-]	součinitel tření,
F_z	[N]	normálová síla
p_{Dy1}	[-]	je parametr podélného tření,
p_{Dy2}	[-]	změna velikosti podélného tření vlivem zatížení,
p_{Dy3}	[-]	změna velikosti podélného tření vlivem úhlu naklopení kola,
γ_y	[rad]	úhel naklopení kola,
λ_{μ_y}	[-]	velikostní faktor koeficientu tření
F_z	[N]	je normálová síla a
F_{z0}	[N]	nominální zatížení.
F_{z0}	[N]	nominální zatížení.
E_y	[-]	je koeficient zakřivení v případě příčného zatížení,
p_{Ey1}	[-]	parametr křivky pro nominální zatížení,
p_{Ey2}	[-]	parametr posuvu křivky se změnou zatížení,

p_{Ey3}	[-]	parametr posuvu křivky se změnou úhlu naklopení kola,
p_{Ey4}	[-]	parametr posuvu křivky se změnou úhlu naklopení kola,
γ_y	[rad]	úhel naklopení kola kolem svislé osy x,
α_y	[rad]	úhel směrové úchyly,
λ_{Ey}	[-]	velikostní faktor koeficientu zakřivení.
Sh_y	[-]	je celkový horizontální posuv pro případ příčného zatížení pneumatiky,
p_{Hy1}	[-]	parametr horizontálního posuvu vlivem nominálního zatížení,
p_{Hy2}	[-]	parametr horizontálního posuvu vlivem zatížení,
p_{Hy3}	[-]	parametr horizontálního posuvu vlivem úhlu naklopení kola,
λ_{Hy}	[-]	velikostní faktor horizontálního posuvu
Sv_y	[-]	je celkový vertikální posuv,
p_{Vy1}	[-]	parametr vertikálního posuvu vlivem nominálním zatížení,
p_{Vy2}	[-]	parametr horizontálního posuvu vlivem zatížení,
p_{Vy3}	[-]	parametr horizontálního posuvu vlivem úhlu naklopení kola,
p_{Vy4}	[-]	parametr horizontálního posuvu vlivem zatížení a úhlu naklopení kola.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I Grafy s naměřenými daty a porovnání naměřených dat s proloženými daty

