



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

MĚŘENÍ RADIÁLNÍ TUHOSTI PNEUMATIK

TYRE RADIAL STIFFNESS MEASUREMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Novodomský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Novodomský
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Měření radiální tuhosti pneumatik

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vlastnosti pneumatiky výrazným způsobem ovlivňují jízdní chování vozidel, ve svislé dynamice lze označit radiální tuhost za základní vlastnost pneumatiky. Radiální tuhost pneumatiky značným způsobem ovlivňuje nejen jízdní komfort posádky, ale i průběh dynamického zatížení kola, které je klíčové pro přenos podélných sil při brzdění či akceleraci a samozřejmě i sil příčných při zatáčení. Aby bylo možné optimalizovat charakteristiky odpružení, je potřeba znát hodnoty a vliv parametrů pneumatiky (tlak, odklon) na její radiální tuhost.

Cíle diplomové práce:

Sestavení výpočtového modelu pro určení vlivu radiální tuhosti na svislou dynamiku.

Měření statické radiální tuhosti pneumatik na současném zařízení ÚADI.

Naměření dat svislé dynamiky vozidla během jízdy na nerovném povrchu.

Validace výpočtového modelu prostřednictvím naměřených dat.

Konstrukční návrh nového stavu pro měření radiální tuhosti pneumatik.

Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Táto práca sa zaoberá radiálnou tuhosťou pneumatiky. Prvá časť práce je venovaná stručnému popisu konštrukcie pneumatiky. Ďalšia časť je venovaná meraniu radiálnej tuhosti pneumatiky a návrhu nového meracieho zariadenia. Posledná časť práce sa venuje vplyvu radiálnej tuhosti pneumatiky na zvislú dynamiku vozidla a simulácií tohto vplyvu v softvéri MATLAB/Simulink.

KLÍČOVÉ SLOVÁ

Pneumatika, konštrukcia pneumatiky, radiálna tuhosť pneumatiky, meracie zariadenie, zvislá dynamika vozidla, výpočtový model

ABSTRACT

This thesis deals with the radial stiffness of a tyre. The first part of is devoted to a brief description of a tyre construction. The next part is devoted to measuring the radial stiffness of a tyre and the design of a new measuring device. The last part of the thesis deals with the influence of the radial stiffness of a tyre on the vertical dynamics of ta vehicle and simulations of this effect in the MATLAB / Simulink software.

KEYWORDS

Tyre, tyre construction, tyre radial stiffness, measuring device, vertical vehicle dynamics, computational model

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

NOVODOMSKÝ, Tomáš. *Měření radiální tuhosti pneumatik*. Brno, 2020. 50s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124190>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 26. júna 2020

.....

Tomáš Novodomský

POĎAKOVANIE

Ďakujem vedúcemu bakalárskej práce Ing. Petrovi Hejtmánkovi, Ph.D. za všetky cenné rady a pripomienky. Rovnako ďakujem svojim rodičom za morálnu a finančnú podporu počas štúdia.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Pneumatika.....	11
1.1 Konštrukcia pneumatiky	11
1.2 Druhy podľa prevedenia kostry	13
1.2.1 Diagonálna.....	14
1.2.2 Radiálna	14
2 Radiálna tuhosť pneumatiky.....	15
2.1 Meranie radiálnej tuhosti pneumatiky	15
2.1.1 Postup merania	15
2.1.2 Výsledky merania.....	17
3 Návrh meracieho zariadenia.....	19
3.1 Požiadavky.....	19
3.2 Konštrukčný návrh.....	19
3.2.1 Bočné rameno	20
3.2.2 Os kolesa	21
3.2.3 Zaťažovacia doska	22
3.2.4 Hydraulický zdvihák.....	22
3.2.5 Váha.....	23
3.2.6 Senzor vzdialenosti.....	24
3.3 Použitie zariadenia	25
3.4 Pevnostná kontrola.....	26
3.4.1 Bočné rameno	26
3.4.2 Os.....	29
3.4.3 Zaťažovacia doska	31
3.4.4 Kontrola skrutiek v zaťažovacej doske	31
3.4.5 Zhodnotenie výsledkov pevnostných výpočtov	33
4 Vplyv radiálnej tuhosti pneumatiky na zvislú dynamiku vozidla.....	35
4.1 Štvrtinový model vozidla.....	35
4.1.1 Model v softvéri MATLAB/Simulink.....	36
4.1.2 Výsledky.....	38
4.2 Validácia výpočtového modelu	39
4.2.1 Vstupné dáta	40
4.2.2 Porovnanie výsledkov	43
Záver.....	45
Použité informačné zdroje	46
Zoznam použitých skratiek a symbolov	49

ÚVOD

Pneumatika je jednou z najdôležitejších častí automobilu a predstavuje spojenie medzi vozidlom a vozovkou. Jej vlastnosti teda priamo ovplyvňujú chovanie vozidla za jazdy a vplývajú taktiež na komfort pasažierov. S veľmi rýchlo napredujúcim vývojom v oblasti technológií sa vyvíjajú a zdokonaľujú aj pneumatiky. Pre vysokú variabilitu na trhu s pneumatikami je potrebné poznať ich vlastnosti a vzájomne ich porovnať.

Táto diplomová práca je rozdelená do niekoľkých celkov. V prvej časti je zmienená konštrukcia pneumatiky a rozdelenie pneumatík podľa konštrukcie. Ďalšia časť sa venuje radiálnej tuhosti pneumatiky, jej meraniu a porovnaniu výsledkov merania. Zároveň sa tu zhodnotí vplyv tlaku nahustenia pneumatiky na jej radiálnu tuhosť.

Diplomová práca je zameraná najmä na návrh zariadenia pre meranie radiálnej tuhosti pneumatiky, o ktorom pojednáva ďalšia časť práce. Pri návrhu zariadenia je kladený dôraz na jednoduchosť výroby, jednoduchosť použitia a spoľahlivosť merania. Konštrukciu je potrebné pevnostne skontrolovať a zistiť jej vplyv na výsledky merania.

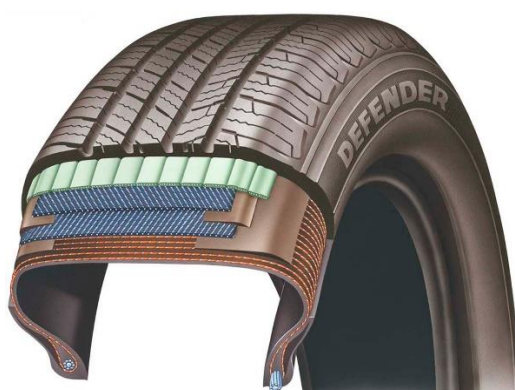
Posledná časť má skúmať vplyv radiálnej tuhosti na zvislú dynamiku vozidla. Tento vplyv je demonštrovaný pomocou štvrtinového modelu vozidla vytvoreného v softvéri MATLAB/Simulink. Výsledky zo simulácií sú porovnané s reálnymi nameranými dátami. Nechýba tak ani validácia vytvoreného výpočtového modelu.

1 PNEUMATIKA

Pneumatika je pružná súčasť vonkajšieho obvodu kolies dopravných prostriedkov. Obvykle má tvar toroidu a je naplnená vzduchom. Zabezpečuje prenos síl medzi kolesami a vozovkou a zároveň slúži ako odpruženie, čím vplýva aj na komfort jazdy. [1][6][14]

1.1 KONŠTRUKCIA PNEUMATIKY

Hlavné časti pneumatiky sú plášť, prípadne duša a ochranná vložka. Vzduch je do pneumatiky vháňaný ventilom, ktorý je spojený s dušou. V prípade bezdušovej pneumatiky, nie je súčasťou duša a ochranná vložka. Ventil je v tomto prípade umiestnený priamo v ráfiku. [1]



Obr. 1 Rez pneumatikou [18]

KOSTRA

Kostra je základná časť plášťa a definuje jeho tvar. Je zložená z kordových vložiek, ktoré sú tvorené vláknami bavlnenými, plastovými (Nylon, Rayon), polyesterovými alebo oceľovými, ktoré sú spojené gumou. Stavba a usporiadanie vlákien určuje hlavné vlastnosti pneumatiky. [1][14]



Obr. 2 Kostra [17]

BEHÚŇ

Behúň je časť plášťa, ktorá zaisťuje stykovú plochu medzi pneumatikou a vozovkou. Je v ňom vlisovaný dezén, ktorý je tvorený sústavou pozdĺžnych a priečnych drážok. Hĺbka týchto drážok má výrazný vplyv na vznik adhézie medzi pneumatikou a vozovkou. Dezén má taktiež vplyv na hlučnosť pneumatiky. [1][14]



Obr. 3 Behúň [17]

PÄTKA

Pätka je spodná zosilnená časť plášt'a, ktorá dosadá na ráfik. Jej úlohou je spoľahlivo prenášať sily medzi ráfikom a zbytkom pneumatiky. Vystužená je oceľovým lankom, ktoré je dôležité pre správne uchytenie pneumatiky na ráfiku. [1][14]



Obr. 4 Pätka [17]

BOČNICA

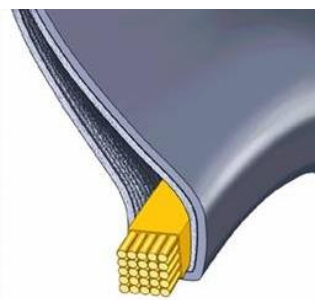
Bočnica spája behúň s pätkami a jeho hlavnou úlohou je chrániť kostru pneumatiky pred mechanickým poškodením. Zohráva ale tiež úlohu pri pružiacich vlastnostiach pneumatiky. Vyrobená je z prírodnej alebo syntetickej gummy. Je nositeľom označení pneumatiky. [1][14]



Obr. 5 Bočnica [17]

PÄTNÉ LANKO

Pätčné lanko je tvorené oceľovým lanom a okrem správneho uchytenia pneumatiky na ráfiku slúži ako ukotvenie pre jednotlivé vložky kostry. [1][14]



Obr. 6 Pätné lanko [17]

NÁRAZNÍK

Nárazník je rovnako ako kostra, tvorený vložkami z vhodných vlákien spojenými gumou. Vyplňa priestor medzi kostrou a behúňom plášt'a. Jeho úlohou je stabilizovať behúň v obvodovom smere a brániť prerazeniu pneumatiky. Pre osobné automobily sú väčšinou použité dve vrstvy z oceľového kordu. Vrstvy sú vedené tak, že sa vlákna vložiek navzájom krížia. [1][14]



Obr. 7 Nárazník [17]

VNÚTORNÁ VRSTVA GUMY

Vnútoraná vrstva gummy sa nachádza na vnútornej strane pneumatiky a zabezpečuje nepriepustnosť vzduchu. [1][14]



Obr. 8 Vnútoraná vrstva gummy [17]

1.2 DRUHY PODĽA PREVEDENIA KOSTRY

Kostra pneumatiky má zásadný vplyv na jej vlastnosti. Podľa usporiadania kordových vlákien kostry delíme pneumatiky na diagonálne a radiálne. [1]

1.2.1 DIAGONÁLNA

Pri diagonálnej pneumatike sú kordové vlákna vložiek vedené od pätky k pätke diagonálne pod uhlom 30° až 40° . Kostra je tvorená niekoľkými takýmito vrstvami, ktoré sa navzájom krížia. [1][10][13]



Obr. 9 Usporiadanie vlákien v diagonálnej pneumatike [19]

1.2.2 RADIÁLNA

Radiálna pneumatika má vlákna vedené od pätky k pätke kolmo na rovinu rotácie kolesa. V porovnaní s diagonálnou pneumatikou zachytáva radiálna pneumatika lepšie bočné sily, poskytuje lepšiu adhéziu, je odolnejšia voči prierazu a má menší valivý odpor. Je však citlivejšia na správne nahustenie a hlučnejšia pri jazde po nerovnom povrchu. Vďaka svojim mechanickým vlastnostiam je dnes primárnou voľbou väčšiny výrobcov. [1][10][13]



Obr. 10 Usporiadanie vlákien v radiálnej pneumatike [19]

2 RADIÁLNA TUHOŠŤ PNEUMATIKY

Radiálnu tuhosť pneumatiky definujeme ako závislosť zaťažovacej sily na pneumatiku na stlačení pneumatiky. Ovplyvňuje prenos síl na vozovku, zároveň má ale značný význam aj pri jazdnom komforte. [22]

Tuhosť pneumatiky závisí od niekoľkých faktorov. Sú nimi konštrukcia, tlak nahustenia, rozmery, teplota, odklon kolesa a rotácia kolesa. [12][22]

Konštrukčne ovplyvňuje radiálnu tuhosť najmä to, či sa jedná o pneumatiku diagonálnu alebo radiálnu, z akého materiálu je zložená a počet a usporiadanie kordových vlákien. [12]

2.1 MERANIE RADIÁLNEJ TUHOSTI PNEUMATIKY

Pre vlastné meranie bolo použité terajšie zariadenie slúžiace pre statické meranie radiálnej tuhosti pneumatiky.

2.1.1 POSTUP MERANIA

Obe časti zariadenia je potrebné prichytiť do kociek v upínacej doske podlahy laboratória UADI v budove C1. Disk, na ktorom je pneumatika nasadená sa uchytí na náboj na zariadení. Na zaťažovaciu podložku sa umiestni váha, v tomto prípade bola použitá váha Computerscales® AccuSet II™ Basic System.

Ďalej sa podložka spolu s váhou vydvihne pomocou troch nastavovacích skrutiek do polohy, kde sa váha pneumatiky dotkne, ale nezaťažuje ju. Tým dostaneme nulovú polohu deformácie pneumatiky od ktorej ďalej vychádzame. Samotné meranie spočíva v zaťažovaní pneumatiky podložkou v niekoľkých bodoch v ktorých sa odčítava zaťaženie z váhy a zároveň sa meria posuv podložky voči osi disku kolesa. V každom meranom bode je potrebné pomocou vodováhy zaťažovaciu dosku vyrovnať, aby boli dosiahnuté čo najpresnejšie výsledky.

Pri meraní bola použitá pneumatika Continental ContiPremiumContact 2 o rozmere 195/55 R15. Meranie bolo uskutočnené v niekoľkých bodoch pri nahustení pneumatiky postupne na 1,7 bar, 2 bar a 2,3 bar.



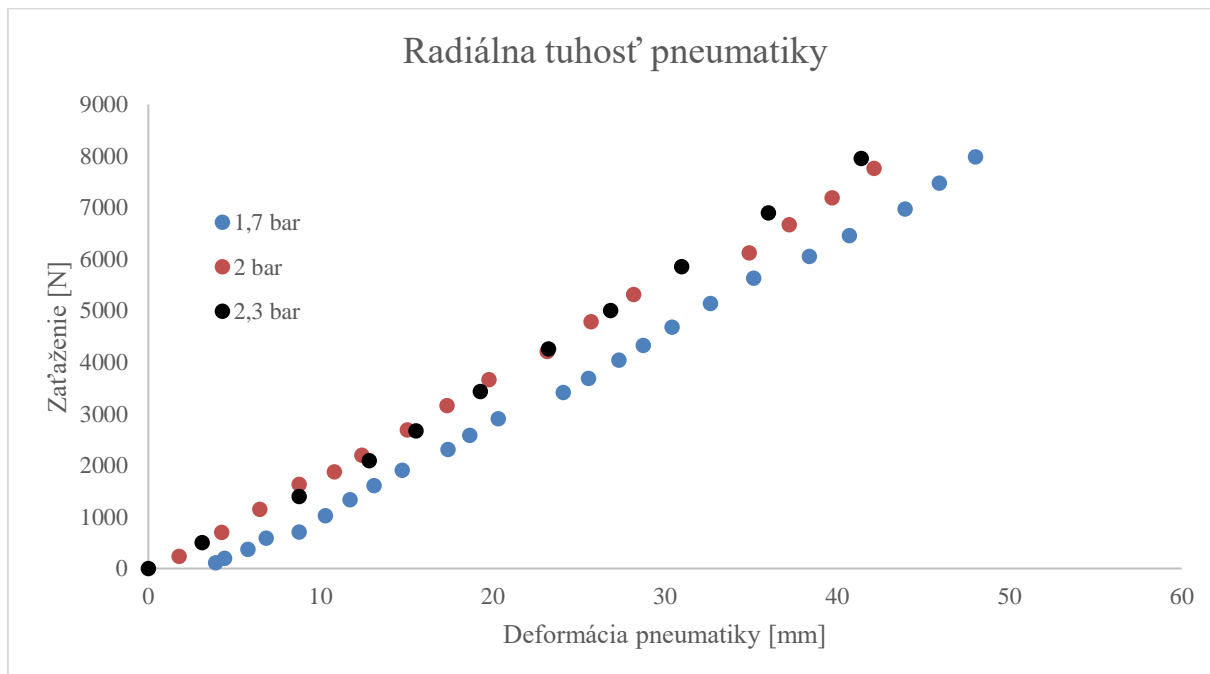
Obr. 11 Priebeh merania – nezaťažená pneumatika



Obr. 12 Priebeh merania – zaťažená pneumatika

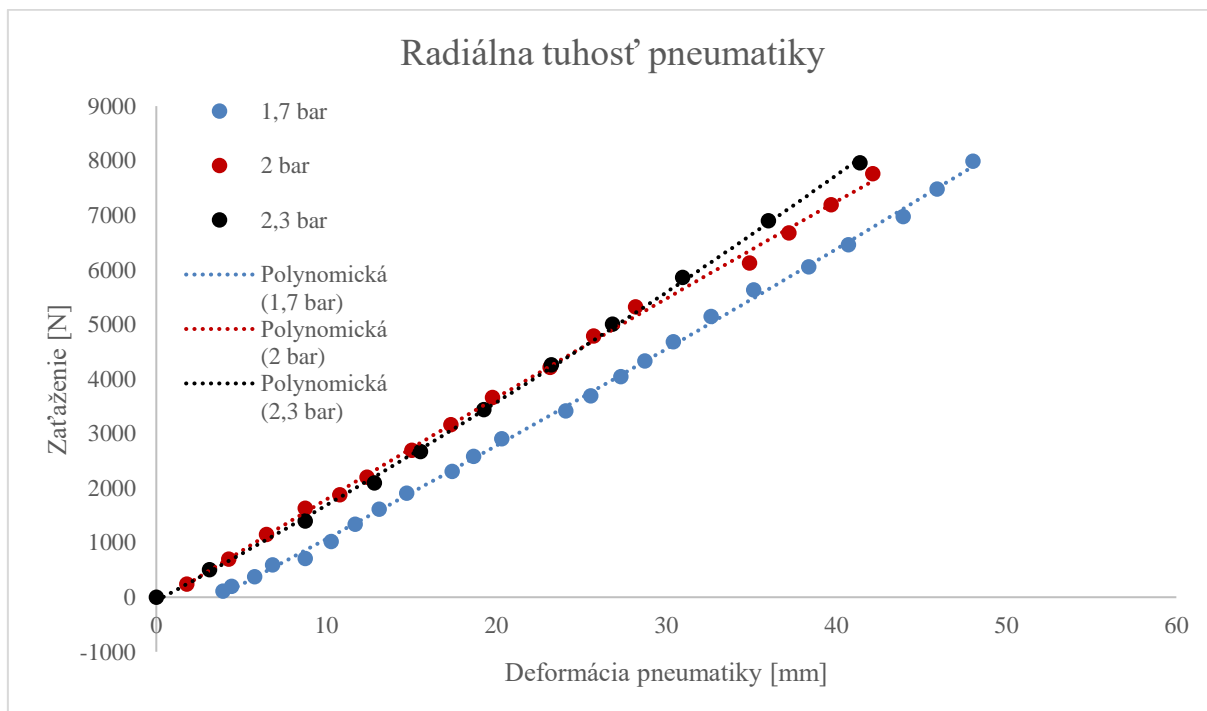
2.1.2 VÝSLEDKY MERANIA

Výsledky merania boli spracované tabuľkovým editorom Microsoft Excel. Z dát bol vytvorený graf priebehu závislosti zaťažovacej sily na deformácii pneumatiky.



Obr. 13 Závislosť Zaťažovacej sily na deformácii pneumatiky

Z grafu je zrejmé, že závislosť zaťažovacej sily na deformácii pneumatiky nebude vždy lineárna. Preto body preložíme polynómom druhého stupňa.



Obr. 14 Preloženie dát polynómom 2. stupňa

Vyjadrenie závislosti sily zaťažovania na deformácií pneumatiky:

$$1,7 \text{ bar:} \quad F = 0,2973x^2 + 162,3x - 586,5$$

$$2 \text{ bary:} \quad F = -0,2102x^2 + 192,45x - 110,97$$

$$2,3 \text{ bary:} \quad F = 0,659x^2 + 168,67x - 66,595$$

Kde F je zaťažovacia sila a x deformácia pneumatiky v osi zaťažovania.

Sila potrebná pre deformáciu pneumatiky pri nahustení na 2 bary je zreteľne vyššia než pri nahustení na 1,7 baru. Minimálny rozdiel však pozorujeme medzi nahustením na 2 bary a 2,3 bary. S určitou však vieme vyhodnotiť, že priebeh tuhosti pneumatiky nie je lineárny a výrazným spôsobom naň vplýva tlak nahustenia pneumatiky.

3 NÁVRH MERACIEHO ZARIADENIA

3.1 POŽIADAVKY

Pre nové meracie zariadenie boli stanovené nasledovné požiadavky

- Zaťaženie až 2000 kg
- Možnosť zmeny odklonu kolesa na max 10°
- Možnosť otáčania kolesa v jeho ose
- Vysoká tuhosť a čo najmenšia deformácia
- Jednoduchosť a jednoduchá obsluha
- Pevné uchytenie kolesa na zariadení

Maximálne statické zaťaženie pneumatiky v radiálnom smere na bežnom osobnom aute je v priemere 500 kg. Pri jazde po nerovnom povrchu môže byť zaťaženie na jednotlivé pneumatiky výrazne vyššie a preto bolo zvolené maximálne zaťaženie 2000 kg.

Pre vhodnú simuláciu rôznych nastavení podvozku bola zvolená možnosť zmeniť maximálny odklon na 10°.

Pri vysokom zaťažovaní pneumatiky je predpoklad deformácie samotného zariadenia. Pri meraní veľkosti deformácie pneumatiky by výrazná deformácia zariadenia spôsobovala chybu merania. Preto je nutné aby bolo zariadenie značne tuhé a deformovalo sa čo najmenej.

Súčasný zariadenie na meranie radiálnej pneumatiky je náročné obsluhovať a meranie tým pádom trvá pomerne dlho. Pri návrhu nového zariadenia je preto kladený dôraz na jednoduchosť obsluhy a zároveň skrátenie času potrebného na meranie v porovnaní so súčasným zariadením.

3.2 KONŠTRUKČNÝ NÁVRH

Zariadenie je tvorené šiestimi základnými časťami: bočnými ramenami, osou kolesa, zaťažovacou podložkou, hydraulickým zdvihákom, váhou a senzorom vzdialenosti. Os kolesa je uchytená z oboch strán v bočných ramenách, ktoré sú uchytené o podlahu v laboratóriu UADI v budove C1. Pod kolesom je umiestený zdvihák na ktorom je uchytená zaťažovacia doska s váhou. Pod doskou je umiestený senzor vzdialenosti, ktorý sníma jej polohu v zvislom smere. Pre všetky navrhované súčasti bola použitá konštrukčná oceľ S235JR s medzou klzu 235 MPa.



Obr. 15 Konštrukčný návrh meracieho zariadenia

3.2.1 BOČNÉ RAMENO

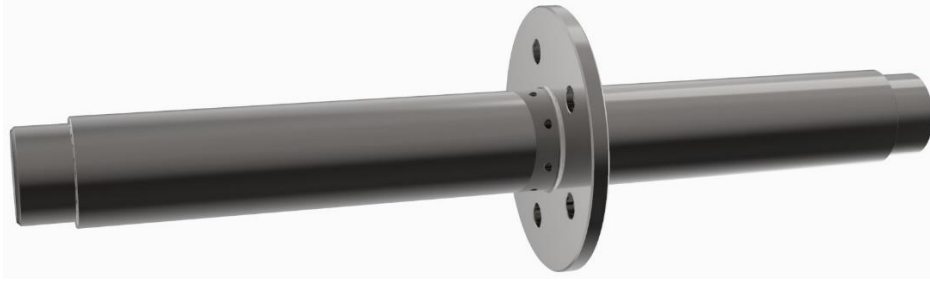
Spodná doska ramena je vyrobená z plechu hrúbky 10 mm a má rozmery 250x100 mm. Nachádzajú sa tu dve diery s priemerom 16 mm pre uchytenie k podlahe v laboratóriu UADI skrutkami M16. K tejto časti je prizváraný obdĺžnikový uzavretý profil o rozmeroch 120x40 mm s hrúbkou steny 3 mm a dĺžkou 750 mm. Spoj je ešte spevnený dvomi rebrami o hrúbke 5 mm. K profilu je ďalej prizváraný oceľový kváder s vyfrézovaným otvorom pre uloženie ložiska SKF 210-2Z.



Obr. 16 Bočné rameno meracieho zariadenia

3.2.2 OS KOLESA

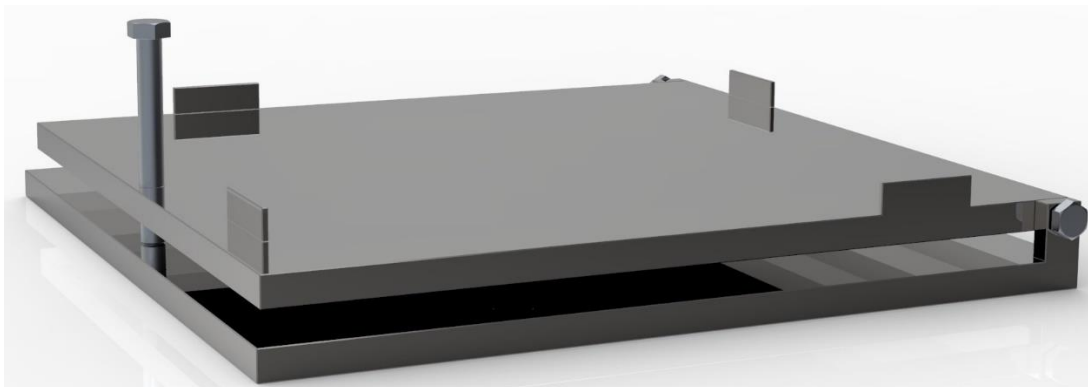
Os kolesa je vyrobená z oceľového polotovaru kruhového prierezu s priemerom 57 mm na ktorej je prizváraná príruha pre uchytenie kolesa. Priemer dier na príruhe je 14 mm s roztečou 5x100 mm. Na oboch stranách je os obrobená na priemer 50 mm pre uloženie do ložísk a zároveň je tým zamedzené pohybu v axiálnom smere. Pre uchytenie kolesa s inou roztečou dier, je potrebné vyrobiť novú os s prizváranou vhodnou prírubou.



Obr. 17 Os uchytenia kola

3.2.3 ZAŤAŽOVACIA DOSKA

Zaťažovacia doska je tvorená dvomi doskami vyrobenými z plechu o hrúbke 15 mm. Spodná doska je uchytená skrutkou M20x50 priamo o piest zdviháku. V jej strede je preto pre tento účel diera s priemerom 20 mm. Vrchná doska je uchytená cez lícované skrutky M10x30 uložená otočne aby bolo možné nastavovať odklon. Odklon vrchnej dosky je nastavovaný pomocou skrutky M12x100.



Obr. 18 Zaťažovacia doska meracieho zariadeni

3.2.4 HYDRAULICKÝ ZDVIHÁK

Pre zaťaženie pneumatiky bol zvolený hydraulický zdvihák OMCN 130/A. Jedná sa o zdvihák s maximálnou záťažou 50 000 kg. Dôvodom výberu zdviháku s tak vysokou maximálnou záťažou je fakt, že piest zdviháku musí slúžiť aj ako vedenie pre zaťažovaciu dosku, na ktorú pneumatika nie je vždy vycentrovaná.

Do piestu je v jeho zvislej osi vyvrtaná diera s hĺbkou 40 mm a vnútorným závitom M20. Tá slúži pre prichytenie zaťažovacej dosky skrutkou M20x50.



Obr. 19 Hydraulický zdvihák OMCN 130/A



Obr. 20 Uchytenie zaťažovacej dosky o piest zdviháku

3.2.5 VÁHA

Váha, ktorá bola zvolená pre nové zariadenie je Computerscales® AccuSet II™ Heavy Capacity 5000 lb / pad. Jedná sa o typovo rovnakú váhu ako na momentálne používanom zariadení ale maximálna hmotnosť, ktorú váha dokáže zaznamenať je až 2268 kg.



Obr. 21 Váha Computerscales® AccuSet II™ Heavy Capacity 5000 lb / pad

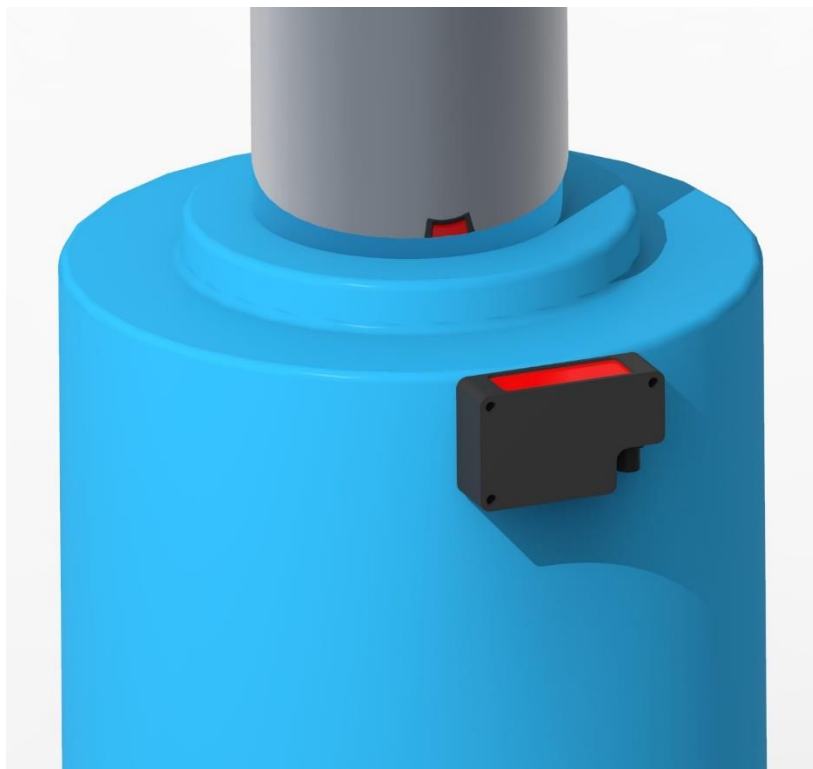
3.2.6 SENZOR VZDIALENOSTI

Pre meranie veľkosti deformácie bol zvolený laserový senzor vzdialenosti KA Sensors RHL4 Laser Ride Height Sensor. Senzor má rozsah 500 mm vo vzdialenosti 100 mm až 600 mm a poskytuje rozlíšenie 0,02 mm. Umiestnený je pod zaťažovacou doskou, kde meria jej zvislé posunutie pri zaťažovaní pneumatiky.



Obr. 22 Laserový snímač vzdialenosti KA Sensors RHL4

Snímač je potrebné prichytiť na telo zdviháku takým spôsobom aby snímал zvislú polohu dosku, čiže snímacím prvkom nahor. O telo zdviháku je senzor možné prichytiť lepidlom, ale v prípade, že je potrebné snímač odnímať, môže sa prichytiť napríklad sťahovacími páskami. Je však nevyhnutné zaručiť, aby sa uchytený snímač nemohol do žiadneho smeru pohybovať a nevytváral tak chyby merania.



Obr. 23 Umiestnenie laserového snímača vzdialenosti

3.3 POUŽITIE ZARIADENIA

Ložiská sa uložia na ich pripravené miesta v bočniciach a jedna z nich sa uchytí o podlahu dvomi skrutkami. Na disk sa nasadí testovaná pneumatika a nahustí sa na požadovaný tlak. Os testovacieho zariadenia sa vsunie do stredovej diery disku a koleso sa pevne prichytí skrutkami o prírubu na osi. Jeden koniec osi sa uloží do ložiska v už prichytenej bočnici a druhá bočnica sa nasunie cez ložisko na druhý koniec osi. Voľná bočnica sa uchytí o podlahu v laboratóriu rovnako ako prvá.

Zaťažovacia doska sa pevne prichytí k zdviháku skrutkou. Pod pneumatiku sa medzi bočnice položí zdvihák so zaťažovacou doskou tak, aby bola doska voči pneumatike približne vycentrovaná. Vrchná doska sa pomocou vodováhy nastaví pomocou nastavovacej skrutky do roviny alebo sa nastaví požadovaný odklon. Na dosku sa na vyhradené miesto položí váha. Distančný senzor sa umiestni na telo zdviháku tak, aby snímal zvislú polohu zaťažovacej dosky. Zdvihákom sa doska s váhou vydvihne do polohy kedy sa váha dotkne pneumatiky, ale ešte nezaznamená žiadnu záťaž.

V tomto bode sa odčíta z laserového senzora vzdialenosti hodnota, ktorá bude ďalej slúžiť ako nulový bod deformácie. Od tohto bodu je možné začať zaťažovať pneumatiku a odčítavať v jednotlivých bodoch zaťaženie z váhy a zároveň hodnotu deformácie zo senzora vzdialenosti. Jednotlivé body je možné spracovať pomocou tabuľkového editora a vytvoriť závislosť, ktorá nám vo výsledku prezradí priebeh radiálnej tuhosti danej pneumatiky. Ďalej body preložíme priamkou alebo polynómom n -tého stupňa a dostávame funkciu radiálnej tuhosti pneumatiky, ktorú môžeme použiť k ďalším výpočtom.

3.4 PEVNOSTNÁ KONTROLA

Pevnostná kontrola bola uskutočnená cez software ANSYS Workbench 18.1 a cieľom bolo zistiť veľkosť deformácie jednotlivých častí zariadenia, prípadne nájsť ich kritické miesta.

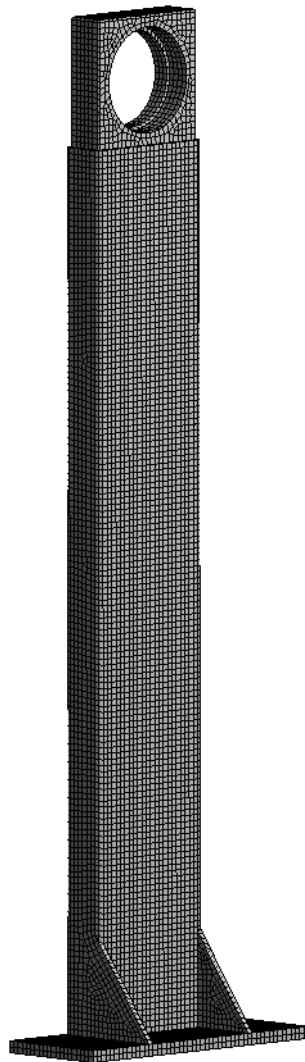
Vlastnosti materiálu boli zadané nasledovne:

- Hustota $\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Youngov modul $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

3.4.1 BOČNÉ RAMENO

Model bočného ramena bol pred analýzou upravený odstránením skosení a zaoblení, ktoré neovplyvnia výsledky ale zjednodušia výpočty a znížia čas ich trvania.

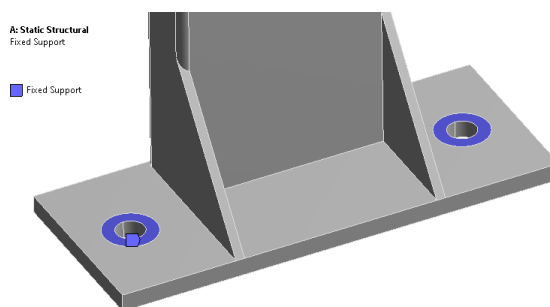
Metóda pre vytvorenie siete bola zvolená Hex-dominant s veľkosťou prvku 5 mm.



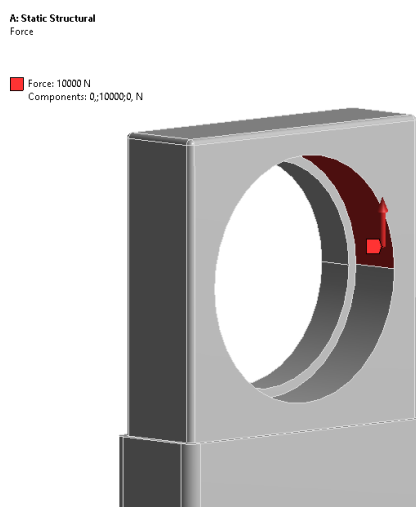
Obr. 24 Sieť použitá pre výpočet

Súčasť bola uchytená pomocou funkcie fixed support na plochách, na ktorých budú opreté podložky pod úchytnými skrutkami. Týmto je simulované uchytenie súčasti k podlahe laboratória.

Zaťaženie cez ložiská je nahradené silou pôsobiaceou na valcovú plochu uloženia ložiska. Jej veľkosť bola zvolená 10000 N, čo približne odpovedá zaťaženiu 1000 kg, teda polovici celkového zaťaženia. Každé z dvoch ramien bude niesť približne polovicu z celkového zaťaženia.



Obr. 25 Miesta uchytenia

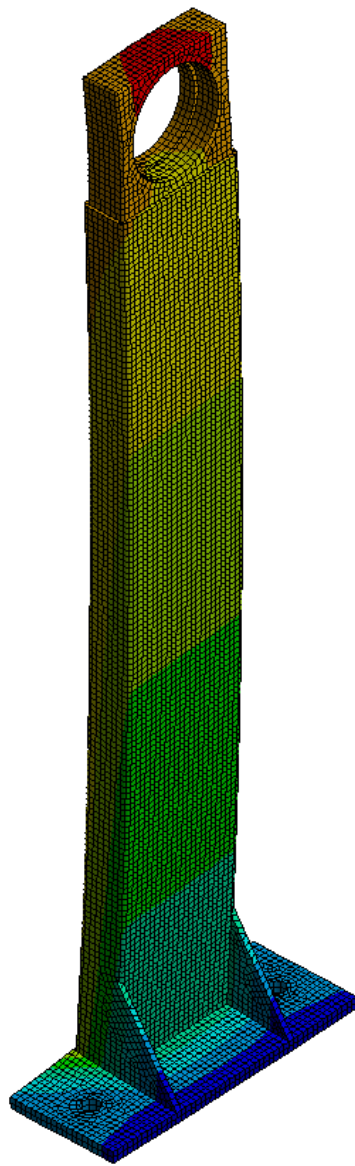


Obr. 26 Pôsobisko zaťažovacej sily

Výsledky ku ktorým je potrebné dospieť sú rozloženie celkového redukovaného napätia a veľkosť deformácie v osi zaťaženia. Najvyššie lokálne napätie na súčasti vyšlo z výpočtov približne 214 MPa, čo je v porovnaní s medzou klzu materiálu 235 MPa v poriadku. Maximálna deformácia v osi zaťažovania je necelých 0,13 mm.

A: Static Structural
 Directional Deformation
 Type: Directional Deformation(Y Axis)
 Unit: mm
 Global Coordinate System

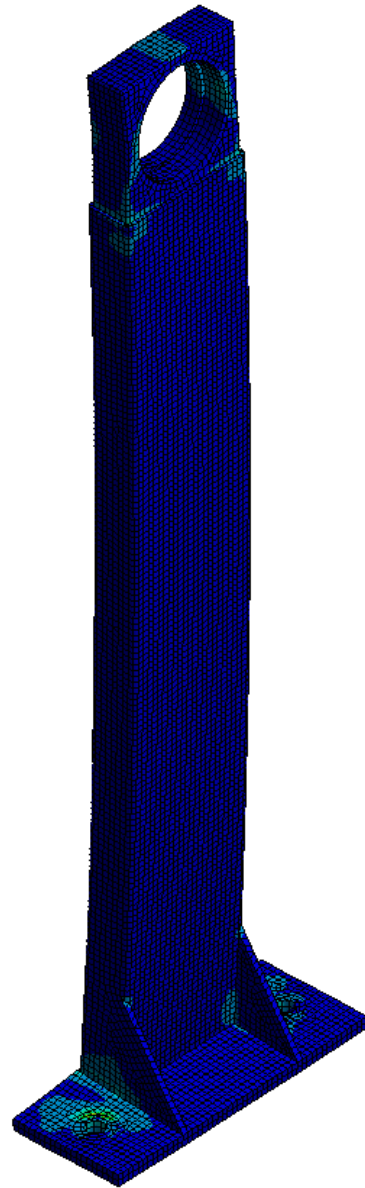
0,12945 Max
 0,11228
 0,095113
 0,077946
 0,060778
 0,04361
 0,026443
 0,0092751
 -0,0078926
 -0,02506 Min



Obr. 27 Deformácia v osi zaťažovania

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa

214,16 Max
 190,38
 166,59
 142,81
 119,02
 95,234
 71,448
 47,662
 23,876
 0,090494 Min



Obr. 28 Rozloženie výsledného napätia

KONTROLA ÚCHYTNÝCH SKRUTIEK RAMENA NA ŤAH

Skrutky použité pre uchytenie zariadenia o podlahu v laboratóriu, sú zaťažované najmä v ich osi. Preto je potrebné skontrolovať ich pevnosť v ťahu. Keďže je každé rameno zaťažované silou približne 1000 kg, Na každú zo skrutiek bude pôsobiť zaťaženie približne 500 kg. Jedná sa o skrutky veľkosti M16 v pevnostnej triede 8.8.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{S}$$

Kde σ_{max} je maximálne napätie, F_{max} je maximálna zaťažovacia sila na jednu skrutku a S je prierez zaťažovanej súčasti.

$$\sigma_{max} = \frac{500 \cdot 9,81}{\pi \cdot 8^2}$$
$$\sigma_{max} = 23,396 \text{ MPa}$$

Medza klzu R_e skrutiek M16 pevnostnej triedy 8.8 je 640 MPa.

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

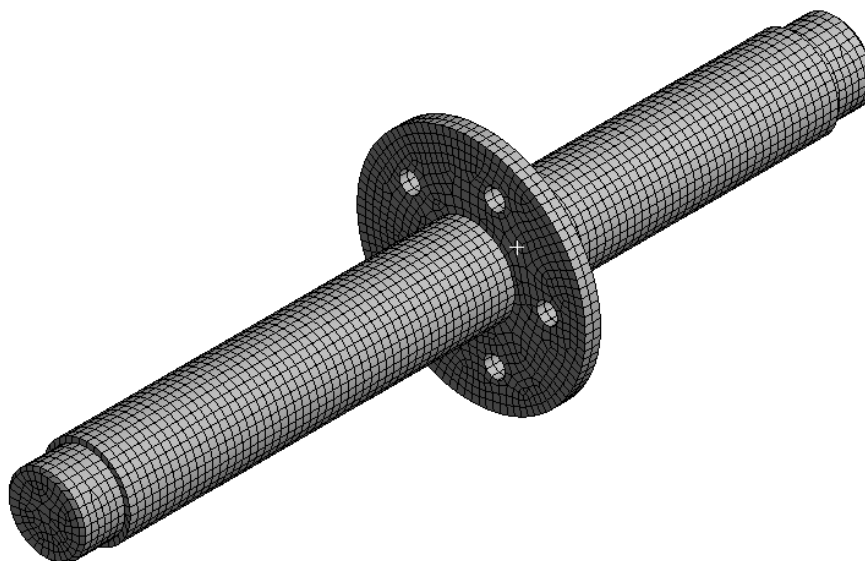
$$R_e > \sigma_{max}$$

Maximálne napätie na jednu skrutku vychádza približne 23,4 MPa pričom medza klzu skrutiek M16 pevnostnej triedy 8.8 je 640 MPa. Z toho je možné vyvodit', že bezpečnosť skrutiek je dostatočná.

3.4.2 Os

Pred samotným kontrolným výpočtom bol model osi, rovnako ako model bočnice zbavený zaoblení a skosení, ktoré neovplyvnia výsledky výpočtov.

Použitá metóda pre vytvorenie siete bola opäť Hex-dominant s veľkosťou prvku 5 mm.

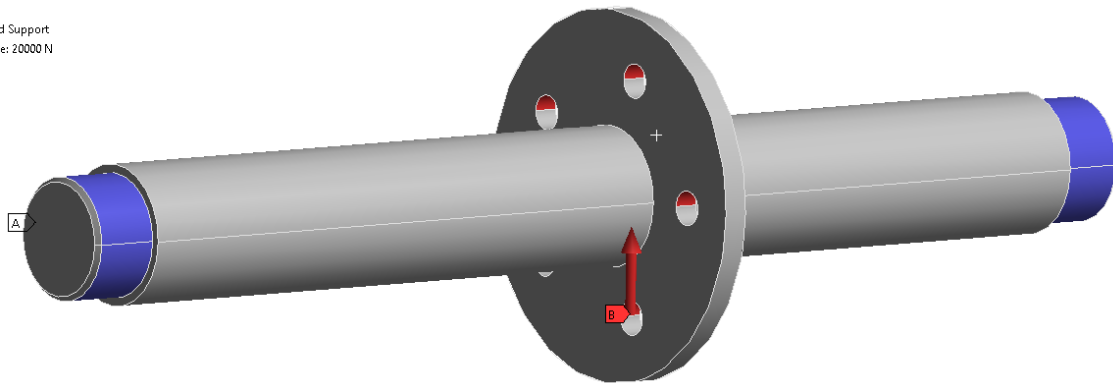


Obr. 29 Siet' použitá pre výpočet

Uloženie osi je nahradené funkciou fixed support na valcových plochách uloženia. Zaťaženie je nahradené silou pôsobiacou na valcových plochách na ktoré sa cez skrutky prenáša zaťaženie cez uchytané koleso.

A: Static Structural
Static Structural

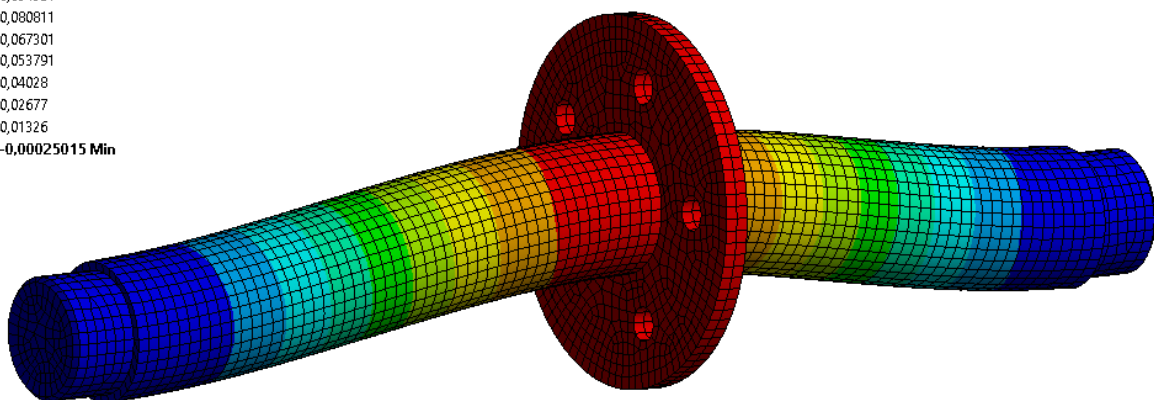
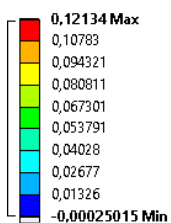
A Fixed Support
B Force: 20000 N



Obr. 30 Miesta uchytania a pôsobiská zaťažovacej sily

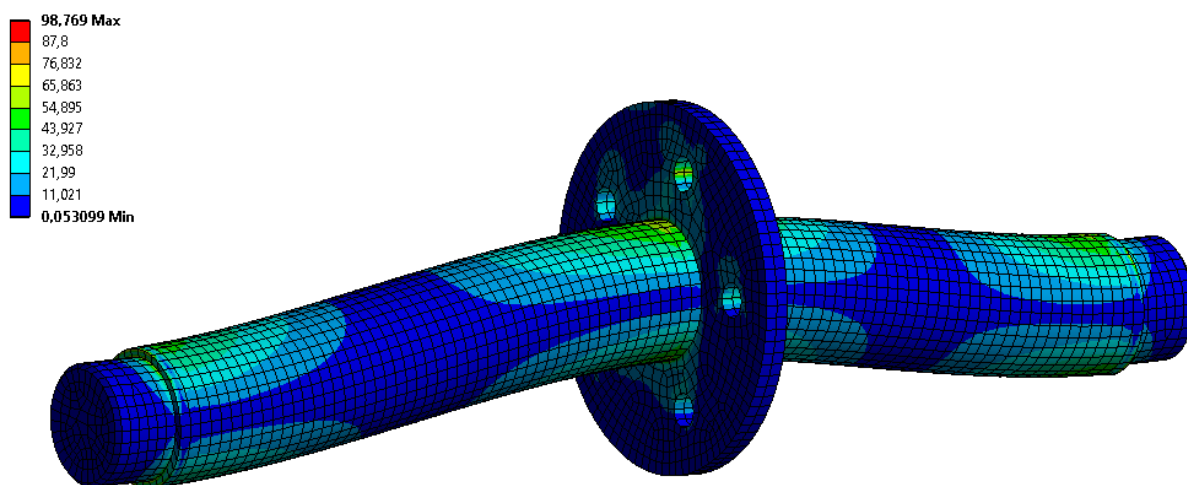
Výpočtami bolo potrebné opäť zistiť rozloženie celkového redukovaného napätia a veľkosť deformácie v osi zaťažovania. Maximálne lokálne napätie vychádza približne 99 MPa, čo je pri medzi klzu materiálu 235 MPa v poriadku. Maximálna deformácia je v smere osi zaťaženia približne 0,12 mm.

A: Static Structural
Directional Deformation
Type: Directional Deformation(Z Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System



Obr. 31 Deformácia v osi zaťaženia

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa



Obr. 32 Rozloženie výsledného napätia

3.4.3 ZAŤAŽOVACIA DOSKA

Pre samotnú dosku nebolo potrebné vytvárať simuláciu zaťaženia, pretože zaťaženie od kolesa je na dosku prenášané cez váhu a tým pádom pôsobí takmer na celej ploche dosky. Nevyhnutné je však výpočtami skontrolovať bezpečnosť použitých skrutiek.

3.4.4 KONTROLA SKRUTIEK V ZAŤAŽOVACEJ DOSKE

Použitie skrutky v zaťažovacej doske sú 2x lícovaná skrutka M10x30 pevnostnej triedy 8.8 a jedna nastavovacia skrutka odklonu M12x100 pevnostnej triedy rovnako 8.8.

Lícované skrutky je vzhľadom na ich pozíciu potrebné skontrolovať na strih a otláčenie. Pre nastavovaciu skrutku odklonu bude najkritickejší ohybový moment, ktorý bude pôsobiť ak bude vrchná doska odklonená. Preto je potrebné skontrolovať túto skrutku na ohyb. Rozloženie celkového napätia pri zaťažovaní dosky bude približne na polovicu medzi lícované skrutky a nastavovaciu skrutku odklonu. Na každú lícovanú skrutku bude teda počítané so zaťažením 500 kg a na nastavovaciu skrutku 1000 kg.

KONTROLA LÍCOVANÝCH SKRUTIEK NA STRIH

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot d_s^2}$$

Kde τ_{max} je maximálne napätie a d_s je priemer zaťažovanej súčasti.

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot 500 \cdot 9,81}{\pi \cdot 10^2}$$

$$\tau_{max} = 62,45 \text{ MPa}$$

Medza klzu skrutiek M10 pevnostnej triedy 8.8 je 640MPa.

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

A teda dovolené napätie τ_D je:

$$\tau_D = 0,3 \cdot R_e$$

$$\tau_D = 0,3 \cdot 640$$

$$\tau_D = 192 \text{ MPa}$$

$$\tau_D > \tau_{max}$$

KONTROLA LÍCOVANÝCH SKRUTIEK NA OTLAČENIE

$$p = \frac{F_{max}}{t_{min} \cdot d_s}$$

Kde p je tlak v stykových plochách a t_{min} je výbeh závitu zo spoja (10mm).

$$p = \frac{500 \cdot 9,81}{10 \cdot 10}$$

$$p = 49,05 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak p_d v stykových plochách materiálu S235JR je 80-235MPa.

$$p_d = 85 - 250 \text{ MPa}$$

$$p_d > p$$

KONTROLA NASTAVOVACEJ SKRUTKY ODKLONU NA OHYB

Pri ohybovom napätí sa bude počítať s dĺžkou skrutky 100 mm, teda v stave kedy je na doske nastavený najväčší odklon. V tomto stave bude najvyššia aj hodnota ohybového momentu.

$$\sigma_{max} = \frac{M_o \cdot z_{max}}{J_y}$$

Kde M_o je ohybový moment pôsobiaci na súčasť, z_{max} je súradnica osi z prierezu a J_y je kvadratický moment prierezu k osi y .

$$M_o = F_y \cdot x$$

Kde F_y je zložka zaťažovacej sily pôsobiacej kolmo na skrutku a vytvárajúca ohybový moment a x je rameno sily, v tomto prípade 100 mm.

$$F_y = \sin \alpha \cdot F_{max}$$

Kde α je maximálny uhol odklonu dosky, v tomto prípade 10° .

$$F_y = \sin 10^\circ \cdot 1000 \cdot 9,81$$

$$F_y = 1703,49 \text{ N}$$

$$M_o = 1703,49 \cdot 0,1$$

$$M_o = 17,04 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{max} = \frac{17,04 \cdot 0,006}{\frac{\pi \cdot 0,0012^2}{64}}$$

$$\sigma_{max} = 1,45 \text{ MPa}$$

Medza klzu skrutiek M10 pevnostnej triedy 8.8 je 640MPa.

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

$$R_e > \sigma_{max}$$

3.4.5 ZHODNOTENIE VÝSLEDKOV PEVNOSTNÝCH VÝPOČTOV

Všetky výpočty a simulácie zaťaženia vyšli podľa očakávaní s vysokými hodnotami bezpečností. Koleso ale nebude nikdy presne v ose piestu zdviháku a tým pádom nebude zaťaženie rozdelené medzi bočné ramená rovnako. Taktiež nebude zaťaženie rozdelené presne na polovicu medzi lícované skrutky a nastavovaciu skrutku odklonu. Ďalšia vec, ktorá ovplyvní nerovnomerné rozloženie zaťaženie medzi dve polovice zariadenia je nastavený vysoký odklon na zaťažovacej doske. V takom prípade bude napätie nerovnomerne rozložené hlavne medzi skrutky zaťažovacej dosky. Vysoké tuhosti jednotlivých komponentov zariadenia tiež pozitívne prispievajú k minimálnej deformácii zariadenia a tým pádom k minimalizácii chyby merania. Pre tieto prípady teda prichádzajú vysoké hodnoty bezpečností vhod.

Maximálna deformácia zariadenia v osi zaťažovania je pri maximálnom zaťažení približne 0,25 mm. Táto hodnota žiadnym výrazným spôsobom výsledky merania na zariadení neovplyvní.

HMOTNOSŤ ZARIADENIA

V tabuľke nižšie sú uvedené hmotnosti jednotlivých navrhovaných častí zariadenia spolu s ložiskami a spojovacím materiálom.

Tab. 1: Hmotnosť zariadenia

Bočnica	9,7 kg
Os	11,3 kg
Zaťažovacia doska	38,5 kg
Celé zariadenie	69,2 kg

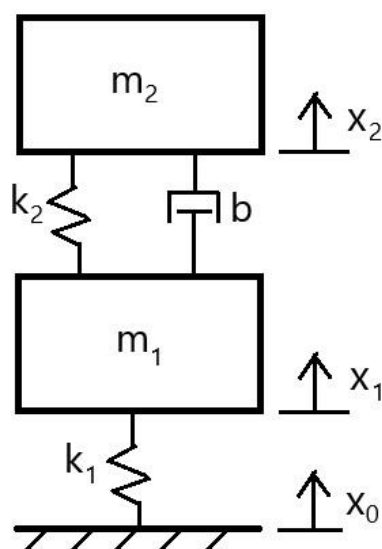
4 VPLYV RADIÁLNEJ TUHOSŤI PNEUMATIKY NA ZVISLÚ DYNAMIKU VOZIDLA

Vo zvislej dynamike vozidla je radiálna tuhosť pneumatiky jej základnou vlastnosťou. Má vplyv nielen na jazdné vlastnosti ale aj na komfort jazdy. V tejto kapitole demonštrujeme jej vplyv na zvislú dynamiku vozidla.

4.1 ŠTVRTINOVÝ MODEL VOZIDLA

Najjednoduchším prístupom ako opísať dynamiku vozidla je cez štvrtinový model. Jedná sa o model s dvomi stupňami voľnosti, ktorý popisuje štvrtinu vozidla ale zároveň sú zachované všetky jeho dynamické vlastnosti.

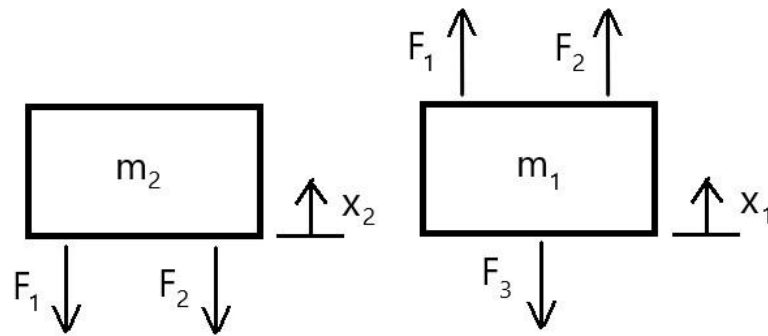
Je zložený z neodpruženej hmoty (m_1), odpruženej hmoty (m_2), tlmením tlmiča (b), tuhosti pružiny (k_2) a tuhosti pneumatiky (k_1).



Obr. 33 Štvrtinový model automobilu

Výchylka, ktorá je určená profilom vozovky je označená x_0 , výchylka neodpruženej hmoty x_1 a výchylka odpruženej hmoty x_2 .

Aby bolo možné model riešiť, je potrebné ho popísať pohybovými rovnicami. Predtým je však nutné model uvoľniť.



Obr. 34 Uvoľnený štvrtinový model

Vyjadrenie síl:

$$F_1 = k_2(x_2 - x_1)$$

$$F_2 = b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$$

$$F_3 = k_1(x_1 - x_0)$$

Kde \dot{x}_1 je rýchlosť neodpružených hmôt a \dot{x}_2 je rýchlosť odpružených hmôt.

Podľa Newtonovho druhého pohybového zákona $\sum F = m \cdot a$ môžeme ďalej vytvoriť pohybové rovnice:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_1 + F_2 - F_3$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -F_1 - F_2$$

Kde \ddot{x}_1 je zrýchlenie neodpružených hmôt a \ddot{x}_2 je zrýchlenie odpružených hmôt.

A dosadením dostávame:

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_2(x_2 - x_1) + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1(x_1 - x_0)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) - b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$$

4.1.1 MODEL V SOFTVÉRI MATLAB/SIMULINK

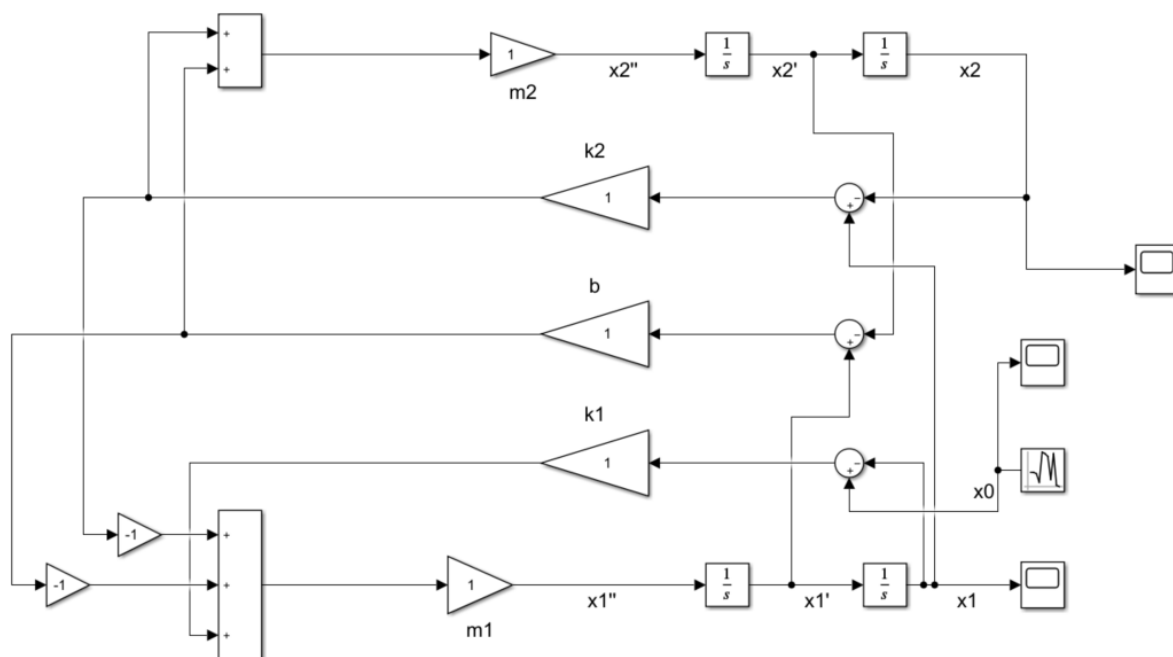
Pohybové rovnice je možné riešiť pomocou softvéru MATLAB/Simulink.

Pred začatím si vyjadríme zrýchlenie odpruženej a neodpruženej hmoty:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [k_2(x_2 - x_1) + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_1(x_1 - x_0)]$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [-k_2(x_2 - x_1) - b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)]$$

Z rovníc môžeme vytvoriť v softvéri MATLAB/Simulink model, ktorý nám zjednoduší počítanie a jednoduchým spôsobom môžeme meniť všetky vstupné parametre a sledovať ich vplyv na dynamiku vozidla. V tomto prípade budeme sledovať vplyv radiálnej tuhosti pneumatiky na dynamiku odpruženej hmoty.



Obr. 35 Štvrtinový model vozidla v softvéri MATLAB/Simulink

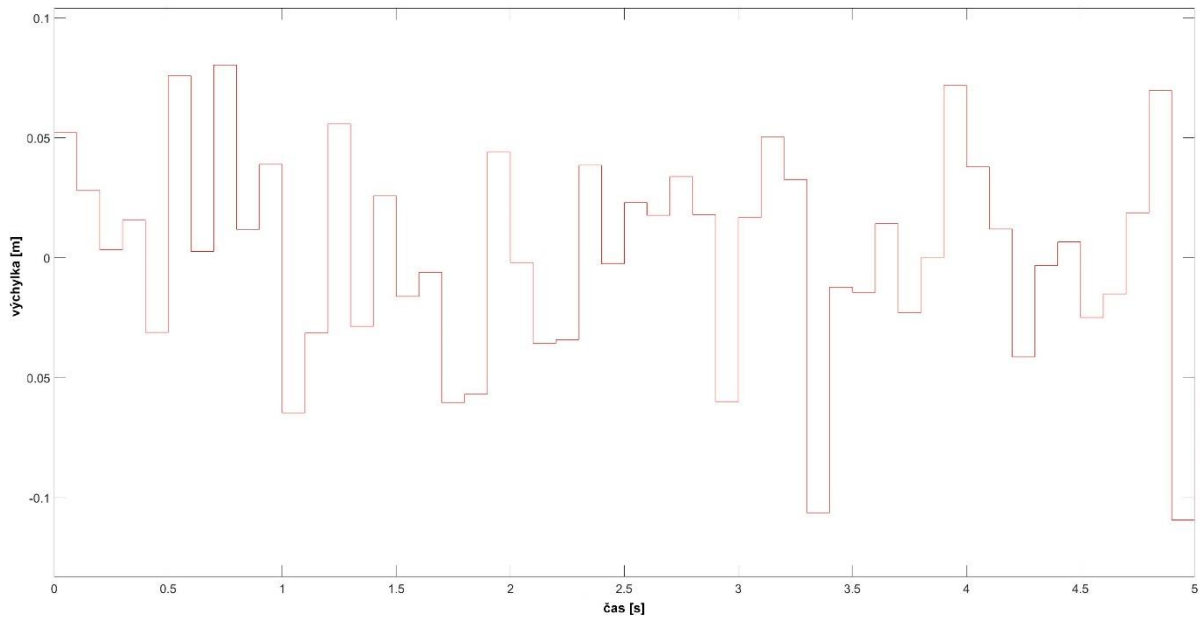
Vstupné hodnoty:

Tab. 2 Vstupné hodnoty do štvrtinového modelu

Popis	Skratka a jednotka	Hodnota
Hmotnosť odpružených hmôt	m_1 [kg]	500
Hmotnosť neodpružených hmôt	m_1 [kg]	50
Tuhosť pružiny	k_2 [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]	36000
Tlmenie tlmiča	b [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$]	3000
Tuhosť pneumatiky	k_1 [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]	$2\cdot 10^5, 3\cdot 10^5, 4\cdot 10^5$

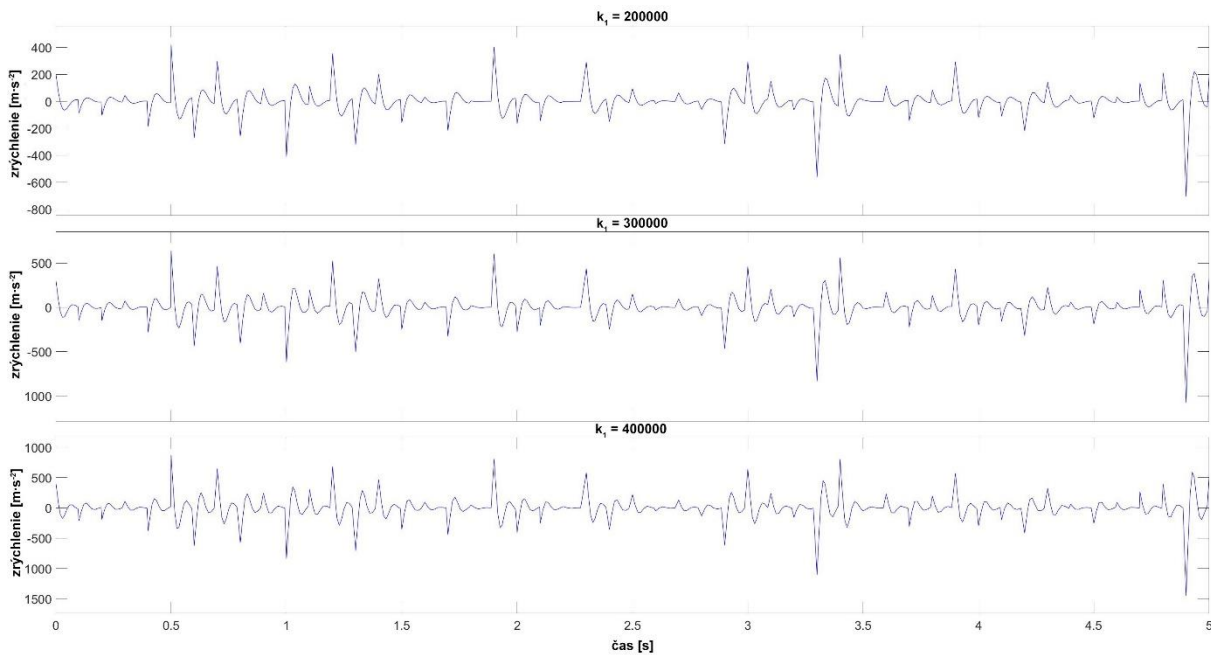
Aby sa dal demonštrovať vplyv radiálnej tuhosti pneumatiky, budeme postupne vkladať do modelu 3 hodnoty tuhosti a sledovať vplyv na zvislú dynamiku. Vzájomne výsledky porovnáme a vyhodnotíme závislosť radiálnej tuhosti na zrýchlení odpružených aj neodpružených hmôt.

Pre výchylku od povrchu vozovky nám bude slúžiť generátor náhodných čísel (random number), ktorý nám vo výsledku poskytne náhodný signál simulujúci nerovnosti vozovky.

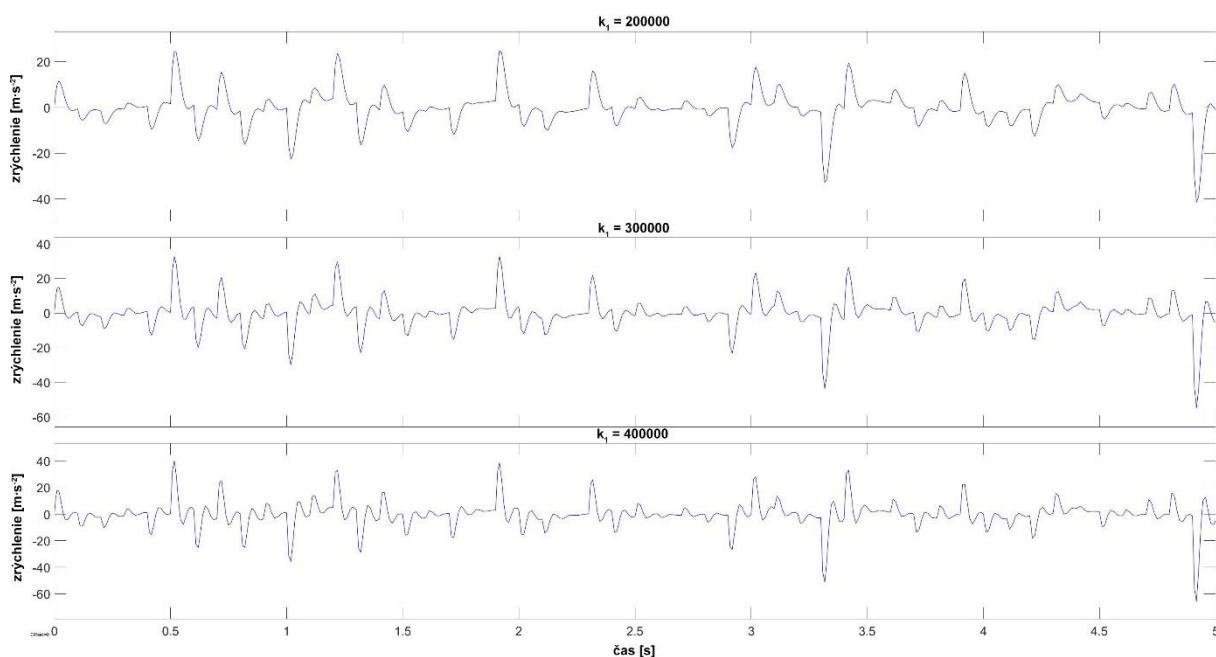


Obr. 36 Vstupný signál simulujúci nerovnosti vozovky

4.1.2 VÝSLEDKY



Obr. 37 Zrýchlenia neodpružených hmôt pre rôzne tuhosti pneumatiky



Obr. 38 Zrýchlenia odpružených hmôt pre rôzne tuhosti pneumatiky

Tab. 3 Porovnanie amplitúd zrýchlení

Radiálna tuhosť pneumatiky [N·m ⁻¹]	Amplitúda zrýchlenia neodpružených hmôt [m·s ⁻²]	Amplitúda zrýchlenia odpružených hmôt [m·s ⁻²]
200000	661	41,3
300000	1001	52,7
400000	1343	64,0

Z výsledkov je jasné, že radiálna tuhosť pneumatiky pri jazde po nerovnom povrchu výrazným spôsobom ovplyvňuje zrýchlenie neodpružených aj odpružených hmôt. Čím je tuhosť pneumatiky vyššia, tým je zrýchlenie odpružených aj neodpružených hmôt vyššie.

Čo sa týka vplyvu na komfort jazdy, tak človek pri jazde po nerovnom povrchu vozovky zaznamenáva ako diskomfort najmä náhle zmeny zvislého zrýchlenia. Preto teda platí, že čím je radiálna tuhosť pneumatiky vyššia, tým sa zvyšuje aj diskomfort jazdy.

4.2 VALIDÁCIA VÝPOČTOVÉHO MODELU

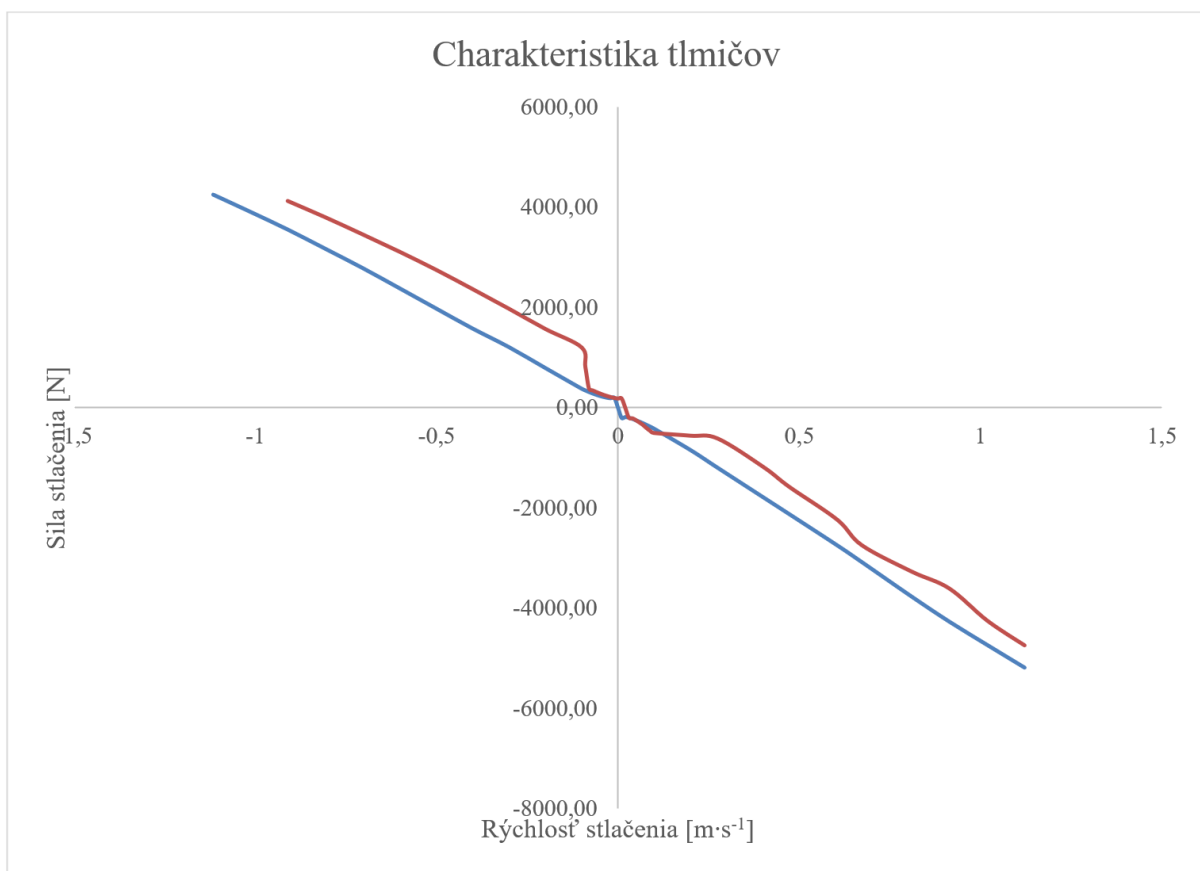
Pre potvrdenie, že štvrtinový model počíta správne a poskytuje relevantné výsledky, je potrebné ich porovnať so skutočným meraním. Z dôvodu momentálnej epidemiologickej situácie nebolo možné uskutočniť meranie zvislej dynamiky vozidla pri jazde po nerovnom povrchu. Preto boli použité dáta poskytnuté vedúcim práce. Dáta boli namerané na závodnom vozidle určenom pre cross-country rally.

4.2.1 VSTUPNÉ DÁTA

Každému kolesu prislúchajú dva tlmiče a na každom tlmiči sú sériovo radené dve pružiny, hlavná a pomocná.

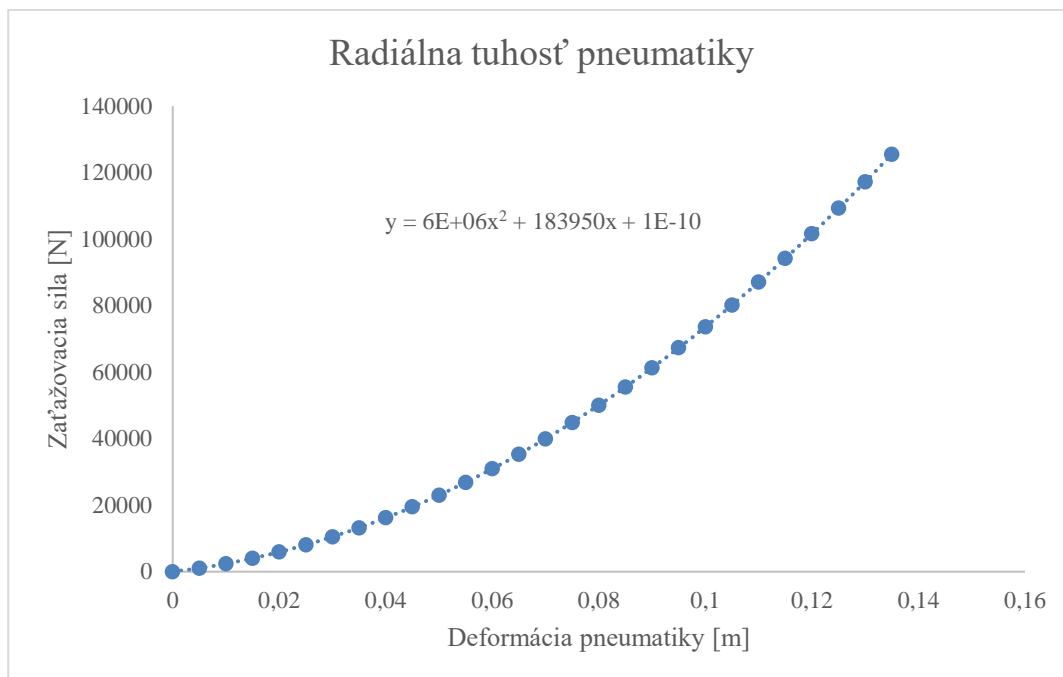
Kombinované tuhosti pružín na každom tlmiči sú $20000 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ a $22110 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$. Keďže je ich vzájomné usporiadanie paralelné ich výsledná tuhosť sa bude rovnať ich súčtu, teda $42110 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$. Táto hodnota bude vo štvrtinovom modeli vstupnou hodnotou tuhosti pružiny (k_2).

Pre tlmenie tlmičov máme k dispozícii výsledky merania závislosti sily stlačenia na rýchlosti stlačenia. Tieto priebehy preložíme regresnou priamkou a získame tak konštanty tlmenia jednotlivých tlmičov.



Obr. 39 Charakteristiky tlmičov

Pre radiálnu tuhosť pneumatiky máme rovnako k dispozícii dáta z merania so závislosťou sily stlačenia na stlačení pneumatiky.



Obr. 40 Radiálna tuhosť pneumatiky

Z grafu závislosti je zrejmé, že priebeh tuhosti nie je lineárny a preto je pre presnejšie výsledky potrebné preložiť jednotlivé body polynómom a nie priamkou. V tomto prípade nám poslúži polynóm druhého stupňa. Keďže je závislosť sily stlačenia na stlačení pneumatiky teraz kvadratická funkcia, je potrebná mierna úprava pohybových rovníc.

Pre tento prípad teda silu F_3 vyjadríme takto:

$$F_3 = c(x_1 - x_0)^2 + d(x_1 - x_0) + f$$

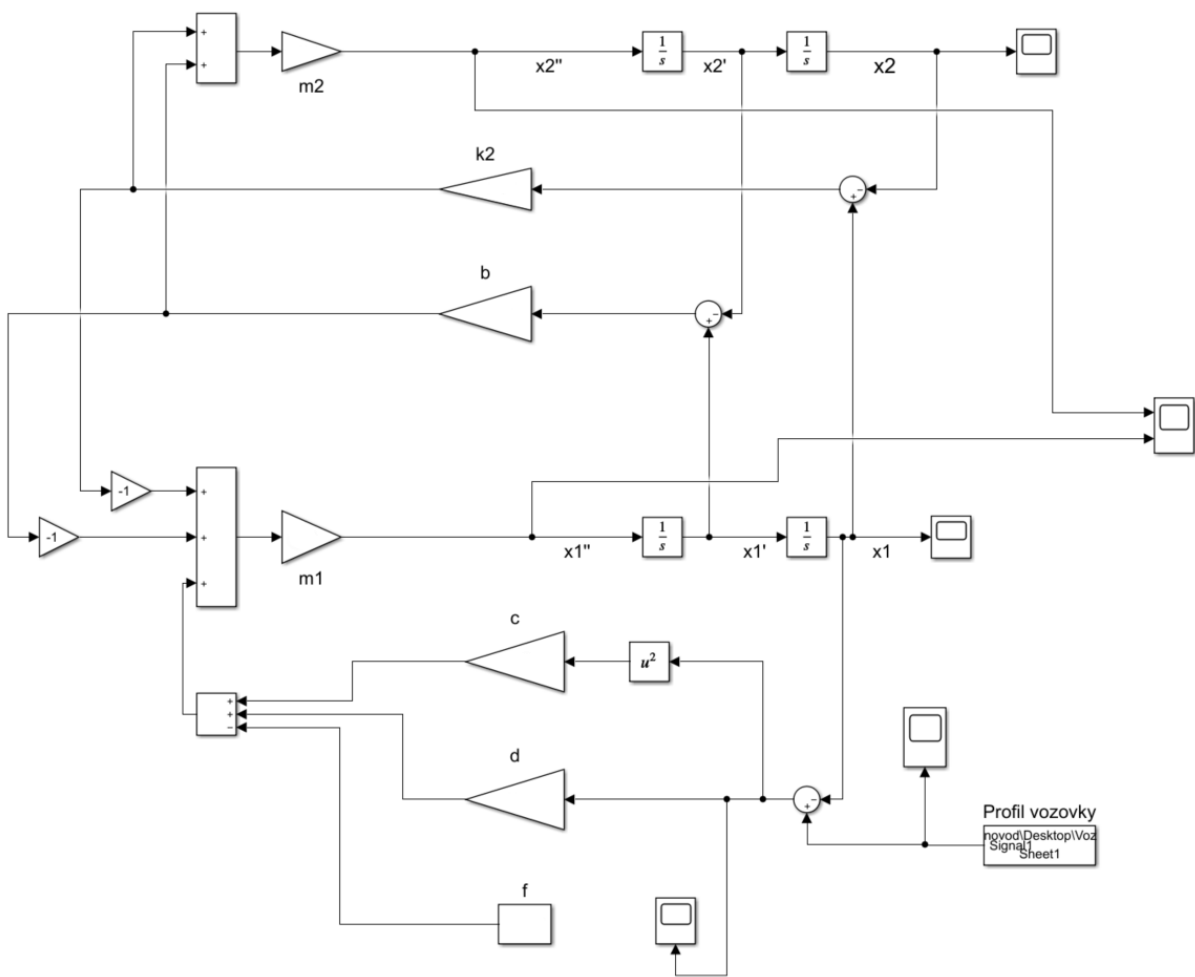
Tým pádom bude závislosť sily stlačenia na deformácii kvadratická a namiesto konštantnej tuhosti k_1 budeme do výpočtov vkladať konštanty c, d, f .

Upravené pohybové rovnice:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [k_2(x_2 - x_1) + b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c(x_1 - x_0)^2 - d(x_1 - x_0) - f]$$

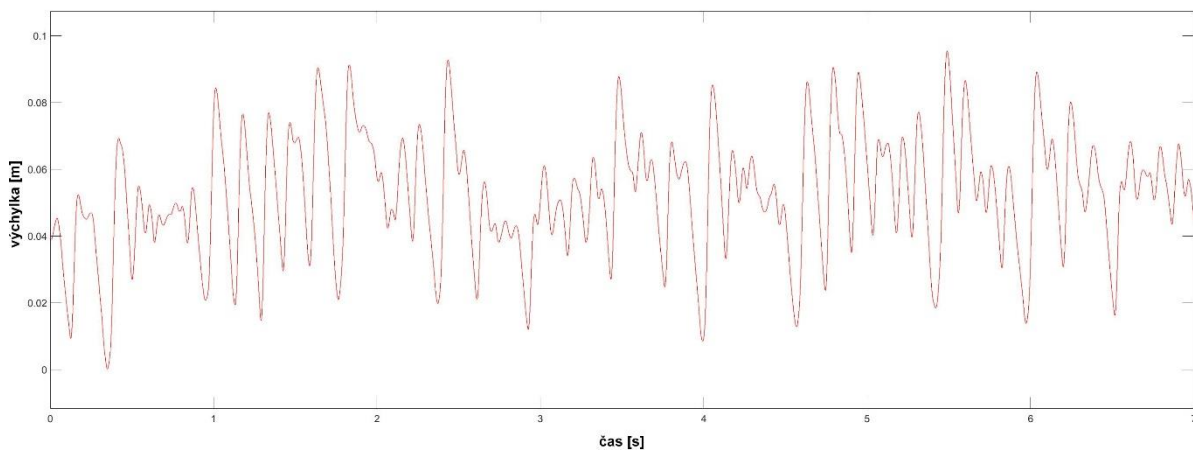
$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [-k_2(x_2 - x_1) - b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)]$$

Podľa týchto rovníc upravíme aj štvrtinový model v softvéri MATLAB/Simulink.



Obr. 41 Upravený štvrtinový model

Povrch vozovky nie je možné presne modelovať ale ako vstupné údaje nám poslužia stlačenie tlmiča. Jednalo sa o vozovku s priehlbinami cca 80 mm, čo približne odpovedá priebehu stlačenia tlmiča. Tieto hodnoty teda použijeme ako vstup do modelu, ktoré poslužia ako simulácia nerovností vozovky.



Obr. 42 Priebeh simulujúci nerovnosti vozovky

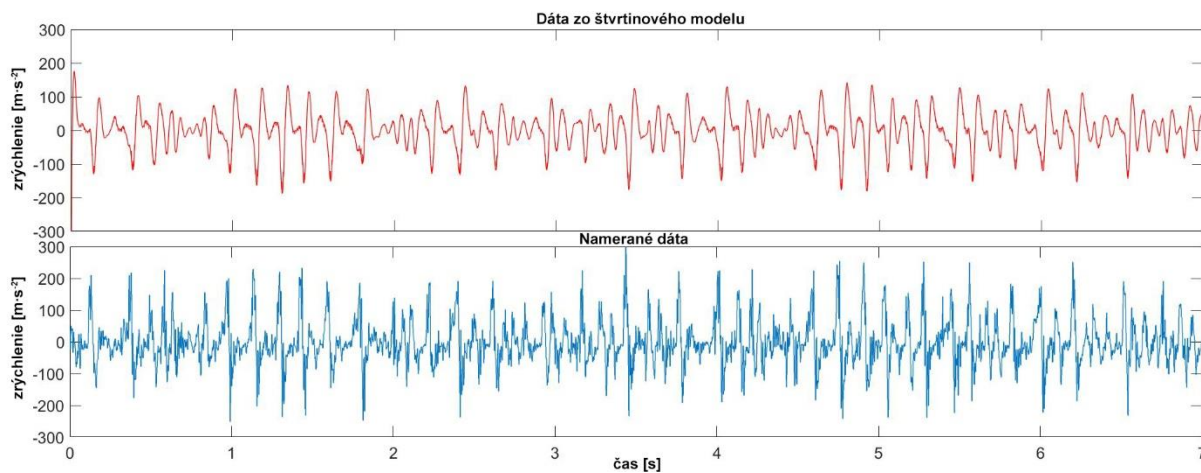
Vstupné hodnoty do modelu:

Tab. 4 Vstupné hodnoty do štvrtinového modelu

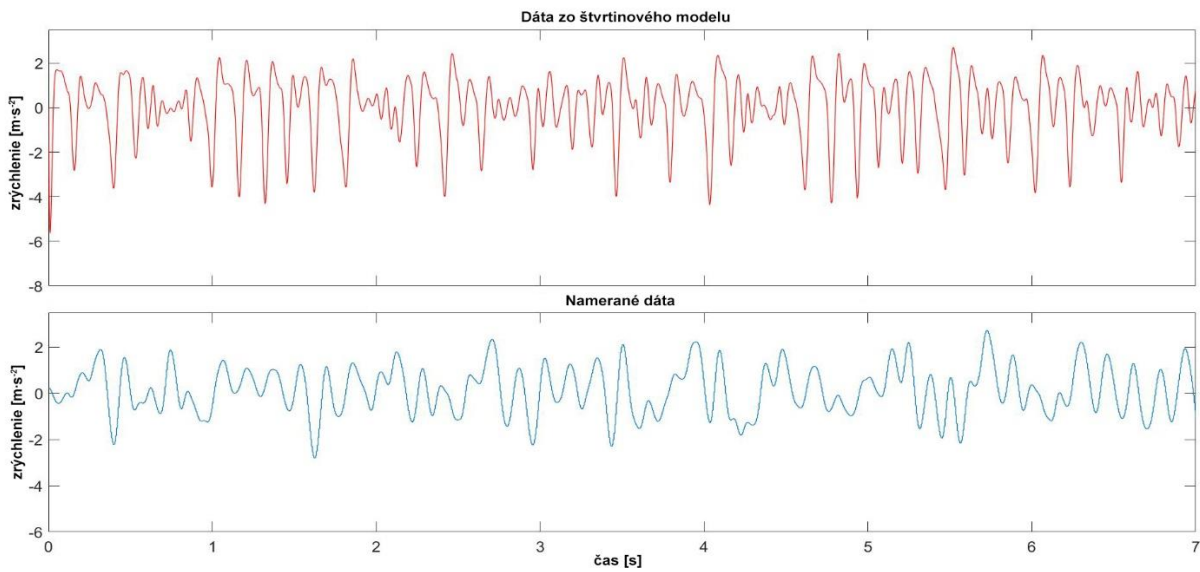
Popis	Skratka a jednotka	Hodnota
Hmotnosť odpružených hmôt	m_1 [kg]	495
Hmotnosť neodpružených hmôt	m_1 [kg]	72
Tuhosť pružiny	k_2 [N·m ⁻¹]	42110
Tlmenie tlmiča	b [N·s·m ⁻¹]	8670
Konštanta c	c [N·m ⁻¹]	$6 \cdot 10^6$
Konštanta d	d [N·m ⁻¹]	183950
Konštanta f	f [N·m ⁻¹]	$1 \cdot 10^{-10}$

4.2.2 POROVNANIE VÝSLEDKOV

Pri porovnaní výsledkov budeme porovnávať zrýchlenie odpružených aj neodpružených hmôt z reálnej jazdy a z vytvoreného štvrtinového modelu. Z nameraných dát zrýchlení odpružených a neodpružených hmôt budeme porovnávať úsek ustálenej jazdy (bez zrýchlenia), trvajúci 7 sekúnd.



Obr. 43 Porovnanie zrýchlení neodpružených hmôt zo štvrtinového modelu a reálne nameraných



Obr. 44 Porovnanie zrýchlení odpružených hmôt zo štvrtinového modelu a reálne nameraných

Keďže profil vozovky sa presne simulovať nedal, priebehy zrýchlení odpružených aj neodpružených hmôt si odpovedať nemôžu. Čo sa ale týka výchyliek, z grafov je jasné, že tie si približne odpovedajú. Preto je možné prehlásiť, že vytvorený model počíta správne a poskytuje relevantné výsledky.

ZÁVER

Cieľom tejto diplomovej práce bolo vytvorenie návrhu nového meracieho zariadenia na meranie radiálnej tuhosti pneumatiky. Zároveň mal byť ukázaný vplyv tejto tuhosti na zvislú dynamiku vozidla vytvorením výpočtového modelu.

V práci je vysvetlená konštrukcia pneumatiky, radiálna tuhosť pneumatiky a jej meranie. Výsledky z merania sú vyhodnotené a zhodnotený je vplyv tlaku nahustenia pneumatiky na jej radiálnu tuhosť.

Navrhnuté meracie zariadenie splnilo všetky vstupné požiadavky. Konštrukčný návrh podľa pevnostných výpočtov a simulácií môžeme prehlásiť za vyhovujúci a je možné ho vyrobiť. Ak by boli deformácie jednotlivých častí zariadenia vysoké, výsledky z následných meraní na zariadení by sa mohli považovať za irelevantné. Podľa výsledkov zo simulácií konštrukcia zariadenia žiadnym výrazným spôsobom neovplyvní výsledky merania na zariadení. Zariadenie je jednoduché na výrobu, obsluhu a meranie na ňom by nemalo byť časovo náročné. Preto by mohlo byť vyrobené a reálne používané.

Čo sa týka demonštrácie vplyvu radiálnej tuhosti pneumatiky na zvislú dynamiku vozidla, bolo toho dosiahnuté vytvorením výpočtového modelu v softvéri MATLAB/Simulink. Východiskom pre vytvorený model bol štvrtinový model vozidla. Simulovanie cez tento model je praktické, pretože je možné jednoducho meniť vstupné parametre a sledovať ich vplyv na zvislú dynamiku vozidla. Vplyv tuhosti bol demonštrovaný na zrýchleniach odpružených aj neodpružených hmôt. Pre zistenie, či náš výpočtový model počíta správne, bolo potrebné ho validovať. To bolo dosiahnuté porovnaním výsledkov zo simulácie s reálne nameranými hodnotami. Hodnoty zo simulácie a namerané hodnoty si približne odpovedali a preto je možné prehlásiť, že výpočtový model poskytuje relevantné výsledky. Je ho teda možné použiť na zistenie vplyvu vstupných parametrov podvozku na zvislú dynamiku vozidla. Samozrejme výsledky nebudú nikdy odpovedať presne reálne nameraným hodnotám, ale pre orientáciu v danej problematike poskytuje dostatočnú presnosť.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2016. ISBN 978-80-87143-36-0.
- [2] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015. ISBN 978-80-7204-921-9.
- [4] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [5] SHIRAHATT, Anil. *Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering [online]. 2008, **30**(1), 11 [cit. 2020-04-24]. ISSN 1806-3691. Dostupné z: <https://www.scielo.br/pdf/jbsmse/v30n1/a10v30n1.pdf>
- [6] Pneumatika. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://sk.wikipedia.org/wiki/Pneumatika>
- [7] *RHLA Series New Miniature Laser Ride Height Sensor* [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: http://www.kasensors.com/sites/default/files/downloads/RHL4.701_0.pdf
- [8] Pneumatika. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://sk.wikipedia.org/wiki/Pneumatika>
- [9] *SOLLEVATORI IDRAULICI A BOTTIGLIA E BINDE IDRAULICHE*. [Http://www.omcn.it/](http://www.omcn.it/) [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: http://www.omcn.it/wp-content/uploads/2015/02/16_Sollevatori-idraulici-a-bottiglia-e-binde.pdf
- [10] Diagonální pneumatika. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Diagon%C3%A1ln%C3%AD_pneumatika
- [11] KULIKOWSKI, Krzysztof a Dariusz SZPICA. Determination of directional stiffnesses of vehicles' tires under a static load operation. *Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* [online]. 2014, **16**(1), 7 [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <http://www.ein.org.pl/sites/default/files/2014-01-11.pdf>
- [12] *MECHANICS OF PNEUMATIC TIRES* [online]. [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <https://www.fs.isy.liu.se/Edu/Courses/TSFS02/Lectures/WongChapter1.pdf>
- [13] Radiální pneumatika. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Radi%C3%A1ln%C3%AD_pneumatika

- [14] Tire. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Tire>
- [15] HLAVATÝ, J. *Měření zatížené pneumatiky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.
- [16] NGUYEN, M. *Vliv charakteristik tlumiče na jízdní dynamiku*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
- [17] , Ing. Jan Sajdl, Ph.D. *Konstrukce pneumatiky* [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/konstrukce-pneumatiky/>
- [18] NISHIMOTO, Alex. *Pennies On The Mile: Michelin Defender Tires Aim to Save Fuel, Last 90,000 Miles* [online]. In: . [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/news/pennies-on-the-mile-michelin-defender-tires-aim-to-save-fuel-last-90000-miles-182863/?galleryImageId=435>
- [19] *BIAS VS RADIAL* [online]. 2019 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <https://www.prioritytire.com/blog/bias-vs-radial/>
- [20] *Computerscales® AccuSet II™ Heavy Capacity 5000 lb / pad* [online]. [cit. 2020-06-03]. Dostupné z: <http://www.longacracing.com/products.aspx?itemid=1703&prodid=13704&pagetitle=CComputerscale%C2%AE-AccuSet-II%E2%84%A2-Heavy-Capacity-5000-lb-%2F-pad>
- [21] *Konštrukcia pneumatiky: Vedel si, z akých častí sa pneumatika skladá?* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://autoride.sk/pneumatika-jej-konstrukcia-vedel-si-z-akych-casti-sa-sklada>
- [22] *Tyre vertical stiffness* [online]. [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <http://white-smoke.wikifoundry.com/page/Tyre+vertical+stiffness>
- [23] KONIECZNY, Łukasz, Rafał BURDZIK, Jan WARCZEK, Piotr CZECH, Grzegorz WOJNAR a Jakub MŁYŃCZAK. Determination of the effect of tire stiffness on wheel accelerations by the forced vibration test method. *Journal of Vibroengineering* [online]. 2015, **17**(8) [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.jvejournals.com/article/16692>
- [24] KARJALAINEN, Max. *Real-Time Estimation of Tire Stiffness* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://liu.diva-portal.org/smash/get/diva2:956629/FULLTEXT01.pdf>
- [25] *Methods for measuring vertical tire stiffness* [online]. 2000 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/242262781_Methods_for_measuring_vertical_tire_stiffness
- [26] KRŮZA, Libor. *Konstrukce zařízení na měření směrové tuhosti pneumatik* [online]. Brno, 2011 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/4283>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Porteš.

- [27] PISKOŘ, Martin. *Konstrukce zařízení pro měření valivého odporu pneumatiky* [online]. Brno, 2016 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/60888>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.
- [28] MHASKE, Priyanka, Narwade P.N. a M.P. NAGARKA. ANALYSIS OF VERTICAL STIFFNESS OF PASSENGER CAR TIRE AT DIFFERENT PRESSURE USING FE MODEL. *International Journal of Innovation in Engineering, Research and Technology* [online]. [cit. 2020-06-26]. ISSN 2394-3696. Dostupné z: https://www.ijert.org/admin/papers/1452395759_ICITDCEME-15.pdf

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

\dot{x}_1	[m·s ⁻¹]	Rýchlosť neodpružených hmôt
\ddot{x}_1	[m·s ⁻²]	Zrýchlenie neodpružených hmôt
\dot{x}_2	[m·s ⁻¹]	Rýchlosť odpružených hmôt
\ddot{x}_2	[m·s ⁻²]	Zrýchlenie odpružených hmôt
b	[N·s·m ⁻¹]	Tlmenie tlmiča
d_s	[m]	Priemer zaťažovanej súčasti
E	[Pa]	Youngov modul
F	[N]	Zaťažovacia sila
F_1	[N]	Sila od pružiny
F_2	[N]	Sila od tlmiča
F_3	[Pa]	Sila od vozovky
F_{max}	[N]	Maximálna zaťažovacia sila
F_y	[Pa]	Zložka zaťažovacej sily pôsobiaca kolmo na skrutku
J_y	[m ⁴]	Kvadratický moment prierezu k osi y
k_1	[N·m ⁻¹]	Radiálna tuhosť pneumatiky
k_2	[N·m ⁻¹]	Tuhosť pružiny
m_1	[kg]	Hmotnosť neodpružených hmôt
m_2	[kg]	Hmotnosť odpružených hmôt
M_o	[Nm]	Ohybový moment
p	[Pa]	Tlak v stykových polohách
p_d	[Pa]	Dovolený tlak
R_e	[Pa]	Medza klzu
S	[m ²]	Prierez súčasti
t_{min}	[m]	Výbeh závitu
x	[m]	Rameno sily
x_0	[m]	Výchylka povrchu vozovky
x_1	[m]	Výchylka neodpružených hmôt
x_2	[m]	Výchylka odpružených hmôt
z_{max}	[m]	Súradnica osi z prierezu
α	[°]	Uhol odklonu zaťažovacej dosky



ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota materiálu
σ_{max}	[Pa]	Maximálne napätie
τ_D	[Pa]	Dovolené napätie