

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Úvod do dynamické numerické studie
chování podvozku osobního
automobilu**

Autor:
Markéta BLECHOVÁ

Vedoucí bakalářské práce:
Ing. Petra VYČICHOVÁ
Ing. Michal FRYDRÝN, Ph.D.

Ústav soudního znalectví v dopravě (16122)

25. srpna 2016





ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta dopravní
d ě k a n**

Konviktská 20, 110 00 Praha 1

K622 Ústav soudního znalectví v dopravě

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení studenta (včetně titulů):

Markéta Blechová

Kód studijního programu a studijní obor studenta:

B 3710 – DOS – Dopravní systémy a technika

Název tématu (česky): **Úvod do dynamické numerické studie chování
podvozku osobního automobilu**

Název tématu (anglicky): Introduction to Dynamic Numerical Study of the Behavior
of the Chassis of a Car

Zásady pro vypracování

Při zpracování bakalářské práce se řiďte osnovou uvedenou v následujících bodech:

- V obecné části uvedení do problematiky principu a konstrukce podvozku osobního automobilu. Pojednání o hlavních konstrukčních částech podvozku, průběhů sil a momentů v celé soustavě podvozku a o jeho historickém vývoji.
- Vytvoření a úprava geometrického modelu podvozku osobního automobilu a následného konečněprvkového modelu tak, aby byl použitelný pro dynamické výpočty například v řešiči LS-DYNA.
- Zhodnocení funkčnosti numerického modelu, vyhodnocení a rozbor výsledků z provedené numerické studie.

Rozsah grafických prací: dle pokynů vedoucího BP

Rozsah průvodní zprávy: minimálně 35 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek, které jsou součástí průvodní zprávy)

Seznam odborné literatury: VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 1. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000.
STONE, R and BALL, J. K., Automotive Engineering Fundamentals. SAE International, 2004
LS-DYNA User's manual, LSTC 2015

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petra Vyčichlová**
Ing. Michal Frydrýn, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: **1. září 2015**
(datum prvního zadání této práce, které musí být nejpozději 10 měsíců před datem prvního předpokládaného odevzdání této práce vyplývajícího ze standardní doby studia)

Datum odevzdání bakalářské práce: **25. srpna 2016**

- a) datum prvního předpokládaného odevzdání práce vyplývající ze standardní doby studia a z doporučeného časového plánu studia
b) v případě odkladu odevzdání práce následující datum odevzdání práce vyplývající z doporučeného časového plánu studia

doc. Ing. Tomáš Mičunek, Ph.D.
vedoucí
Ústavu soudního znalectví v dopravě



prof. Dr. Ing. Miroslav Svítek, dr. h. c.
děkan fakulty

Potvrzuji převzetí zadání bakalářské práce.

Markéta Blechová
jméno a podpis studenta

V Praze dne..... 1. září 2015

Prohlášení autora

Nemám závažný důvod proti užívání tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Podpis:

V Kolíně dne:

“Rozvoj vědy a pokrok poznání se stávají stále obtížnější. Na experimentování již nestačí zápalky a sláma.”

Richard P. Feynman

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta dopravní
Ústav soudního znalectví v dopravě (16122)

Bakalářská práce

Úvod do dynamické numerické studie chování podvozku osobního automobilu

od Markéty BLECHOVÉ

Abstrakt

Cílem této studie je definování a zprovoznění numerického modelu podvozku osobního automobilu. Vytvořený numerický model se snaží reálně popsat celý mechanismus podvozku osobního automobilu, který je schopen se pohybovat po určitém podkladu s vlastnostmi suché asfaltové vozovky.

Numerický model podvozku automobilu byl použit pro dvě základní dynamické analýzy s různými počátečními podmínkami. Výsledky provedených analýz jsou vyhodnoceny tak, že jsem sledovala parametry popisující dynamiku jízdy automobilu (trajektorii jízdy, zrychlení a síly v odpružení).

Vytvoření numerického modelu a definování jednotlivých částí podvozku, počátečních podmínek a podkladu proběhlo v programu LS-PrePost. Pro numerickou analýzu bylo využito softwarového balíku ANSYS, Inc., konkrétně řešiče LS-DYNA.

Abstract

The aim of this study is defining and commissioning a numerical model of a chassis car. The created numerical model tries to realistically describe the mechanism chassis of a car which is able to move on the specified surface with the properties of a dry asphalt road.

Numerical model car chassis was used for two basic dynamics analyzes with different initial conditions. Results of the analysis are evaluated so that i followed up parameters describing the driving dynamics of the vehicle (driving trajectory, acceleration and forces in suspension).

Creating the numerical model and defining the various chassis part, initial conditions and specified surface was held at the LS-PrePost. For numerical analysis was used software package ANSYS, Inc., specifically solver LS-DYNA.

Poděkování

Ráda bych na tomto místě poděkovala Ing. Petře Vyčichlové a Ing. Janu Vyčichlovi, Ph.D. za pomoc při vypracování této bakalářské práce. Především děkuji za jejich trpělivost a vstřícný a přátelský přístup.

Rovněž bych chtěla velice poděkovat mé rodině za morální a materiální podporu během mého celého studia.

Obsah

Prohlášení autora	iii
Abstrakt	v
Poděkování	vi
1 Úvod	1
2 Vozidlo	2
2.1 Části podvozku	2
2.1.1 Kolo s pneumatikou	2
2.1.2 Zavěšení kol	3
Tuhá náprava	3
Nezávislé zavěšení	4
2.1.3 Odpružení	5
Pružiny	5
Stabilizátory	5
Tlumiče	5
3 Historie podvozku automobilu	7
4 Vymezení základních pojmů	9
5 Řízení	11
5.1 Geometrie řízení kol	11
5.1.1 Úhel odklonu kola	11
5.1.2 Příklon rejdové osy	11
5.1.3 Poloměr rejdu	12
5.1.4 Záklon a závlek rejdové osy	12
5.1.5 Sbíhavost kol	13
5.2 Mechanismus řízení	14
6 Adheze	15
6.1 Vliv stavu vozovky na adhezi	15
6.2 Vliv stavu pneumatiky na adhezi	15
6.3 Vliv rychlosti na adhezi	16
7 Dynamika jízdy podvozku	17
7.1 Druhý Newtonův zákon	17
7.2 Dynamika zatížení náprav	18
8 Geometrický model	19
8.1 Tvorba modelu	19
8.2 Vyčištění modelu	21

9	Numerický model	22
9.1	System jednotek	22
9.2	Volba sítě	22
9.3	Sít' kola	24
9.4	Sít' přední těhlice	25
9.5	Definice materiálů	26
9.6	Definice rámu	26
9.7	Definice vazeb mezi jednotlivými díly	27
9.8	Definice odpružení	32
9.9	Definice pneumatiky	32
9.10	Dovažování numerického modelu	33
9.11	Definice vozovky	33
9.12	Stanovení okrajových podmínek	33
10	Numerická analýza	34
10.1	Analýza I	34
	Rychlost 50 km/h	34
	Rychlost 100 km/h	37
10.2	Analýza II	38
11	Závěr	44

Seznam obrázků

2.1	Konstrukční části pneumatik [3]	3
2.2	Rozdíl mezi pneumatikou s duší a bez duše [4]	3
2.3	Porovnání tuhé nápravy a nezávislého zavěšení [7]	4
2.4	Ukázka progresivních pružin H R [10]	6
2.5	Ukázka stabilizátorů [12]	6
2.6	Ukázka tlumičů pérování s pružinami [13]	6
3.1	Nezávislé zavěšení předních kol automobilu Lancia Lambda [16]	8
3.2	Podvozek automobilu Ford Vedetta [20]	8
4.1	Strojařský rozpad přední nápravy osobního automobilu Škoda Fabia [23]	10
5.1	Úhel odklonu kola [24]	11
5.2	Příklon rejdové osy [24]	12
5.3	Poloměr rejdu [24]	12
5.4	Zjevný záklon rejdové osy u motocyklu [26]	13
5.5	Sbíhavost a rozbíhavost kol [27]	13
5.6	Ackermannovo pravidlo řízení kol [28]	14
6.1	Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik [31] .	16
7.1	Souřadný systém vozidla [32]	17
8.1	Přední náprava geometrického modelu	20
8.2	Zadní náprava geometrického modelu	20
8.3	Výsledný geometrický model: pohled zepředu	21
8.4	Výsledný geometrický model: pohled zezadu	21
9.1	Výsledný numerický model přední nápravy	23
9.2	Výsledný numerický model zadní nápravy	23
9.3	Výsledný numerický model: pohled zepředu	23
9.4	Výsledný numerický model: pohled zezadu	24
9.5	Numerický model kola: pohled ze stran	25
9.6	Porovnání geometrického a numerického modelu těhlice . .	25
9.7	Zobrazení funkce JOINT_SPHERICAL na přední nápravě .	28
9.8	Princip fungování funkce JOINT_SPHERICAL [35]	28
9.9	Zobrazení funkce JOINT_REVOLUTE na přední nápravě . .	28
9.10	Princip fungování funkce JOINT_REVOLUTE [35]	29
9.11	Zobrazení funkce JOINT_UNIVERSAL na zadní nápravě . .	29
9.12	Princip fungování funkce JOINT_UNIVERSAL [35]	30
9.13	Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL na jezdcí . . .	30
9.14	Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL [35] .	30

9.15	Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR na jezdcí	30
9.16	Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR [35]	31
9.17	Princip fungování funkce ROTATIONAL_MOTOR [35]	31
9.18	Zobrazení funkce ROTATIONAL_MOTOR na hřídelích	31
9.19	Porovnání geometrického modelu a numerické vazby pružiny s tlumičem	32
10.1	Časová funkce posunu jezdce	35
10.2	Kinetická energie při rychlosti 50 km/h	35
10.3	Posunutí centrálního dílu při rychlosti 50 km/h	36
10.4	Rychlost centrálního dílu při rychlosti 50 km/h	36
10.5	Zrychlení centrálního dílu při rychlosti 50 km/h	37
10.6	Působení sil v pružinách při rychlosti 50 km/h	37
10.7	Kinetická energie při rychlosti 100 km/h	38
10.8	Posunutí centrálního dílu při rychlosti 100 km/h	38
10.9	Rychlost centrálního dílu při rychlosti 100 km/h	39
10.10	Zrychlení centrálního dílu při rychlosti 100 km/h	39
10.11	Působení sil v pružinách při rychlosti 100 km/h	39
10.12	Časová funkce posunutí jezdce	40
10.13	Časová funkce řízení na levé (červená křivka) pravé (modrá křivka) hřídeli	40
10.14	Rovina s rigidním válcem	41
10.15	Kinetická energie Analýzy II	41
10.16	Posunutí centrálního bodu v Analýze II	42
10.17	Rychlost centrálního bodu v Analýze II	42
10.18	Zrychlení centrálního bodu v Analýze II	43
10.19	Působení sil v pružinách v Analýze II	43

Seznam tabulek

9.1	System jednotek	22
9.2	Materiálové charakteristiky jednotlivých částí	26

Seznam použitých zkratk

CAD	Computer Aided Design
HD	Heavy Duty
MKP	Metoda Konečných Prvků
SAE	Society of Automotive Engineers
SI	Le Système International d'Unités
USA	The United States of America
3D	Trojdimenzionální
bw	butterworth filtr

Seznam symbolů

a	zrychlení	m s^{-2}
\cot	kotangens	
g	gravitační zrychlení	m s^{-2}
ω	netlumená vlastní frekvence	s^{-1}
μ	koeficient tření	
E_k	kinetická energie	J
m	hmotnost	t
v	rychlost	mm/s

Kapitola 1

Úvod

Motorová vozidla jsou v současnosti nedílnou součástí běžného života. Vozidla jsou využívána k práci, cestování nebo přepravě osob. Nejdůležitější interakcí pro vznik pohybu je vozidlo, resp. podvozková část vozidla, a vozovka.

Dynamické chování podvozku lze zkoumat dvěma způsoby, a to fyzickým a virtuálním. Fyzické testy, jak je známe nejvíce, vyžadují existenci fyzických modelů, prototypů či výrobků. Toto řešení je sice nejpřesnější, nicméně vyžaduje spotřebu velkého množství finančních prostředků a času.

Virtuální testy umožňuje v současné době vyspělá technika využitím různých prostředků počítačové techniky, resp. softwarových aplikací. Za posledních několik desítek let se virtuální vývoj natolik zdokonalil, že jsme schopni za pomoci této techniky predikovat napodobování určitých fyzických či chemických dějů s poměrně vysokou přesností. Nicméně je potřeba upozornit na to, že matematický model nesmí být příliš složitý, a proto je důležitá volba míry zjednodušení modelu, optimální volba sítě a přesné stanovení počátečních podmínek.

V této práci řeším interakci vozidlo – vozovka metodou konečných prvků (dále jen MKP). MKP je nejpoužívanější metodou, jejíž myšlenkou je diskretizace spojitého prostředí do velkého množství konečných prostorových či plošných prvků. Toto řešení vyžaduje velké množství výpočetních rovnic, avšak nyní, díky vyspělé počítačové technice, tento problém není překážkou.

V této práci především řeším samotnou problematiku interakce vozidlo – vozovka v zastoupení vozidla podvozkem automobilu, který reprezentuje chování celého vozidla díky definování počátečních podmínek, hmotnosti vozidla a další důležitých údajů.

Cílem této práce je vytvořit zjednodušený matematický konečně-prvkový model, který by se měl v dynamickém řešiči chovat co nejpřesněji vzhledem ke skutečnosti. Porovnávám několik důležitých parametrů při jízdě po vozovce, na konci práce jsem výsledky vyhodnotila a podrobila diskuzi.

Kapitola 2

Vozidlo

Osobní automobily se skládají z několika částí, které lze rozdělit do konstrukčních celků. Tyto celky nazýváme karoserie, hnací a brzdová soustava a nejspodnější část, která zajišťuje bezpečnou a plynulou jízdu vozidla po daném povrchu, podvozek. Především podvozková část je důležitá pro interakci vozidla s vozovkou.

Karoserie – Část vozidla, ve které jsou vytvořeny prostory pro využití vozidla podle jeho účelu. U motorových vozidel popř. též pro umístění jejich poháněcí soustavy [1]. Účelem karoserie je chránit jednotlivé části vozidla před vnějšími vlivy, chránit posádku a náklad, ochránit posádku v případě havárie před zraněním a co nejvýše snížit aerodynamický odpor vozidla.

Hnací soustava – Hnací ústrojí sestává z motoru se spojkou, převodovky, hnacích hřídelí a rozvodovky.

Brzdová soustava – Brzdová soustava je nejdůležitější částí vozidla z hlediska aktivní bezpečnosti. Brzdy fungují na principu zvětšování odporu tření, takže zajišťují jednak zpomalení a jednak zabraňují samovolnému pohybu vozidla. Brzdy dělíme na kotoučové a bubnové.

Podvozek – Hlavní úlohou podvozku je bezpečná a plynulá jízda vozidla po daném povrchu. Také podvozek lze rozdělit do jednotlivých částí.

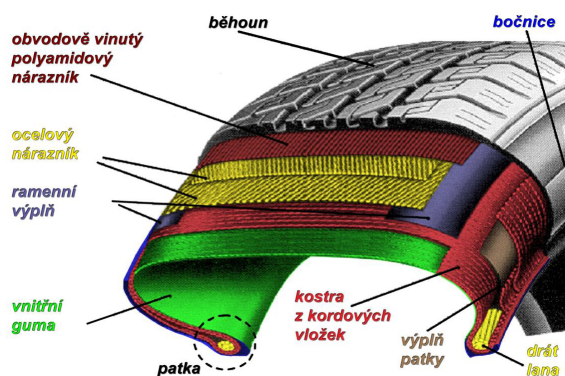
2.1 Části podvozku

2.1.1 Kolo s pneumatikou

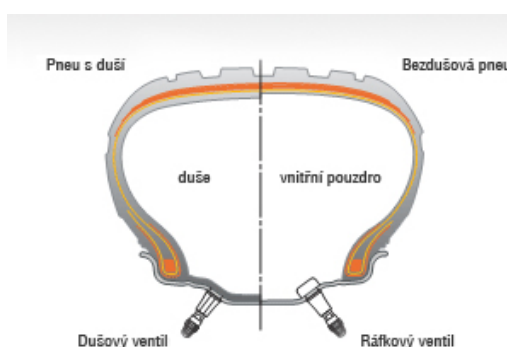
Kolo s pneumatikou je spojovací článek, který umožňuje přímý kontakt mezi vozovkou a vozidlem. Slouží k zajištění hnacích a brzdících momentů a bočních sil na vozovku, nesení hmotnosti vozidla a nákladu a v neposlední řadě doplnění pružícího systému vozidla.

Základní suroviny pro výrobu pneumatik jsou elastomery (přírodní nebo syntetické kaučuky), přísady do kaučukových směsí, kordy z přírodních a chemických vláken, kordy z ocelových vláken a rovněž také ocelové patní lano [2].

Pojmem pneumatika je označován celek složený z pláště naplněný stlačeným vzduchem, jehož vnější obvodová plocha (běhoun) přichází do styku s vozovkou, který je namontovaný na ráfek. Existují dva typy pneumatik, a to bezdušová, kde se místo duše používá speciální vrstva gumy, která brání úniku vzduchu z pneumatik pod ráfkem, a pneumatika s duší, kde je navíc přidána ochranná vložka s duší, která se nachází mezi pneumatikou a ráfkem.



OBRÁZEK 2.1: Konstrukční části pneumatik [3]



OBRÁZEK 2.2: Rozdíl mezi pneumatikou s duší a bez duše [4]

K brzkým ztrátám jízdních vlastností vozidla se vztahuje rychlé opotřebení pneumatik, což je způsobeno nesprávným tlakem vzduchu. Podhuštěná pneumatika skýtá mnoho rizik, jako například nedotáčivost na přední nápravě, přetáčivost na zadní nápravě, čímž se v zatáčkách zhoršuje stabilita vozidla a při dlouhodobějším nižším tlaku může dojít i k prasknutí pneumatiky. Brzdná dráha se může v některých případech prodloužit až o 11 metrů [5].

2.1.2 Zavěšení kol

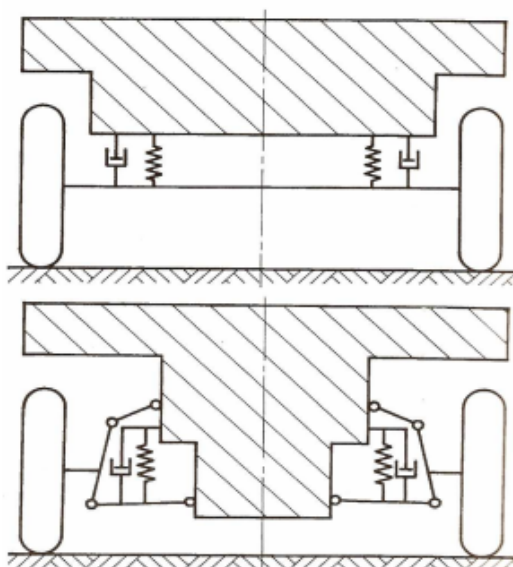
Pod názvem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla, který umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu a eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola [6].

Mezi konstrukční požadavky zavěšení kol patří tuhost, minimální změna geometrie při propružení, minimální opotřebení pneumatik a co nejdelší životnost.

Zavěšení kol dělíme na závislé zavěšení (tuhá náprava) a nezávislé zavěšení.

Tuhá náprava

Jedná se o nejstarší konstrukční řešení zavěšení kol, kde jsou kola rozchodu uložena na stejném nosníku, což znamená, že se nemění jejich vzájemná



OBRÁZEK 2.3: Porovnání tuhé nápravy a nezávislého zavěšení [7]

poloha. Tato konstrukce je tedy relativně jednoduchá a levná. Na druhou stranu má také své nevýhody. Kola se nemohou pohybovat na nerovné ploše nezávisle, tedy nelze nezávisle řídit odklon a sbíhavost kola, čímž se zhoršují řídicí vlastnosti vozidla. Dále například, že diferenciál je součástí nápravy, a proto se jeho hmotnost přičítá k neodpruženým částem, čímž se zhoršuje jízdní komfort. Tento typ nápravy se používá především u nákladních automobilů.

Nezávislé zavěšení

Jak lze vidět na obrázku 2.3, u nezávislého zavěšení nejsou pohyby kol rozchodu na sebe přímo vázány, ale každé je na karoserii zavěšeno zvlášť. Diferenciál je upevněn na karoserii. Všechny tyto konstrukční vlastnosti mají za následek, že nevzniká žádné nadbytečné třepetání kol.

Nezávislé zavěšení kol dělíme zejména na tyto typy:

- přední náprava
 - lichoběžníková náprava
 - náprava MacPherson.
- zadní náprava
 - kyvadlová úhlová náprava
 - kliková náprava
 - torzní kliková náprava
 - víceprvková náprava.

Z hlediska umístění pohonu ho lze rozdělit buď na přední nebo zadní nápravu. Uváděním vozidla do pohybu rozlišujeme přední pohon a zadní pohon.

2.1.3 Odpružení

Odpružovací systém zahrnuje propojení mezi karoserií a vozovkou. Většina lidí si myslí, že jediná funkce odpružení je zajištění pohodlné jízdy, avšak tento systém má další tři důležité funkce:

- **Izolovat cestující a náklad od vibrací a otřesů** – odpružovací systém musí být schopen absorbovat otřesy způsobeny nerovnostmi vozovky
- **Zlepšení pohyblivosti** – Odpružení poskytuje laterální a podélnou stabilitu a odolnost proti kolébání podvozku
- **Zlepšení ovládání vozidla** – systém má za úkol udržovat řádné řízení a úhly sklonu vzhledem k povrchu vozovky natolik, aby všechny čtyři pneumatiky zůstaly při manévrování v kontaktu s vozovkou. Odpružení se skládá ze tří důležitých prvků zajišťujících jeho správnou funkci – pružiny, stabilizátory a tlumiče [8].

Pružiny

Důležitou charakteristickou konstantou pružiny je její tuhost, která závisí zejména na materiálu, z kterého je vyrobena. Tuhost pružiny je definována jako velikost zatěžující síly, která je potřebná ke stlačení pružiny o 1 mm [9]. Určující veličinou pružení je netlumená vlastní frekvence ω , kterou můžeme zapsat:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

kde k je tuhost pružiny a m je hmota [6].

V současné době jsou pro osobní automobily nepoužívanějším druhem pružin pružiny vinuté. Listové pružiny jsou určeny primárně pro nákladní automobily. Vinuté pružiny jsou vinuty z ocelového drátu kruhového průřezu. Umisťují se buď mezi nápravu a karoserii, nebo přímo na nápravu, kde potom tvoří její součást. Typickým příkladem je náprava MacPherson.

Určité účinnosti pružiny lze dosáhnout díky nestejnému stoupání závitů pružiny, kdy závity uprostřed mají větší rozteč než na krajích. Dále kuželovým nebo soudečkovým tvarem pružiny a nakonec doplněním pružiny o pryžový blok, čímž se zvýší tuhost pružiny.

Stabilizátory

Stabilizátory zmenšují naklopení karoserie, zejména při průjezdu vozidla zatáčkou [11]. Konstrukce spočívá v otočném upevnění zkrutných tyčí na rám vozidla, kde jsou jejich konce spojeny s pravým a levým kolem téže nápravy. Výchylky se tak přenášejí na zkrutnou tyč.

Tlumiče

Úlohou tlumiče v pružící soustavě motorového vozidla je zajištění vysoké bezpečnosti jízdy a zvýšení jízdního pohodlí [6]. To znamená, že tlumič



OBRÁZEK 2.4: Ukázka progresivních pružin H R [10]



OBRÁZEK 2.5: Ukázka stabilizátorů [12]

musí zajišťovat tlumení nárazů tak, aby se nepřenášely na karoserii a dále co nejlepší styk všech kol s vozovkou.

Tlumič v pružící soustavě přeměňuje mechanickou energii v teplo. V současné době se nejvíce používají teleskopické kapalinové tlumiče, které pracují na principu přetlačování oleje z jednoho vnitřního prostoru tlumiče do druhého otvorem určitého průřezu.



OBRÁZEK 2.6: Ukázka tlumičů pérování s pružinami [13]

Kapitola 3

Historie podvozku automobilu

Podvozek prvních automobilů byl vyvinut z podvozků kočárů taženými koňmi, pomineme-li první experimentální automobily, kde byla kola ke zbytku vozidla připevněna napevno v ložiscích bez jakékoli možnosti vzájemného pohybu. Kočár se vyznačoval jednoduchou konstrukcí: dvěma tuhými nápravami s odpružením listovými pery [14], která měla za úkol zmírňovat silné otřesy kvůli velmi špatné kvalitě cest a absenci pneumatik. Cestování tímto kočárem bylo extrémně nekomfortní.

Postupem času se ukázalo, že natáčení předních kol pomocí natáčení celé nápravy není příliš vhodným konstrukčním řešením, a proto bylo nahrazeno otočnou těhlicí.

Tuhá náprava byla nejčastěji používaným typem zavěšení předních a zadních kol až do roku 1923, kdy se na trhu objevila Lancia Lambda. Ta se pochlubila nejen samonosnou karoserií místo rámové, ale i nezávislým zavěšením předních kol, které spočívá v pohybu těhlice, uložení kola a náboje [15].

Konstrukce zavěšení kol Citroënu Rosaline z roku 1932 znamenala významný krok ve vývoji motorového vozidla, vůbec poprvé se objevila lichoběžníková přední náprava s příčným zavěšením na vinutých pružinách. V roce 1934 přišel na svět Citroën Traction Avant, který zkombinoval tuto koncepci zavěšení kol s pohonem na přední kola.

Toto řešení se stále častěji objevovalo i u dalších vozů. V roce 1935 se začalo používat i v USA ve společnosti Packard Motor Car u automobilu Packard One-Twenty, kde ho propagovali především z hlediska bezpečnosti [17].

V roce 1938 se používala především tato koncepce zavěšení kol s vinutými pružinami, avšak u těžkých vozů se začalo používat nahrazení spodního ramene lichoběžníkové nápravy příčným listovým perem. Těsně před druhou světovou válkou se u vozidel Tatra objevilo nezávislé zavěšení všech čtyř kol, vzadu řešenou pomocí kyvadlové nápravy, vzadu pomocí lichoběžníkové. Podobně byl řešen i Volkswagen Brouk, kde vpředu byla náprava vedena pomocí dvou vlečných ramen odpružených zkrutnými tyčemi [18].

Zlom přišel v roce 1949 nápravou MacPherson, jejímž autorem byl Earle Steele MacPherson. Původně měl tento typ zavěšení připraven pro automobilku Chevrolet, kde ji měl aplikovat na vůz Chevrolet Cadet. Tento projekt byl však roku 1947 ukončen a MacPherson odešel ke konkurenčnímu Fordu, kde svou konstrukci použil na přední nápravu automobilu Ford Vedette [19].

Náprava MacPherson byla původně vytvořena pro použití na všechna čtyři kola, ale běžněji se používá pouze na přední nápravě, kde



OBRÁZEK 3.1: Nezávislé zavěšení předních kol automobilu Lancia Lambda [16]



OBRÁZEK 3.2: Podvozek automobilu Ford Vedetta [20]

je těhlice zesponu upevněna na kloub (čep) a přes spodní rameno připevněna k nápravnici. V současné době je náprava MacPherson jedním z nejvyužívanějších řešení zavěšení kol vozidla.

V 50. letech 20. století se především u malých vozů začala používat kliková náprava s vlečnými rameny spojenými zkrutnou tyčí, kterou představily společnosti Fiat a Citroën.

Roku 1969 přišel na trh Mercedes-Benz C111, který se mohl pochlubit víceprvkovou nápravou [21]. Jednalo se o prostorově náročnou konstrukci, která zahrnovala celkem pět ramen – dvě podélné a tři příčné – namáhané na tah i tlak. Postupem času se u ostatních automobilů objevoval i jiný počet ramen kvůli dosažení optimálního kinematického pohybu kola [22].

Kapitola 4

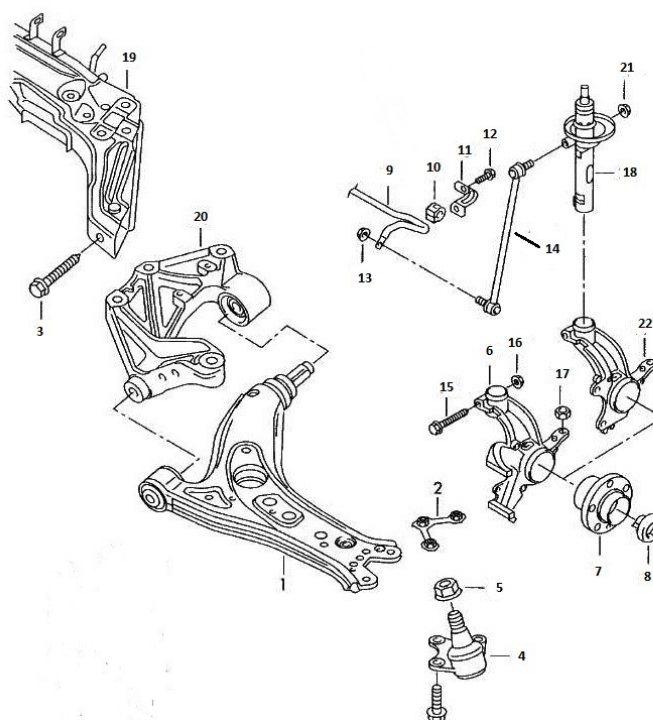
Vymezení základních pojmů

Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla. Často používaný pojem „náprava“ není přesný, protože náprava je tvořena několika funkčními celky: zavěšení kola, uložení kola, odpružení kola, brzdou, řídicím nebo hnacím ústrojí [7].

Náprava je ta část vozidla, která slouží k přenosu všech sil a momentů působících mezi koly a podvozkem. Přenáší svislé síly způsobené tíhou vozidla, podélné síly, které jsou zapříčiněny hnacími, brzdnými a setrvačnými silami a příčné síly vyvolány odstředivými silami, které vznikají při průjezdu zatáčkami.

Náprava jako taková je složena z několika funkčních prvků, a proto je vhodné tyto jednotlivé prvky přiblížit na explodu (obrázek 4.1).

1. Spodní rameno
2. Podložka s maticemi – uchycení čepu
3. Šroub nápravnice
4. Čep ramene
5. Matice čepu
6. Těhlice
7. Náboj kola s ložiskem
8. Matice poloosy
9. Stabilizátor
10. Pryžové uložení stabilizátoru
11. Uchycení stabilizátoru
12. Šroub stabilizátoru
13. Matice stabilizační tyčky
14. Stabilizační tyčka
15. Šroub uchycení tlumiče
16. Matice šroubu uchycení tlumice
17. Matice čepu řízení
18. Tlumiče pérování



OBRÁZEK 4.1: Strojařský rozpad přední nápravy osobního automobilu Škoda Fabia [23]

- 19. Nápravnice
- 20. Hliníková konzole pro uchycení spodního ramene
- 21. Uchycení stabilizační tyčky k tlumiči pérování
- 22. Umístění čepu řízení

Pro správné pochopení explodu je třeba i tyto jednotlivé konstrukční prvky vysvětlit:

Rameno – Spojení kola s karosérií automobilu.

Nápravnice – Pomocný rám sloužící k uchycení konstrukce zavěšení kola.

Čepy – Umožnění ramenům pohyb při propružení kola, ale zároveň omezit pohyb při působení příčných a podélných sil.

Těhlice – K těhlici jsou připevněna ramena přední a zadní nápravy, pružící a tlumící jednotky, hnací tyče, vozidlová kola, brzdové soustavy a především tyče řízení.

Náboj – Spojení kola s poloosou v případě, kdy je poloosa poháněna a odpojit v momentě, kdy poháněna není.

Stabilizátor – Zmenšení naklonění karoserie, zejména při průjezdu vozidla zatáčkou [11].

Tlumiče – Zajištění vysoké bezpečnosti jízdy a zvýšení jízdního pohodlí [6].

Kapitola 5

Řízení

Aby se kola při jízdě, ať už přímé nebo v zatáčce, správně odvalovala a aby řízení bylo snadné a stabilní, musí mít řízená kola a rejdové čepy geometrické odchylky od vertikální roviny. Tyto odchylky označujeme jako „geometrie řízení kol“, jehož prvky jsou úhel odklonu kola, příklon rejdové osy, poloměr rejdu, závlek a záklon rejdové osy a sbíhavost kol [7].

5.1 Geometrie řízení kol

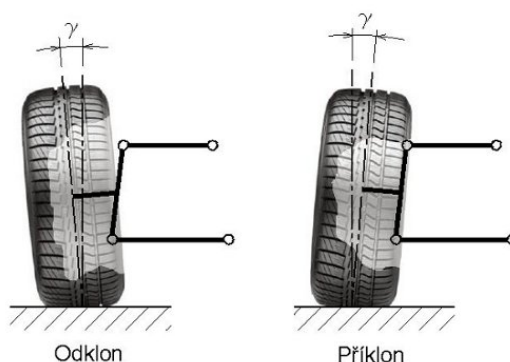
5.1.1 Úhel odklonu kola

Odklon je úhel kola ve svislém směru, stojíme-li za nebo před autem. Jestliže se kolo naklání vně vozidla, mluvíme o kladném odklonu. Pokud se naklání dovnitř, je uvažován záporně, tedy příklon. Oba typy sklonu kola vytváří axiální sílu, která zatěžuje ložiska, což má za následek zamezení kmitání kol.

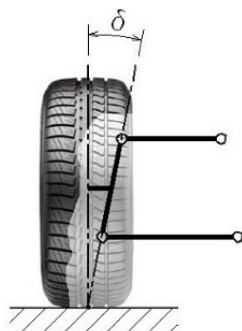
Nulový odklon je vhodný pro zrychlení v přímém směru, protože pneumatika je kolmo k vozovce. Při průjezdu zatáčkou je karoserie nakláněna vlivem odstředivých sil vně zatáčky, a proto je pro zatíženější vnější kola výhodnější příklon, pro vnitřní kolo je zase vhodnější odklon.

5.1.2 Příklon rejdové osy

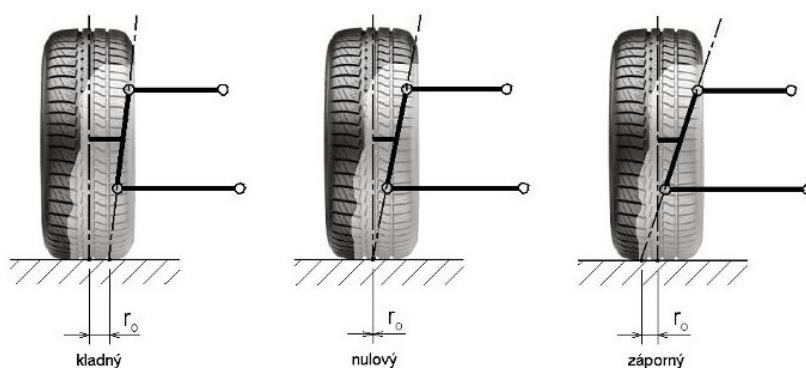
Jako příklon rejdové osy označujeme průmět úhlu mezi rejdovou osou a svislicí, tedy podélné roviny vozidla kolmé k vozovce, při pohledu zepředu. Tento úhel slouží k samočinnému vracení řízených kol do polohy pro přímou jízdu a zabraňuje třepetání kol.



OBRÁZEK 5.1: Úhel odklonu kola [24]



OBRÁZEK 5.2: Příklon rejdové osy [24]



OBRÁZEK 5.3: Poloměr rejdu [24]

5.1.3 Poloměr rejdu

Poloměr rejdu je vzdálenost, na které působí třecí síla mezi kolem a vozovkou. Z obrázku 5.3 lze vyčíst, že se jedná o rameno středu stopy kola a protnutí prodloužené rejdové osy s vozovkou. Dle polohy průsečíku těchto dvou os rozlišujeme poloměr rejdu na kladný, nulový a záporný. V praxi to znamená, že čím je poloměr rejdu větší, tím více je přední náprava citlivější na podélné síly. Pokud pojedeme po hladké vozovce, hnací síly přes čepy kola a valivé v opačném směru se vykrátí a auto pojedou rovně. Při nerovné vozovce se však rovnováha poruší, a aby auto jelo rovně, musí do řízení zasáhnout řidič. Proto se kvůli udržení stability nastavuje záporný poloměr rejdu [25].

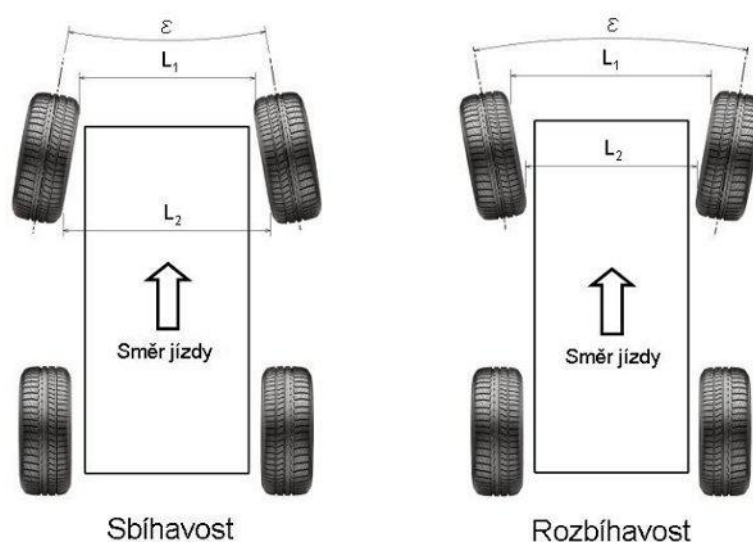
5.1.4 Záklon a závlek rejdové osy

Záklon je úhel sevření mezi rejdovou osou a svislé roviny kola při pohledu z boku. Závlek je v principu to samé, ale mluvíme o vzdálenosti mezi průsečíky těchto dvou os s vozovkou.

Kladný závlek kolo narovná při pohybu rovně a udržuje tak původní směr. Pokud je rejdová osa nakloněna a projíždíme zatáčkou, závlek způsobuje, že zatáčející vnější kolo získává příklon a vnitřní odklon. Jak již bylo zmíněno, toto řešení je vhodné pro průjezd zatáčkou, kdy se naklání celá karoserie.



OBRÁZEK 5.4: Zjevný záklon rejdové osy u motocyklu [26]

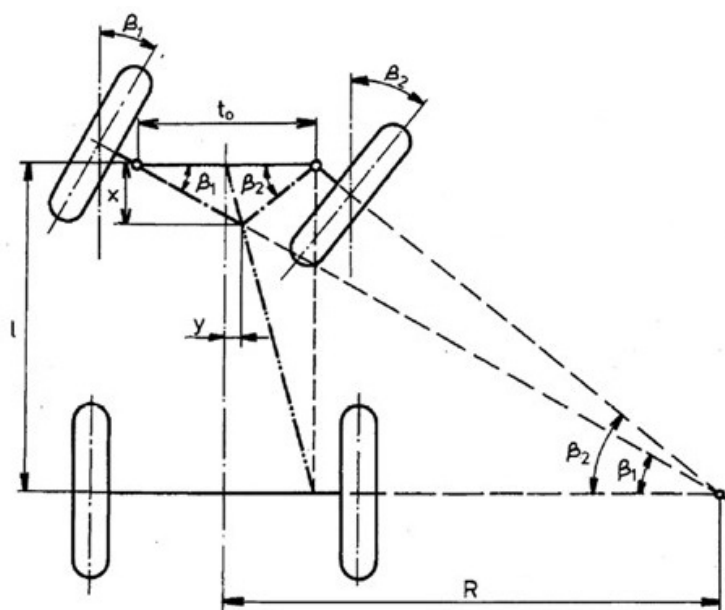


OBRÁZEK 5.5: Sbíhavost a rozbíhavost kol [27]

5.1.5 Sbíhavost kol

Úhlem sbíhavosti kol rozumíme rozdíl vzdáleností mezi vnitřními okraji ráfky kol při postavení kol do přímého směru. Pokud jsou osy kol přikloněna k podélné ose vozidla, mluvíme o sbíhavosti. Jsou-li odkloněna, jde o rozbíhavost.

Sbíhavost ovlivňuje směrovou stabilitu podvozku, řízení vozu a opotřebení pneumatik. Při správném úhlu sbíhavosti kola směřují do jednoho bodu před vozidlem a kola mají tendenci se při výchylce vracet a zůstat v původním směru. Nadměrná sbíhavost způsobuje rychlé opotřebení pneumatik a rozbíhavost způsobuje nestabilitu při přejezdu nerovností a má tendenci vozidlo natočit.



OBRÁZEK 5.6: Ackermannovo pravidlo řízení kol [28]

5.2 Mechanismus řízení

Aby se kola pouze odvalovala a nevznikalo smýkání pneumatik, musí natočení řízených kol v zatáčce splňovat určité geometrické podmínky. Při průjezdu zatáčkou opisuje každé dvoustopé vozidlo dvě kružnice s různými poloměry. Kružnice s větším poloměrem náleží vnějšímu kolu a ta menší zase kolu vnitřnímu. Ackermannovo pravidlo říká, že střed rejdových čepů přední nápravy leží na prodloužené ose rejdových čepů nápravy zadní v případě bočně nepoddajné pneumatiky. Chceme-li tento stav vyjádřit matematicky a stanovíme-li, že β_1 je úhel natočení vnějšího kola, β_2 úhel natočení vnitřního kola, l rozvor nápravy a t_0 vzdálenost os rejdových čepu, dle [7] platí:

$$\cot \beta_1 - \cot \beta_2 = \frac{t_0}{l}$$

V praxi však Ackermannovo pravidlo platí jen pro malé rychlosti a ideálně tuhá kola.

Kapitola 6

Adheze

Adhezi je možné popsat jako vlastnost pryže, která způsobuje její přilnavost k jiným materiálům tím, že dochází k dočasnému molekulovému spojení mezi dvěma povrchy [29].

Důležitou hodnotou velikosti přilnavosti je takzvaný součinitel adheze, který představuje soudržnost pneumatiky s vozovkou. Tato hodnota nabývá většinou hodnot menší jak 1, nicméně automobily se speciálními závodními pneumatikami mohou mít součinitel adheze i mnohonásobně větší než běžně používaná pneumatika.

Dva nejdůležitější činitele ovlivňující součinitele adheze dle [30] jsou:

- činitelé textury povrchu vozovky
- činitelé vlastností pneumatik.

6.1 Vliv stavu vozovky na adhezi

Vliv vozovky na adhezi má hned několik faktorů. Jedním z nich je množství vody na vozovce, který se ale projevuje až u rychlosti nad 50 km h^{-1} a floušťkou vodního filmu nejméně 2 mm, kdy se pod běhoun dostává tzv. vodní klín, který postupně odděluje pneumatiku od vozovky [30].

Jako další vliv je třeba uvést povrch vozovky, který se dělí na makrotexturu a mikrotexturu. Mikrotexturou rozumíme souhrn výstupků na jednotlivých zrnech kameniva vozovky, která ovlivňuje adhezi především při nízkých rychlostech. Makrotextura charakterizuje výstupky po celém povrchu vozovky a projevuje se při vyšších rychlostech. Dále určitě nesmíme opomenout vliv znečištění vozovky, stáří vozovky, vliv ročního období a teplota vozovky.

6.2 Vliv stavu pneumatiky na adhezi

Značný vliv stavu vozovky na adhezi (co se týče pneumatik) má vzorek pneumatiky a jeho ojetí. Dále pak složení pryže běhounu, zatížení kola a v neposlední řadě huštění pneumatik. Při nesprávném huštění se totiž zmenšuje styková plocha pneumatiky s vozovkou, což ovlivňuje nejen správnou přilnavost k vozovce, ale také zvyšuje spotřebu paliva a zvyšuje opotřebení dezénu.

Jak lze vidět na obrázku, při podhuštění pneumatiky se styková plocha zmenšuje směrem od středu, zatímco při přehuštění naopak do středu.



OBRÁZEK 6.1: Porovnání správného a špatného nahuštění pneumatik [31]

6.3 Vliv rychlosti na adhezi

Rychlost jízdy ovlivňuje interakci pneumatiky s vozovkou a tím přímo i součinitele adheze. Hodnota součinitele klesá, jestliže se zvětšuje rychlost jízdy. Za rychlosti 80 km/h je pokles adheze okolo 50 % oproti hodnotě při rychlosti nízké.

Na suchém povrchu vozovky je součinitel adheze nezávislý na absolutní rychlosti jízdy. Ovlivňuje ho míra skluzu po povrchu vozovky. Hodnota součinitele adheze u vozovky pokryté tajícím sněhem nebo mokré značně klesá při zvyšující se rychlosti jízdy z různých počátečních hodnot a libovolně strmě na různých površích vozovky [30].

Kapitola 7

Dynamika jízdy podvozku

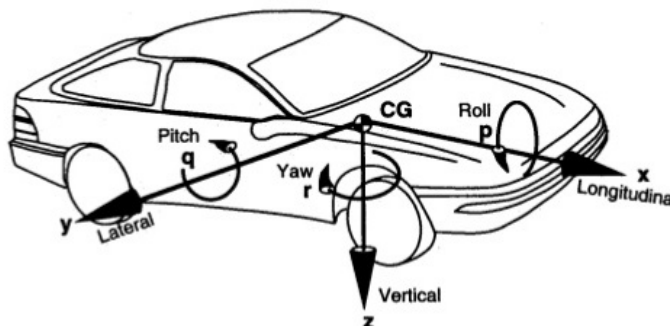
Síly a momenty jsou normálně definovány tak, v jakém směru působí na vozidlo. Pro správné chápání této problematiky je třeba definovat si souřadný systém vozidla, který se řídí tzv. pravidlem pravé ruky. Dle úmluvy celosvětového společenství, zabývajícím se leteckým, automobilovým a dopravním průmyslem, SAE International [32], je definován souřadný systém :

- x — přední a podélná rovina symetrie (jízda vozidla vpřed)
- y — boční rovina na pravé straně vozidla (stabilita vozidla)
- z — svislá rovina (tíha vozidla)
- p — rotace kolem osy x (kolebání)
- q — rotace kolem osy y (klonění)
- r — rotace kolem osy z (stáčení)

7.1 Druhý Newtonův zákon

Základním zákonem, z něhož vychází většina dynamických analýz, formuloval Isaac Newton: Zrychlení pohybu tělesa (hmotného bodu) je přímo úměrné působící síle a nepřímo úměrné jeho hmotnosti. Tento zákon nazýváme zákonem síly a lze ho zapsat vektorovou rovnicí:

$$\vec{F} = m \vec{a}$$



OBRÁZEK 7.1: Souřadný systém vozidla [32]

Za předpokladu, že $\vec{a} = \vec{g}$ získáme rovnici $\vec{F}_g = m\vec{g}$, což je rovnice podmínky vzniku interakce vozidla a vozovky, respektive rovnice vzniku síly potřebné pro přitlak.[9]

7.2 Dynamika zatížení náprav

Stanovení zatížení náprav vozidla za libovolných podmínek je první jednoduchou aplikací Druhého Newtonova zákona. Je to první důležitý krok v analýze akcelerace a brzdného výkonu. Zatížení náprav ovlivňuje zrychlení, stoupavost, maximální rychlost a tažnou sílu.

Hmotnost vozidla působí na jeho těžiště o síle rovnající se jeho hmotnosti vynásobenou gravitačním zrychlením g . Tato hodnota se liší podle konkrétního místa určení na planetě Zemi, nicméně s jistotou lze konstatovat, že na libovolném místě zemského povrchu lze přibližně stanovit hodnotu na $9,81m.s^{-2}$. Tíha vozidla může mít dvě složky, kosinus složku, která je kolmá k povrchu vozovky a sinus složku, která je rovnoběžná se silnicí. Pokud vozidlo zrychluje po silnici, je vhodné reprezentovat účinek ekvivalentní setrvačné síly, která je známá jako d'Alembertova síla. Ta je definována jako setrvačná síla, která kompenzuje vnější síly pohybujícího se tělesa.[33]

Dalšími složkami jsou normálové síly z pneumatik, jejich valivý a tažný odpor, aerodynamická síla a svislé a podélné síly působící za podmínky, že je k vozidlu připojen přívěs.

Kapitola 8

Geometrický model

Kvalitní parametrický model je výchozím předpokladem pro vytvoření reálného numerického modelu. Zadavatel poskytl parametrický model (CAD model) podvozku automobilu, na jehož základě jsem v aplikaci LS-PrePost vytvořila model numerický. Numerický model s několika různými počátečními podmínkami byl podroben numerické analýze s využitím řešiče LS-DYNA. Výsledky takovýchto dvou analýz jsou prezentovány v kapitole 9.

8.1 Tvorba modelu

Cest k vytvoření geometrického modelu se nabízí několikero. Patří sem například digitalizace, jejíž výsledkem je obraz reálného předmětu ve formě počítačového modelu. Nejedná se však o klasický CAD model, ale o síť bodů odebraných z předmětu. Digitalizace je používána především v případě fyzických předmětů, zejména při výrobních kontrolách.

Mezi další způsoby patří 3D skenování nebo parametrický model. Právě posledním zmíněným způsobem byl vytvořen podvozek automobilu použitý v této práci.

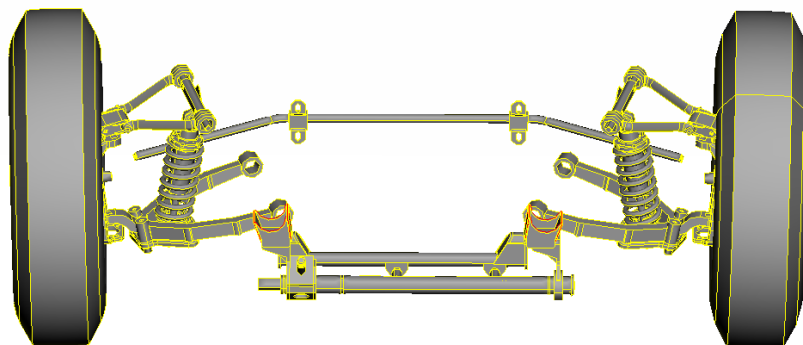
Parametrizace je nejčastěji využívanou metodou modelování. Metoda spočívá ve změření objektu a následném parametrickém modelování. Je potřeba změřit každou součástku, proto je tento způsob tvorby předmětů velmi přesný.

Můj geometrický model sestává z přední a zadní nápravy. Každá z nich je symetrického charakteru, což je užitečné při tvorbě MKP modelu.

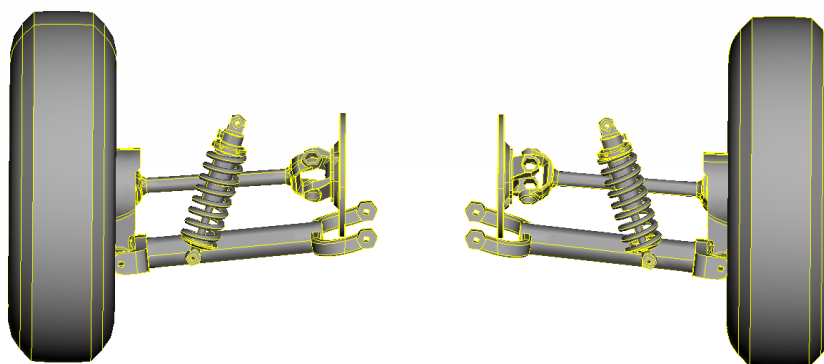
Všechna kola jsou zavěšena nezávisle. Přední lichoběžníková náprava s horními a dolními trojúhelníkovými rameny vsazena do tělesa uložení rameno — těhlice je odpružena vinutými pružinami a je vybavena příčným zkrutným stabilizátorem, jezdcem a teleskopickými tlumiči pérování. Nezbytné prvky přední nápravy jsou kotoučové brzdy, disky a pneumatiky. Přední náprava geometrického modelu je na obrázku 8.1.

Zadní náprava je tvořena těhlicí, z které vede spodní trubkovité vidlicové rameno. Horní rameno je z jedné strany spojené kardanovým kloubem s ložiskem k těhlici a z druhé strany rovněž pomocí kardanu s brzdovým kotoučem, který je umístěn na poloose v blízkosti diferenciálu. Každé kolo je odpružené teleskopickým tlumičem a vinutou pružinou. Rovněž u zadní nápravy nesmí být opomenuty disky a pneumatiky. Zadní náprava geometrického modelu je zobrazena na obrázku 8.2.

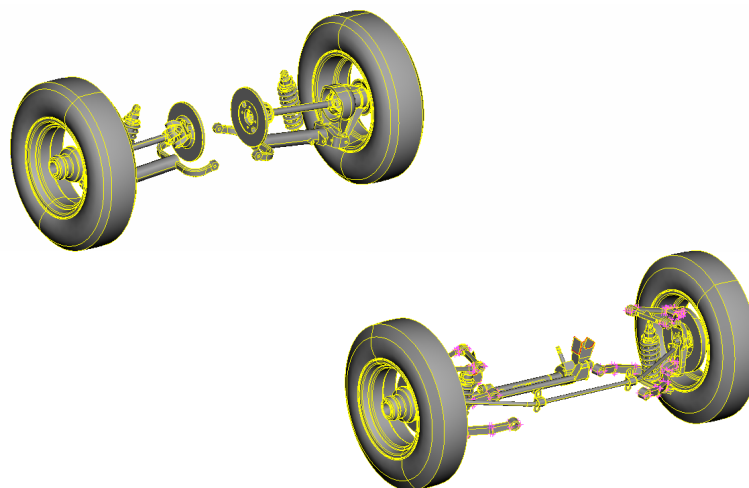
Odměřovány a modelovány byly záměrně jen díly potřebné pro následnou numerickou simulaci interakce vozidla a vozovky, nikoliv celé vozidlo.



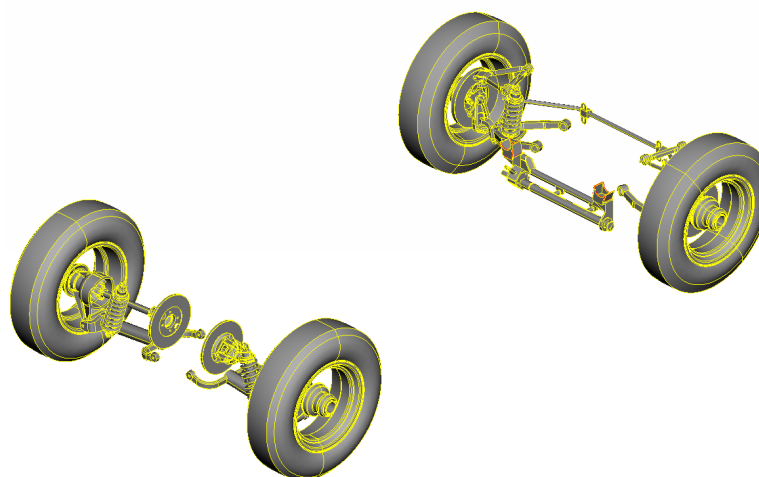
OBRÁZEK 8.1: Přední náprava geometrického modelu



OBRÁZEK 8.2: Zadní náprava geometrického modelu



OBRÁZEK 8.3: Výsledný geometrický model: pohled zepředu



OBRÁZEK 8.4: Výsledný geometrický model: pohled zezadu

Spojení mezi přední a zadní nápravou nebylo modelováno, nicméně tato vazba existuje a reprezentuje kostru a karoserii vozidla.

Pohled na geometrický model zepředu je zobrazen na obrázku 8.3, zezadu na obrázku 8.4.

8.2 Vyčištění modelu

V mnoha případech obsahují analyzované součásti nepodstatné části a detaily, které nehrají z pohledu analýzy potřebnou roli, a proto je nutno provést vyčištění geometrického modelu před jeho vysíláním.

V případě tvorby konečně-prvkového (MKP) modelu tyto části můžou významně zkomplikovat tvorbu sítě. Mezi tyto nepodstatné části patří například: malá zaoblení, otvory pro šrouby, malé dírky. Tyto části je nutno odstranit, avšak je potřeba jednat s rozmyslem. Například malý otvor může vyvolat lokální zvednutí napětí. Z tohoto důvodu se snažíme tedy odstranit takové části, které neleží v předpokládané oblasti maximálního napětí.

Kapitola 9

Numerický model

Tvorbu numerického modelu interakce vozidla s vozovkou a následné vyhodnocení výsledků jsem provedla v aplikaci LS-PrePost. LS-PrePost je moderní interaktivní program pro vytvoření samotného numerického modelu s názvem Pre-processing a pro zpracování výsledku analýzy z řešiče LS-DYNA pod názvem Post-processing. Uživatelské rozhraní je intuitivní a umožňuje snadné použití. LS-PrePost využívá OpenGL grafiku pro dosažení rychlého vykreslování [34].

Řešič LS-DYNA se zabývá rychlými nelineárními fyzikálními jevy. Primárně je určen pro velké deformace, které probíhají v krátkém časovém úseku. Tento řešič se nejčastěji využívá pro crash simulace.

9.1 Systém jednotek

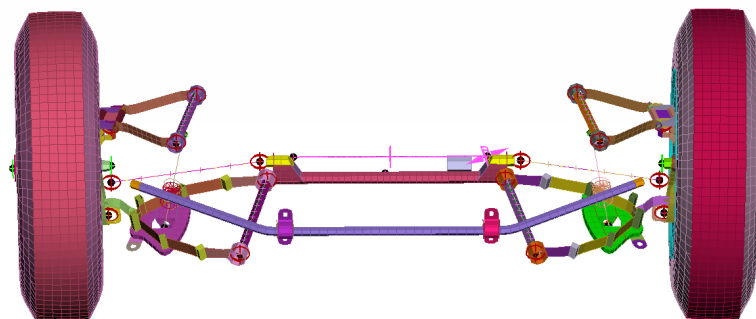
Veškeré definice numerického modelu se nastavují v programu LS-PrePost. Tento program nepracuje se základními jednotkami SI, ale v jejich poměrech. Při zadávání hodnot je nutné si uvědomit, v jakých jednotkách se budou jednotlivé veličiny zadávat a tyto jednotky je nutné poté dodržovat během celé tvorby numerického modelu. Systém jednotek je uveden v tabulce 9.1. Systém jednotek jsem převzala z oficiálních stránek pro LS-DYNA.

9.2 Volba sítě

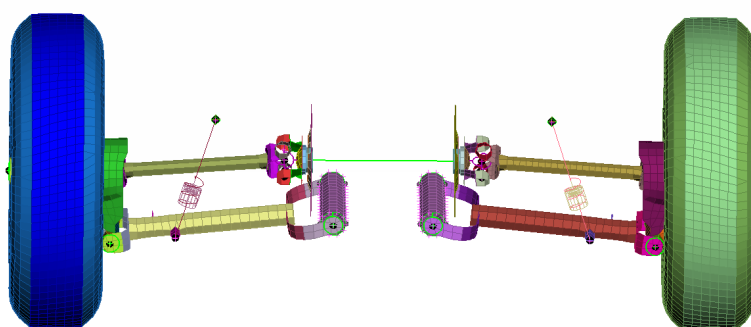
Geometrický model je primárně určen k výrobním účelům. Je vytvořen z objemových prvků, které jsou však pro potřeby numerické analýzy nevhodné. Pokud se z objemového prvku vytvoří síť, vznikne mnohem náročnější síť prvků než u součásti plošné a tím pádem dochází i k navýšení

Hmotnost	tuna	t
Délka	milimetr	mm
Čas	sekunda	s
Síla	Newton	N
Napětí	MegaPascal	MPa
Hustota	tuna na milimetr krychlový	t/mm ³
Rychlost	milimetr za sekundu	mm/s
Energie	Newton na milimetr	N · mm

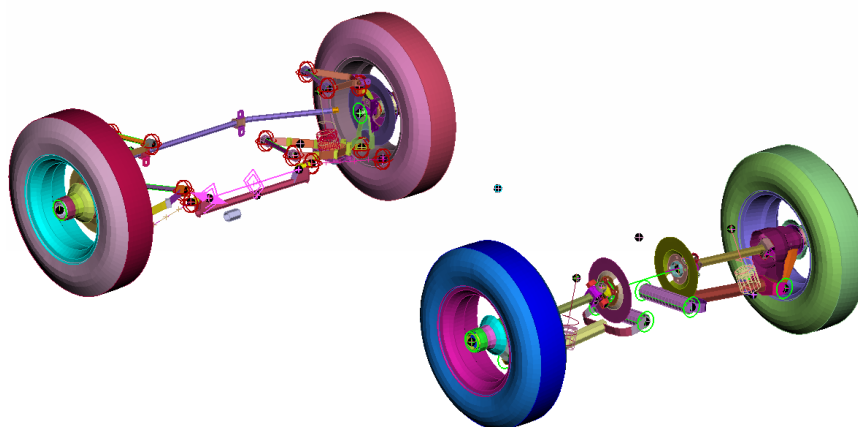
TABULKA 9.1: Systém jednotek



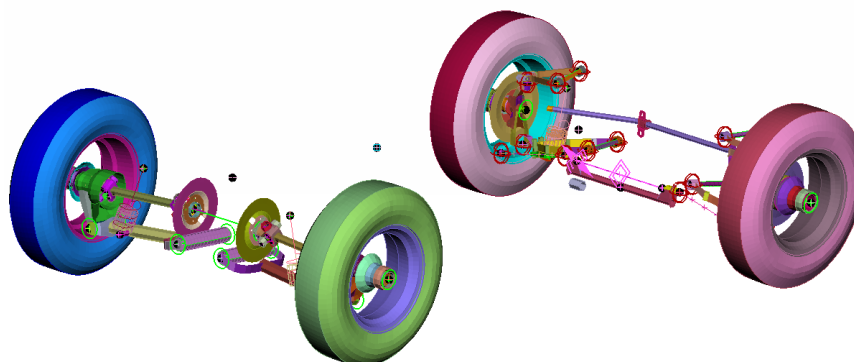
OBRÁZEK 9.1: Výsledný numerický model přední nápravy



OBRÁZEK 9.2: Výsledný numerický model zadní nápravy



OBRÁZEK 9.3: Výsledný numerický model: pohled zepředu



OBRÁZEK 9.4: Výsledný numerický model: pohled zezadu

výpočtového času, což je nežádoucí. Takový výpočet mnohdy nepřináší ani kvalitnější výsledky.

Nicméně někdy je zachování dílu (části modelu) jako objemového prvku nezbytné. Můj model je přibližně z pěti procent tvořen objemovými částmi — solid. Zbytek modelu jsem vytvořila jako skořepinu — shell, protože dvě strany dílu velikostně převládaly oproti straně třetí.

Z větší části jsem tedy vytvořila model tenkostěnný. Plochy jsou vytvořeny pomocí střednicových rovin jednotlivých dílů, kterým lze přiřadit tloušťka. Díky tomu můžou bez problémů reprezentovat objemová tělesa, aniž by byly porušeny skutečné vlastnosti jednotlivých konstrukčních prvků. Střednicové roviny musí co nejlépe charakterizovat jednak geometrické těleso a také jeho moment setrvačnosti. Kvalitně vytvořená síť je jedním z hlavních předpokladů úspěšného výpočtu numerického modelu.

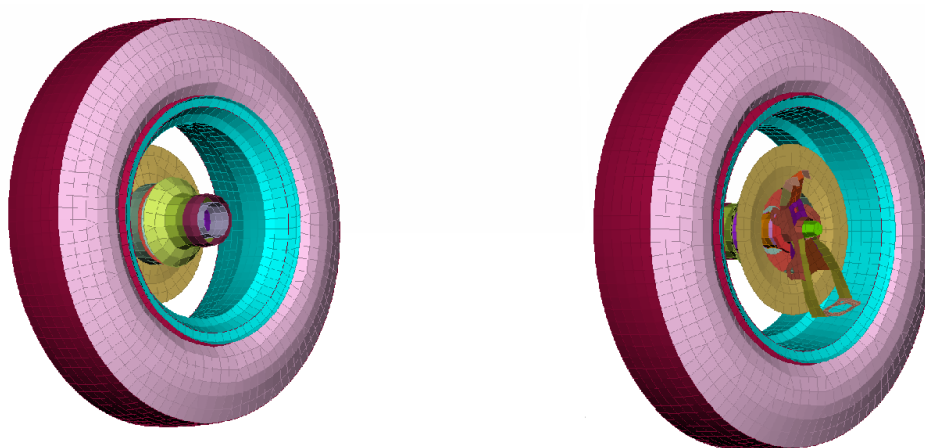
Některé detaily, které nemají vliv na hlavní funkci podvozku, jsou v numerickém modelu zanedbány.

Velikost elementů sítě jsem vybírala tak, aby počet prvků nebyl zbytečně moc vysoký, ale aby výpočet výsledků proběhl s co nejmenší chybou a zároveň v co nejkratší možné dobu. Menší velikost elementů jsem přiřadila k součástem asymetrickým a detailně vymodelovaným. Pneumatiku, brzdové kotouče a disky jsem síťovala většími elementy z důvodu jejich symetričnosti a jednoduchosti. Velikost elementů jsem se snažila dodržovat okolo 20 mm.

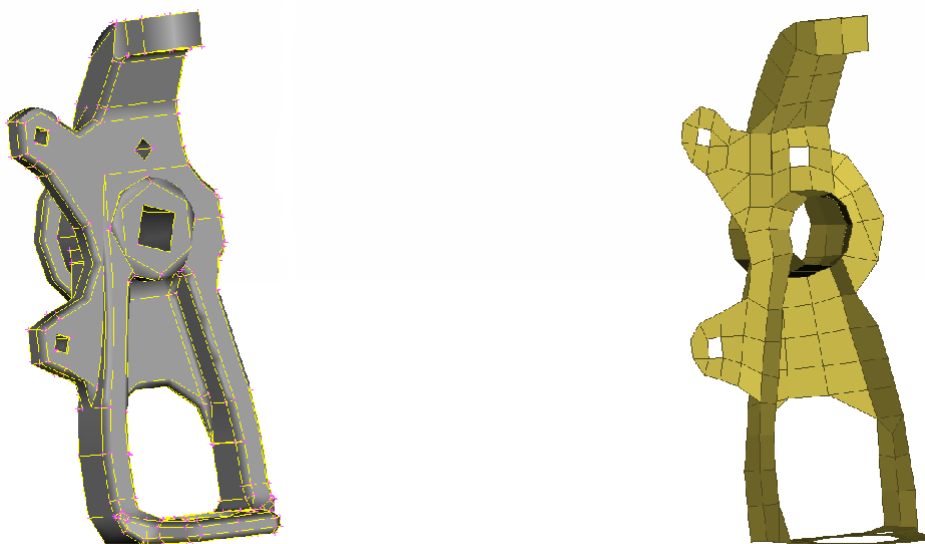
Výsledný numerický model je zobrazen na obrázcích 9.1, 9.2, 9.3 a 9.4.

9.3 Síť kola

Samostatné kolo se skládá z několika konstrukčních částí, a to z běhounu, bočnice a ráfku. Velikost elementů jsem zvolila 20 mm, protože se jedná z větší části o konstrukčně symetrické části, které kromě zjednodušení pomocí střednicových rovin nepotřebovaly další kroky k úpravě. Ke kolu je připevněna těhlice pomocí náboje s ložiskem a hřídele. Síť kola je možno vidět na obrázku 9.5 a její vytvoření nebylo příliš složité.



OBRÁZEK 9.5: Numerický model kola: pohled ze stran



OBRÁZEK 9.6: Porovnání geometrického a numerického modelu těhlice

9.4 Síť přední těhlice

Přední těhlice je konstrukčně velmi složitá součást, která po vytvoření střednicové roviny potřebovala ještě velké úpravy. Kvůli její asymetričnosti není síť tvořena pouze z lichoběžníků tvořených čtyřmi uzly, ale i z trojúhelníků, které však nejsou v numerickém modelu příliš žádoucí. Nicméně počet trojúhelníků není natolik vysoký, takže nepravidelná síť se nepromítla do konečného výpočetního času. Porovnání geometrického a numerického modelu těhlice je zobrazeno na obrázku 9.6. Vytváření této sítě bylo velmi náročné. Všechny další části podvozku byly podobně komplikované nebo jednodušší.

TABULKA 9.2: Materiálové charakteristiky jednotlivých částí

Part	Pneumatika	Ostatní
Materiál	MAT 1 MAT_ELASTIC	MAT 20 MAT_RIGID
Hustota [t/mm^3]	$4,0598e^{-9}$	$7,85e^{-9}$
Youngův modul pružnosti [MPa]	2461	210000
Poissonovo číslo	0,323	0,3

9.5 Definice materiálů

Podvozky osobních automobilů se obvykle vyrábí buď z oceli, nebo ze slitin hliníku.

Kvůli absenci znalosti materiálu použitých na zpracovávaném podvozku jsem zvolila materiálové charakteristiky konstrukční oceli, kterou jsem použila na většinu částí (partů) podvozku. Odlišný materiál jsem definovala u pneumatik a také u pružin s tlumičem (podrobněji popsáno v následujících kapitolách).

Materiálové charakteristiky použité na podvozku automobilu mohou obecně rozdělit do dvou základních skupin:

- rigidní těleso – nedeformovatelné, dokonale tuhé
- nerigidní těleso – deformovatelné

Použité materiálové charakteristiky jednotlivých částí jsou společně s materiálovými vlastnostmi uvedeny v tabulce 9.2

9.6 Definice rámu

Důležitým parametrem zajišťující vzdálenost předních a zadních kol je rozvor. Ten je zajištěn rámem vozidla, který ale nebyl fyzicky modelován, protože místo něj lze aplikovat matematickou vazbu. Nejdříve bylo potřeba vytvořit v numerickém modelu nový centrální díl, ke kterému se vztáhly upínací části. Připojení jednotlivých dílů na podvozek, diferenciál a odpružení jsem vytvořila vazbou RIGID_BODIES. Mezi tyto díly patří:

- Přední náprava:
 - Stabilizátor (do provedených analýz nebyl zahrnut)
 - Třmeny stabilizátoru
 - Závěs horního a spodního ramene
 - Závěs pro upevnění pružin a tlumičů
- Zadní náprava:
 - Ložiska diferenciálu
 - Závěs spodního ramena na diferenciálu
 - Závěs pro upevnění pružin a tlumičů.

9.7 Definice vazeb mezi jednotlivými díly

Základní vazbou je uživatelsky definovaná vazba, která umožňuje pomocí výběru souřadného systému a omezení v jednotlivých směrech navolit libovolnou okrajovou podmínku.

Definování vazeb je další ze stěžejních částí této práce. Aby model správně fungoval, je potřeba, aby žádná z vazeb nechyběla, ale ani nebyl model zbytečně převazben.

Proto z důvodu možnosti nadefinování vazeb nebylo nutné tyto vazby fyzicky modelovat. Jedná se o otočná (rotační) spojení, kulová spojení, rigidní vazby, kardanové spojení a translační vazbu. Z hlediska numerických výpočtů se jedná o matematické vazby, které se řídí dle počtu stupňů volnosti.

Vazby jsem vytvořila následovně:

- Rigidní vazba: funkce RIGID_BODIES
- Kulové spojení: funkce JOINT_SPHERICAL
- Otočná spojení: funkce JOINT_REVOLUTE
- Kardanové spojení: funkce JOINT_UNIVERSAL
- Translační spojení (posun): funkce JOINT_TRANSLATIONAL
- Translační motor: funkce TRANSLATIONAL_MOTOR
- Rotační motor: funkce ROTATIONAL_MOTOR

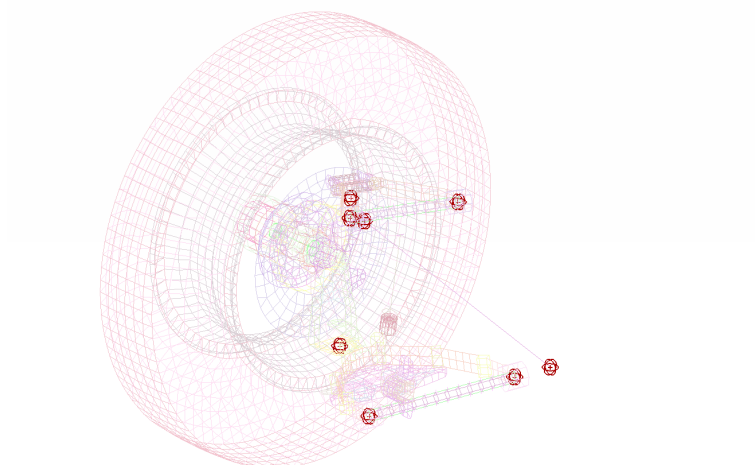
Tato spojení se vytváří podle uzlů, které jsou součástí jednotlivých dílů. Výběr těchto uzlů se však řídí určitými pravidly, která je potřeba dodržovat. Umístění bodů pro správné fungování vazeb je uvedeno na obrázcích znázornění principu nadefinování jednotlivých typů spojení 9.8, 9.10, 9.12, 9.14. Při nadefinování těchto vazeb jsou díly pak mezi sebou spárovány a vznikají matematické vazby, které reprezentují vazby skutečné.

Rigidní vazbu definovanou funkcí RIGID_BODIES jsem použila pro pevné spojení kola a náboje s ložiskem, dále pro jednotlivé díly horních a spodních ramen a pro stabilizátory s jezdcem. Tato vazba umožňuje k vybranému rigidnímu dílu přiřadit další rigidní díl, který bude v prostoru zachovávat stejná posunutí a pootočení.

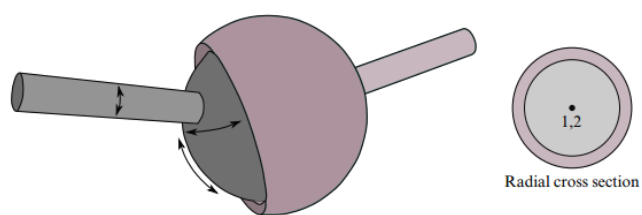
Body pro definici JOINT_SPHERICAL se nachází v ose rotace. Kloub v prostoru zakazuje translační pohyb a umožňuje pohyb rotační kolem všech hlavních os. Vazbu jsem použila například na přední nápravě mezi těhlicí a horním a spodním ramenem. Zobrazení funkce JOINT_SPHERICAL na modelu přední nápravy je na obrázku 9.7.

Pro spojení JOINT_REVOLUTE se body musí nacházet v ose rotace mezi díly. Daným tělesům je tak umožněn pouze rotační pohyb v této ose. Tuto vazbu jsem vytvořila u brzdových kotoučů, kola u uložení dolních zadních ramen nápravy. Zobrazení funkce JOINT_RE_VOLUTE na modelu přední nápravy je na obrázku 9.9.

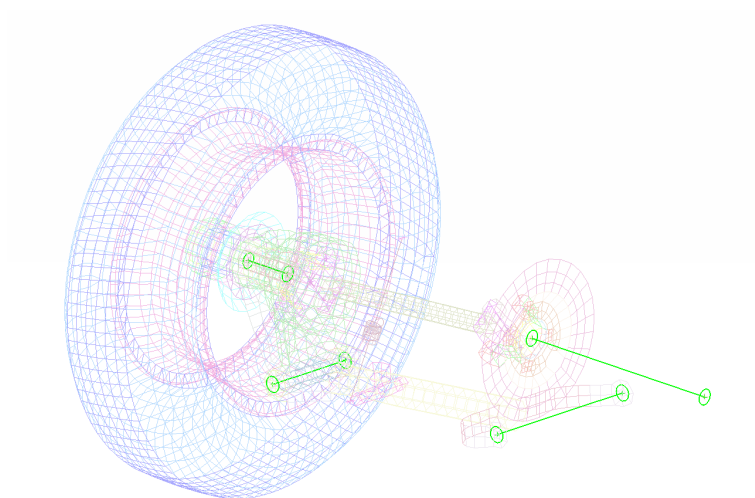
Aby jednotlivé vazby fungovaly, je nutné vytvořit externí bod, který se přiřadí k danému bodu dílu. Tato funkce se jmenuje EXTRA_NODES_SET a zajišťuje svázání bodu a tuhé části. Z toho vyplývá, že párování může proběhnout pouze mezi bodem a rigidním tělesem.



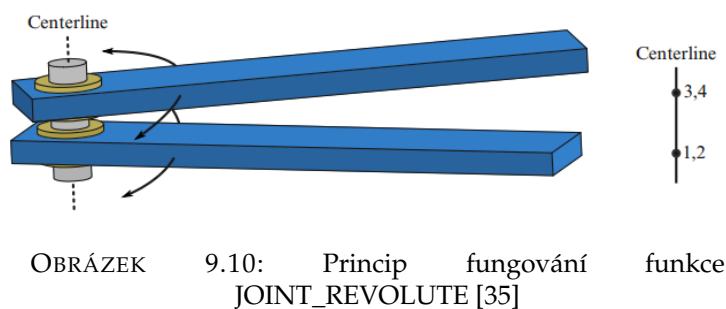
OBRÁZEK 9.7: Zobrazení funkce JOINT_SPHERICAL na přední nápravě



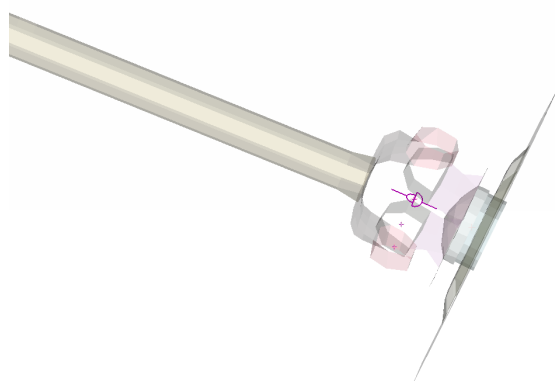
OBRÁZEK 9.8: Princip fungování funkce JOINT_SPHERICAL [35]



OBRÁZEK 9.9: Zobrazení funkce JOINT_REVOLUTE na přední nápravě



OBRÁZEK 9.10: Princip fungování funkce JOINT_REVOLUTE [35]



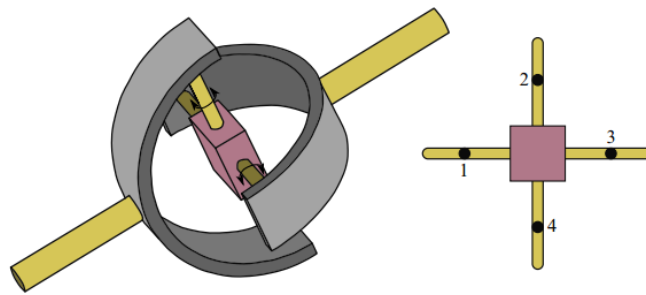
OBRÁZEK 9.11: Zobrazení funkce JOINT_UNIVERSAL na zadní nápravě

Funkce JOINT_UNIVERSAL představuje kardanový kloub, který se skládá ze dvou navzájem kolmo umístěných vidlic spojených s kříženými osami v úhlu 90° . Kloub funguje jako spojka pro přenos točivého momentu. Vazbu jsem použila na zadní nápravě, kde je horní rameno uchyceno pomocí kardanu z jedné strany k těhlici a z druhé k brzdovému kotouči. Zobrazení funkce JOINT_UNIVERSAL na modelu zadní nápravy je na obrázku 9.11.

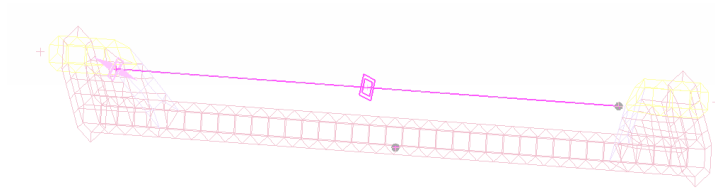
JOINT_TRANSLATIONAL je funkce umožňující translační pohyb v jedné ose pomocí definování trojúhelníku, který udává normálu a osu, ve které se díl může posunout, rotace je zakázána. Jak lze vidět na obrázku 9.14, druhá trojice bodů definuje pohyb předmětu v určené ose. Vazbu jsem použila na jezdce u přední nápravy. Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL u jezdce je na obrázku 9.13.

Funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR definuje translační motor mezi dvěma rigidními tělesy. Dle obrázku 9.16 je patrné, že první uzel patří jednomu z rigidních částí, druhý a třetí uzel ostatním. Tuto funkci jsem přiřadila jezdci u přední nápravy. Translační motor u jezdce je zobrazen na obrázku 9.15.

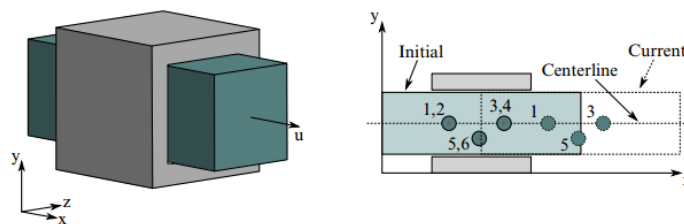
Rotací motor je definován funkcí JOINT_ROTATIONAL_MOTOR a stejně jako u motoru translačního funguje mezi dvěma rigidními tělesy. Funkci jsem definovala na pravé a levé hřídeli diferenciálu, kde jsou umístěny zadní brzdy. Princip fungování této vazby je zobrazen na obrázku 9.17, přiřazení funkce hřídeli je zřejmé z obrázku ?? .



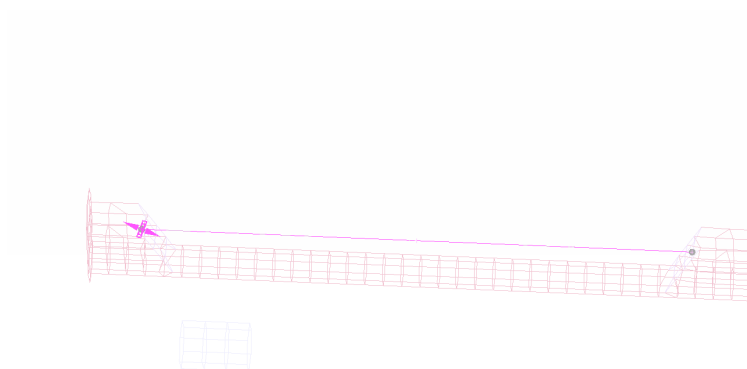
OBRÁZEK 9.12: Princip fungování funkce JOINT_UNIVERSAL [35]



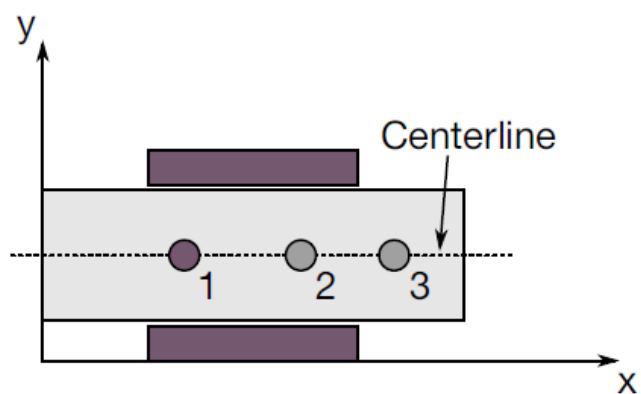
OBRÁZEK 9.13: Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL na jezdcí



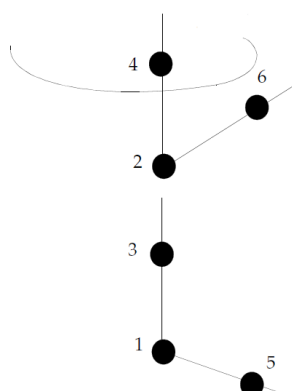
OBRÁZEK 9.14: Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL [35]



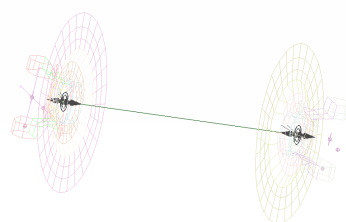
OBRÁZEK 9.15: Zobrazení funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR na jezdcí



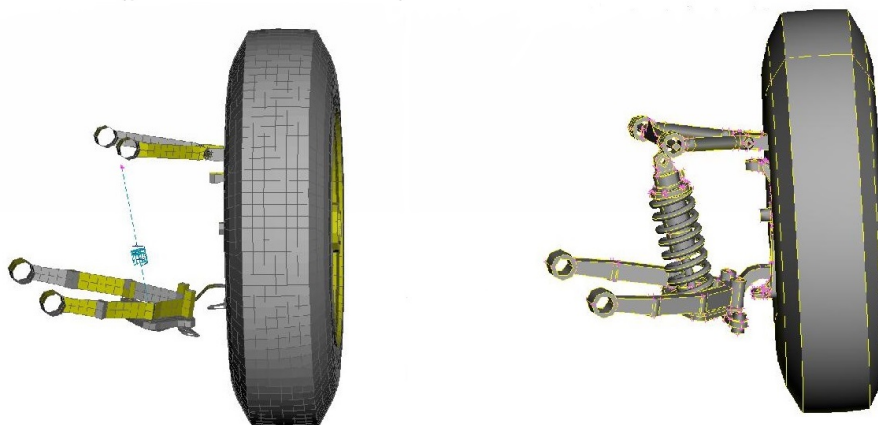
OBRÁZEK 9.16: Princip fungování funkce JOINT_TRANSLATIONAL_MOTOR [35]



OBRÁZEK 9.17: Princip fungování funkce ROTATIONAL_MOTOR [35]



OBRÁZEK 9.18: Zobrazení funkce ROTATIONAL_MOTOR na hřídelích



OBRÁZEK 9.19: Porovnání geometrického modelu a numerické vazby pružiny s tlumičem

Každému uzlu, kterému jsem přiřazovala vazby, jsem z důvodu dynamiky přiřadila hmotnost 1 g.

9.8 Definice odpružení

V geometrickém modelu je znázorněna pružicí soustava jako jeden díl skládající se z pružiny a z tlumiče. Ten však není potřeba modelovat a posléze síťovat, ale postačí pouze znalost tuhosti pružiny, útlumu tlumiče a dvou elementů, které určují umístění pružiny a tlumiče mezi dva díly. Definováním této materiálové charakteristiky do bodů, které reprezentují uložení tlumiče s pružinou, vznikne požadovaná matematická vazba. Porovnání geometrického modelu a numerické vazby pružiny s tlumičem na přední nápravě je zobrazen na obrázku 9.19.

Po provedení několika testovacích výpočtů jsem odhadla tuhost pružin na 180 N/mm a útlum tlumiče na 10 l.

9.9 Definice pneumatiky

Pneumatika je charakterizována jak materiálovými vlastnostmi pryže 9.2, tak tlakem vzduchu uvnitř, který pneumatiku rozpíná. Celý plášť pneumatiky je tak namáhán na normálový tlak od rozpínajícího se tlaku vzduchu.

Vlastnosti elastického materiálu použitého u pneumatik a definici tlaku jsem převzala z ukázkových příkladů pro LS-DYNA. Díky tomu jsem mohla použít reálnou hodnotu Youngova modulu pružnosti a hustoty, který byl využit v mém modelu.

Pro definici tlaku v pneumatice jsem použila funkci AIRBAG_SIMPLE_PRESSURE_VOLUME.

Standartně se používá hodnota tlaku v pneumatice pro osobní automobily od 2 bar do 3 bar, tedy od 200 kPa do 300 kPa. Ve svém modelu jsem stanovila vnitřní tlak pneumatiky na 0.3 MPa.

9.10 Dovažování numerického modelu

Hmotnost skutečného automobilu byla odhadnuta zadavatelem na 1.19 t. Hmotnost numerického modelu je rozložena do všech uzlů a činí 0.31 t. Výsledný numerický model jsem tedy musela dovážit tak, abych dosáhla celkové hmotnosti automobilu. Model jsem tedy zvýšila o:

- Hmotnost posádky — 0.28 t
- Hmotnost motoru — 0.4 t
- Hmotnost nádrže a diferenciálu — 0.2 t.

9.11 Definice vozovky

Pro numerickou studii interakce vozidlo — vozovka jsem zvolila suchý asfalt v kontaktu s pryží, kde koeficient tření činí $\mu = 0.55$ [36].

Vozovku jsem z důvodu co největšího zjednodušení zvolila jako dokonale tuhouněkonečnou rovinu, jejíž princip je takový, že jakýkoliv koncový bod sítě nesmí projít za hranici této rigidní desky. Rovinu jsem položila kolmo k ose z – vodorovná rovina.

9.12 Stanovení okrajových podmínek

Při jakémkoliv zkoumání jevu v systému se neobejdeme bez specifikace interakce řešeného prostředí s okolím. Proto, aby model správně dosedl na vozovku, je třeba stanovit okrajové podmínky společné pro všechny analýzy. Tímto společným prvkem je gravitační zrychlení, jehož hodnota činí $9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, které je aplikováno na všechny části celého modelu.

Kapitola 10

Numerická analýza

Pro všechny analýzy jsem použila vytvořený numerický model. V každé analýze jsem pouze definovala jiné počáteční podmínky, které jsou specifické pro danou řešenou situaci.

10.1 Analýza I

V první analýze se zabývám jízdou podvozku s definovanou počáteční rychlostí. To v praxi znamená, že zkoumaný objekt je “vhozen” v požadovaném směru a s požadovanou rychlostí do prostředí. Rychlost jsem přiřadila jak každé části modelu, tak každému uzlu, ke kterému jsem v numerickém modelu přiřazovala vazby. Rotujícím dílům jsem k translační rychlosti dodala i odpovídající rychlost rotační respektující směr pohybu.

Počátečními podmínkami jsou v této analýze dvě varianty rychlosti. První je varianta v rychlosti 50 km/h, což odpovídá 13 888.89 mm/s, a úhlové rychlosti 38.05 rad/s. Druhou variantou je rychlost 100 km/h, což odpovídá rychlosti 27 777.78 mm/s, a úhlové rychlosti 76.10 rad/s. V analýzách jsem použila translační motor, kterým řídím úhel natočení kol. Translační motor jsem definovala tak, aby v čase 1.5 s posunul jezdce vpravo, pravou stranu jsem definovala jako zápornou. Tak dojde k natočení přední nápravy vlevo a tím pádem k zatočení celého podvozku. Časová funkce posunu jezdce je zobrazena v grafu 10.1, kde osa x představuje čas v s a osa y posunutí v mm.

Rychlost 50 km/h

Jedna ze sledovaných veličin Analýzy I je kinetická energie, která je definovaná vzorcem

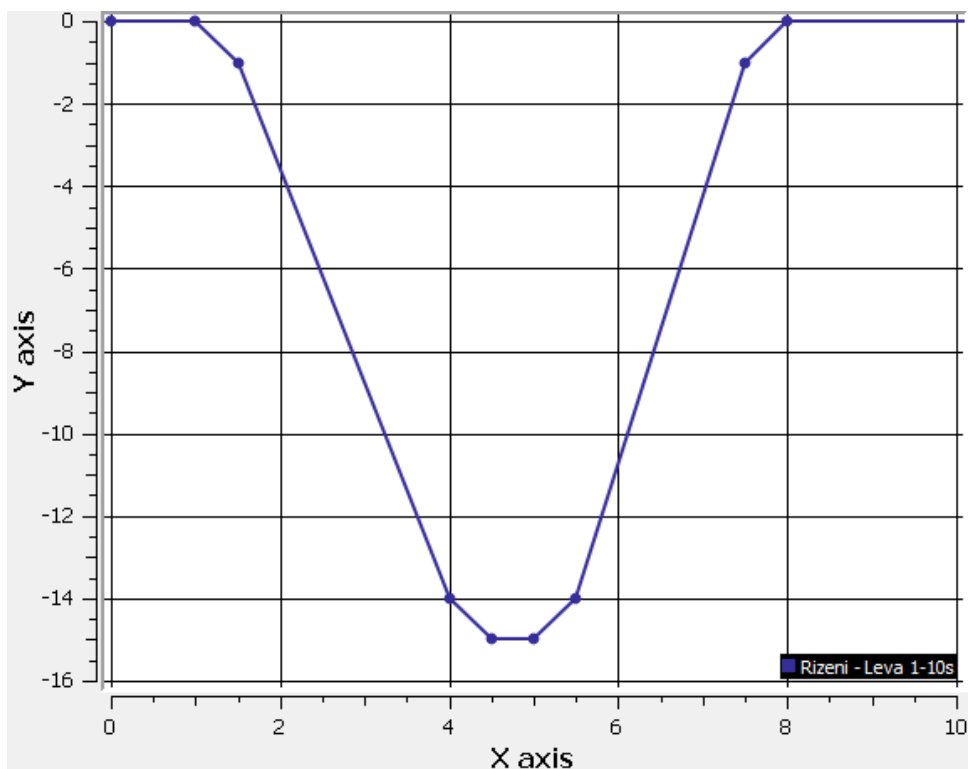
$$E_k = \frac{1}{2}mv^2$$

Pro rychlost 50 km/h lze kinetickou energii dopočítat a výsledek porovnat s výstupem Analýzy I, který je čitelný v grafu 10.2.

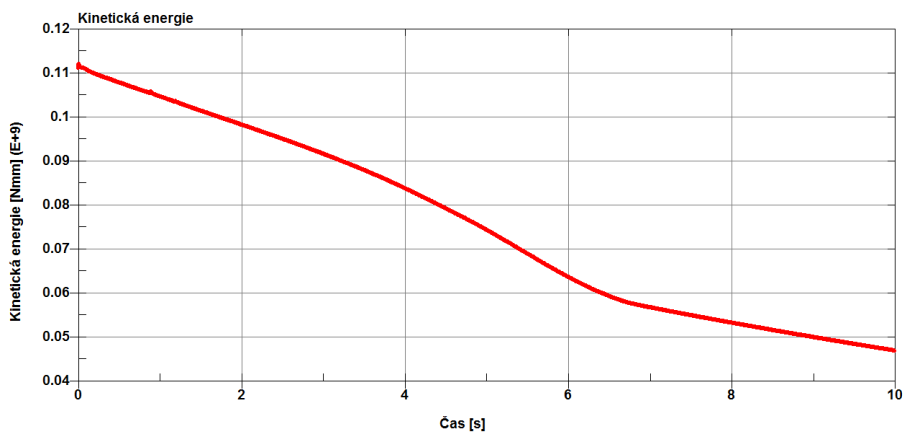
$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}1,19.13888,89^2 = 0,11\text{GN} \cdot \text{mm}$$

Po srovnání vypočteného výsledku s výstupy Analýzy I můžu konstatovat, že kinetická energie při počáteční rychlosti numerického modelu podvozku odpovídá teoretické kinetické energii.

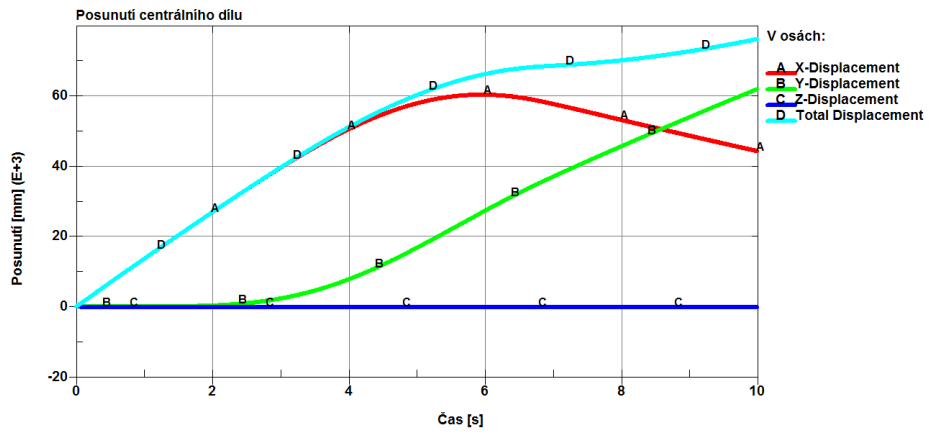
U první analýzy dále při rychlosti 50 km/h sleduji celkové posunutí centrálního dílu i složky v čase 10.3, celkovou rychlost a její složky 10.4, zrychlení 10.5 a sílu v pružinách 10.6.



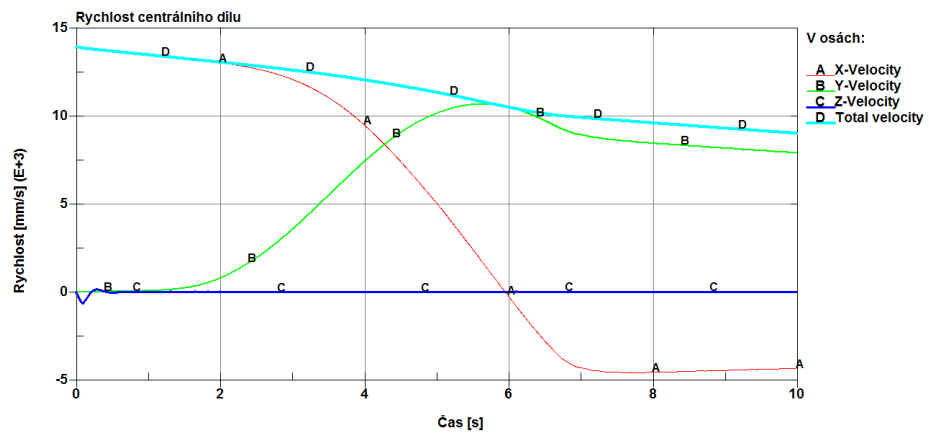
OBRÁZEK 10.1: Časová funkce posunu jezdce



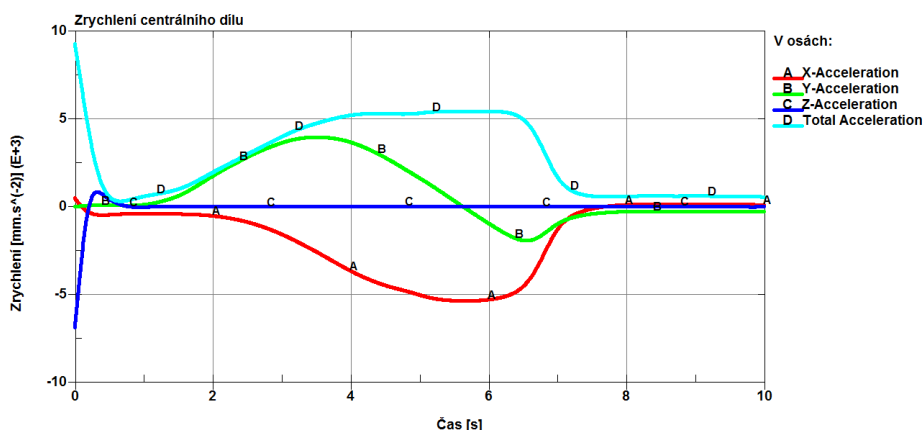
OBRÁZEK 10.2: Kinetická energie při rychlosti 50 km/h



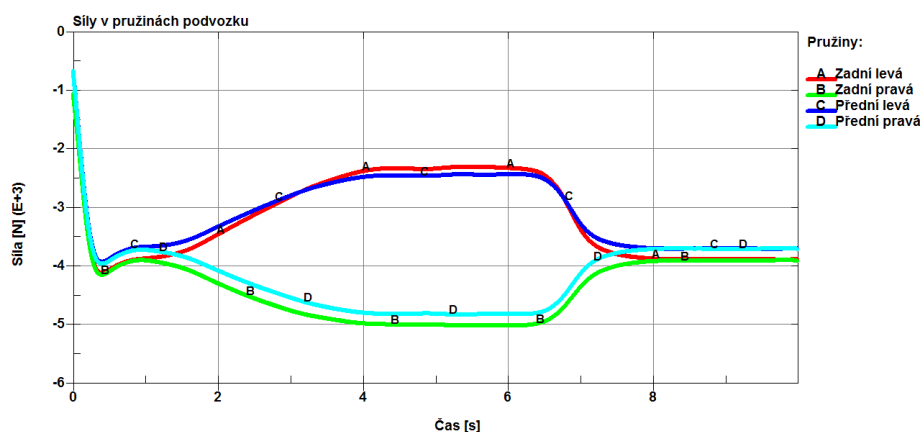
OBRÁZEK 10.3: Posunutí centrálního dílu při rychlosti 50 km/h



OBRÁZEK 10.4: Rychlost centrálního dílu při rychlosti 50 km/h



OBRÁZEK 10.5: Zrychlení centrálního dílu při rychlosti 50 km/h



OBRÁZEK 10.6: Působení sil v pružinách při rychlosti 50 km/h

Grafy zrychlení a působení sil v pružinách byly zahlceny šumem, proto jsem použila v řešiči LS-DYNA *bw* filtr s frekvencí 1000 ms, který odfiltrovává vysoké frekvence.

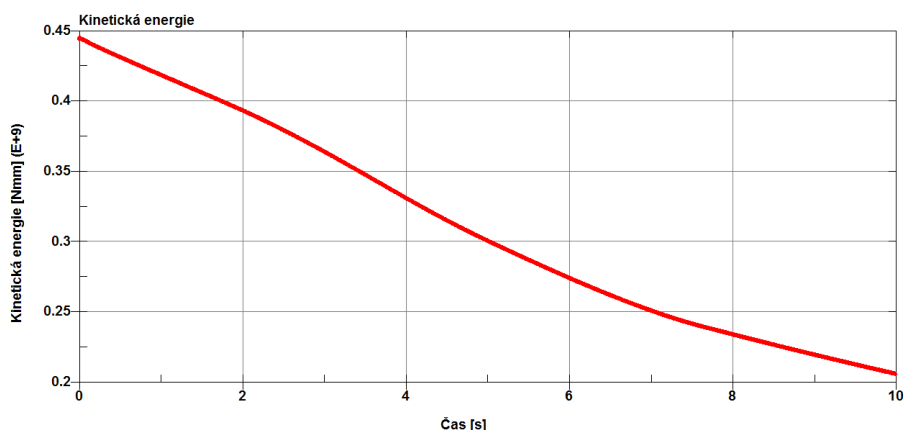
Na začátku grafu 10.6 je vidět dosednutí podvozku na vozovku, kdy dojde ke stlačení pružin, a to přibližně v čase 0.2 s. Podvozek dále zatáčí vlevo, kdy očekávám, že pružiny na levé straně podvozku, kvůli působení odstředivé síly, budou méně stlačeny oproti straně pravé. Tento popis odpovídá i grafu 10.6, proto i u pružin můžu konstatovat, že se chovají v numerickém modelu tak, jak bych očekávala ve skutečnosti.

Rychlost 100 km/h

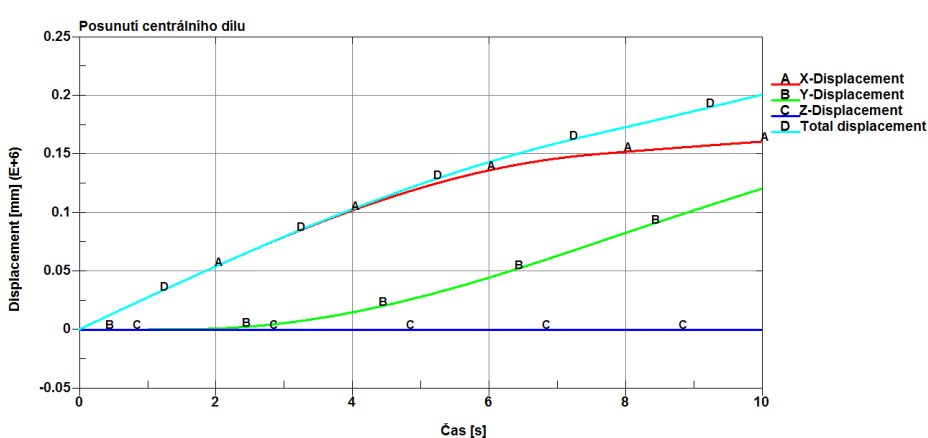
I pro rychlost 100 km/h porovnávám vypočtenou hodnotu kinetické energie s hodnotou naměřenou v konečně-prvkovém řešiči 10.7.

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}1,19.27777,78^2 = 0,45\text{GN} \cdot \text{mm}$$

Tedy i pro rychlost 100 km/h můžu konstatovat, že výsledek numerického modelu odpovídá vypočtené hodnotě.



OBRÁZEK 10.7: Kinetická energie při rychlosti 100 km/h



OBRÁZEK 10.8: Posunutí centrálního dílu při rychlosti 100 km/h

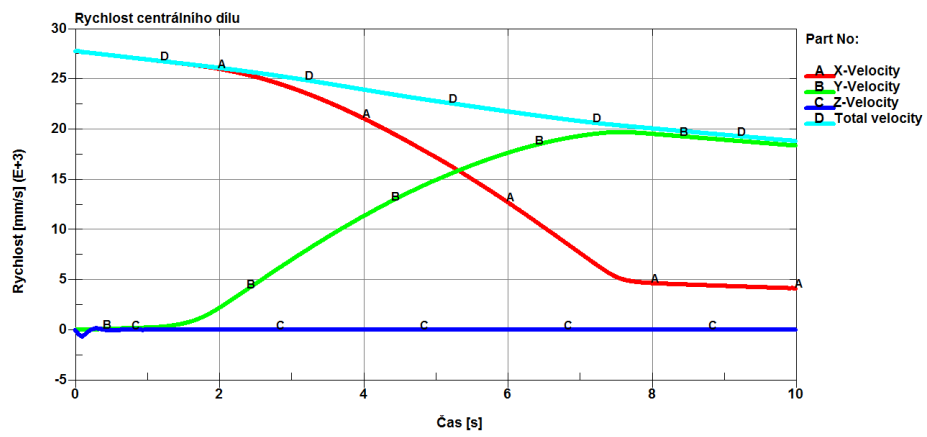
U první analýzy dále při rychlosti 100 km/h sleduji celkové posunutí centrálního dílu i složky v čase 10.8, celkovou rychlost a její složky 10.9, zrychlení 10.10 a sílu v pružinách 10.11.

Grafy zrychlení a působení sil v pružinách byly i při rychlosti 100 km/h zahlceny šumem, proto jsem použila v řešiči LS-DYNA *bw* filtr s frekvencí 1000 ms, který odfiltrovává vysoké frekvence.

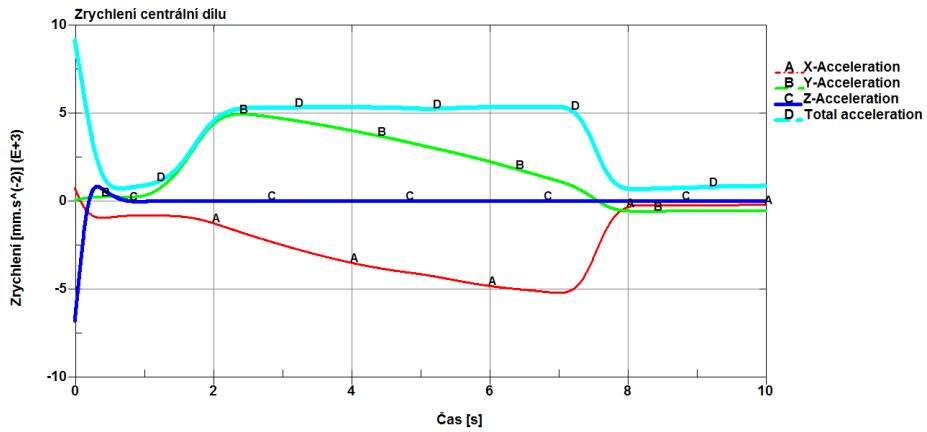
Na začátku grafu 10.11 je vidět dosednutí podvozku na vozovku, kdy dojde ke stlačení pružin, a to přibližně v čase 0.2s. Podvozek dále zatáčí vlevo, kdy očekávám, že pružiny na levé straně podvozku, kvůli působení odstředivé síly, budou méně stlačeny oproti straně pravé. Tento popis odpovídá i grafu 10.11, proto i u pružin můžu konstatovat, že se v numerickém modelu chovají tak, jak bych očekávala ve skutečnosti.

10.2 Analýza II

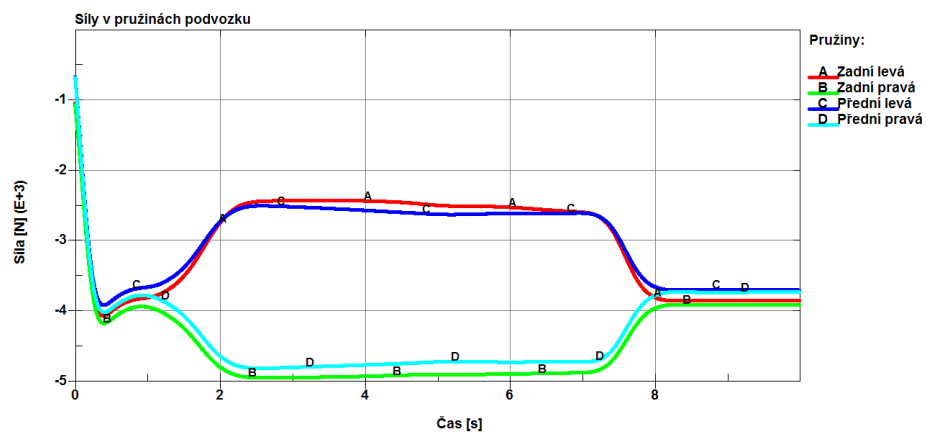
Ve druhé analýze se zabývám definicí funkce pootočení kola v čase a funkce předpisu náhonu zadní nápravy v čase. Cílem je sledování dynamických kritérií při zatočení podvozku a přejezdu podvozku přes definovanou překážku.



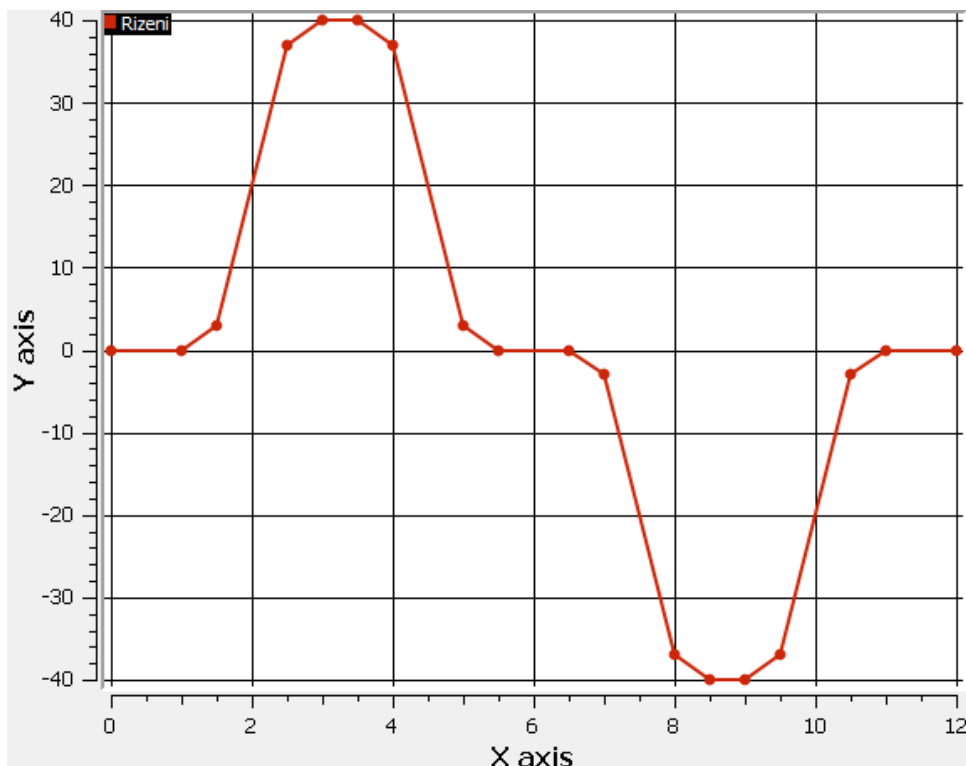
OBRÁZEK 10.9: Rychlost centrálního dílu při rychlosti 100 km/h



OBRÁZEK 10.10: Zrychlení centrálního dílu při rychlosti 100 km/h



OBRÁZEK 10.11: Působení sil v pružinách při rychlosti 100 km/h

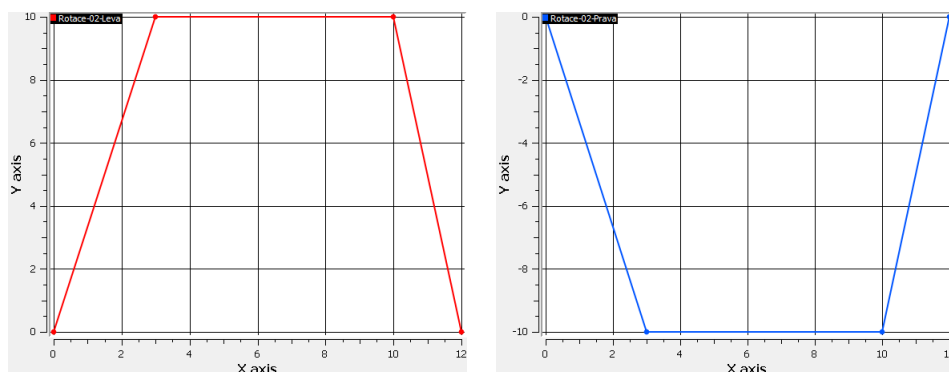


OBRÁZEK 10.12: Časová funkce posunutí jezdce

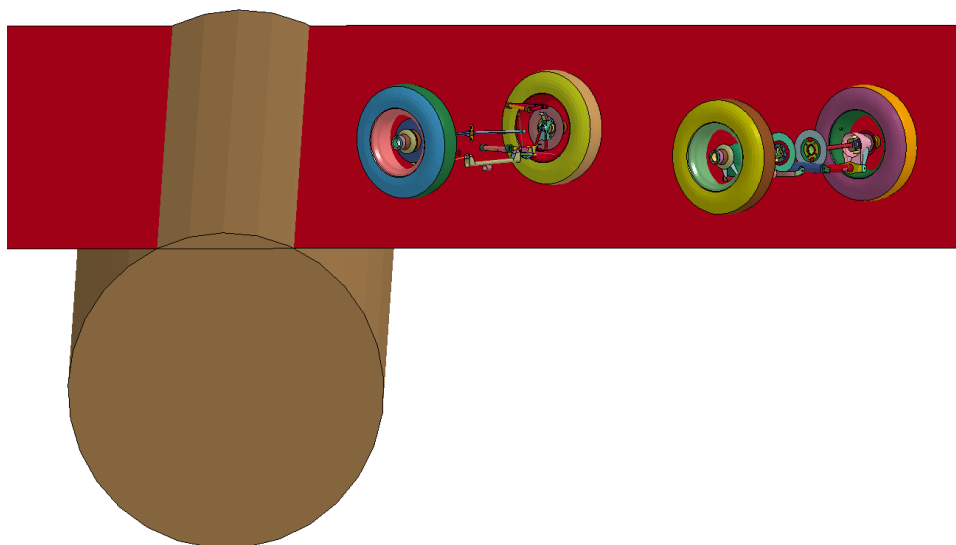
Translační motor jsem definovala tak, aby byl podvozek nejdříve zatočil vpravo, potom aby se řízení srovnalo a nakonec aby zatočil vpravo. Platí stejný princip definice jezdce jako u Analýzy I. Časová funkce posunu jezdce je zobrazena v grafu 10.12 funkce řízení v čase, kde osa x představuje čas v s a osa y posunutí v mm.

Rotačnímu motoru definovanému na pravé a levé hřídeli diferenciálu, kde jsou umístěny zadní brzdy, jsem předepsala z důvodu jejich nezávislosti různou časovou funkci zobrazenou na grafech 10.13 s maximem 10 rad/s mezi 3. a 10. sekundou.

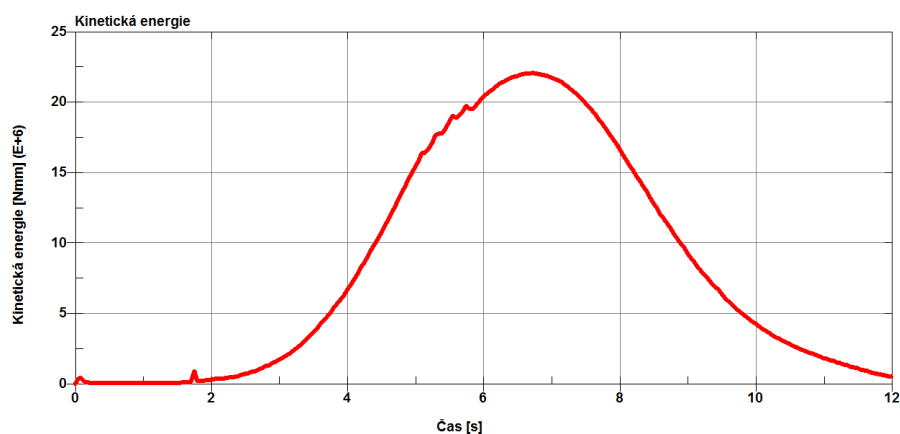
Překážku, kterou přejíždí podvozek, jsem zvolila jako rigidní válec o průměru 2 m posunutý pod úroveň základní roviny tak, že vrchlík válce zasahuje 100 mm nad její úroveň 10.15.



OBRÁZEK 10.13: Časová funkce řízení na levé (červená křivka) pravé (modrá křivka) hřídeli



OBRÁZEK 10.14: Rovina s rigidním válcem



OBRÁZEK 10.15: Kinetická energie Analýzy II

Překážka společně s rigidní rovinou přichází do styku s pneumatikou přibližně v čase 5 s a postupem ji přejíždí každé kolo podvozku.

Jedna ze sledovaných veličin Analýzy II je kinetická energie.

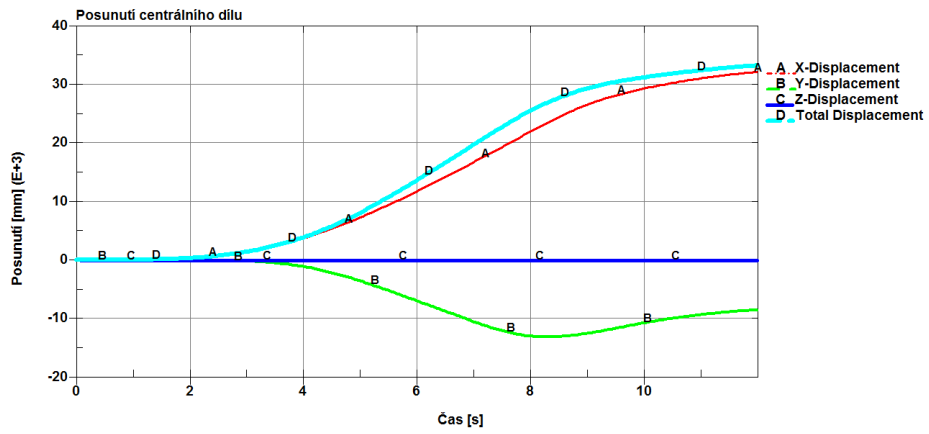
Z grafu 10.17 je zřejmé, že podvozek dosáhne maximální rychlosti v čase kolem 7 s, a to přibližně 6200 mm/s. Po dosazení do vzorce kinetické energie získáme výsledek

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}1,19.6200^2 = 23,87\text{MN} \cdot \text{mm}$$

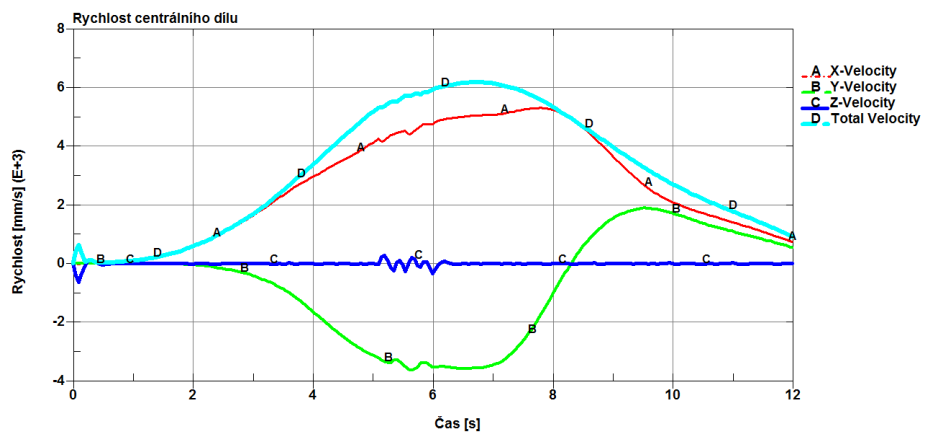
Po srovnání vypočteného výsledku s výstupy Analýzy II 10.15 můžu konstatovat, že kinetická energie v maximální rychlosti podvozku odpovídá maximální vypočtené kinetické energii.

U druhé analýzy sleduji také celkové posunutí centrálního dílu i složky v čase 10.16, celkovou rychlost a její složky 10.17, zrychlení 10.18 a sílu v pružinách 10.19.

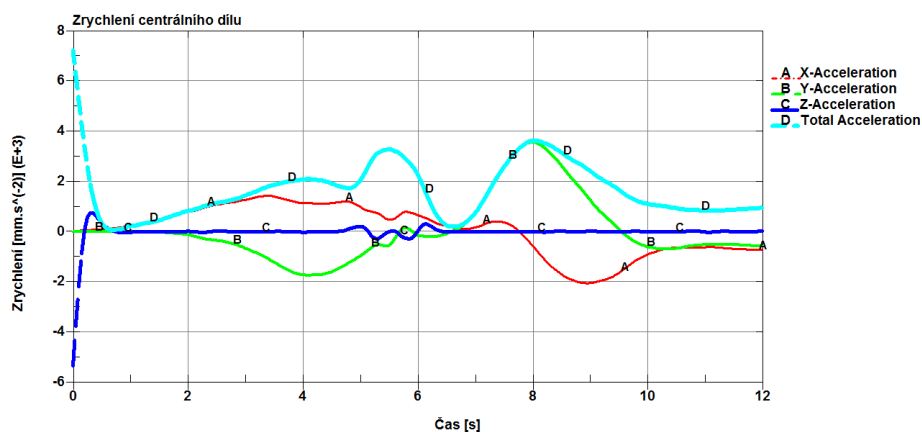
Grafy zrychlení a působení sil v pružinách byly zahlceny šumem, proto jsem použila v řešiči LS-DYNA *bw* filtr s frekvencí 1000 ms, který



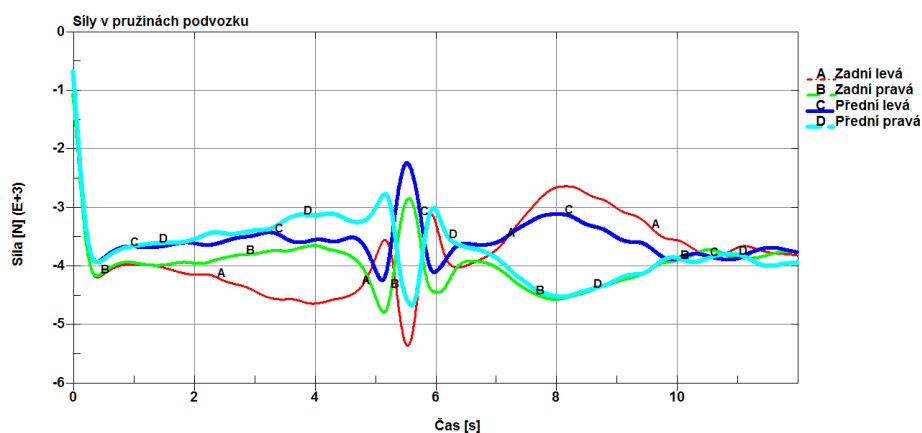
OBRÁZEK 10.16: Posunutí centrálního bodu v Analýze II



OBRÁZEK 10.17: Rychlost centrálního bodu v Analýze II



OBRÁZEK 10.18: Zrychlení centrálního bodu v Analýze II



OBRÁZEK 10.19: Působení sil v pružinách v Analýze II

odfiltrovává vysoké frekvence.

Z grafu 10.19 je zřejmé, že k největší působení síle v pružinách dojde při najetí podvozku na překážku. Po dosednutí podvozku na rovinu je kontakt podvozku s překážkou první viditelné silné působení sil v pružinách.

Kapitola 11

Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření a zprovoznění numerického modelu podvozku osobního automobilu tak, aby se simulace co možná nejvíce přibližovala realitě.

Nejdříve jsem upravila geometrický model, na kterém jsem vytvořila síť, nadefinovala elementy a vznikl tak převážně numerický skořepinový model. Dále jsem vytvořila matematické vazby představující skutečné vazby a prvky odpružení automobilu. Nakonec jsem nadefinovala rovinu, která reprezentuje vozovku, po které se model pohybuje, počáteční podmínky a zatížení.

Během tvorby jsem prováděla průběžné numerické analýzy, které měly prokázat, zda jsou jednotlivé části modelu a jejich vazby správně nadefinovány.

Ke konci práce jsou uvedeny grafy, z kterých lze vyčíst, že chování numerického modelu je takové, jaké bych očekávala od reálného podvozku ve skutečnosti. Z toho vyplývá, že vytvořený numerický model se chová značně realisticky a dobře reprezentuje skutečnost.

Na základě tvorby numerického modelu a výsledků provedených analýz vzniklo několik připomínek, které bych ráda zpracovala ve své navazující diplomové práci. Jedná se například o:

- Přeprocování a definici kola / pneumatiky – zlepšení sítě (vyvážení), definice tlaku
- Prověření možnosti zjemnění sítě pro zpřesnění výsledků a možné provedení dynamické strukturální analýzy částí podvozku
- Provedení katalogizace všech součástí podvozku, včetně převážení dílů jak skutečných, tak v modelu – mělo by vést k zpřesnění celého numerického modelu
- Zjištění koeficientů pro pružiny a tlumiče daného podvozku
- Zpracování stabilizátoru do systému podvozku

Literatura

- [1] Úřad pro normalizaci a měření. ČSN 30 0025 – *Základní automobilové názvosloví. Základní části a ústrojí vozidel, příslušenství, výstroj a výbava. Definice základních pojmů*. 1967.
- [2] Autolexikon.net. © 2016. URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/konstrukce-pneumatiky> (cit. 05.02.2016).
- [3] BESIP. © 2016. URL: <http://www.bezpecnenasilnicich.cz/page/115> (cit. 07.02.2016).
- [4] AutocentrumRK. *Osobní pneu*. URL: <http://www.autocentrumrk.cz/deleni-osobnich-pneumatik> (cit. 23.06.2016).
- [5] AutoBild. *Nahustenie pneumatik*. © 2012. URL: <http://autobild.cas.sk/clanok/188730> (cit. 05.02.2016).
- [6] F. Vlk. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. Brno: Vlk, 2000.
- [7] F. Vlk. *Podvozky motorových vozidel: rozš. a aktualiz. vyd.* Brno: Vlk, 2006.
- [8] R. Stone a J. K. Ball. *Automotive engineering fundamentals*. Sv. 594 s. Pa.:SAE International, 2004.
- [9] Z. Malá, D. Nováková a T. Vítů. *Fyzika I*. Ed. Praha: ČVUT. Sv. 188 s. Praha: ČVUT, 2009.
- [10] ifaster.cz. *BSR a sportovní pružiny H&R*. © 2013–2016. URL: <http://ifaster.cz/bsr-a-sportovni-pruziny-hr-2> (cit. 08.02.2016).
- [11] J. Zdeněk a B. Ždánský. *Automobily, 3. vyd.* Sv. 211 s. Brno: Avid, 2004.
- [12] Auto doplňky. *Stabilizátory H&R*. © 2015. URL: <http://www.autodoplunky.cz/novinky-shop/stabilizatory-hr-a4802715> (cit. 23.06.2016).
- [13] Autodíly Mjauto. *Tlumiče pérování*. © 2016. URL: <http://www.mjauto.cz/tlumice-perovani> (cit. 23.06.2016).
- [14] G. Genta a L. Morello. *The automotive chassis*. Mechanical engineering series (Berlin, Germany). Dordrecht: Springer, 2009.
- [15] Populac mechanics. *Autos without axles promise easier riding*. © 1932. URL: <http://books.google.cz> (cit. 28.03.2016).
- [16] conceptcarz. *Lambda*. © 1998-2016. URL: <http://www.conceptcarz.com/vehicle/z14275>.
- [17] kfz tech.de. *History of the suspension*. © 2012. URL: <http://www.kfz-tech.de/Engl/Biblio/> (cit. 27.02.2016).
- [18] Wikipedia.org. *Volkswagen Beetle*. © 2013. URL: http://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_Beetle.
- [19] Wikipedia.org. *MacPherson strut*. © 2016. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/MacPherson_strut (cit. 27.02.2016).

- [20] Antique Automobile Club of America. *Ford Vedette question*. © 2012. URL: <http://forums.aaca.org/topic/194328-ford-vedette-question> (cit. 27.02.2016).
- [21] Supercars.net. *1969 Mercedes Benz*. © 1996-2014. URL: <http://www.supercars.net/cars/3015.html> (cit. 27.02.2016).
- [22] autolexicon.net. *Víceprvková náprava*. © 2016. URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/> (cit. 27.02.2016).
- [23] forum.SKODAHOME.cz. *Kovové rámy z přední nápravy*. © 2013. URL: <http://forum.skodahome.cz/topic/129235-kovove-rany-z-predni-napravy> (cit. 23.06.2016).
- [24] Autoznanosti. *Geometrie zavěšení kol*. © 2012. URL: <http://www.autoznanosti.cz/index.php/podvozek-a-kola> (cit. 27.06.2016).
- [25] J. Tocháček. *Integrovaná střední škola technická: Geometrie podvozku automobilu*. 2013. URL: www.isstvm.cz (cit. 27.06.2016).
- [26] Wikipedie.org. *Záklon rejdového čepu*. © 2014. URL: https://cs.wikipedia.org/wiki/Z%C3%A1klon_rejdov%C3%A9ho_%C4%8Depu (cit. 27.06.2016).
- [27] Suzuki club.cz. *Domácí geometrie*. © 2001-2016. URL: <http://www.suzukiclub.cz/forum-tema/domaci-geometrie-30804> (cit. 27.06.2016).
- [28] tamiyaforum.cz. *Nový seriálek o úpravě TTčka*. © 2006. URL: <http://www.forum.tamiyaforum.cz/viewtopic.php?f=5&t=17766&start=15> (cit. 28.06.2016).
- [29] P. Haney. *The racing and high-performance tire: Using the tires to tune for grip and balance*. Sv. 286 s. Springfield: TV MOTORSPORT, 2003.
- [30] J. Šachl. *Adheze pneumatik v analýze silničních nehod*. ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, Ústav soudního znaleství v dopravě, 2004.
- [31] autoPROFITEAM. *Podvozkové centrum APM Bilstein*. © 2011. URL: <http://www.autoprofiteam.cz/article.php?artid=669> (cit. 21.02.2016).
- [32] T. D. Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: SAE, 1992.
- [33] D. Hartog. *J. Mechanics*. New York: McGraw-Hill, 1948.
- [34] LS PrePost. *O Programu LS – PrePost*. © 2011. URL: <http://www.lstc.com/lsp/> (cit. 06.08.2016).
- [35] LS DYNA. *LS – DYNA Manual R 8.0 - Vol I*.
- [36] Converter. *Součinitelé smykového tření*. © 2002. URL: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm> (cit. 31.07.2016).