



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a
kolejových vozidel

Propojené odpružení pro závodní vozy

Interconnected Suspension for Racing Cars

Diplomová práce

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Jan Baněček Ph.D.

Daniel Klvaňa

Praha 2017

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12 120, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Akademický rok: **2016/2017**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student(ka): **Daniel Klvaňa**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Propojené odpružení pro závodní vozy**

Název práce anglicky: **Interconnected Suspension for Racing Cars**

Zadání práce:

Proveďte studii uspořádání pérování vozidla jednotkami typu monoshock, s propojením přední a zadní nápravy. Postupujte v následujících krocích:

1. Rešerše systémů propojeného odpružení a pružicích jednotek typu monoshock.
2. Statický rozbor mechanismu jednotky monoshock.
3. Konstrukční studie jednotky typu monoshock, umožňující vzájemné propojení příčného pohybu dvou jednotek. Studii řešte jako parametrický model.
4. Dynamický model podvozku čtyřkolového vozidla, s propojeným pérováním. Vyšetření jeho základních vlastností.

Doporučené podklady:

Milliken W.F., Milliken D.L.: Race Car Vehicle Dynamics, SAE international, ISBN1-56091-526-9

Apetaur M.: Motorová vozidla VI, ČVUT 1988

Fontdecaba J.: Integral Suspension System for Motor Vehicles Based on Passive Components. SAE Paper 202-01-3105

Vedoucí práce: **Ing. Jan Baněček Ph.D.**

Datum zadání: **24.10.2016**

Termín odevzdání: **06.01.2017**

Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a konzultací, pod vedením pana Ing. Jana Baněčka Ph.D.

V Praze dne: 06. 01. 2017

Bc. Daniel Klvaňa

Poděkování

Děkuji mému vedoucímu diplomové práce Ing. Janovi Baněčkovi Ph.D., za cenné rady a připomínky při vypracovávání diplomové práce. Dále své mámě Marcelce Klvaňové a své přítelkyni Kristýně Štreitové, za jejich podporu a vytrvalost.

Anotační list

Jméno autora:	<i>Daniel KLVANĀ</i>
Název DP:	<i>Propojené odpružení pro závodní vozy</i>
Anglický název:	Interconnected Suspension for Racing Cars
Rok:	2017
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	<i>Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel</i>
Vedoucí DP:	<i>Ing. Jan Baněček Ph.D.</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 82 počet obrázků 48 počet tabulek 16 počet příloh 1 CD
Klíčová slova:	Propojené odpružení, odpružení monoshock, tuhosti odpružení, Simpack
Keywords:	Interconnected suspension, monoshock suspension, suspension stiffness, Simpack
Anotace:	Tato práce pojednává o návrhu a ověření funkčnosti pasivního propojení odpružení obou náprav závodního vozu. Popisuje systém odpružení typu monoshock jeho funkci, návrh a konstrukci. Pojednává o úpravě prostorového modelu vozu v softwaru Simpack a simulacích v tomto programu.
Abstract:	This thesis deals with design and function verification of interconnected suspension for racing cars. It describes suspension called monoshock, its function and design. It deals with adjustment of a 3D model of car in a software Simpack and simulation in this software.

Obsah

1	Úvod.....	8
1.1	Optimální požadavky na systém odpružení vozu	8
1.2	Známá řešení propojeného odpružení	9
1.2.1	Citroën 2CV	9
1.2.2	Citroën Xsara WRC – RFS	10
1.2.3	Creuat systém a Viper - Oreca	12
2	Odpružení typu monoshock	13
2.1	Funkce odpružení typu monoshock.....	15
2.1.1	Popis samotného systému a možná provedení	15
2.2	Funkce odpružení	19
2.2.1	Předklápění při brždění.....	19
2.2.2	Naklápění karoserie při průjezdu zatáčky	20
2.2.3	Přejezd nerovnosti pouze jedním kolem	21
2.3	Vlastnosti odpružení typu monoshock.....	22
2.4	Statický rozbor systému odpružení monoshock	24
2.4.1	Mechanický model systému odpružení monoshock.....	24
2.4.2	Výsledky statického rozboru	28
3	Návrh odpružení vozidla.....	29
3.1	Kinematika odpružení.....	29
3.2	Návrh tuhosti pružin pružící jednotky	30
3.2.1	Volba vlastních frekvencí	30
3.2.2	Výpočet tuhostí	32
3.2.3	Kontrola využití tuhostí pružin.....	34
3.2.4	Výpočet proti-naklápěcích pružin	35
3.2.5	Výpočet tlumení	38
3.3	Konstrukce mechanismu odpružení	42
3.3.1	Síly zatěžující mechanismus	42
3.3.2	Návrh ložisek	44
3.3.3	Návrh šroubů	46
4	Pasivní propojení dvou náprav závodního vozu	49
4.1	Princip	49
4.2	Konstrukce propojení	51
5	Úprava prostorového modelu vozu	56
5.1	Prostorový model formule student.....	56

5.1.1	Postup úpravy modelu	60
5.2	Následující úpravy modelu pro docílení výsledného modelu.....	62
5.2.1	Změny přípojných bodů na karoserii.....	63
5.2.2	Změna modelu odpružení	64
5.2.3	Realizace modelu propojení	65
6	Zkoumání propojeného odpružení závodního vozu	68
6.1	Princip zjišťování rezonanční křivky	68
6.2	Výsledné rezonanční křivky.....	70
6.2.1	Nadzvedávání karoserie	70
6.2.2	Naklápění karoserie.....	71
6.2.3	Předklápění karoserie.....	72
6.2.4	Klopení kolem diagonály.....	73
6.2.5	Zhodnocení výsledků.....	73
7	Závěr.....	74
8	Použitá literatura:	75
8.1	Seznam použitých zdrojů obrázků	76
9	Seznam zkratk a symbolů	77
10	Seznam obrázků.....	80
11	Seznam tabulek.....	82

1 Úvod

Motoristický sport patří dnes mezi jedno z největších sportovních odvětví, které skýtá velké množství soutěžních disciplín, konajících se na různých povrchích, ať už zpevněných (silnice) nebo nezpevněných (off-road). Úkolem v tomto sportovním odvětví je vedle zkušeností a umění řidiče, návrh vynikajícího sportovního náčiní, které musí být především konkurence schopné.

Získání lepších jízdních vlastností je prioritou všech lidí, kteří navrhují a staví automobily, ještě větší měrou, jde-li o automobily závodní. Správný návrh kinematiky zavěšení a odpružení je nedílnou součástí úspěchu. Konvenční odpružení vozu je, však vždy podmíněno spoustou kompromisů a ústupků ve fázi vývoje. Nevýhodou konvenčních systémů odpružení jsou také rozdílné momenty setrvačnosti jednotlivých pohybů karoserie, které však musí kontrolovat jedny a tytéž pružiny a tlumiče. Je vhodné dosáhnout takové konfigurace odpružení, aby bylo možné kontrolovat všechny pohyby karoserie nezávisle na sobě. Pro kontrolu všech pohybů karoserie, by bylo nutno mít na vozidle 7 tlumících a pružících prvků. U osobních automobilů se toho docílí aktivním podvozkem, který v 90 letech použil i Lotus ve Formuli 1. Pro svou převahu byl pro následující sezónu tento systém zakázán.

U elektronických systémů řízení odpružení podvozku vozidel, které jsou ve spoustě odvětví motoristického sportu zakázány, se vyplatí přemýšlet nad pasivním propojením odpružení. Toto řešení má výhodu v tom, že jeho reakce je téměř okamžitá. Navíc pomocí takovýchto propojení, jsou-li dostatečně komplexní, lze docílit kontroly všech pohybů karoserie (naklápění, předklápění, nadzvedávání i křížení náprav) a lepšího rozložení zatížení jednotlivých kol, při různých dějích při jízdě vozidla (zatačení, brždění, akcelerace).

1.1 Optimální požadavky na systém odpružení vozu

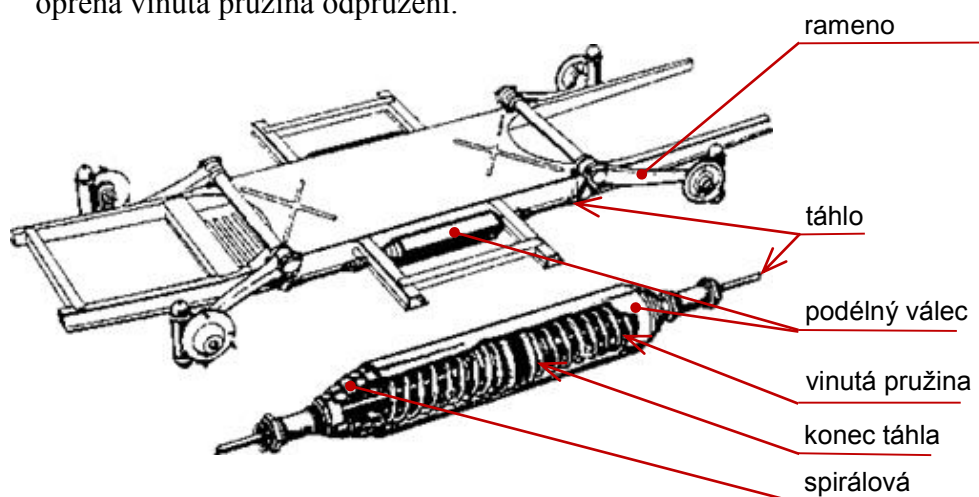
- Kontrola všech pohybů karoserie nezávisle na sobě
- Tlumení a velká tuhost členů kontrolujících naklápění a předklápění karoserie. To vede k lepší ovladatelnosti vozu, protože udržují vůz více stabilní. Také k větší stabilitě vozu na vjezdu do zatáčky. V poslední řadě mají vliv i na adhezi pneumatik, protože ovlivňují rozdělení zatížení jednotlivých kol.
- Měkká tuhost systému odpružení naklápění karoserie kolem diagonály zajišťuje lepší řízení vozu na nerovném povrchu, díky lepšímu rozložení zatížení mezi jednotlivá kola a zlepšují tak adhezi pneumatik.

1.2 Známa řešení propojeného odpružení

1.2.1 Citroën 2CV

Citroën 2CV má velice neobvyklé odpružení, které má v sobě integrováno samotné propojení. Toto odpružení se vyznačovalo vysokým komfortem jízdy, díky velmi měkkému odpružení celého vozu a samotné propojení eliminovalo do značné míry předklápění vozu. Nevýhodou měkkého odpružení byla malá proti-naklápěcí tuhost, protože nebyl použit žádný proti-naklápěcí systém.

Zavěšení přední a zadní nápravy jsou realizovány jako nápravy s vlečnými rameny. Každé rameno je skrze táhlo spojeno s vinutou pružinou, uvnitř podélně pohybujícího se válce, který má na svých koncích pevně upevněnou spirálovou pružinu, o kterou je opřena vinutá pružina odpružení.



Obrázek 1 Propojené odpružení Citroën 2CV (zdroj:[18])

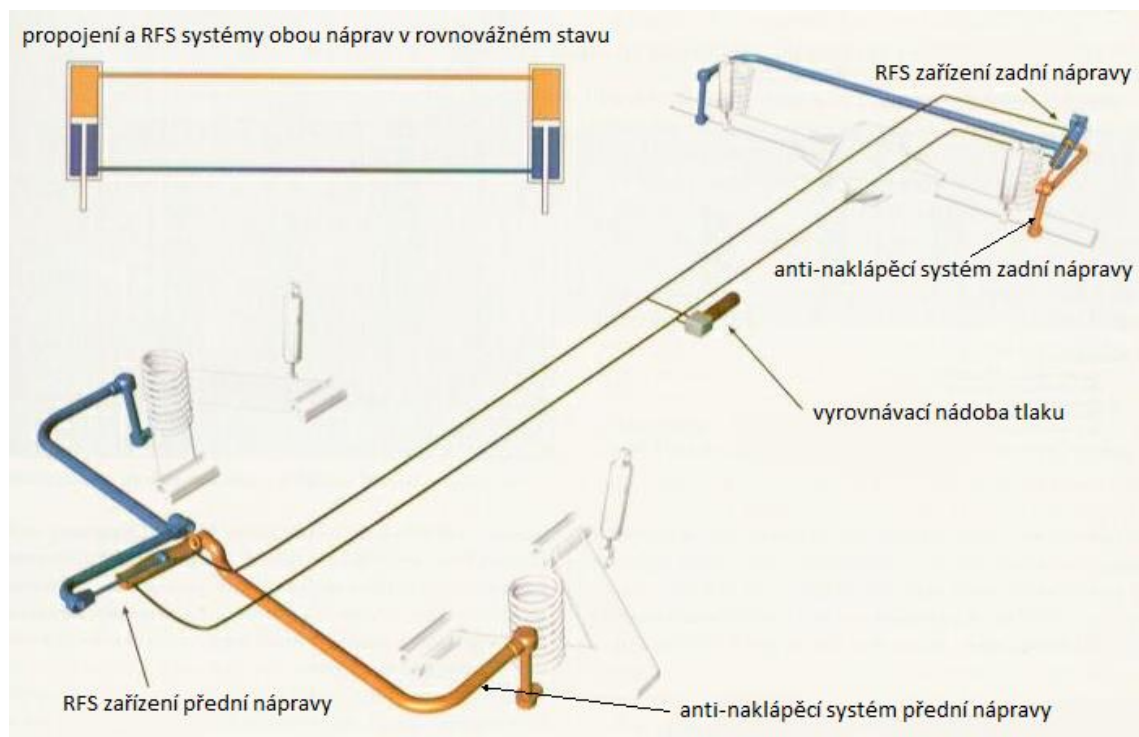
Funkci tohoto odpružení a propojení lze vysvětlit takto. Jestliže přejede nerovnost, která nadzvedne jedno z předních kol, táhlo stlačí pružinu odpružení, která náleží právě tomuto kolu. Tato pružina se zdeformuje, a protože je opřena na druhé straně o spirálovou pružinu, která je pevně připojena k podélnému válci, vyvozuje na tuto pružinu sílu, skrze kterou se vyvozuje i síla na podélně se pohybující válec. Ten se pohybuje právě ve směru k přední nápravě (v tomto případě). V důsledku tohoto pohybu je vyvozována síla na pružinu odpružení zadní nápravy, čímž se zadní kolo na téže straně pohybuje v opačném směru než kolo přední (v tomto případě dolů). Když se vlivem této nerovnosti pohybuje zadní kolo, probíhá stejný proces, akorát inverzně.

V případě naklápění karoserie při průjezdu zatáčkou se kola na jedné straně vozu vychýlí o stejnou výchylku, pružiny se stlačí o stejnou hodnotu a působí stejnými silami proti sobě. V tomto případě se tedy propojení neuplatní.

1.2.2 Citroën Xsara WRC – RFS

Citroën spolu s firmou Tenneco vyvinul kinematický reverzní stabilizátor (anglicky: Kinetic Reverse Function Stabilizer – RFS) pro vůz Citroën Xsara WRC, který v roce 2003 získal titul v poháru konstruktérů, stejně jako v letech 2004 a 2005. V roce 2004 a dalších dvou letech s ním Sébastien Loeb získal titul mistra světa v rally.

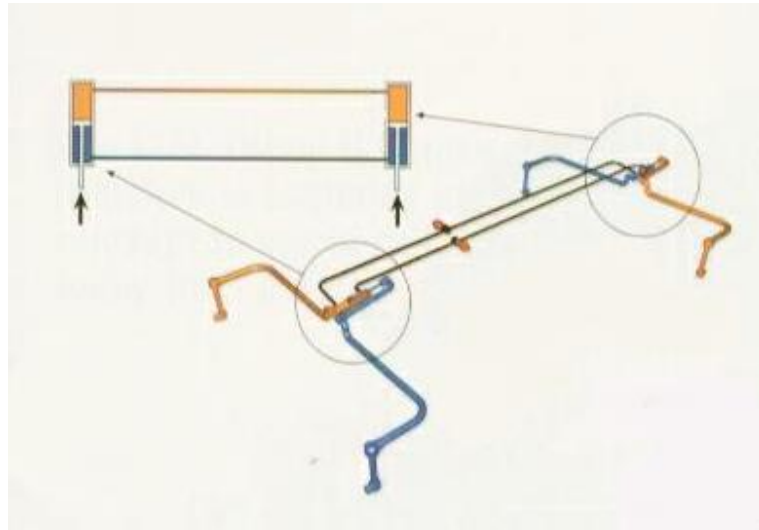
Samotný systém zajišťoval vyrovnanější zatížení kol, lepší ovladatelnost vozu a lepší trakci. To vše díky tomu, že tento systém propojení, samotný tvořil proti-naklápěcí systém náprav, který byl dost tuhý, dobře odděloval naklápěcí tuhost, při použití takového nastavení odpružení kol, které zachovávalo vynikající ovladatelnost, kterou obvykle pozbýváme, právě na úkor naklápění. Dále tento systém pasivně propojoval stabilizační systém přední a zadní nápravy, při zajištění vysoké výkonnosti odpružení. V neposlední řadě, se podařilo zajistit rychlé přenastavení právě proti-naklápěcí tuhosti z kokpitu vozu, což byla velká přednost, kterou uvádí i sám Sébastien Loeb: „Jednou z předností Xsary je její rychlá adaptace na jiný povrch.“



Obrázek 2 RFS systém propojení – popis (zdroj: [20])

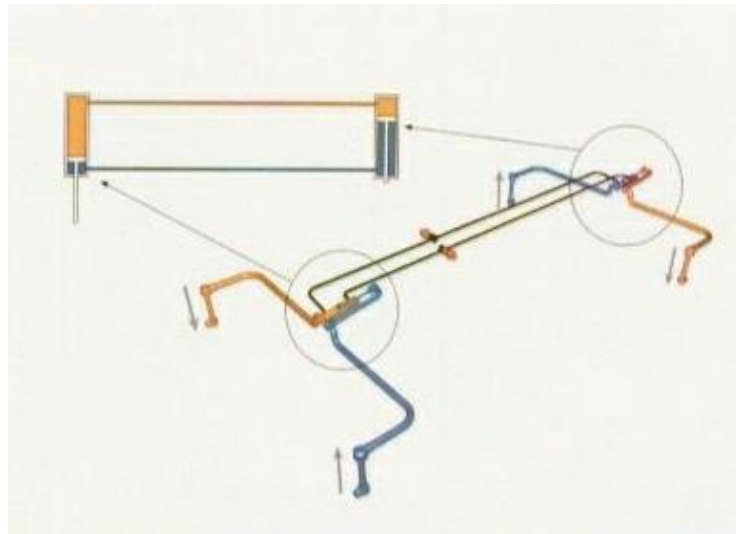
Samotné propojení je realizováno hydraulicky, kde jedno RFS zařízení je připojeno k proti-naklápěcímu zařízení každé z náprav. Mezi těmito systémy je ještě připojena k hydraulickému vedení vyrovnávací nádoba tlaku, která tvořila tuhost tohoto propojení.

Při naklápění vozidla při průjezdu zatáčky, propojení téměř nereaguje (na ideálně hladké silnici) a v činnosti jsou pouze proti-naklápěcí zařízení tohoto systému.



Obrázek 3 RFS systém propojení – průjezd zatáčky (zdroj: [20])

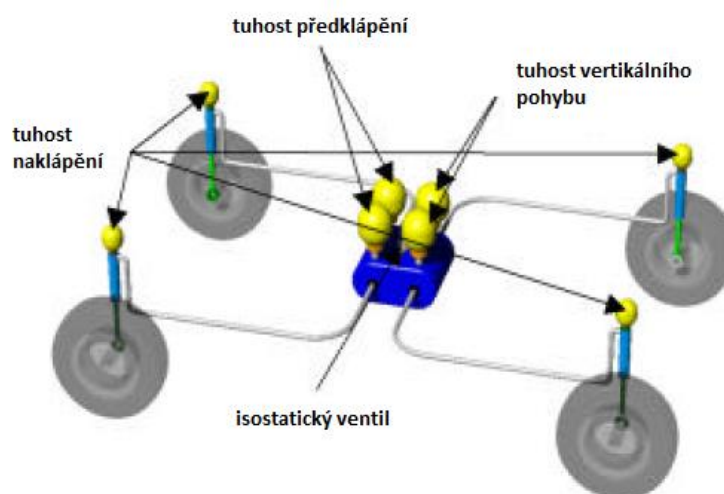
Zatímco při přejezdu nerovnosti pouze jedním kolem (například nadzvednutí levého kola přední nápravy, viz. obrázek 4) se pomocí proti-naklápěcího systému vyrovnává zatížení předního pravého kola a pomocí propojení vyrovnává zatížení kol zadní nápravy. Vše se děje skrz RFS systém, kdy se v tomto případě píst tohoto systému přední nápravy pohybuje tak, jak je znázorněno na obrázku (viz. níže), což způsobuje pohyb pístu systému zadní nápravy. Tím dochází k pohybu proti-naklápěcího systému zadní nápravy a to způsobuje vyrovnání zatížení kol i na zadní nápravě.



Obrázek 4 RFS systém propojení – přejezd nerovnosti jedním kolem (zdroj [20])

1.2.3 Creuat systém a Viper - Oreca

Systém firmy Creuat byl testován na voze Viper - Oreca v roce 2004. Tento systém propojoval pohyb kol s centrální řídicí jednotkou, která obsahuje plynové členy, zajišťující tuhost a tlumení bylo realizováno skrz škrťací členy uvnitř hydraulických vedení, která zajišťovala spojení s centrální jednotkou. Tento systém právě splňoval požadavek na nezávislost kontroly všech pohybů karoserie. Využití tohoto systému vedlo k rychlejším průjezdům zatáček a celkovému lepšímu času na kola. Jak uvedli oba testovací piloti: „Vůz je lepší na vjezdu do zatáčky a má velmi dobré vlastnosti na limitu adheze pneumatik.“



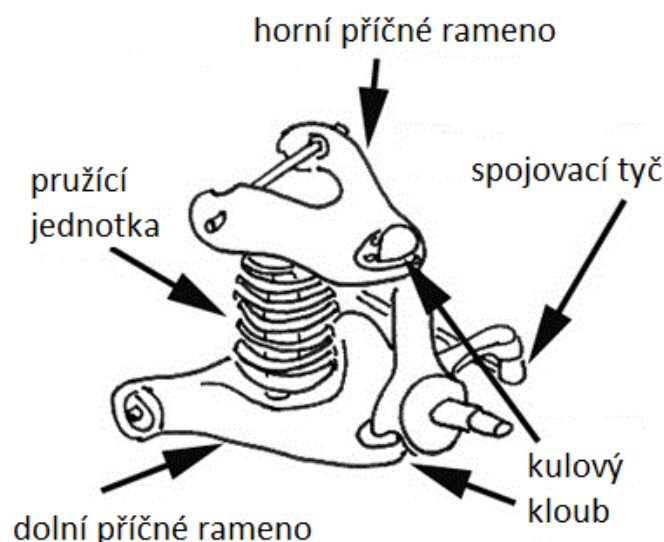
Obrázek 5 Schéma systému propojení firmy Creuat (zdroj: [15])

2 Odpružení typu monoshock

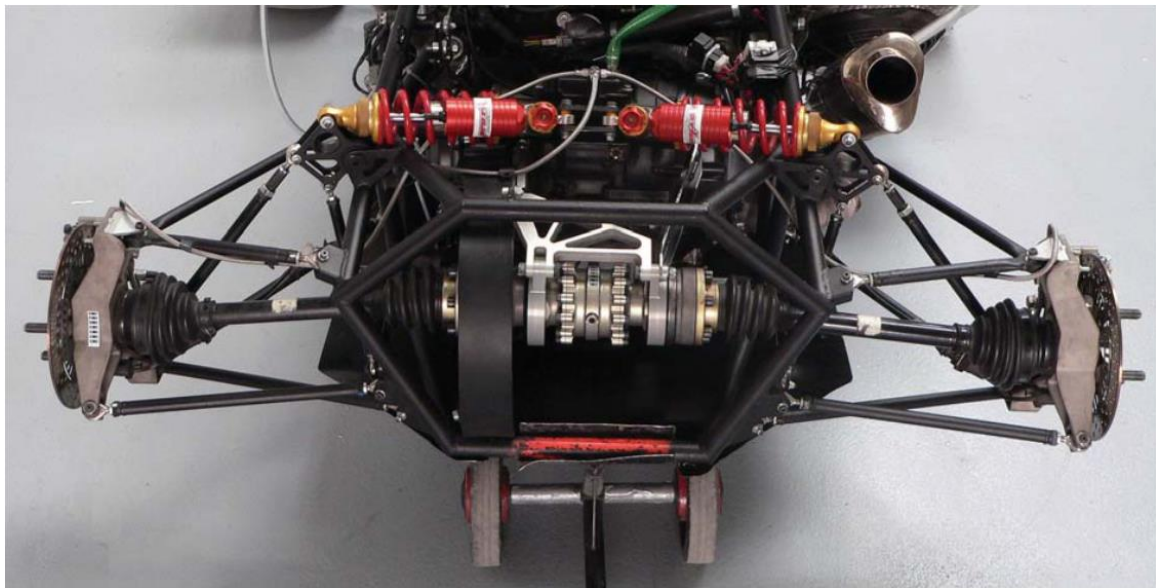
Jedná se o mechanismus odpružení, který nám vyhovuje pro typ propojení, který je zkoumán právě v této práci. Proto jsem se dlouhou dobu zabýval jeho zkoumáním a konstrukcí. Jeho vlastnosti a funkce bude shrnuta v této kapitole, jeho konstrukce v kapitole následné a jeho uplatnění v samotném propojení bude probrána, až v samotné kapitole o propojení. To z důvodu toho, že bez pochopení funkce odpružení tohoto typu odpružení, není možno pochopit způsob propojení přední a zadní nápravy, zkoumaný v této diplomové práci.

Toto odpružení je velmi odlišné oproti konvenčnímu odpružení závodních vozů, které nejčastěji tvoří individuální, nezávislé odpružení každého kola spolu se stabilizačními systémy jednotlivých náprav (proti-naklápěcí stabilizátory), které spojují pohyby jednotlivých kol jedné nápravy, případně náprav (proti-předklápěcí stabilizátor).

V dnešní době se nejčastěji, u závodních vozů formulového typu, pro která je tento typ odpružení vhodný, uplatňuje nezávislé zavěšení kol lichoběžníkového typu. Toto zavěšení je kompromisem mezi dosažitelnými vlastnostmi spolu s jednoduchostí, jak výroby, tak i její nastavitelností a umístěním na voze. Protože jsou u této nápravy použity pouze 3 prvky připojení ke karoserii (2 ramena tvaru A a 1 spojovací tyč) a na těhlici jsou pouze 3 přípojné body, je její návrh jednodušší, než například u 5-ti prvkového zavěšení, má menší neodpruženou hmotu, než již zmíněné pěti prvkové zavěšení, ale stále zachovává spoustu jejích výhod. K těmto přednostem dále patří řízení zdvihové křivky, nastavování sbíhavosti, regulování rychlosti změny odklonu při propružení, omezení pohybu kontaktní plochy pneumatiky, dále umožňuje vytvořit žádaný průběh zdvihu odpružení a přepákování na pružící a tlumící jednotku.



Obrázek 6 Schéma lichoběžníkové nápravy (zdroj: [21])



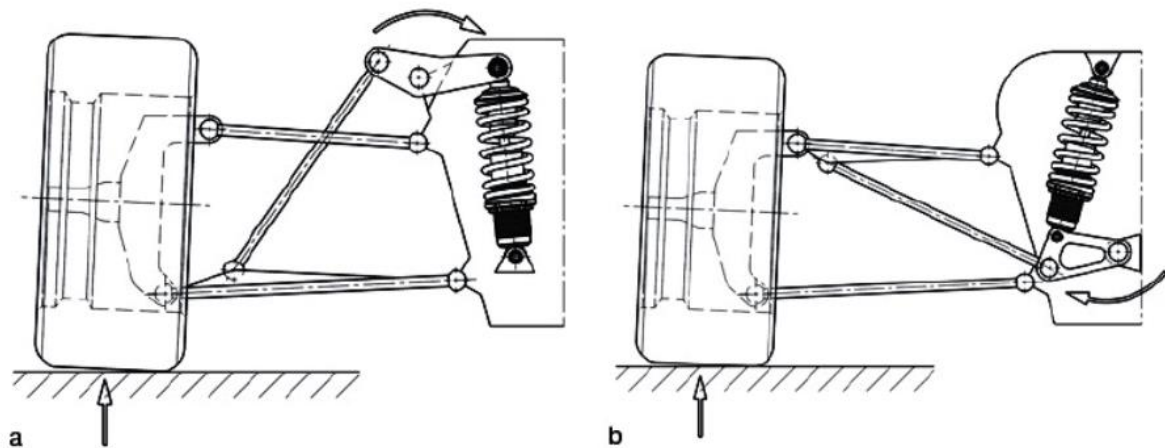
Obrázek 7 Zadní lichoběžníková náprava vozu FS.02 týmu CTU Cartech (zdroj: [10])

Tudíž je vhodné, aby odpružení sportovního vozu zajišťovalo, právě lichoběžníkové zavěšení, což se daří i v případě mechanismu odpružení monoshock. Dále má spolu s konvenčními systémy společné propojení právě zavěšení a mechanismu odpružení skrze tlačné nebo tažné tyče. Posledním společným prvkem konvenčního odpružení a „monoshocku“ je pružící a tlumící sdružená jednotka. Tímto však výčet společných prvků končí.

Možná řešení propojení zavěšení a mechanismu odpružení jsou, jak již bylo výše zmíněno tlačnou nebo tažnou tyčí.

Tlačná tyč, je tyč namáhaná při pružení tlakem (tzv. push-rod) (obr. 8a). Tímto způsobem spojení lze zabránit velkým silám v mechanismu odpružení, při strmém umístění tyče a lze docílit převodu 1:1, protože vahadlo má téměř neomezený zástavbový prostor. Nevýhodou je zvyšování polohy těžiště.

Tažná tyč je při pružení namáhána tahem (tzv. pull-rod) (obr. 8b). Nevýhodou je menší převodový poměr, protože máme omezený zástavbový prostor, závislý na světlé výšce vozu, čímž se zhoršují kinematické poměry a zvětšují síly do mechanismu. Naopak výhodou je snižování polohy těžiště.



Obrázek 8 Způsoby přenosu zdvihu kola na tlumič (a – tlačná tyč, b – tažná tyč) (zdroj: [10])

2.1 Funkce odpružení typu monoshock

2.1.1 Popis samotného systému a možná provedení

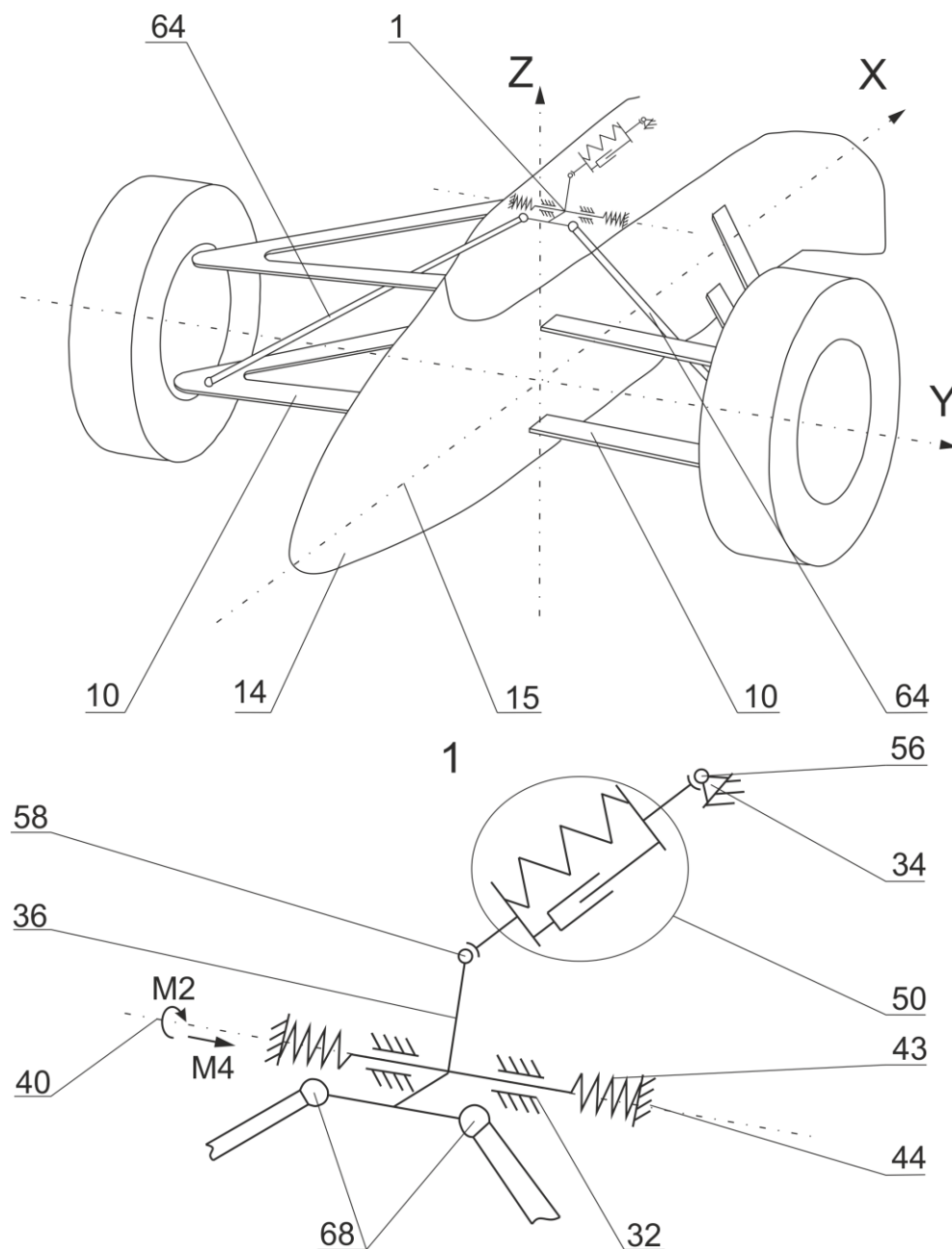
Jak již bylo zmíněno výše, je toto odpružení dost odlišné od konvenčních řešení a není ani tak často k vidění. Z tohoto důvodu bych nejdříve začal popisem jednotlivých komponent mechanismu tohoto odpružení a zobrazením na samotném vozidle.



Obrázek 9 Odpružení typu monoshock na vozidle (zdroj: [22])

Jak můžeme vidět na obr. 9, je tento typ odpružení umístěn v podélné ose vozu symetricky k oběma stranám. Na tomto obrázku je vyobrazeno odpružení přední řízené nápravy vozu formulového typu.

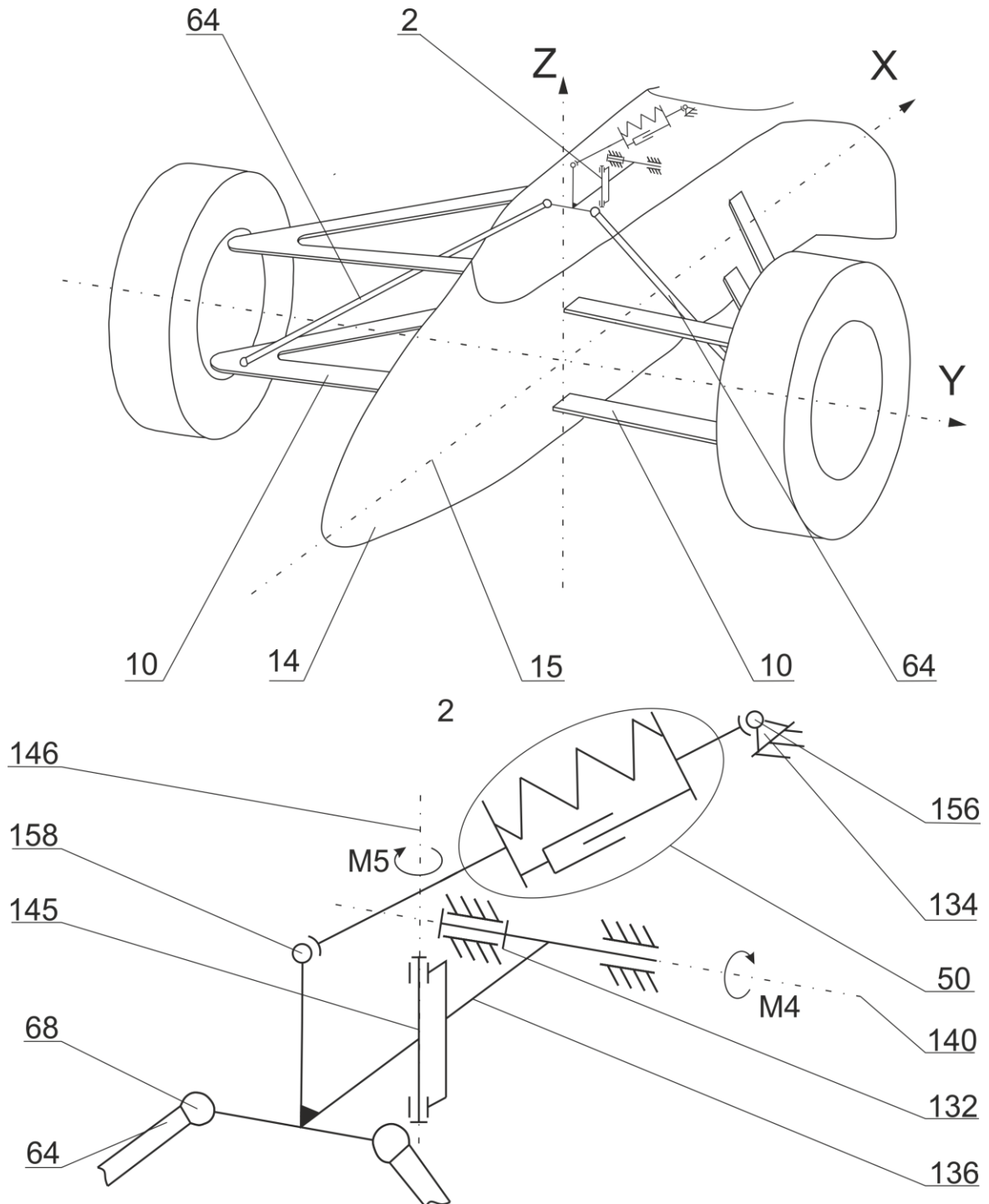
Ted' si popíšeme takovýto mechanismus na samotném vozidle i to z čeho je složen. Na obr. 10 je zobrazeno první řešení tohoto systému. Je to schéma odpružení konstruované v další kapitole. Vidíme, že toto odpružení (1) je taktéž namontováno na přední řízené nápravě vozu s lichoběžníkovým zavěšením kol (10) a tlačnými tyčemi (64), jakožto systém propojení zavěšení (10) a mechanismu odpružení (1). Mechanismus odpružení je skrze 2 prvky připojen k rámu/karoserii vozu (14) a to členy (32), ve kterém je uloženo vahadlo (36), které se natáčí okolo osy (40), zobrazeno šipkou (M2), i se posunuje ve směru této osy (40), zobrazeno šipkou (M4), čímž je tvořena kinematická dvojice těchto prvků, jako válcová vazba. Na toto vahadlo (36) jsou připevněny obě tlačné tyče (64), spojující zavěšení (10) a odpružení (1) jedné z náprav (v našem případě přední), skrze kulové klouby (68), tvořících tak sférickou kinematickou dvojici. K tomuto vahadlu (36) je taktéž kulovým kloubem (58) připojena pružící a tlumící jednotka (50) mechanismu odpružení (1), kde si všimněme, že tato jednotka je pouze jedna pro odpružení jedné z náprav vozu (odtud název „monoshock“). Tato pružící a tlumící jednotka (50) je dále přichycena ke karoserii (14) opět přes kulový kloub (56), který tak tvoří poslední sférickou vazbu tohoto mechanismu, k druhému prvku (34) uchycenému na rám (14). V poslední řadě musíme ještě omezit posuv vahadla, zobrazen šipkou (M4), ve směru osy (40) a to tak, že ve směru tohoto pohybu přidáme pružný člen (43), který zajistíme o člen (44), který je připevněn k rámu (14). Tyto pružiny (43) jsou na obou stranách z důvodu působení pouze v jednom směru pohybu vahadla (šipka M4), pro vytvoření jejich předpětí, abychom částečně zajistili polohu vahadla (36) v podélné ose vozu (15).



Obrázek 10 Schéma prvního řešení systému odpružení monoshock

Na obr. 11 je zobrazeno druhé možné řešení tohoto systému odpružení vozu. Tento systém je opět použit pro odpružení přední řízené nápravy s lichoběžníkovým zavěšením kol (10) a tlačnými tyčemi (64), jakožto systém propojení zavěšení (10) a mechanismu odpružení (2). Mechanismus odpružení je skrze 2 prvky připojen k rámu/karoserii vozu (14) a to členy (132), ve kterém je uložen první otočný člen (136), který se natáčí okolo osy (140), zobrazeno šipkou (M4) a tudíž tvoří rotační vazbu s osou rotace (140). K tomuto otočnému členu (136) je připevněn druhý otočný člen (145), rotační vazbou s osou rotace (146) kolmou na předchozí osu rotace (140) a člen (145) se otáčí ve směru šipky (M5) okolo této osy. K tomuto členu jsou připevněny

obě tlačné tyče (64) skrze kulové klouby (68), které tak tvoří dvě sférické vazby a vytváří tak spojení zavěšení (10) a odpružení (2). Dále je k tomuto členu (145) připevněn skrze kulový kloub (158) pružící a tlumící jednotka (50), a tudíž vytváří mezi sebou opět sférickou kinematickou dvojici. Pružící a tlumící jednotka (50) je opět uchycena skrz kulový kloub (156), který tvoří sférickou vazbu, ke členu (134), který tak upevňuje tlumící a pružící jednotku (50) k rámu (14).



Obrázek 11 Schéma druhého řešení systému odpružení monoshock

Toto řešení je dle mého názoru horšího charakteru než to první. Důvodem je, že v tomto provedení druhý otočný člen (145), je navrácen do rovnovážné polohy pouze pružící jednotkou (50), která vykonává jen malé zdvihy při natáčení členu (145) kolem osy (146), protože se v [8] nepíše o žádném pružném členu, který by měl tento člen (145) navracet do rovnovážné polohy. Bylo by v tomto případě možno použít například zkrutnou pružinu, nebo torzní člen (pochopitelně pouze při malých výchylkách), ale tímto by se stěží vytvářelo a nastavovalo předpětí tohoto členu (145), tak aby setrval v poloze, která náleží rovině symetrie vozu. Dost možná z tohoto důvodu, jsem nenašel toto provedení nikde uplatněné v praxi a setkal jsem se pouze s prvním provedením (popsaným výše). Proto jsem se také rozhodl konstruovat řešení první, které je také vhodnější pro propojení odpružení obou náprav, neboť konstrukce propojení s touto konstrukcí odpružení je snadnější.

2.2 Funkce odpružení

V této kapitole si vysvětlíme funkci odpružení typu monoshock na třech jízdních stavech vozidla a jeho chování při těchto jízdních stavech. Bude se jednat, už pouze o první konstrukční řešení, které jsme si představili v předchozí kapitole, protože s touto konfigurací budu pracovat i nadále.

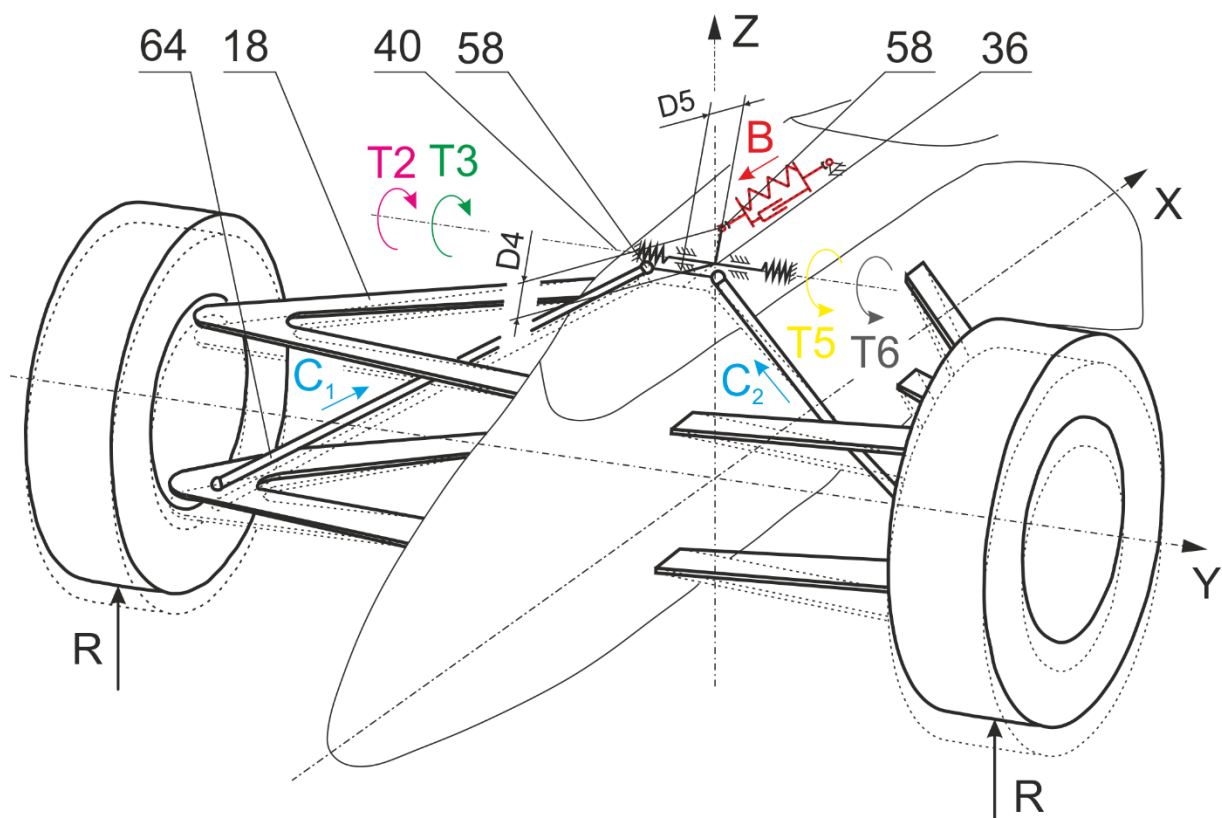
2.2.1 Předklápění při brždění

První stav, na kterém si ukážeme funkci tohoto odpružení je předklápění vozu například při brždění. Ovšem stejně se mechanismus zachová i při zatížení jakoukoli jinou silou vyvozenou na karoserii (tíha, přídavná zátěž, jako např. jezdec, palivo nebo aerodynamický přítlak) nebo zaklápění vozu při akceleraci.

Předpoklad pro vysvětlení tohoto děje je ten, že výchylka obou kol stejné nápravy je stejná a ve stejném smyslu, vůz je symetrický k podélné rovině symetrie a jeho zatížení působí taktéž symetricky k této rovině. V tomto případě se tedy konce tlačných tyčí (64) u zavěšení (18) (bez ohledu na to, zda je tlačná tyč upevněna na rameni nebo těhlici) vychýlena směrem vzhůru, protože na obě pneumatiky jedné nápravy působí stejné reakce (R) od vozovky ve stejném smyslu, která se rozloží tak, že část bude zatěžovat zavěšení a část bude vytvářet tlačnou sílu ($C1$ a $C2$) do tlačných tyčí (64) na obou stranách, což jsou vlastně vstupní veličiny pro náš mechanismus odpružení. Tyto síly se v kulových vazbách (68) rozloží do třech směrů kartézského systému. Jestliže jsou vůz,

mechanismus i zatížení symetrické, pak se síly C_{1Y} a C_{2Y} vzájemně vyruší. Zatímco síly C_{1X} a C_{2X} způsobí moment (T_2) na vahadlo (36) kolem osy (40), který se rovná násobku $(C_{1X}+C_{2X}) \cdot D_5$ (délka jednoho z ramen vahadla). Síly C_{1Z} a C_{2Z} způsobí moment (T_3) na vahadlo (36) kolem osy (40), který se rovná násobku $(C_{1Z}+C_{2Z}) \cdot D_2$ (vzdálenost). Oba tyto momenty (T_2 i T_3) působí na vahadlo (36) ve stejném směru a způsobují otáčení vahadla (36) kolem jeho osy otáčení (40) ve směru působení momentů (T_2 , T_3).

Momenty (T_2 , T_3) jsou v rovnováze s momenty (T_4 a T_5), které vyvozuje síla pružiny (B) (případně tlumiče). Síla pružiny (B) působící skrze tělo tlumiče na kulový kloub (58), v němž se rozkládá na složky sil ve směrech os kartézského souřadného systému vozu. Jestliže je vahadlo umístěno symetricky, pak síla B_Y vůbec nevznikne, případně je zanedbatelná. Síla B_X naopak vyvozuje moment (T_4), který je přímo úměrný $B_X \cdot D_4$ (délka jednoho z ramen vahadla). Ten stejný případ nastane se silou B_Z , která vyvozuje moment (T_5). Oba tyto momenty (T_4 , T_5) otáčejí vahadlem kolem osy (40).

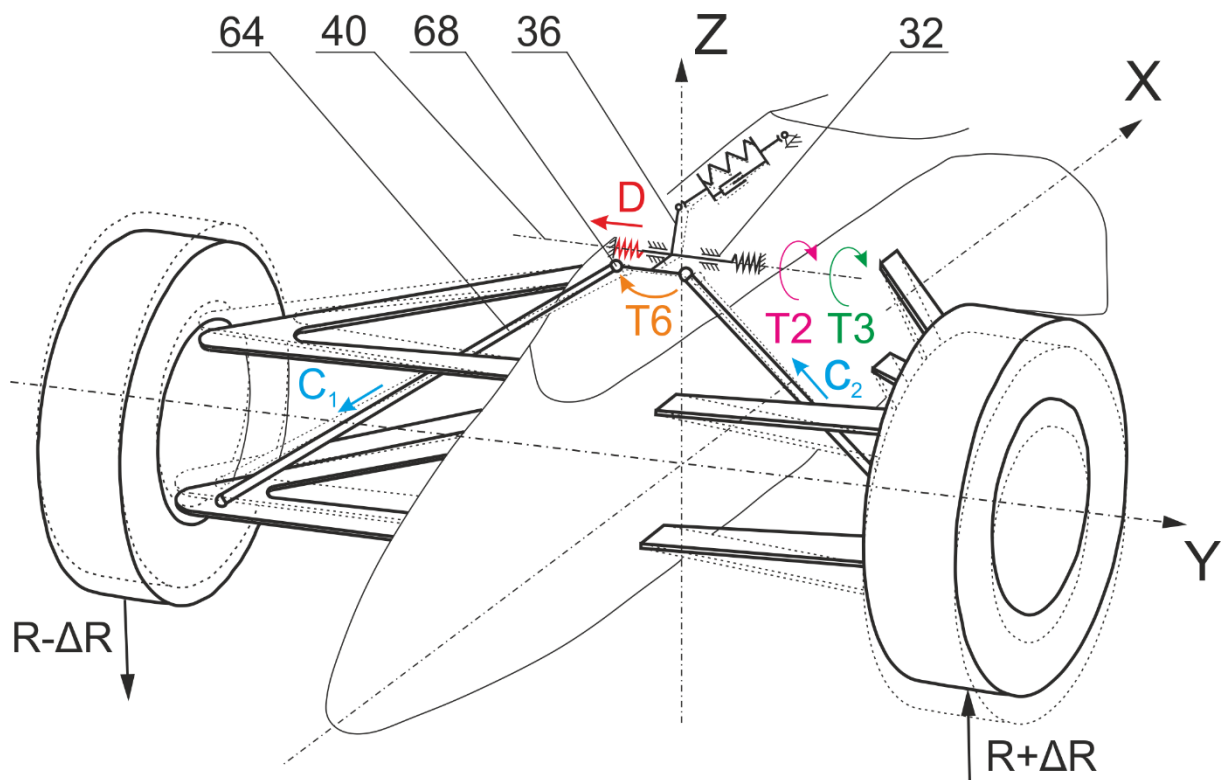


Obrázek 12 Schéma funkce mechanismu odpružení monoshock - předklápění

2.2.2 Naklápění karoserie při průjezdu zatáčky

Při tomto stavu předpokládáme opět symetrii jak vozu, tak i mechanismus odpružení a dále pak výchylku kol jedné nápravy stejně velkou, avšak v opačném směru. V tomto

případě dochází k prítížení kol na vnějšku zatáčky o ΔR a odlehčení kola blíž středu projížděného oblouku taky o ΔR . Tudiž síla působící na vnější kolo vozu je $R+\Delta R$ a na vnitřní kolo $R-\Delta R$. Po rozdělení těchto sil mezi síly zatěžující zavěšení kol vozu a působící do mechanismu odpružení, se nám objeví v tlačných tyčích (64), opět tlakové síly (C_1 a C_2), avšak v tomto případě rozdílné. Při zcela čistém naklápění by síly C_{1x} a C_{2x} , po silovém rozkladu ve sférických vazbách (68) upevnění tlačných tyčí (64) na vahadlu (36), měly vzájemně vyrovnávat, protože jsou stejně velké, ale směřují proti sobě a vytvářet tak moment (T_2) kolem osy otáčení (40) vahadla (36), který je rovný momentu (T_2') před tímto jízdním úkonem. Stejný případ by měl nastat i se silami C_{1z} a C_{2z} , který tvoří moment (T_3). Změna ovšem nastane v případě sil C_{1y} a C_{2y} , které jsou rozdílné. Tím vznikne rozdíl sil a vyvozuje se síla (D) působící na pružinu (43) ve směru větší síly (C_{iy}) a nastává posuv vahadla (36) ve směru osy (40) ve smyslu působení síly (D) a moment (T_6), který je však zachycen v reakcích válcové vazby (32).



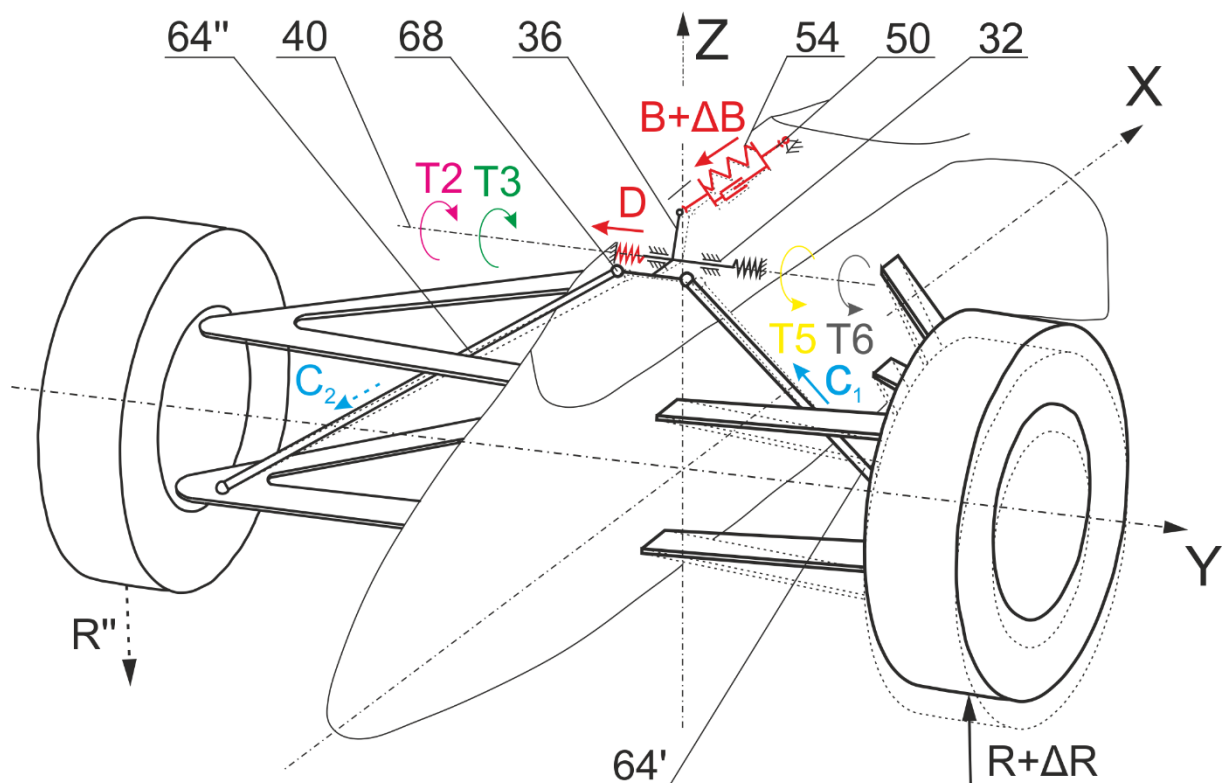
Obrázek 13 Schéma funkce mechanismu odpružení monoshock - naklápění

2.2.3 Přejezd nerovnosti pouze jedním kolem

Předpoklady zůstávají pořád stejné. Při kladném vychýlení jednoho kola (např. levého, viz. obr. 14), síla mezi pneumatikou a vozovkou je změněna o ΔR , ale pouze pod tímto kolem. Tlaková síla (C_1) vyvozená v tlačné tyči (64') převyšuje tlakovou sílu (C_2) v tlačné tyči (64'') po rozkladu ve všech směrech. Tudiž součet sil C_{1x} a C_{2x}

vyvozují moment (T_2), stejně jako součet sil C_{1z} a C_{2z} , který vyvozují moment (T_3). Oba tyto momenty (T_2 a T_3) působí ve stejném smyslu a jsou větší než momenty před tímto dějem (T_2' a T_3') a způsobují tudíž otáčení vahadla (36) okolo osy (40) a tím přitěžují pružinu (54) tlumicí jednotky (50). V důsledku toho se zvětšuje síla (B) o ΔB . V poslední řadě tady máme rozdíl sil C_{1y} a C_{2y} , který vyvozuje opět sílu (D) na pružinu (43) a tím pádem se vahadlo posouvá ve směru působení síly (D).

Při správné konfiguraci mechanismu by se nám vlivem tohoto chování mělo podařit zvýšení síly (C_2) v tlačné tyči (64'), čímž by se mohlo nepatrně zvýšit zatížení (R'') protilehlého kola stejné nápravy, které leží na rovné vozovce. Samozřejmě není možné dosáhnout zvýšení přitlaku na této pneumatice o stejnou hodnotu, jako bylo přitíženo vychylované kolo, protože bude ještě velkou měrou záležet na poddajnosti jednotlivých komponent mechanismu odpružení a zavěšení a otočení vahadla (36) okolo osy (40). Při nesprávné konfiguraci by mohlo dokonce dojít k odlehčení kola, ležící na rovné vozovce.



Obrázek 14 Schéma funkce mechanismu odpružení monoshock – přejezd nerovnosti jedním kolem

2.3 Vlastnosti odpružení typu monoshock

Teď když jsme si popsali funkci mechanismu tohoto odpružení, je možno vyvozovat jeho chování a vlastnosti.

V první řadě vidíme, že mechanismus je velice kompaktní. Pro odpružení jedné nápravy stačí pouze jeden takovýto mechanismus s jednou pružicí a tlumící jednotkou, což by mělo vést k snížení hmotnosti odpružení vozu. Jestliže k odpružení jedné z náprav vystačí pouze jeden tento mechanismus, pak k odpružení celého vozu stačí pouze dvě tyto jednotky.

Jak můžeme vidět, tento mechanismus odpružení sdružuje funkci jak odpružení, tak i funkci proti-naklápěcího systému vozů (jako je například zkrutný stabilizátor), což vede k další úspoře hmotnosti, která je u sportovních vozů velmi žádaná. A s tímto souvisí i fakt, že tuhost odpružení a proti-naklápěcího systému na sobě závisí pouze malou měrou. Na rozdíl od konvenčního odpružení, kde část proti naklápěcí tuhosti zajišťuje i samotné odpružení vozu. Tomu se při naklopení karoserie při průjezdu zatáčky stlačí pružina odpružení na odlehle straně zatáčky, čímž vytváří odpor proti naklopení karoserie. Tu samou činnost plní i zkrutný stabilizátor, jakožto proti-naklápěcí systém konvenčního odpružení. V případě „monoshocku“ je tedy možné nastavit velkou tuhost proti-naklápění karoserie, což je žádoucí, bez větší změny tuhosti odpružení, které ovlivňuje další chování vozu. S tímto souvisí skutečnost, že u vozů s aerodynamickým přitlakem se proti-naklápěcí tuhost vozu ve velkých rychlostech, kdy přitlak na vůz rapidně narůstá (kvadraticky), téměř nemění, což u konvenčního odpružení není taktéž možné, právě kvůli výše zmíněnému ovlivnění proti-naklápěcí tuhosti samotným odpružením. Ovšem toto nezávislé odpružení jednotlivých pohybů karoserie, které poskytuje právě mechanismus monoshock, není vhodné z hlediska tlumení, kdy je použita pouze jedna tlumící jednotka. Pak je příčný pohyb vahadla (ten, který se vyvozuje při naklápění) málo odpružen a bylo by nutné přidat další tlumič pro tlumení tohoto pohybu. U konvenčních systémů zajišťují tlumení tohoto pohybu právě tlumiče odpružení.

Další nevýhodou je, že při naklápění karoserie, kdy vahadlo vykonává příčný posuvný pohyb ve směru osy (40), a stlačuje se jedna proti-naklápěcí pružina (43), která vyvozuje sílu (D) proti tomuto pohybu, tak složka síly (B), což je síla pružicí jednotky, ve směru osy Y (B_Y) působí proti síle (D), která se snaží navrátit vahadlo do rovnovážné polohy. Proto je vhodné docílit pouze malých výchylek vahadla v tomto směru, aby byl zdvih pružicí jednotky při tomto ději pouze malý, a při návrhu proti-naklápěcích pružin (43) počítat s touto silou, protože díky tomuto musí být tuhost těchto pružin větší.

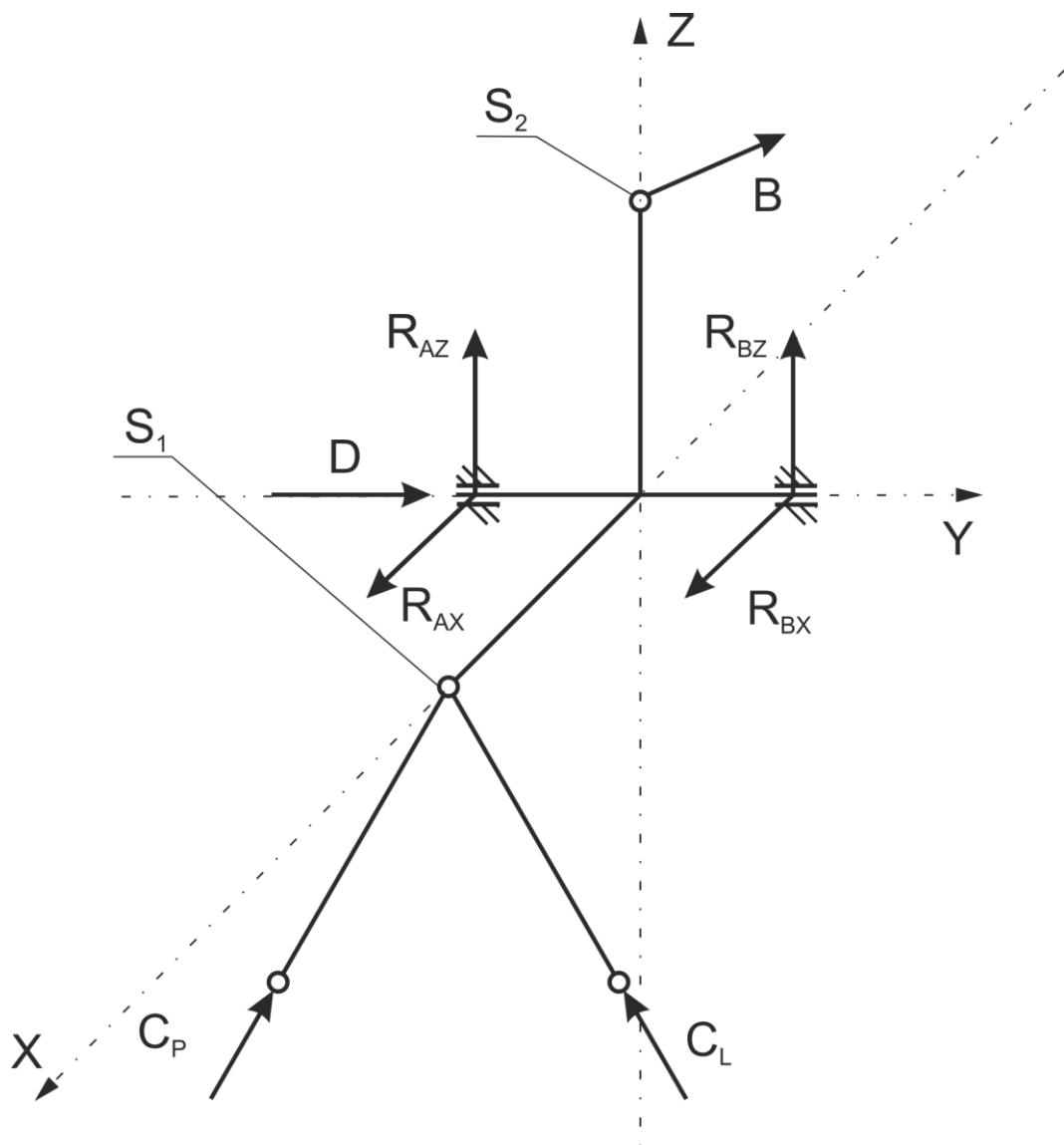
2.4 Statický rozbor systému odpružení monoshock

Pro úplné pochopení chování tohoto mechanismu a podklady pro samotnou konstrukci, jsem provedl ještě statický rozbor tohoto mechanismu odpružení. Při tomto rozboru, jsem vytvořil mechanický model samotného odpružení a sestavil statické rovnice pro odvození vztahů, pro neznámé, které nás zajímaly. Vstupy tohoto modelu byly tlakové síly působící v jednotlivých tlačných tyčích spojujících právě mechanismus odpružení a zavěšení kol. Tyto síly vznikají po rozkladu sil mezi zavěšení a odpružení nápravy vozu, působících na pneumatiky této nápravy od vozovky. Pro jednodušší přehlednost výsledků a neznalost funkčního rozsahu těchto sil, jsem pro jednotlivé výpočty používal interval těchto sil $\langle 0; 1 \rangle$.

Tímto způsobem se pak zkoumalo, jak budou změny geometrických parametrů mechanismu odpružení ovlivňovat síly do jednotlivých pružících členů (hlavní pružící jednotka (50), proti-naklápěcí pružina (43)).

2.4.1 Mechanický model systému odpružení monoshock

Tento model je zjednodušený model pouze samotného mechanismu odpružení. Jak již bylo zmíněno výše, tak vstupy tohoto modelu jsou tlakové síly v tlačných tyčích tohoto odpružení, respektive tlaková síla v levé tlačné tyči (C_L) a pravé tlačné tyči (C_P). Tyto síly pro jednoduchost modelu směřují do jediné sférické vazby (S_1) na vahadlu, které je připevněno k rámu skrze dvě válcové vazby umístěné v ose Y (příčná osa vozidla). V těchto vazbách vznikají reakce (R_{AX} , R_{AZ} , R_{BX} , R_{BZ}), jejichž vztahy jsou sice odvozeny (viz. dokument na CD: Diplomová práce\Mechanika\symbolicke_reseni_natoce_posunute.m), ale ty nás až tolik nezajímají, protože poukazují na působení odpružení na rám/karoserii vozu. Zajímá nás však síla (D), což je síla působící na proti-naklápěcí pružinu (43). Na vahadlu je další sférická vazba (S_2), která tvoří kinematickou dvojici, právě mezi vahadlem a pružící a tlumící jednotkou. Zde působí druhá síla (B), která nás zajímá, a pro kterou jsem sestavoval výpočetní vztahy.



Obrázek 15 Schéma mechanického modelu odpružení typu monoshock – řešené parametry

Odvozen byl vztah pro stav modelu, kdy je vahadlo posunuté o hodnotu (d) a natočené o úhel (ϵ) ve válcové vazbě (osa válcové vazby = osa Y kartézského souřadného systému). Odvozením tohoto vztahu lze získat již všechny přípustné vztahy, kdy jednu z výchylek (d nebo ϵ) položíme 0.

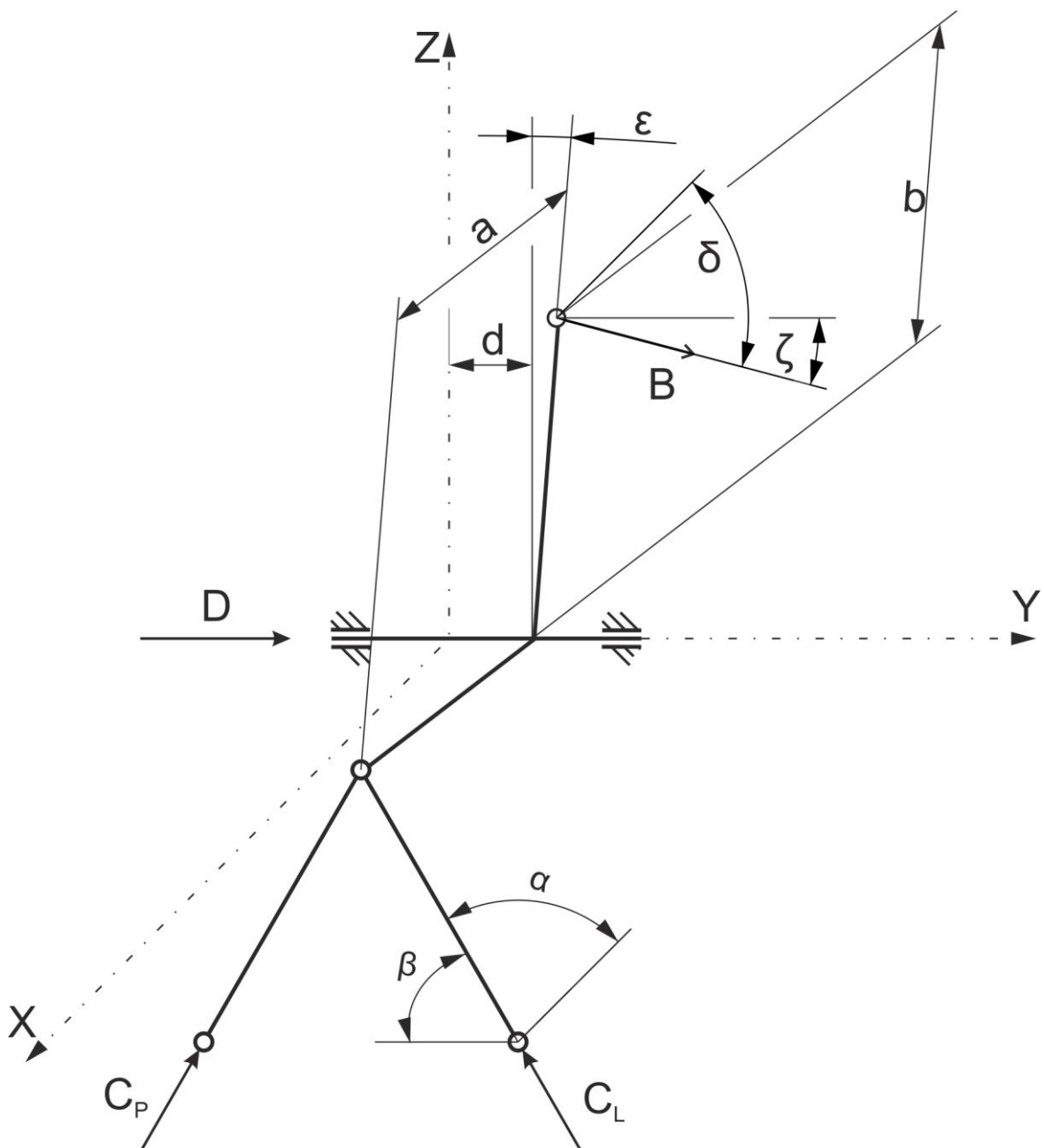
Měněné geometrické parametry byly tyto:

α – úhel svírající tlačná tyč spolu s osou X

β - úhel svírající tlačná tyč spolu s osou Y

a – vzdálenost osy válcové vazby a sférické vazby, v níž se sdružují tlačné tyče na vahadlu

b – vzdálenost osy válcové vazby a sférické vazby společné pro vahadlo a pružící a tlumící jednotku



Obrázek 16 Řešený mechanický model odpružení typu monoshock

Sestavené statické rovnice:

$$X: -(C_L + C_P) \cdot \cos \alpha + R_{AX} + R_{BX} - B \cdot \cos \delta = 0 \quad (1)$$

$$Y: (C_P - C_L) \cdot \cos \beta + D + B \cdot \cos \zeta = 0 \quad (2)$$

$$Z: (C_P + C_L) \cdot \cos \gamma + R_{AZ} + R_{BZ} - B \cdot \cos \eta = 0 \quad (3)$$

$$M_X: (C_P - C_L) \cdot \cos \beta \cdot a \cdot \sin \varepsilon + (C_P + C_L) \cdot \cos \gamma \cdot d - R_{AZ} \cdot (c - d) + R_{BZ} \cdot (c + d) + B \cdot \cos \beta \cdot b \cdot \cos \varepsilon - B \cdot \cos \gamma \cdot d = 0 \quad (4)$$

$$M_Y: (C_P + C_L) \cdot \cos \alpha \cdot d + (C_P - C_L) \cdot \cos \gamma \cdot a \cdot \cos \varepsilon - B \cdot \cos \delta \cdot b \cdot \cos \varepsilon - B \cdot \cos \eta \cdot b \cdot \sin \varepsilon = 0 \quad (5)$$

$$M_Z: (C_P + C_L) \cdot \cos \alpha \cdot d + (C_P - C_L) \cdot \cos \beta \cdot a \cdot \cos \varepsilon + R_{AX} \cdot (c - d) - R_{BX} \cdot (c + d) + B \cdot \cos \alpha \cdot d + B \cdot \cos \beta \cdot b \cdot \sin \varepsilon = 0 \quad (6)$$

Výsledný vztah pro sílu D:

$$\begin{aligned}
 D &= -C_L \cdot \left(\frac{a \cdot \cos \zeta \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma - b \cdot \cos \delta \cdot \cos \beta \cdot \cos \varepsilon + a \cdot \cos \alpha \cdot \cos \zeta \cdot \sin \varepsilon - b \cdot \cos \beta \cdot \cos \eta \cdot \sin \varepsilon}{b \cdot \cos \delta \cdot \cos \varepsilon + b \cdot \cos \eta \cdot \sin \varepsilon} \right) \\
 &- C_P \cdot \left(\frac{a \cdot \cos \zeta \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma + b \cdot \cos \delta \cdot \cos \beta \cdot \cos \varepsilon + a \cdot \cos \alpha \cdot \cos \zeta \cdot \sin \varepsilon + b \cdot \cos \beta \cdot \cos \eta \cdot \sin \varepsilon}{b \cdot \cos \delta \cdot \cos \varepsilon + b \cdot \cos \eta \cdot \sin \varepsilon} \right)
 \end{aligned} \quad (7)$$

Výsledný vztah pro sílu B:

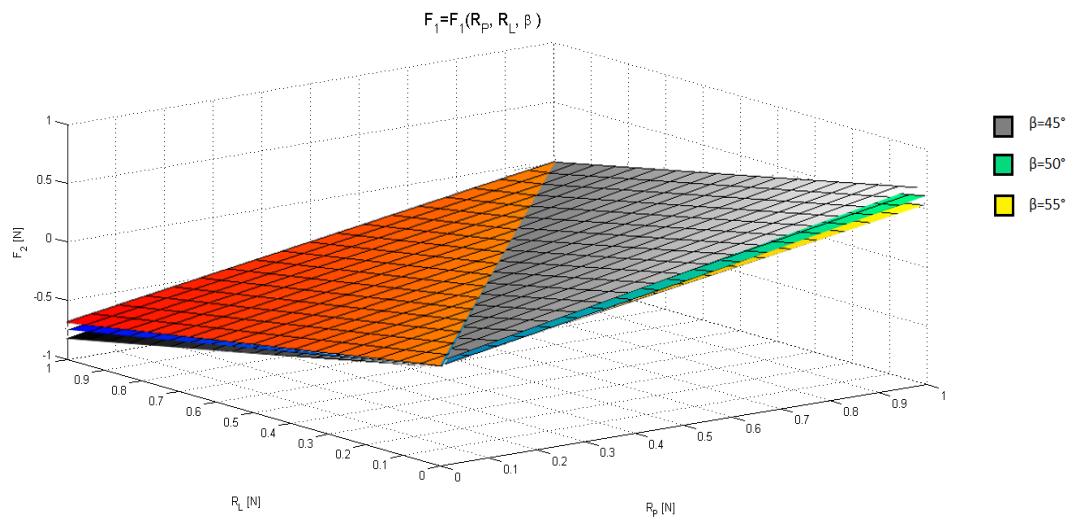
$$\begin{aligned}
 B &= C_L \cdot \left(\frac{a \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon - a \cdot \cos \gamma \cdot \cos \varepsilon}{b \cdot \cos \delta \cdot \cos \varepsilon + b \cdot \cos \eta \cdot \sin \varepsilon} \right) + C_P \\
 &\cdot \left(\frac{a \cdot \cos \gamma \cdot \cos \varepsilon + a \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon}{b \cdot \cos \delta \cdot \cos \varepsilon + b \cdot \cos \eta \cdot \sin \varepsilon} \right)
 \end{aligned} \quad (8)$$

Na základě těchto vztahů vznikly i grafy závislostí (viz. na příloženém CD, cesta: Diplomová práce\Mechanika). Jeden takovýto vyobrazuje i obr. 17, na kterém je zobrazena závislost (její část) síly do proti-naklápěcí pružiny (D) v závislosti na úhlu β (úhel mezi tlačnými tyčemi a osou Y). Tato závislost vzniká pouze pro případ, kdy je vahadlo pouze vyklopeno kolem osy válcové vazby, ne však posunuto ve směru této osy.

Závislost pro sílu do proti-naklápěcí pružiny má pak takovýto matematický tvar:

$$D = C_L \cdot \cos \beta - C_P \cdot \cos \beta \quad (9)$$

Tato závislost se projevuje nejviditelněji a animace (na příložením CD, cesta: Diplomová práce\Mechanika\obrázky\animace.mp4) zobrazuje, jak tento úhel mění závislosti jak síly do proti-naklápěcí pružiny (D), tak do pružící jednotky (B). Navíc tato závislost je i nejsnáze představitelná. Po krátké úvaze je zřejmé, že při vodorovné poloze tlačných tyčí (úhel $\beta=0$), bude působit maximální síla na proti-naklápěcí pružinu (D), zatímco síla do pružící jednotky (B) bude minimální. Při zvětšování úhlu β , se pak musí síla do proti-naklápěcí pružiny (D) zmenšovat a síla do pružící jednotky (B) zvětšovat. Což jde vidět právě na této animaci, což nás upevňuje v tom, že tento statický rozbor byl proveden správně.



Obrázek 17 Závislost síly působící naproti-naklápěcí pružinu v závislosti na úhlu β (úhel svírající tlačné tyče s osou Y)

2.4.2 Výsledky statického rozboru

Výsledné grafické závislosti jsou umístěny na příložením CD (cesta:

Diplomka\Mechanika\obrázky). Zde jen uvedu tabulku, jak moc jednotlivé parametry ovlivňují jednotlivé zkoumané síly. Grafické závislosti, jejichž geometrické parametry ovlivňovaly síly pouze zanedbatelně, nejsou na CD uvedeny.

Proměnná	Očekávané rozmezí	Ovlivnění D (síla do proti-naklápěcích pružin)	Ovlivnění B (síla do pružící jednotky)
α	$80^\circ \div 90^\circ$	vůbec	zanedbatelné
β	$45^\circ \div 55^\circ$	značné Narůstá-li β , pak se síla zmenšuje	značné Narůstá-li β , pak se síla zvětšuje
a	$30 \div 40$ mm	zanedbatelné	značné Narůstá-li a , pak se síla zvětšuje
b	$40 \div 50$ mm	zanedbatelné	značné Narůstá-li b , pak se síla zmenšuje

Tabulka 1 Tabulka výsledků statického rozboru

3 Návrh odpružení vozidla

Návrh dobrého odpružení je polovina úspěchu pro kvalitní odpružení vozidla. Tou druhou polovinou je dobře navržená kinematika zavěšení. Jelikož však není návrh kinematiky zavěšení úplný této práce, bylo nutno tento nedostatek řešit jinak. Pomoc nabídl tým CTU Cartech, který působí na naší škole a každoročně navrhuje a staví závodní monopost pro závody v soutěžích FSAE. Pro mé účely mi byly poskytnuty parametry vozu FS.07, který byl postaven pro sezónu 2015, a model v programu Lotus Suspension Analysis (dále jen LSA), ze kterého jsem odečetl jednotlivé přípojné body zavěšení a další parametry, jako např. zdvihy kol apod. Tudíž jsem mohl navrhnout odpružení pro tento vůz, ale nebylo možno řešit zástavbu samotného odpružení typu monoshock na vozidle, protože jsem nedostal model náprav ani karoserie a rámu. Proto jsem vycházel, co nejvíce z modelu v programu LSA. Samotné odpružení vozu má zásadní vliv na přítlak pneumatiky k vozovce, který se mění v závislosti na buzení od vozovky (schopnost kopírovat nerovnosti) a pohyby odpružených hmot.

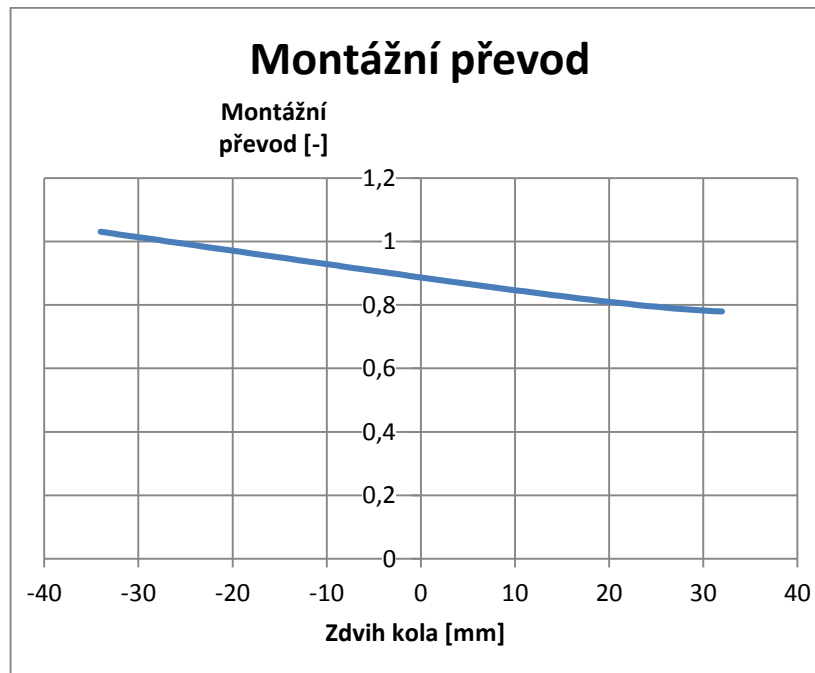
3.1 Kinematika odpružení

V první řadě je nutné navrhnout kinematiku odpružení a zjistit deformace jednotlivých pružin, pro zjištění tzv. montážního převodu (MR), který je nutný pro návrh tuhosti jednotlivých pružin. Pro tuto problematiku jsem využil programu LSA, ve kterém jsem měl již vymodelované obě nápravy, a tudíž stačilo vytvářet pouze odpružení typu monoshock, které je v tomto programu v nabídce již předdefinovaných odpružení, čehož jsem mile rád využil a měnil, už jen body, tak abych dostal požadovaný zdvih kol a předpokládaný zdvih tlumiče, který činil 57 mm. Současně s návrhem kinematiky probíhalo i vytváření modelu odpružení v programu CATIA V5, pro kontrolu proveditelnosti a vyhnutí se kontaktům jednotlivých dílů při vykonávání svých pohybů. Bohužel ani v jednom jsem nebyl natolik zběhlý, aby vznikl kvalitní mechanismus odpružení, popsany v předešlé kapitole.

Po několika iteracích jsem dospěl ke konečnému rozmístění bodů mechanismu tohoto odpružení. Pak jsem tedy odečetl zdvihy jednotlivých pružných členů mechanismu odpružení typu monoshock, průběhy sil působících na tyto pružné členy, a pak bylo možno stanovit montážní převod, který je definován vztahem:

$$MR = \frac{\text{zdvih_kola}}{\text{deformace_pružiny}} \quad (10)$$

Tento převod, jak jsem již předeslal je nutný pro výpočet tuhosti pružin. Na obr. 18 je průběh montážního převodu pro mnou navržené odpružení přední nápravy a jak můžeme vidět, tak tento parametr není konstantní, ale je dokonce mírně nelineární. V takovém to případě se berou hodnoty maximálních zdvihů.



Obrázek 18 Průběh montážního převodu přední nápravy

3.2 Návrh tuhosti pružin pružící jednotky

V prvním případě stanovím tuhost pružiny na pružící jednotce. Využil jsem toho, že vertikální tuhost pneumatiky využívanou týmem CTU CarTech lze taktéž odečíst z LSA. Tato tuhost ovlivňuje vlastní frekvenci kmitání neodpružených hmot (tedy zavěšení a kolové jednotky), ovšem budu ji dále potřebovat pro výpočet tuhosti pružiny na tlumící jednotce, která přímo ovlivňuje frekvenci odpružených hmot, kterou jsem si zvolil a podle ní stanovil následně tuhost.

3.2.1 Volba vlastních frekvencí

Volba hodnoty vlastních frekvencí odpružených hmot záleží především na použití vozidla a s tím souvisící zdvihy kol. U osobního vozu se volí menší hodnoty vlastních frekvencí v rozmezí 0,8-1,4 Hz, ne však menší, protože to způsobuje nevolnost, způsobená shodnou frekvencí žaludku. Tyto nízké vlastní frekvence zajišťují pohodlí posádky. Avšak s tímto souvisí i malé tuhosti pružin, a tudíž nutnost velkých zdvihů pérování, které musí absorbovat veškeré nerovnosti vozovky bez chodu na dorazy.

Závodní vozy jsou však úplný opak, kdy požadujeme dynamické chování při vysokých

rychlostech, bez ohledu na pohodlí řidiče/posádky. Navíc závodní tratě mívají kvalitní povrchy, takže nepotřebujeme tak velké zdvihy pérování. Také nesmíme opomenout na to, že na sportovních vozech se dnes využívají velkou měrou aerodynamické prvky, které vytvářejí velké zatížení podvozku při vysokých rychlostech. Všechny tyto aspekty vedou k tužšímu vypružení vozu a s tím spojené vyšší hodnoty vlastních frekvencí odpružených hmot (5-6 Hz). Vlastní frekvence nám také ukazuje, jak rychle vůz reaguje na jízdu po vozovce a naopak, jak rychle musí řidič reagovat na chování vozu.

Tabulka 2 zobrazuje doporučené rozsahy vlastních frekvencí odpružených hmot různých typů vozidel s ohledem na jejich další vlastnosti.

Vozidlo	Vlastní frekvence [Hz]
Osobní vozy	0,8 – 1,4
Závodní sedany a vozy s malým aerodynamickým přitlakem	1,5 – 2
Závodní vozy s vysokým aerodynamickým přitlakem	3 - 5

Tabulka 2 Doporučené rozsahy vlastních frekvencí odpružených hmot

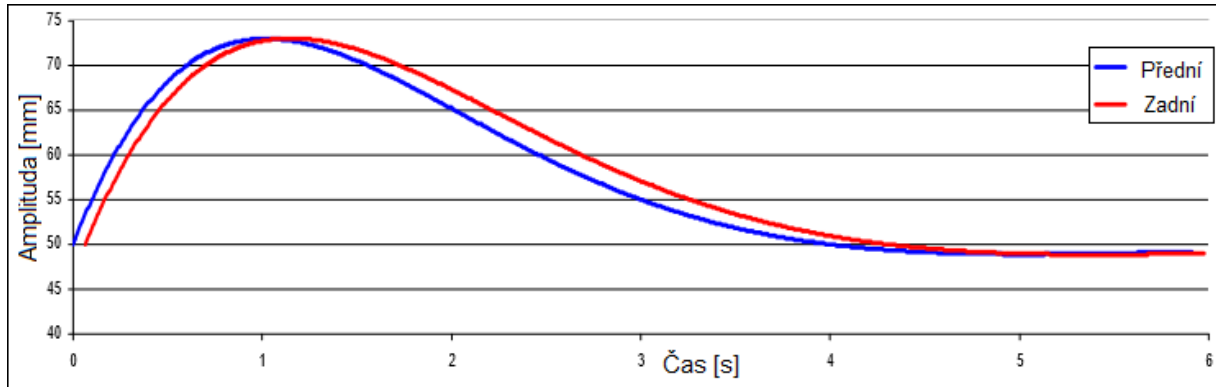
Při volbě vlastní frekvence je taky nutné uvažovat, které vlastnosti po vozidle požadujeme, protože tyto vlastnosti si často odporují. Jaké vlastnosti a jak jsou ovlivněny zobrazuje následující tabulka (tab.3).

Měkké vypružení	Tuhé vypružení
Velké amplitudy	Nízké amplitudy
Pomalá odezva	Rychlá odezva
Vyšší říditelnost	Nížší říditelnost
Vysoká stabilita	Nízká stabilita
Využití na nerovné/hrbolaté trati	Využití na hladkých tratích s dobrým povrchem

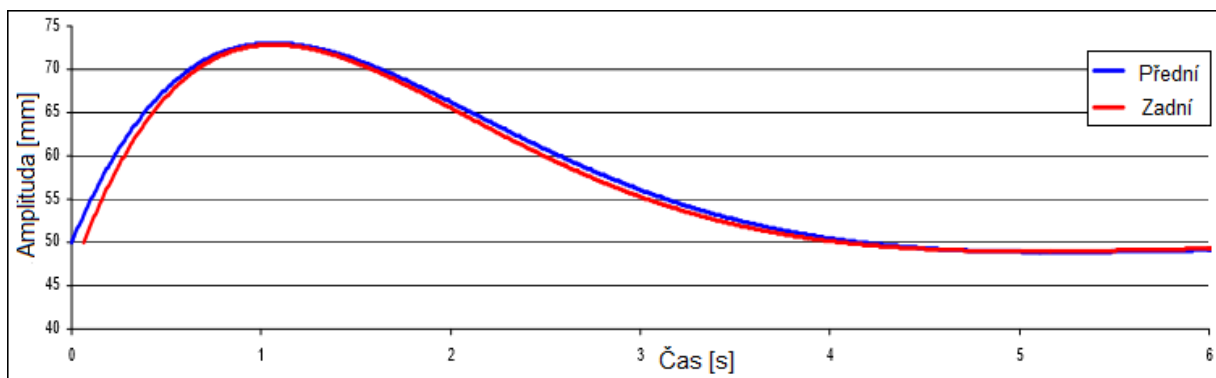
Tabulka 3 Vlastnosti ovlivněné tuhostí vypružení

Dalším faktorem ovlivňujícím volbu vlastní frekvence odpružených hmot je rozdělení vlastních frekvencí mezi přední a zadní nápravu. Při přejezdu nerovnosti na vozovce je zadní náprava zpožděná o čas $t=v/L$ (poměr rychlosti ku rozvoru). Zvolením vlastních frekvencí na přední i zadní nápravě stejných, může dojít ke špatnému tlumení klonivého kmitání při nízkých rychlostech u vozidel s malým tlumením. Z tohoto důvodu a pro minimalizaci předklápění se volí vlastní frekvence zadní nápravy o 10 - 20 % větší než přední nápravy.

Následující obrázky zobrazují odezvu odpružené hmoty $\frac{1}{4}$ modelu při pohybu v ose Z, při přejezdu nerovnosti zpožděné o čas $t=v/L$. V prvním případě je vlastní frekvence o 10% větší na přední nápravě. V druhém případě na nápravě zadní.



Obrázek 19 Vlastní frekvence odpružených hmot větší na přední nápravě o 10%



Obrázek 20 Vlastní frekvence odpružených hmot větší na zadní nápravě o 10%

Vozy formule student se pohybují v průměru pouze 50 km/hod a tudíž, pro dosažení lepšího času průjezdu zatáčky, je nutné, aby tyto vozy byly vybaveny velkými aerodynamickými prvky generujícími velký přítlak, pro dosažení velkých sil v kontaktu pneumatiky a vozovky. Proto je možno toto vozidlo brát jako vozidlo se středním, až vysokým aerodynamickým přítlakem. Proto volím vlastní frekvenci přední nápravy $f_f=3$ Hz a zadní $f_r=1,1 \cdot f_f=3,3$ Hz. Tyto hodnoty použil i tým CTU CarTech při návrhu odpružení pro vůz FS.07, čímž jsem se upevnil v mé volbě.

3.2.2 Výpočet tuhostí

Pro výpočet tuhosti pružiny odpružení potřebujeme znát vlastní frekvenci odpružených hmot, kterou jsem zvolil v předchozí kapitole, montážní převod zjištěný z programu LSA, vertikální tuhost pneumatik a v neposlední řadě hmotnost odpružených hmot připadající na jednu nápravu. Než však stanovíme tuhost pružiny,

musíme nejdříve stanovit jízdní tuhosti jednotlivých náprav, dle následného vztahu. V tomto vztahu je však nutno brát zřetel na hmotnost, protože pro klasické odpružení je nutno uvažovat hmotnost odpružených hmot $\frac{1}{4}$ modelu, avšak v našem případě se musí stanovit tuhost pružiny pro odpruženou hmotnost připadající na celou nápravu, a tudíž je nutno uvažovat hmotnost části odpružených hmot, které se rozdělí dle poměru rozložení nápravových tlaků, viz vztah níže.

$$m_s = (m \cdot r) - m_U \quad (11)$$

$$K_r = 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot m_s \quad (12)$$

Ted' je nutné vzít v úvahu tuhost pneumatik, protože ty také ovlivňují vlastní frekvence odpružených hmot, a tudíž i tuhost odpružení. K tomuto účelu použijeme následný vztah, který stanoví tuhost redukovanou ke středu kola.

$$K_W = \frac{K_r \cdot K_T}{K_T - K_r} \quad (13)$$

Výsledná tuhost odpružení se stanoví jako poměr tuhosti redukované ke středu kola a kvadrátu montážního převodu. To z důvodu, že pružina je montovaná ve vozidle vždy s nějakým převodem.

$$K_S = \frac{K_W}{MR^2} \quad (14)$$

Momentálně jsme si ukázali postup stanovení tuhosti pružin. Pro jejich stanovení jsem napsal výpočetní program v softwaru Matlab, který po přepsání vstupních dat ve zdrojovém kódu tyto hodnoty dopočítává. Tento program se nachází na přiloženém CD (cesta: Diplomová práce\Výpočet\ vypocet_pruziny_a_stabilizatoru.m). Následující tabulka (tab. 4) zobrazuje pouze vstupy pro tento výpočet a vypočtené hodnoty tuhostí pružin. A v neposlední řadě zvolení tuhostí, nabízených výrobcem k pružící jednotce, kterou určíme v následujících kapitolách, ale já už při psaní této práce vím, že to bude pružící jednotka firmy Öhlins TTX 25 Mk II.

	Přední náprava	Zadní náprava
Hmotnost vozu	270 kg	
Zvolená vlastní frekvence	3 Hz	3,3 Hz
Rozložení hmotnosti na nápravy	0,455	0,545
Hmotnost neodpružených hmot	21 kg	21 kg
Hmotnost odpružených hmot na jednu nápravu	101,85 kg	126,15 kg
Montážní převod	1,106	1,181
Tuhost pneumatik	80 N·mm ⁻¹	80 N·mm ⁻¹
Vypočtená tuhost pružin vypružení vozu	38,2305 N·mm ⁻¹	58,8235 N·mm ⁻¹
Zvolená tuhost pružin vypružení vozu	43,7817 N·mm ⁻¹	61,2944 N·mm ⁻¹

Tabulka 4 Vstupy a výstupy z výpočtu tuhostí pružin tlumící jednotky

3.2.3 Kontrola využití tuhostí pružin

Poté, co jsme navrhli tuhosti pružin pro přední i zadní nápravu, je nutné ještě zkontrolovat rozsahy pohybů těchto pružin očekávané při jízdě a zda lze dosáhnout navrženého rozdělení zdvihu nastavením předpětí pružin. Tímto rozbořem můžeme totiž zjistit, že navržená vysoká tuhost odpružení, nevyužije vůbec zdvihu na kole a i při pouze statickém zatížení bude tlumící jednotka roztažená při nulovém předpětí pružiny. Nebo naopak, že navržená tuhost pružiny bude natolik měkká, že na ní již nezbyde zdvih na další propružení pod dynamickým zatížením a navržené statické rovnovážné polohy nebude docíleno i při maximálním nastaveném předpětí. Podle výsledků je pak možno návrh ještě upravit.

Pro tento účel slouží taktéž předešlý program v softwaru Matlab, kde jednoduchým iterováním dopočteme stlačení pružin na základě sil, působících na tyto pružiny při různých jízdních stavech. Jediné, co je nutné měnit je předpětí pružin a kontrolovat, kolik chodu ještě zbývá do úplného stlačení pružin. Výsledky jsou shrnuty do tabulky 5.

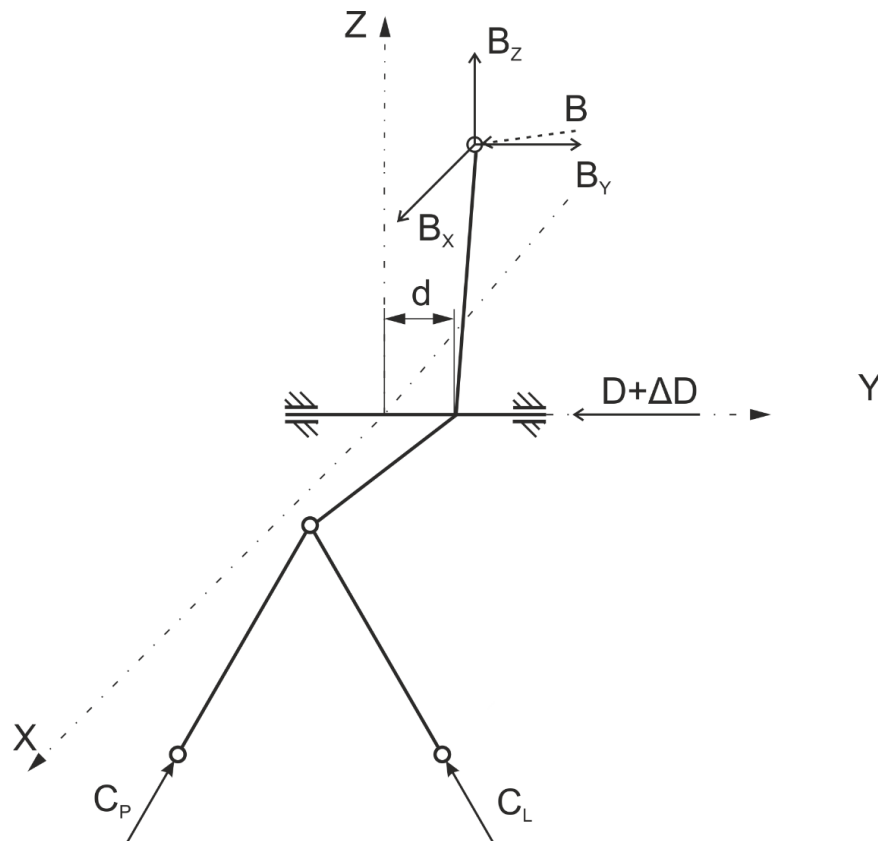
	Přední náprava	Zadní náprava
Předpětí pružiny	12 mm	3 mm
Statické zatížení	27 mm	28 mm
Brždění na mezi adheze	6 mm	-
Akcelerace na mezi adheze	-	12 mm

Tabulka 5 Tabulka výsledků využití navržené tuhosti pružin

3.2.4 Výpočet proti-naklápěcích pružin

Tato silová vazba mezi nezávislými zavěšeními kol (u konvenčních odpružení je jím příčný stabilizátor, v našem případě proti-naklápěcí pružiny samotného mechanismu odpružení) se zavádí pro dosažení požadovaného maximálního naklopení karoserie při působení bočního zrychlení (tedy v zatáčkách). Tyto mechanismy přesouvají sílu z vnějšího kola zatáčky na vnitřní. U závodních vozů je vhodné vždy použít nějaký proti-naklápěcí systém i v případě, že by to výpočet vylučoval. V takovém případě je vhodné přerozdělit tuhosti odpružení (u konvenčního odpružení) a použít příčný stabilizátor alespoň s malou tuhostí. Pak je možné rozdělovat síly mezi vnitřní a vnější pneumatiku a napříč vozem, a tak regulovat přetáčivost nebo nedotáčivost podle požadavků při různých jízdních podmínkách. Také je nutno podotknout, že návrhové výpočty jsou velice komplexní záležitostí, a že vždy uvažují s nějakými zjednodušeními (např. kinematickými).

V mém případě je však situace ještě komplikovanější díky samotné kinematice mechanismu odpružení typu monoshock. Jak jsem již předeslal v kapitole statického rozboru, tak vlivem příčného pohybu vahadla ve válcové vazbě se mění i poloha tlumicí jednotky, na které je umístěná tlačná pružina, která neustále vyvozuje sílu, působící na sférickou kinematickou dvojici spojující právě tlumicí jednotku a vahadlo. Při změně polohy vahadla v příčném směru se vychýlí pružící jednotka z podélné roviny symetrie a začne se tudíž generovat i síla ve směru osy Y (B_Y), která působí na vahadlo právě ve sférické vazbě tlumicí jednotky a vahadla. Tato síla, jak jsem již předeslal, působí v opačném smyslu než proti-naklápěcí pružina, a tudíž by tato pružina měla být tužší, aby byl tento přírůstek (B_Y) kompenzován a proti-naklápěcí pružina tak generovala o to větší sílu ($D+\Delta D$).

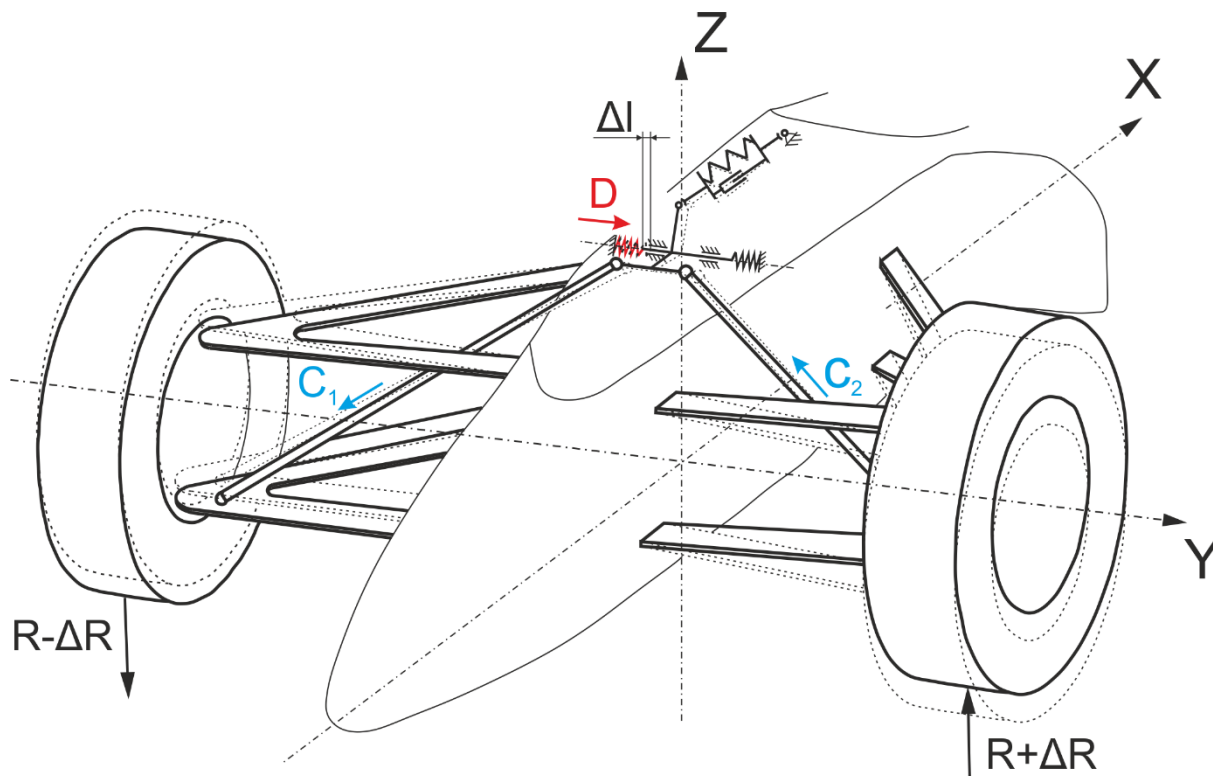


Obrázek 21 Zobrazení působení síly hlavní pružiny (B_y) na sílu proti-naklápací pružiny (D)

Z tohoto důvodu jsem změnil své stanovisko a vypočetl tuhost proti-naklápací pružiny jinak, než jsem původně zamýšlel. Původně jsem totiž upravoval vztahy pro výpočet proti-naklápací tuhosti podle [1], kde bylo nutné upravit ve výpočetních vztazích tuhost pružiny na tlumící jednotce přispívající proti-naklápacímu systému klopení karoserie. V našem případě by to musela být tuhost pružiny na tlumící jednotce působící pouze v ose Y se záporným znaménkem, aby byl zahrnut účinek této pružiny proti námi navrhované tuhosti proti-naklápací pružiny. Takto tuto tuhost ještě stále počítá, již zmíněný program v matlabu. Ovšem tyto vztahy v tomto programu nejsou dotaženy do konce, protože zjednodušují tyto vztahy přespříliš, protože jsem v nich příspěvek pružiny pružné jednotky zcela zanedbal, a proto musí nutně počítat hodnotu tuhosti proti-naklápacích pružin, menší než je nutné. Proto se touto problematikou nebudu již dále zabývat, jen bude dobré porovnat výsledky tohoto výpočtu, s mnou stanovenou tuhostí těchto pružin, která by měla vzrůst o pár jednotek [N/mm] a tak zjistit, že má úvaha byla správná.

Z těchto důvodů jsem přistoupil k jednoduššímu návrhu tuhosti těchto pružin. Program LSA dovoluje odečít jak deformace těchto pružin, tak i sílu na ni působící pro zadané maximální klopení karoserie. V našem případě je amplituda tohoto pohybu 3° .

Z maximálních odečtených hodnot jak síly generované proti-naklápěcí pružinou, tak i její deformace jsem stanovil tuhost této pružiny, jako poměr těchto dvou hodnot (síla ku deformace).



Obrázek 22 Schéma pro návrh proti-naklápěcích pružin odpružení menoshock

$$K_{AR} = \frac{D}{\Delta l} \quad (15)$$

Vstupní a výsledné hodnoty opět uvedu do tabulky (viz. tab 6). Jak můžeme vidět, tak tuhost proti-naklápěcích pružin navržených 2. metodou jsou nepatrně větší, což odpovídá přesně mému předpokladu, který jsem popsal výše.

	Přední náprava	Zadní náprava
Síla na pružinu	718,47 N	629,38 N
Deformace pružiny	21,67 mm	21,62 mm
Vypočtená tuhost dle [1]	27,992 N·mm ⁻¹	27,832 N·mm ⁻¹
Vypočtená tuhost	33,16 N·mm ⁻¹	29,11 N·mm ⁻¹

Tabulka 6 Výsledné tuhosti proti-naklápěcích pružin mechanismu odpružení monoshock

Na základě těchto tuhostí bylo nutné stanovit parametry pružin, poskytujících dané parametry. K tomu mi posloužil program Autodesk Inventor, který obsahuje Generátor komponent tlačných pružin, ve kterém lze na základě známých parametrů navrhnout pružinu. Pro nás jediný neznámý parametr byl materiál pružiny, který jsem zvolil, jako zušlechťenou ocel 54SiCr6. Tento generátor jsem použil a ten mi vygeneroval pružiny

s následnými parametry, které jsou uvedeny v tabulce 7. Ovšem zadní pružina nešla vygenerovat s odpovídající tuhostí, která byla buď menší nebo rovna tuhosti přední pružiny, protože nebyl vyhledán odpovídající Ø drátu, proto jsem se rozhodl zvolit tuhost odpovídající tuhosti přední nápravy.

Parametry	Hodnoty
Průměr drátu	3,55 mm
Střední průměr pružiny	23,55 mm
Počet závitů pružiny	3,5
Volná délka	43,119 mm
Tuhost	34,092 N·mm⁻¹

Tabulka 7 Parametry skutečné proti-naklápěcí pružiny

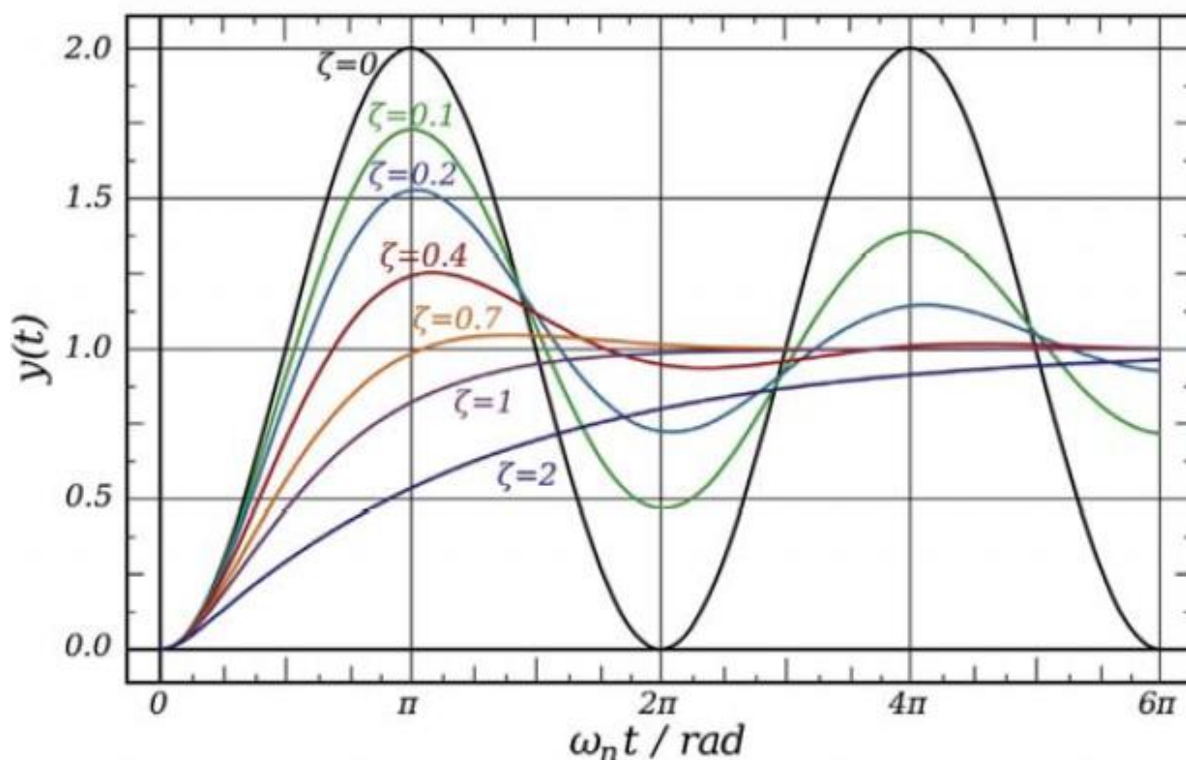
3.2.5 Výpočet tlumení

Posledním parametrem ovlivňujícím kmitání soustavy je tlumení. Snažíme se vyhnout nežádoucímu ideálně nekonečnému kmitání soustavy, a to právě zavedením tlumení. S rostoucí hodnotou tlumení bude klesat i počet zákmitů, až do úplné stabilizace v rovnovážné poloze do stavu, kdy soustava přestane kmitat a vrátí se z výchozí pozice do rovnovážné bez překmitnutí. Protože je hodnota tlumení pro každou soustavu rozdílná, zavádí se veličina tzv. poměrný útlum, který udává relativní stupeň tlumení.

$$b_r = \frac{b}{b_{krit}} \frac{b}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad (16)$$

Kritické tlumení je pak taková hodnota tlumení, kdy právě nedojde k překmitu rovnovážné hodnoty výchylky.

Kritické tlumení je právě takové tlumení, kdy poprvé nedojde k překmitu rovnovážné polohy výchylky. Velikost poměrného útlumu charakterizuje minimální rychlost odezvy na skokovou změnu, kterou určuje zespol vlastní frekvence netlumené soustavy. Malé tlumení může způsobovat odskakování pneumatiky od nerovností, což je problém. Zatímco velké tlumení prodlužuje časovou konstantu dosažení rovnovážného stavu, což vede k nedostatečné reakci na přejížděné nerovnosti a tím vzniká taktéž odskok pneumatiky. Proto u volby tlumení musíme jít cestou kompromisu tak, aby se výrazně neprodložovala časová konstanta dosažení rovnovážné polohy a při tom, samotná soustava kmitala jen nevýrazně. Na obrázku 23 je zobrazena odezva odpruženého a tlumeného systému na pouze skokový podnět při různých hodnotách tlumení.



Obrázek 23 Odezva systému na podnět při různých hodnotách tlumení (zdroj: [10])

Při výpočtu hodnoty tlumení máme dvě možnosti. První je výběr poměrného útlumu, kdy pro osobní vozy je rozsah 0,2 – 0,4, ale pro závodní vozy je rozsah 0,4 – 1. Avšak doporučený rozsah výběru hodnot poměrného útlumu pro závodní vůz je v rozmezí 0,65 – 0,7, kdy dostáváme lepší kontrolu kmitů odpružených hmot a zároveň rychlejší odezvu než s kritickým tlumením. Druhou možností je výpočet tlumení podle požadované výchylky v čase pomocí tzv. logaritmického dekrementu (v), který je dán jako logaritmus poměrné změny amplitudy po definovaném počtu period kmitání.

$$v = \ln \frac{z(t)}{z(t+nT)} \quad (17)$$

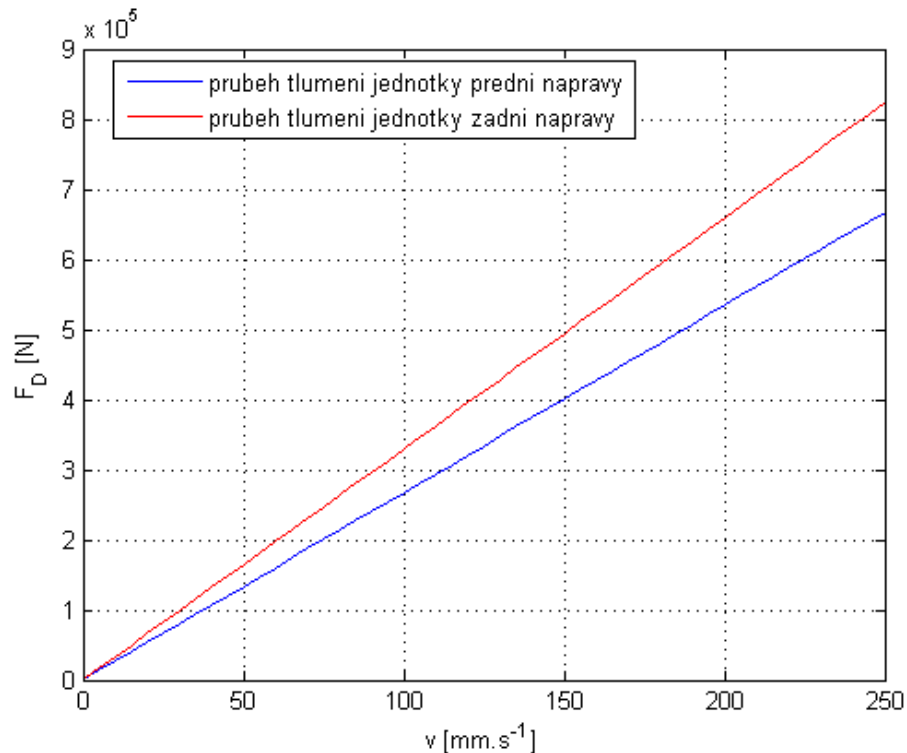
Já jsem volil 1. možnost výpočtu tlumení, kdy volím hodnotu poměrného útlumu 0,7. Pak počítám kritické tlumení kmitů odpružených hmot a z těchto hodnot následně spočítám tlumení. K tomuto stačí následující vztah.

$$b = b_r \cdot b_{krit} = b_r \cdot \sqrt{m_S k_S} \quad (18)$$

Tento vztah však udává, jako v případě tuhosti pružiny tlumení v místě kola. Proto je nutné ho ještě přepočítat obdobně, jako v případě tuhosti, do místa tlumiče.

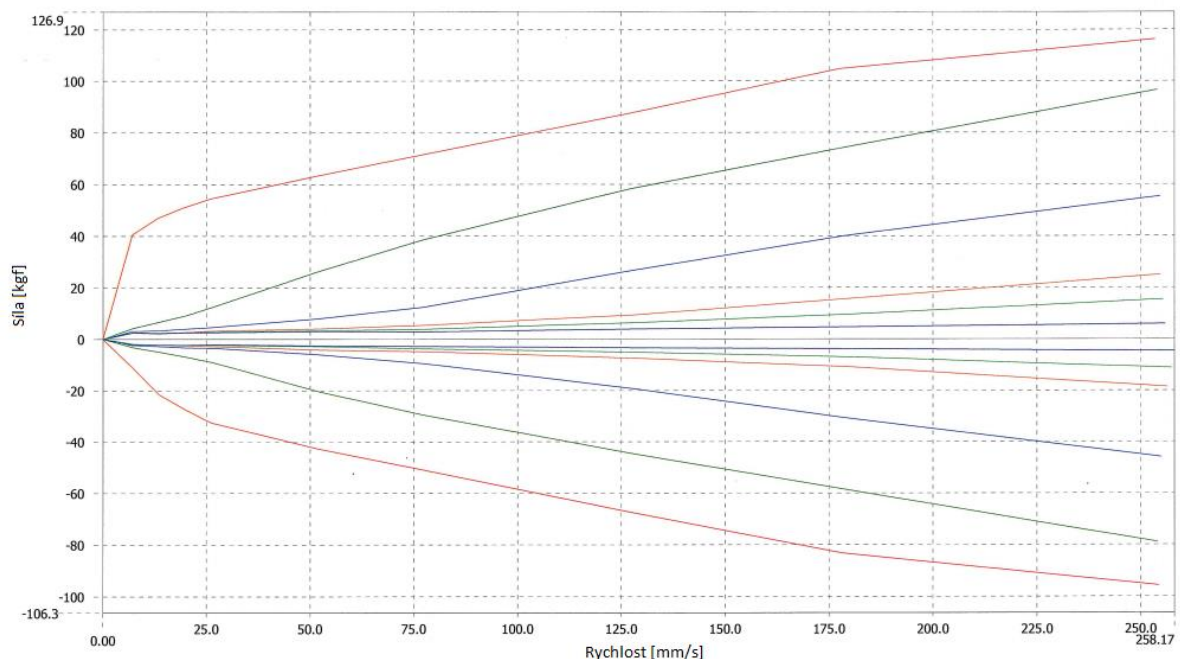
$$b' = \frac{b}{MR^2} \quad (19)$$

Ovšem tento vztah nám dává pouze směrnici lineární závislosti síly generované tlumičem v závislosti na rychlosti stlačení tlumiče, kde „b“ je právě touto směrnicí. Obrázek 24 zobrazuje mnou vypočtenou lineární charakteristiku tlumiče.



Obrázek 24 Vypočtená lineární charakteristika tlumič

Avšak reálně potřebujeme daleko komplexnější charakteristiky, které dnes poskytují i nabízené tlumičí jednotky. V dalším kroku musím zvolit reálné tlumení pro námi zvolený typ tlumiče. Závodní stavitelné tlumiče se totiž dnes dodávají pro velký rozsah uplatnění, a proto je výrobcem nabízena velká škála vnitřních škrťících orgánu. Obr. 25 zobrazuje charakteristiky mnou zvoleného tlumiče firmy Öhlins, a jak vidíme, je jich spousta a velkého rozsahu, a to je pouze zlomek nabízených.



Obrázek 25 Charakteristika tlumiče Öhlins TTX25 – MkII, závislé na zvolené sadě škrťicích organů (zdroj: [16])

Ovšem volba správného tlumiče na základě pouze této lineární závislosti je téměř nemožná záležitost, protože reálný tlumič má nelineární charakteristiku a hysterezi. Vypočtená hodnota je vlastně tlumení ekvivalentního viskózního tlumiče. Pro vyhledání vhodného tlumiče musí následovat simulace a poté testování, což je nad rámec této práce.

Já volím tlumič značky Öhlins model TTX 25 – Mk II, který je navržen přímo pro vozy formule student a nabízí velkou škálu vnitřních škrťicích členů. Jedná se o plynokapalinový dvouplášťový tlumič, 4 – cestný, plně nastavitelný. Je velmi malý a lehký 394 g, zdvih 57 mm. A firma Öhlins k němu nabízí jak jeho model, tak i záznamy z dynamických zkoušek i k němu dodávané pružiny.



Obrázek 26 Tlumič Öhlins TTX 25 – MkII (zdroj: [16])

3.3 Konstrukce mechanismu odpružení

V této kapitole bych chtěl dále pojednat o samotné konstrukci mechanismu typu monoshock a jeho komponent. Vycházel jsem již ze známého řešení, které používala značka Dallara na svém voze formule 3. Koncepce samotného mechanismu je naprosto identická, ale z důvodu toho, že se mi nepodařilo navrhnout dobře kinematiku samotného mechanismu, je přece jen odlišná.

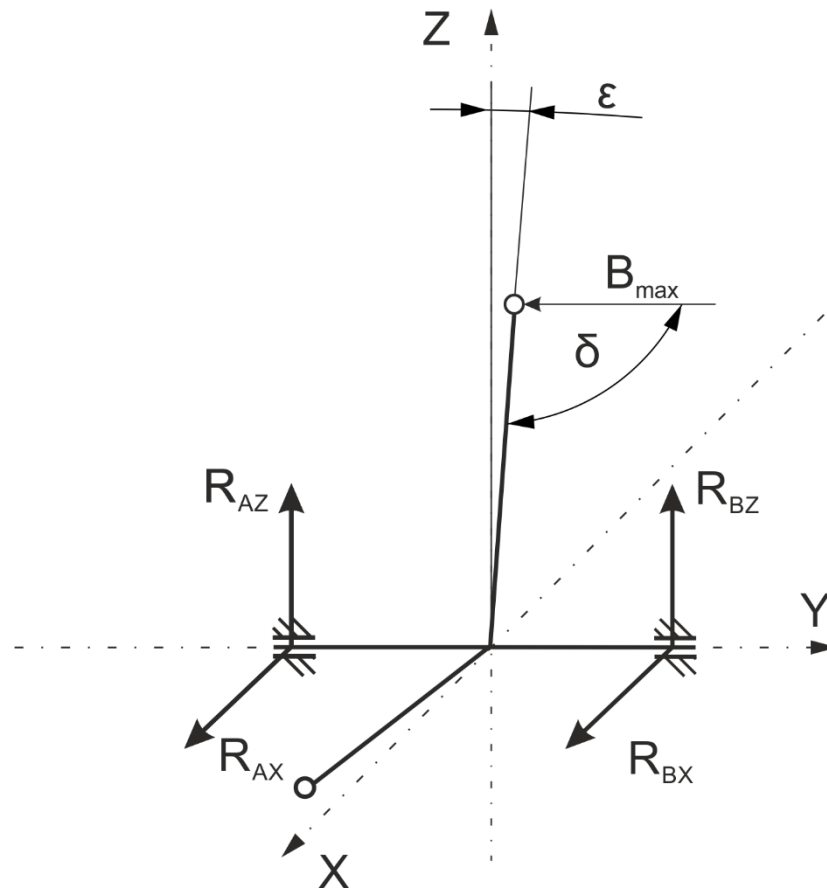
V první řadě bylo tedy nutné vytvořit virtuální model, pro řešení kinematiky mechanismu odpružení, a to v programu LSA. Spolu s tímto modelem vznikal 3D model v programu CATIA V5. Po stanovení kinematiky a sil působících do pružných členů samotného mechanismu (pružin) a vymodelování prvního 3D modelu podle bodů z programu LSA, jsem mohl začít určovat síly zatěžující mechanismus.

3.3.1 Síly zatěžující mechanismus

Jelikož jsem znal pouze maximální síly pružin vypočtených z jejich tuhosti a maximální deformace a měl jsem již hotový statický rozbor mechanismu odpružení, rozhodl jsem se těchto znalostí využít i pro stanovení zatížení jednotlivých komponent mechanismu odpružení.

V první řadě bylo nutno zjistit síly působící na válcové vazby, které nás v kapitole statického rozboru mechanismu tolik nezajímaly, a tak jsem je ani neuváděl. Ovšem statické rovnice obsahovaly i tyto neznámé, a protože jsem tyto rovnice řešil symbolicky v programu matlab, nebylo nic jednoduššího než změnit pouze vstupní parametry, kde to v tomto případě byly síly pružin. Na základě těchto rovnic a znalosti polohy vahadla při maximálních deformacích jednotlivých pružin jsem stanovil, reakce ve válcových vazbách pro 2 stavy mechanismu.

Prvním stavem bylo maximální stlačení tlumící jednotky, kdy dochází k maximální deformaci pružin na těchto jednotkách. Ze známých geometrických parametrů mechanismu odpružení stlačení pružin, bylo následně nutné stanovit některé další kinematické parametry, jako úhlové výchylky vahadla (např. úhly δ a ε).



Obrázek 27 Mechanický model pro výpočet zatížení válcové vazby – max. stlačení tlumiče

Na pokrytí vlivu dynamických přetížení a nízkocyklové únavy jsem použil metodu statických násobků. Jednotlivé statické násobky zobrazuje tabulka 8.

Statický násobek	Symbol	Hodnota
Ve směru osy X	k_X	2,0
Ve směru osy Y	k_Y	2,0
Ve směru osy Z	k_Z	3,0

Tabulka 8 Statické násobky

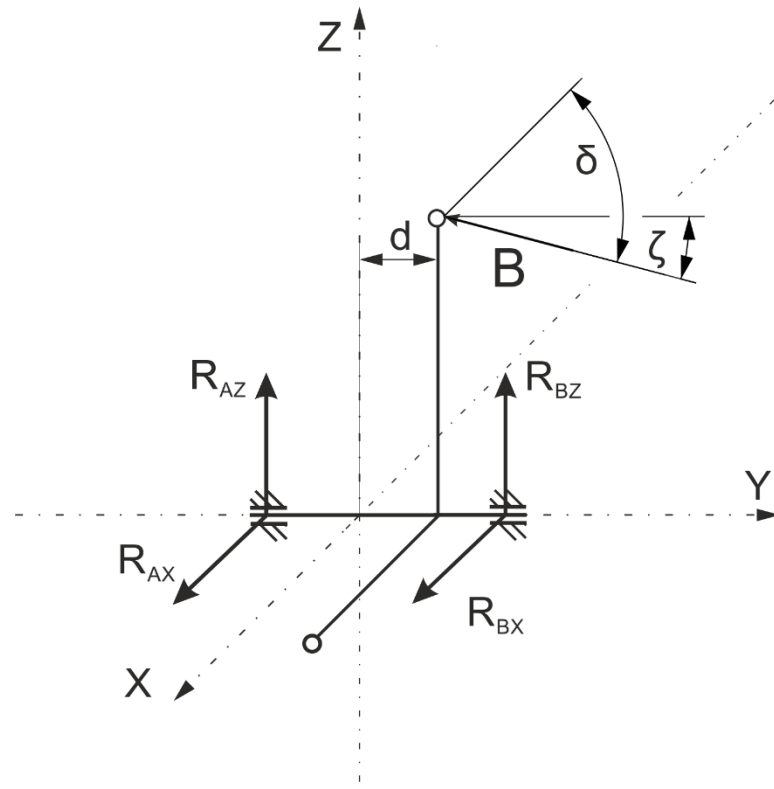
$$R_X = \frac{B \cdot \sin(\delta - \varepsilon)}{2} \cdot k_X \quad (20)$$

$$R_Z = \frac{B \cdot \cos(\delta - \varepsilon)}{2} \cdot k_Z \quad (21)$$

Výsledná síla působící na válcovou vazbu:

$$R = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2} \quad (22)$$

Druhým stavem bylo maximální stlačení proti-naklápěcí pružiny. Opět jsem ze známých geometrických parametrů mechanismu stanovil některé další kinematické parametry, jako úhlové a směrové výchylky vahadla (např. d , δ , η , θ , což je doplňkový úhel k úhlům δ a η atd.).



Obrázek 28 Mechanický model pro výpočet zatížení válcové vazby – max. deformace proti-naklápěcí pružiny

Výsledné vztahy pro jednotlivé reakce válcové vazby byly následovné:

$$R_X = \frac{B \cdot \cos \delta}{2} \cdot k_X \quad (23)$$

$$R_Z = \frac{B \cdot \cos \theta}{2} \cdot k_Z \quad (24)$$

Výsledná síla působící ve válcové vazbě je pak:

$$R = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2} \quad (25)$$

Z těchto dvou případů je pak nutno vybrat větší výslednou sílu (R) pro stanovení zatížení ložisek válcové vazby a jejich návrh.

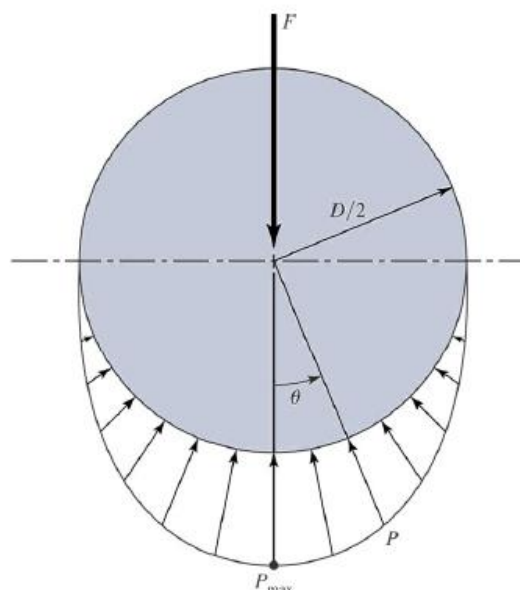
3.3.2 Návrh ložisek

Jelikož válcová vazba zajišťuje jak rotaci, tak i posuv komponenty v ní uložené, je ji možné realizovat pouze jediným druhem ložisek. Těmito ložisky jsou kluzná ložiska. V tomto případě však není možné zajistit dostatečně tlustý hydrodynamický olejový film, protože samotné vahadlo ani nerotuje a pro vytvoření hydrodynamického olejového filmu je nutné, aby čep v ložisku rotoval dostatečně rychle. Proto jedinou možností zůstávají kluzná ložiska bezmazná. Tyto ložiska jsou nejčastěji vyráběné z kompozitů, plastů nebo slinutých porézních materiálů, v jejichž pórech je často

obsaženo mazivo od již od výrobce (pak je to ložisko málomazné). Já jsem se rozhodl vybírat z řady ložisek firmy SKF z materiálu PTFE (Polytetrafluoretylen), která vyžadují pouze málo údržby, proto mají velkou životnost a mají nízký koeficient tření (0,06 – 0,15).

Tato ložiska jsem navrhl pomocí vztahu pro maximální kontaktní tlak v kluzném ložisku.

$$p_{max} = \frac{4 \cdot R}{\pi \cdot d \cdot l} \leq p_D \quad (26)$$



Obrázek 29 Rozložení tlaku v kluzném ložisku (zdroj: [17])

Z tohoto vztahu jsem vyjádřil plochu kluzného ložiska, která je dána jako násobek délky ložiska (l) a jeho průměru (d). Místo kluzného maximálního tlaku bylo pochopitelně nutno dosadit dovolený tlak pro materiál ložiska, který je pro materiál PTFE 40 MPa. Pak má výsledný vztah následující tvar.

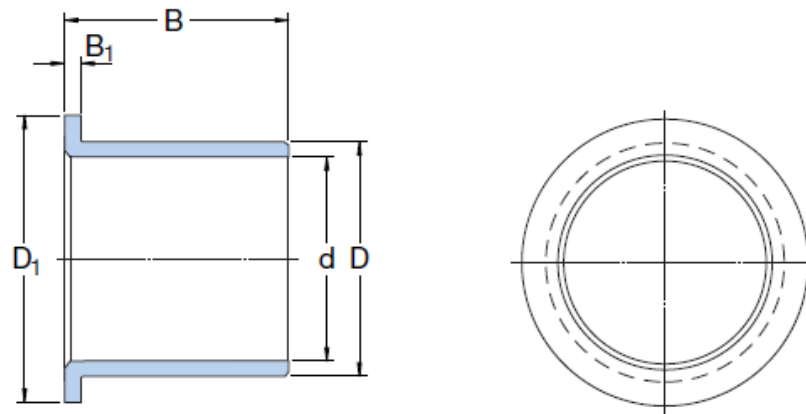
$$S = d \cdot l = \frac{4 \cdot R}{\pi \cdot p_d} \quad (26)$$

Vstupní a výsledné hodnoty opět zapíši do tabulky.

	Přední náprava	Zadní náprava
Síla zatěžující ložisko	3 010,6 N	3 540,7 N
Vypočtená plocha	95,831 mm ²	112,70 mm ²

Tabulka 9 Vstupní a výstupní hodnoty návrhu ložisek

Volím nejbližší vyšší plochu kluzného ložiska, kterou je v obou případech ložisko SKF PPMF 101212.

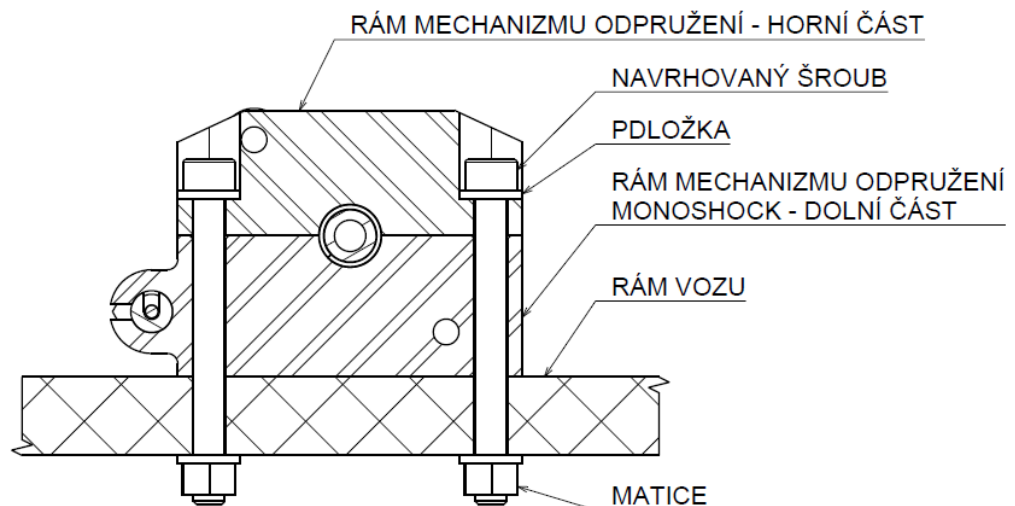


Designation	d mm	D mm	B mm	D ₁ mm	B ₁ mm
PPMF 101212	10	12	12	18	1

Obrázek 30 Kluzné ložisko PPMF 101212 (zdroj: [14])

3.3.3 Návrh šroubů

V dalším kroku je nutné navrhnout šrouby sdružující funkci upevnění mechanismu odpružení na rám vozu a zajišťující montáž mechanismu viz. obr. 31. Opět použijeme metodu statických násobků na zátěžné síly a podle nich navrheme potřebný průměr šroubu.



Obrázek 31 Montážní uspořádání navrhovaných šroubů

V první řadě jsem navrhl plochu jádra šroubu ze vztahu pro tahové namáhání šroubu. Předpokládám šrouby z materiálu pevnostní třídy 8.8, jehož vlastnosti uvedu opět v tabulce výsledků, jako vstup do tohoto výpočtu. Maximální síly jsem stanovil, již v předchozím kroku, kdy jsem navrhoval ložiska s tím rozdílem, že zde vybírám

maximální hodnotu sil, kdy jsou ještě rozloženy do složek, protože tahové namáhání šroubu vyvozují v našem případě pouze síly v působící ve směru osy Z.

$$d_{3T} = \sqrt{\frac{4R_{Zmax}}{\pi \cdot \sigma_D \cdot i}} \quad (27)$$

V kroku druhém jsem navrhl plochu jádra šroubu ze vztahu na stříh šroubu, které způsobují síly působící v ose X.

$$d_{3S} = \sqrt{\frac{4R_{Xmax}}{\pi \cdot \tau_D \cdot i}} \quad (28)$$

	Přední náprava	Zadní náprava
Maximální síla tahová síla	163,5394 N	1518,1561 N
Maximální stříhová síla	6019,0126 N	7007,2852 N
Dovolené tahové napětí šroubu	280 N·mm ⁻²	
Dovolené napětí šroubu ve stříhu	180 N·mm ⁻²	
Počet šroubů	4	
Plocha jádra vypočtená z tahu	0,4312 mm ²	1,3137 mm ²
Plocha jádra šroubu vypočtená ze stříhu	3,2625 mm ²	3,5202 mm ²

Tabulka 10 Vstupní a výstupní hodnoty z návrhu šroubů

Pro oba případy volím šroub M5, který má průměr jádra $d_3=4,019 \text{ mm}^2$, který je v obou případech větší než vypočtený průřez jádra šroubů pro uchycení mechanismu k rámu.

V poslední řadě jsem ještě zkontroloval závity šroubů na otláčení, dle vztahu níže. Zatěžující síla je opět maximální tahová síla na šroub. Vypočetl jsem i bezpečnost šroubů na otláčení závitů, která by měla být za všech okolností větší než 1. Výsledky jsem uvedl do tabulky 11.

$$p = \frac{4R_{Tmax}}{\pi \cdot n_z \cdot i \cdot (d^2 - d_3^2)} \leq p_D \quad (29)$$

	Přední náprava	Zadní náprava
Počet činných závitů	3	
Vnější průměr závitu M5	5 mm	
Malý průměr závitu M5	4,019 mm	
Přípustný tlak v závitech	60 MPa	
Tlak v závitech	1,9612 MPa	18,2061 Mpa
Bezpečnost	30,6	3,3

Tabulka 11 Vstupní a výstupní hodnoty kontroly závitů na otláčení

Všechny tyto vztahy, jak pro stanovení namáhajících sil, tak i pevnostních výpočtů jsou opět zadány do výpočetního programu v softwaru matlab, který je vložen na přiloženém CD (cesta: Diplomová práce\výpočet\ pevnostni_vypocet.m).

4 Pasivní propojení dvou náprav závodního vozu

Ted', když jsme pochopili funkci mechanismu odpružení typu monoshock a zkonstruoval jsem dvě jednotky tohoto odpružení pro obě nápravy, můžeme se vrhnout na pochopení samotného pasivního propojení přední a zadní nápravy sportovního vozu a jeho zkoumání, respektive ověření jeho funkčnosti.

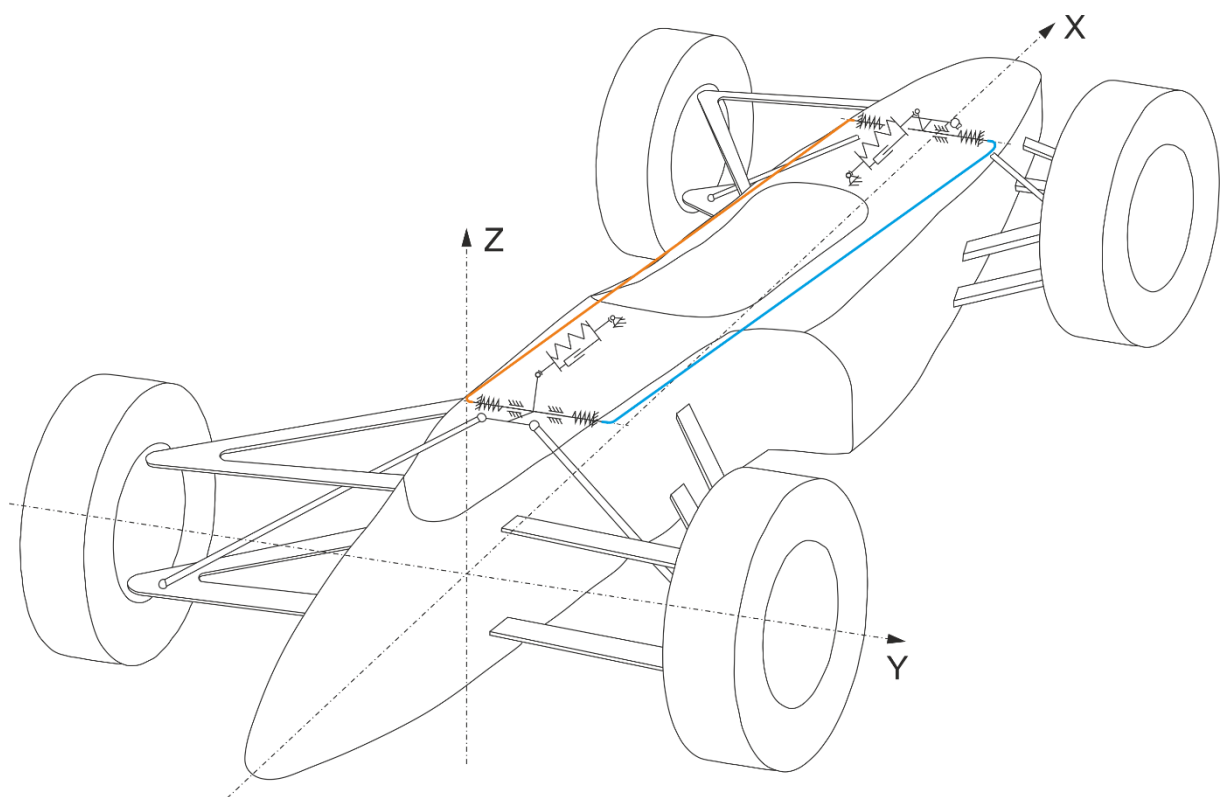
4.1 Princip

Samotný princip tohoto propojení je prostý. Idea je taková, že se sváže příčný pohyb vahadel ve válcové vazbě jednotlivých náprav geometrickou vazbou, tzn. velmi tuhými prvky. Samotné propojení lze realizovat spoustou způsobů jako například: hydraulicky, kdy by vazbu mezi jednotlivými mechanismy odpružení tvořilo vedení hydraulické kapaliny, ke dvěma hydromotorům, jejichž pohyb by byl svázán právě s příčným pohybem vahadla ve válcové vazbě. Tento způsob propojení je ovšem hodně komplikovaný díky množství dílů a sestav, s čímž je spojena i skutečnost, že by narůstala váha vozu. Dále cena samotných komponent hydraulického propojení je dost vysoká. Druhý způsob propojení, který jsem i já následně realizoval je propojení pomocí lan vedených v bowdenech. Toto řešení je relativně jednoduché, levné a nepřidá tolik na samotné hmotnosti vozu. Posledním řešením propojení dvou mechanismů odpružení je možné táhly. Ovšem toto řešení by bylo dost komplikované, jak z hlediska výroby a samotné zástavby do vozidla, tak i z hlediska návrhu kinematiky táhel, tak abychom se vyhnuli například místu pro řidiče.

Snahou tohoto propojení je eliminace především křížení přední a zadní nápravy (anglicky: warp) a omezení naklápění karoserie. Předklápění a nadzvedávání karoserie by podle našich předpokladů a samotného principu propojení mělo být ovlivněno jen velmi malou měrou nebo vůbec. Každopádně i toto řešení by mělo dosahovat lepších výsledků, než samostatné nepropojené odpružení jednotlivých kol viz. Citroën Xsara WRC v kapitole představení známých řešení, kde propojení na tomto voze zajišťovalo podobnou funkci. Jak lze vidět na tomto příkladu, tak propojení s omezením pouze tohoto pohybu karoserie, přinášelo velmi dobré výsledky. Z tohoto důvodu je vhodné zabývat se zkoumáním i tohoto propojení.

Ted' si ukažme, princip a funkci námi zkoumaného propojení. Na obr. 32, vidíme schéma celého vozu se dvěma mechanismy odpružení typu monoshock, jak pro přední, tak i zadní nápravu. Jak už momentálně víme, tak při přejíždění nerovnosti pouze jedním kolem nebo naklápění karoserie při průjezdu zatáčky, se vahadlo tohoto odpružení

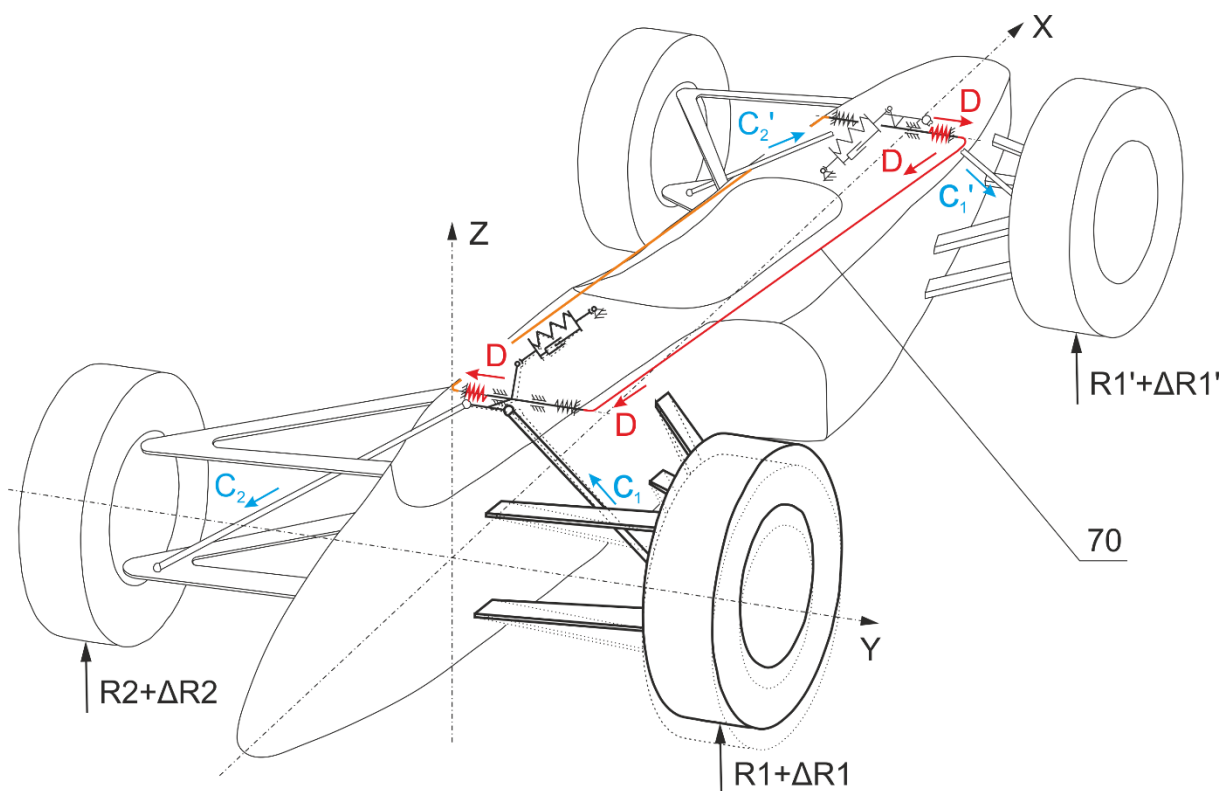
posouvá v příčné ose, tj. osa válcové vazby, skrze kterou je toto vahadlo uchyceno k rámu. Tento pohyb my chceme navázat na pohyb vahadla mechanismu odpružení druhé nápravy. Proto k vahadlu připojíme dvě lana (to z důvodu, že lano přenáší pouze tahová namáhání) vedené v bowdenech, abychom zajistili příčné pohyby vahadla v obou směrech od staticky rovnovážné polohy. Lana je pak nutno zapojit na jednotlivá vahadla tak, aby při vychýlení jednoho vahadla v jednom směru, se vahadlo druhé nápravy vychýlilo do opačného směru o stejnou výchylku (to zajišťuje geometrická vazba, v našem případě tuhá lana). Na obr. 32 vidíme propojení jako modrou a oranžovou čáru, což jsou vlastní lana vedená v bowdenech.



Obrázek 32 Schéma propojení dvou náprav na vozidle

Princip jsem snad objasnil výše. A teď se pojd'me podívat ještě na funkci. Na obr. 33 je zobrazena funkce propojení pro situaci, kdy pravé kolo přední nápravy přejíždí nerovnost na vozovce a je vychýleno směrem do karoserie. V tomto případě se opět začne zvětšovat tlaková síla (C_1) v tlačné tyči na této straně vozu. Ve sférické vazbě, která je společná pro tuto tlačnou tyč a vahadlo, dojde opět k rozkladu této síly do jednotlivých složek kartézského souřadného systému. Protože je síla C_{1Y} větší než síla C_{2Y} , na protinaklápěcí pružinu začne působit síla (D), která způsobuje její deformaci, a tudíž i posun vahadla v příčném směru ve válcové vazbě, právě ve směru této síly. V tomto případě však již máme propojené vahadlo přední nápravy s vahadlem zadní nápravy lanem (70),

ve kterém se generuje taktěž síla (D) a skrze lano se přenáší, až na vahadlo zadní nápravy, které tak stlačí proti-naklápěcí pružinu systému odpružení zadní nápravy, akorát na opačné straně vozu. Tím se generuje zvětšení síly do tlačné tyče (C_1'), která způsobuje zvětšení reakce (R_1') mezi vozovkou a levou zadní pneumatikou o hodnotu $\Delta R_1'$. Pochopitelně na tuto změnu reagují i kola na opačných stranách. Tudíž na pravém předním kole vzroste síla mezi pneumatikou a vozovkou o hodnotu ΔR_2 v závislosti na tlakové síle (C_2) v tlačné tyči na této straně vozu. Na zadní nápravě bude pravé kolo taky reagovat a to následovně. Velikost tlakové síly (C_2') v tlačné tyči poklesne, čemuž odpovídá smysl šipky, která je nakreslena na obr. 33 a to způsobí pokles síly mezi pneumatikou a vozovkou tohoto kola o hodnotu $\Delta R_2'$. Tímto způsobem by se tedy mělo eliminovat křížení jednotlivých náprav vozu, a tudíž i naklápění karoserie kolem uhlopříčky.



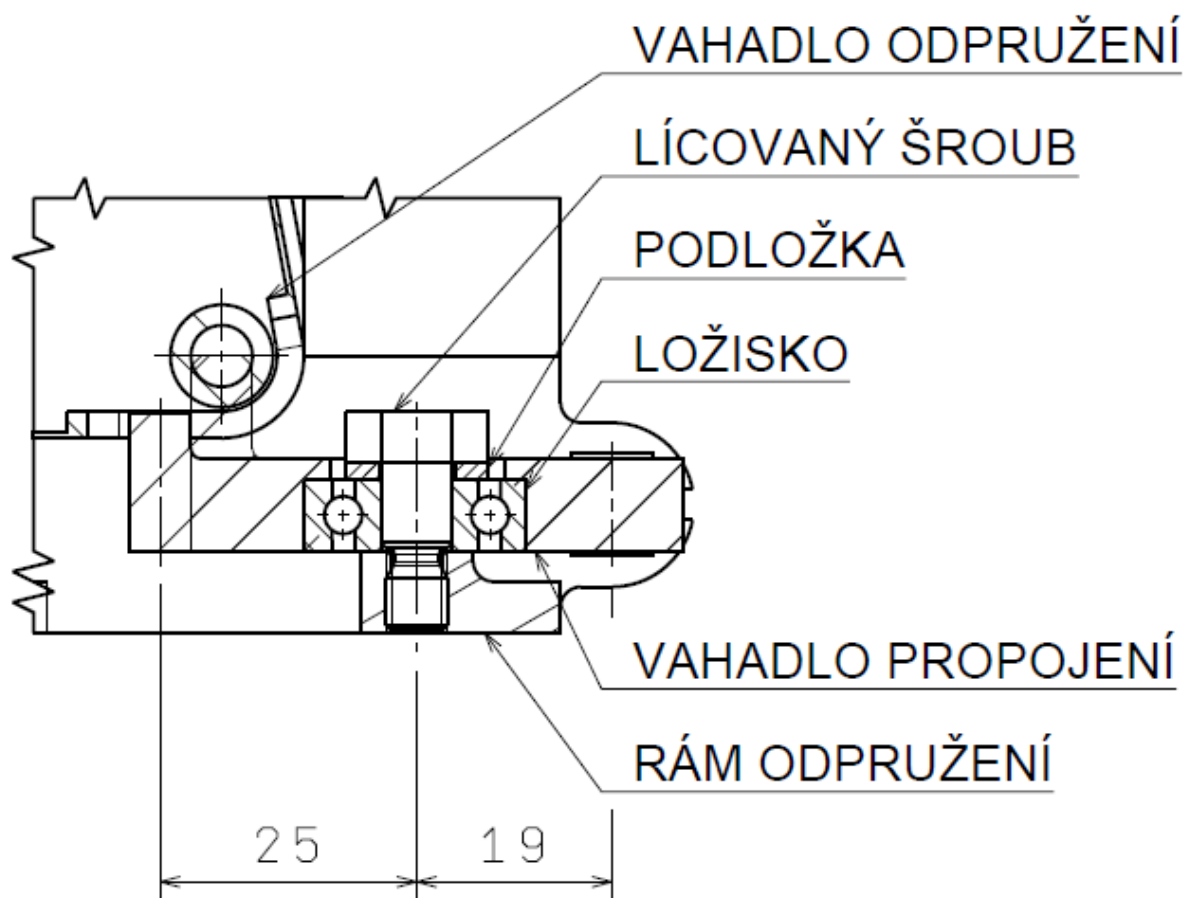
Obrázek 33 Schéma funkce propojení

4.2 Konstrukce propojení

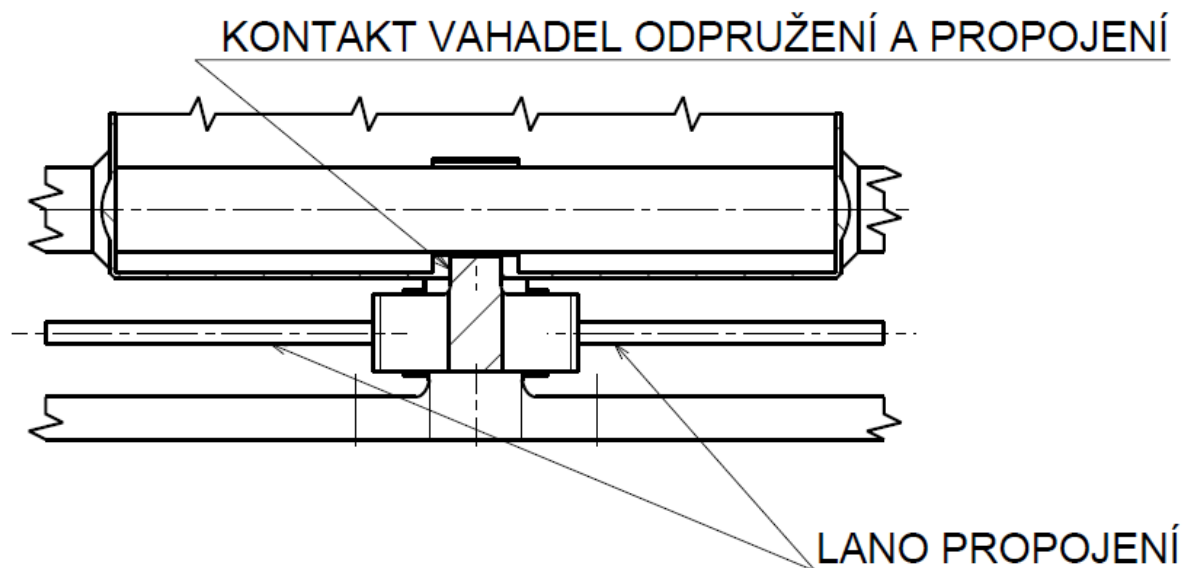
Jak jsem již zmínil, rozhodl jsem se pro propojení náprav skrze dvě lana vedená v bowdenech, z důvodů, které jsem taktěž uvedl výše. V tomto případě se snažíme zachytit pouze příčný pohyb komponenty mechanismu odpružení, které se ještě při své činnosti nejen posouvá, ale i natáčí, což nás omezuje v tom, že tento rotační pohyb již

nesmíme přenášet ani do lan a ani do mechanismu propojení, případně ho tímto mechanismem kompenzovat. Dalšími požadavky pro tuto konstrukci byly, co největší měrou využít komponenty, které již byly vytvořeny pro funkčnost samotného odpružení monoshock, s co nejmenším počtem dalších dílů, pro co nejmenší nárůst hmotnosti, což je u sportovních vozů požadováno skoro vždy.

Výsledné řešení je následující. Připojení lan k vahadlu, pro zachycení příčného pohybu je skrze pákový mechanismus, který je připojen k rámu mechanismu odpružení přes ložisko, aby byla zajištěna rotace tohoto členu. Ta je na jednom konci opatřena čepem, který je vsunut do drážky, která se nachází symetricky k rovině symetrie vahadla. Příčný pohyb se přenáší skrze tuto drážku kontaktním tlakem na čep páky, která se díky tomuto silovému účinku natáčí okolo osy rotace rotační vazby, realizovanou výše zmíněným ložiskem. Na druhém konci tohoto vahadla jsou drážky pro připojení lan. Každé z těchto lan pak směřují na opačnou stranu směrem ven z karoserie v příčném směru. Na rámu mechanismu odpružení jsou stavěcí šrouby, pro vypnutí a ukotvení bowdenů a dopínání lan.

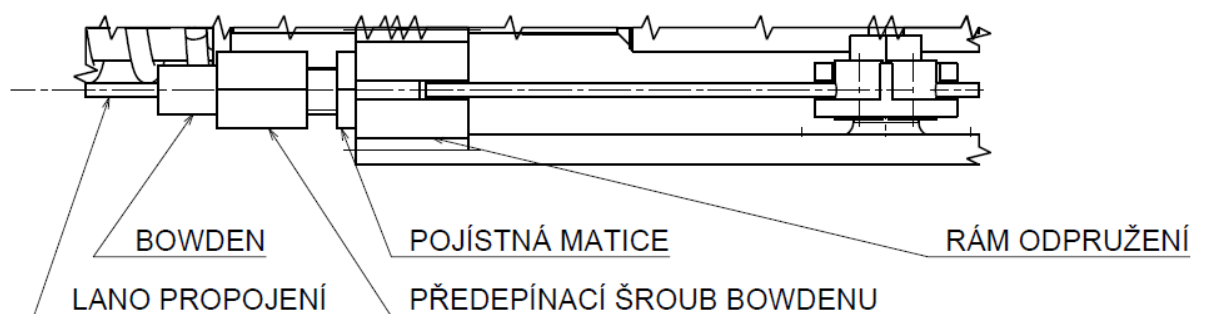


Obrázek 34 Řez podélnou rovinou symetrie vahadla odpružení



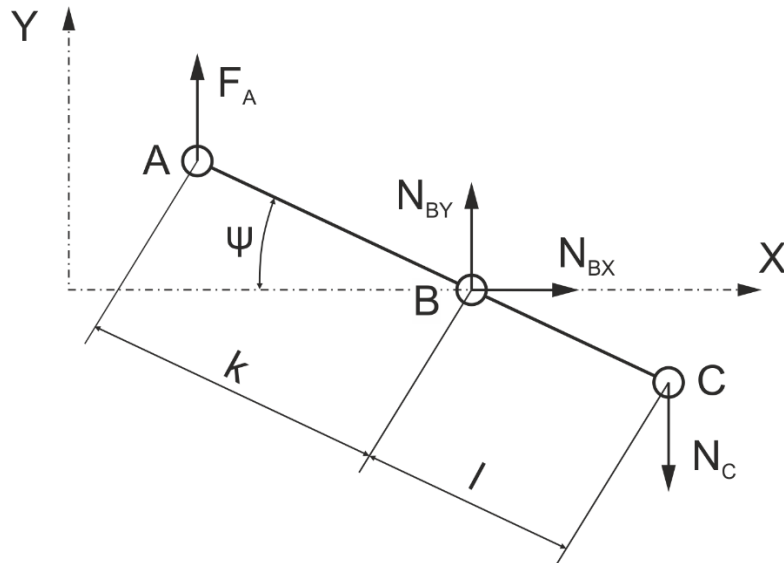
Obrázek 35 Řez příčnou rovinou procházející osou válcové vazby vahadla odpružení

Obr. 1



Obrázek 36 Řešení předepínání lana a uchycení bowdenu

Na základě mechanického modelu pákového mechanismu propojení (viz. obr. 37) jsem stanovil síly na tuto páku a síly namáhající ložisko tohoto mechanismu. Vstupní silový účinek byla síla v kontaktu (F_A) mezi vahadlem odpružení a čepem vahadla propojení, která odpovídá síle do proti-naklápěcí pružiny. Síly, které bylo nutno stanovit, síly působící na ložisko (N_{BX} , N_{BY}) a síla (N_C) působící na lano, zajišťující propojení. Tyto síly bylo nutno stanovit pro polohu maximální výchylky vahadla odpružení v příčném směru, protože právě v této poloze působí maximální zátěžná síla. Tato poloha je dána úhlem (ψ) pootočení páky mechanismu propojení.



Obrázek 37 Mechanický model vahadla propojení pro určení velikosti sil

Statické rovnice pro sestavení výsledných vztahů tohoto mechanismu:

$$X: N_{BX} = 0 \quad (30)$$

$$Y: F_A + N_{BY} - N_C = 0 \quad (31)$$

$$M_A: N_{BY} \cdot k \cdot \cos \psi + N_{BX} \cdot k \cdot \sin \psi - N_C \cdot l \cdot \cos \psi = 0 \quad (32)$$

Výsledné vztahy:

$$N_{BX} = 0 \quad (33)$$

$$N_{BY} = -\frac{F_A \cdot (k + l)}{l} \quad (34)$$

$$N_C = -\frac{F_A \cdot k}{l} \quad (35)$$

Na základě těchto sil jsem poté provedl jak návrh ložiska, tak lan potřebných pro propojení obou náprav vozu. Jak můžeme vidět, tak samotný úhel (ψ) páky propojení, jenž udává pozici při zatížení maximální silou, se v těchto vztazích nevyskytuje, ale je nutné ho znát pro výpočet ložiska, jako amplitudu oscilace páky propojení. Tento úhel se stanoví z výchylky samotného vahadla odpružení a délky páky (k) systému propojení.

$$\psi = \sin \frac{s_V}{k} \quad (36)$$

Sílu namáhající lana propojení, již zjistíme dle vztahu (35), avšak tuto sílu je ještě nutno vynásobit dynamickým násobkem (k_1), protože tato lana jsou namáhána dynamicky. Tento dynamický násobek má hodnotu 5.

$$N'_C = N_C \cdot k_l \quad (37)$$

Protože ložisko pouze osciluje kolem rovnovážné polohy s amplitudou větší než 10° , je nutné počítat dynamickou únosnost ložiska. Následný vztah odpovídá právě naší situaci.

$$C_P = N_{BY} \cdot \sqrt{\frac{L_{hd} \cdot 180 \cdot 60^2 \cdot f_V}{10e^6 \cdot 2 \cdot \psi}} \quad (38)$$

Po tomto rozboru následoval výpočet v programu matlab (program viz. příložené CD cesta: Diplomka\vypočet\ navrh_propojeni.m). A dostal jsem tyto výsledky, které zobrazím v tabulce spolu se vstupními parametry. Bylo také zbytečné počítat tyto hodnoty pro přední a zadní nápravu, protože ty jsou zkonstruované tak, aby byl zajištěn jak stejná deformace proti-naklápěcích pružin přední a zadní nápravy, tak i protože jsou tyto pružiny identické, se v nich po této deformaci generuje stejná síla.

Parametr	Označení	Hodnoty
Vstupní síla	F_A	718,5 N
Maximální výchylka vahadla odpružení	s_V	21,7 mm
Rameno páky	k	25 mm
Rameno páky	l	19 mm
Životnost ložiska	L_{hd}	20 000 hod
Frekvence oscilace vahadla propojení	f_V	15 Hz
Dynamický násobek	k_l	5

Tabulka 12 Vstupní parametry pro výpočet mechanismu propojení

Parametr	Označení	Hodnoty
Síla působící na ložisko	N_{BY}	1 663,9 N
Síla působící na lano propojení	N_C'	4 727 N
Amplituda výchylek vahadla propojení	ψ	$60,2^\circ$
Dynamická únosnost ložisek	C_P	4 205 N

Tabulka 13 Výsledné hodnoty návrhu mechanismu propojení

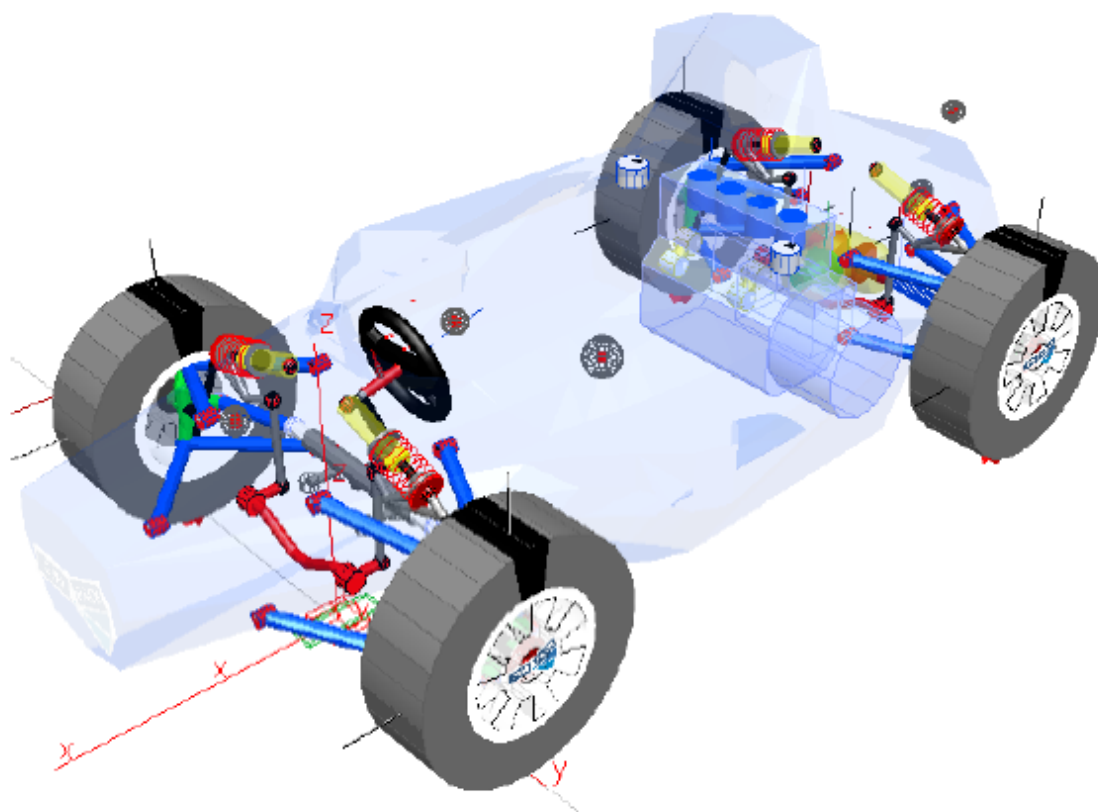
Na základě těchto výsledků jsem vybral lano $\varnothing 2,5$ mm DIN 3053, které má zaručenou únosnost $5,81 \text{ kN} > 4,727 \text{ kN}$, které zatěžují lano propojení. Ložisko 6000 – 2Z má větší dynamickou únosnost $C=4,7 \text{ kN} > 4,205 \text{ kN}$, než je výpočtem požadovaná dynamická únosnost ložiska vahadla propojení.

5 Úprava prostorového modelu vozu

Pro zkoumání vlastností propojení, je vhodné použít program umožňující simulace prostorového modelu vozu. Vhodné pro tuto problematiku jsou tzv. Multi-Body Simulation (MBS) softwary. Na naší škole je používán software Simpack, který mi byl poskytnut, a to ve verzi 9.9.2. V tomto programu je možné vytvářet mechanické systémy a přiřazovat jim různé vlastnosti ovlivňující jejich funkci (hmotnosti a momenty setrvačnosti jednotlivých komponent, třecí odpory mezi nimi, různé druhy silových prvků, jako pružiny, tlumiče, pneumatiky, pohony apod.) a následně je zkoumat. Program umožňuje jak zobrazování výsledků (polohy, rychlosti, zrychlení, síly apod.) jednotlivých komponent (postprocesing), tak i vizualizaci dynamického děje. Program pak ještě obsahuje řadu zásuvných modulů (Automotive, Rail, Aerospace, Engine atd.) pro usnadnění práce lidem, pracujících v různých oborech.

5.1 Prostorový model formule student

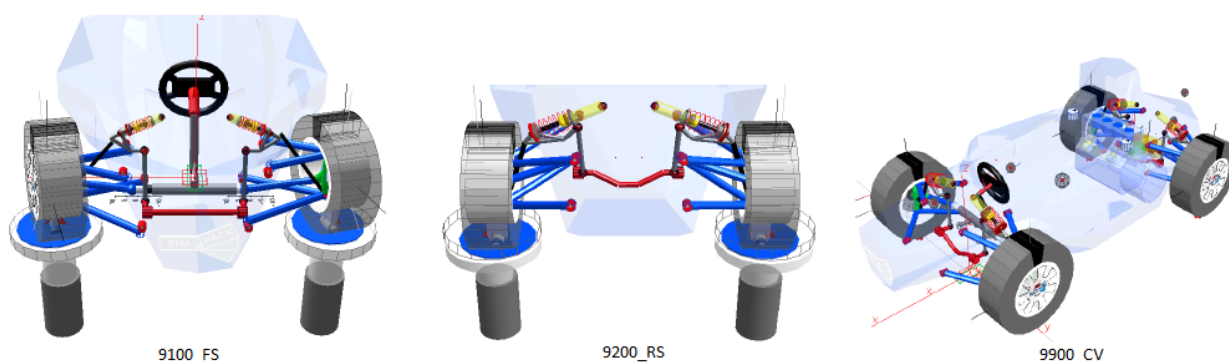
Od svého vedoucího práce jsem získal model formule student, získanou týmem CTU CarTech v rámci sponzorství firmy Simpack AG. Složka s modelem obsahuje dokument popisující model, hrubý návod na sestavení modelu a samotný model vozu formule student.



Obrázek 38 Prostorový model formule student

Možnosti simulací získaného modelu:


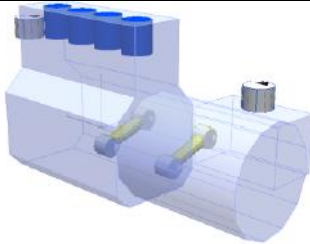
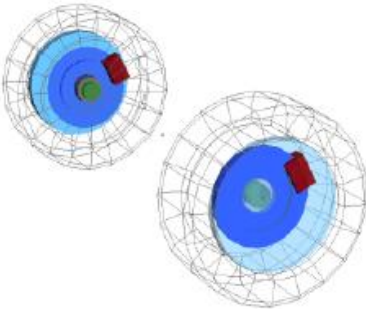


- 9100_FS – zkouška zdvihu a rejdivání přední nápravy
- 9200_RS – zkouška zdvihu zadní nápravy
- 9900_CV – dynamické testování na trati (změna pruhu s možností řízení výkonu posílaného na kola, natáčení volantu a brzdného účinku na jednotlivých nápravách)

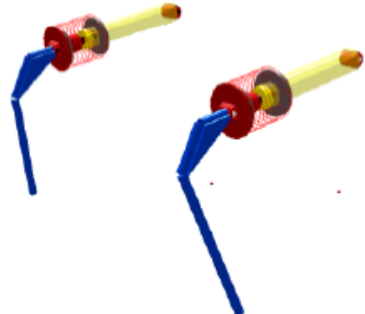
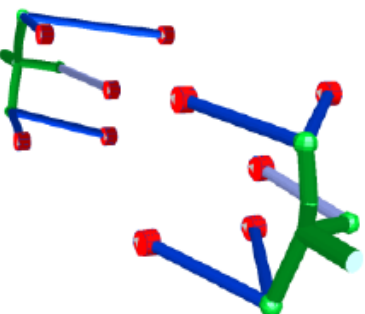
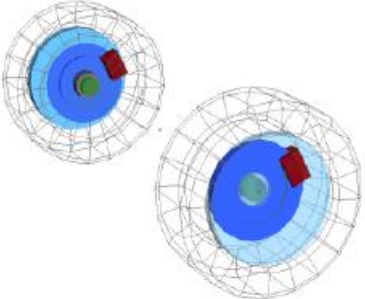

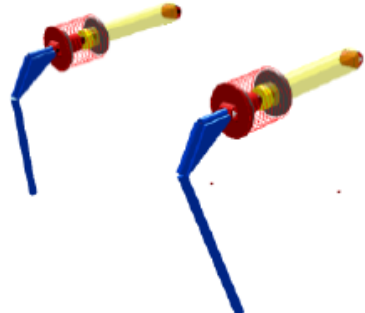


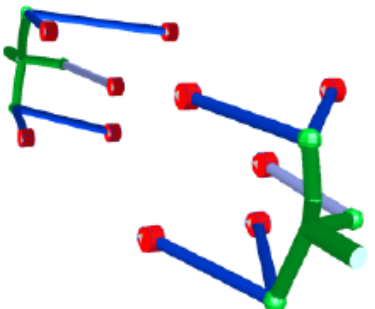
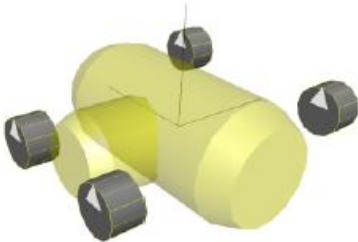
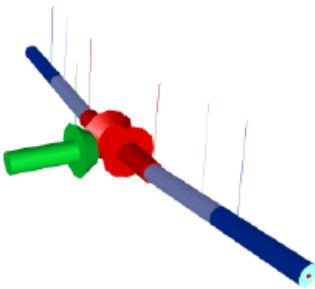
Obrázek 39 Možnosti získaného modelu a jejich podoba

Číselné hodnoty na začátku popisu možností modelu značí složky, ve kterých jsou tyto modely umístěny. S módy 9100_FS a 9200_RS jsem vůbec nepracoval, vzhledem k charakteru zkoumání, jenž je potřeba v rámci této práce.

Následující tabulka zobrazuje komponenty modelu a parametry, jež lze u těchto komponent upravovat.

Komponenta	Označení	Obrázek	Lze upravit
Rám a karoserie	001_TMB		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnost • polohu CG • momenty setrvačnosti • přípojné body
Zátěže	007_LOD		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • umístění
Motor a převodovka	010_EGB		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • poloha CG • přípojné body
Přední náprava			
Kola a brzdy	110_WHE		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • pozice brzd a kotoučů
Řízení	120_STE		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • převodový poměr
Příčný stabilizátor	130_ARB		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • tuhost stabilizátoru

Odpružení	140_SDP		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • tuhost pružin
Zavěšení	150_DWB		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body
Zadní náprava			
Kola a brzdy	210_WHE		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • pozice brzd a kotoučů
Příčný stabilizátor	230_ARB		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • tuhost stabilizátoru
Odpružení	240_SDP		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body • tuhost pružin

<p>Zavěšení</p>	<p>250_DWB</p>		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • polohy CG • přípojné body
<p>Skříň diferenciálu</p>	<p>270_DIF</p>		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • poloha CG • přípojné body
<p>Poloosy s převody diferenciálu</p>	<p>280_SSH</p>		<ul style="list-style-type: none"> • hmotnosti • momenty setrvačnosti • poloha CG • přípojné body • převodový poměr • tuhost poloos

Tabulka 14 Komponenty modelu a jejich modifikovatelné parametry

U všech komponent lze také měnit vizuální charakteristiky, jako jsou rozměry a z toho plyne velikost. Ovšem toto je pouze vizualizace komponent a nemají žádný vliv na výsledné simulace a výsledky. Dále jsou téměř všechny komponenty ideálně tuhé, až na některé výjimky, kdy jsou tyto díly vymodelované jako pružné členy (např. poloosy).

5.1.1 Postup úpravy modelu

Tento postup je určen lidem, kteří by chtěli tento model využívat pro vlastní účely. Pro čtenáře, jenž zajímá pouze problematika propojeného odpružení není nutné, aby tuto kapitolu četli a můžou se rovnou přesunout ke kapitole 6, kde jsou popsány výsledky simulací.

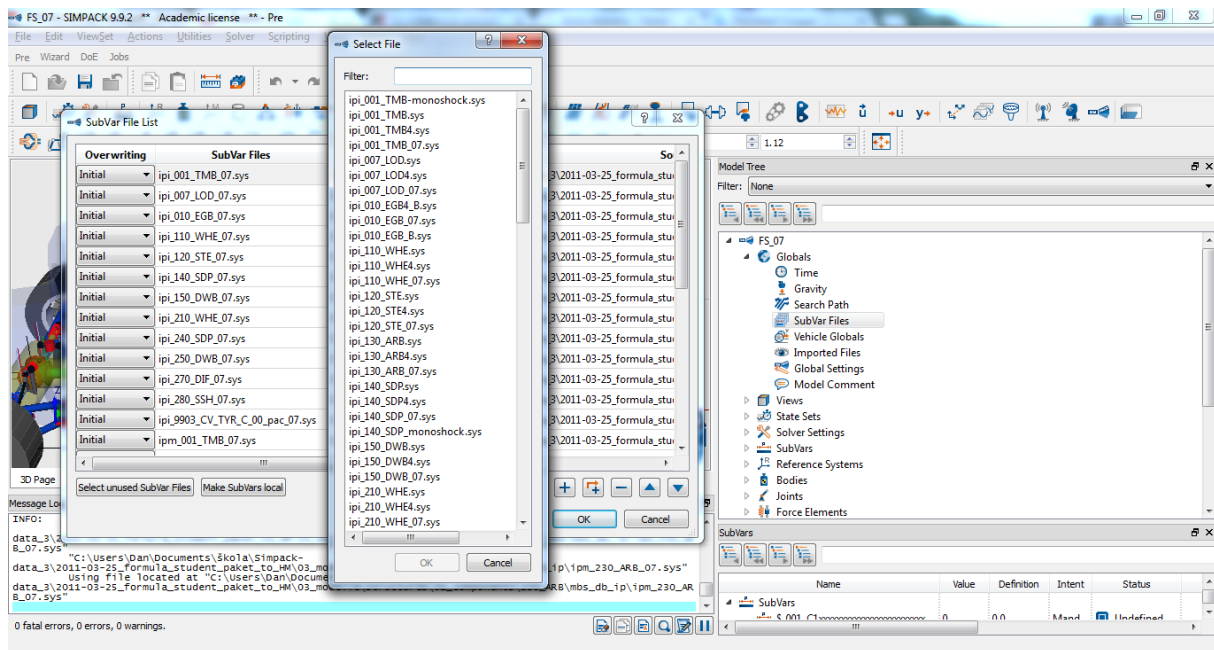
Ty z Vás, které zajímá samotná úprava tohoto parametrického modelu, odkáží na [12], kde je postup vysvětlen velmi pečlivě a do detailů. Především zjištění bodů, které určují model, jejich zapsání do excelovských souborů a dalších parametrů popisující model, transformaci na soubory pro software Simpack a jejich umístění.

Já naváži na krok 4., protože zde je postup popsán pro verze programu Simpack řady 8. Já používal novější verzi Simpacku, kde se některé věci dělají trochu jinak, ale novější verze tohoto programu jsou uživatelsky příjemnější.

Začneme taktéž spuštěním softwaru Simpack a i zde je nutno změnit zdrojová data samotného modelu, aby získal parametry, které jsme mu zadali do předchozích souborů, vytvořených v tabulce Excelu a následně vygenerovaných makrem.

- Otevřeme požadovaný model ze složky:
03_modelle/training_model/04_models/9900_CV
- Poté co se nám model otevře, můžeme ho uložit pod jiným názvem a začít měnit parametry modelu. A to následovně. Ve stromě modelu, pod záložkou „Globals“ se spouští podokno výběru souborů udávající parametry modelu: „SubVar Files“.
- Zobrazí se výše zmíněné podokno, kde dvojklikem levého tlačítka myši (dále jen LTM) zobrazí další podokno, kde vybíráme patřičný soubor, který bychom v tomto stromě měli najít v případě, že jsme ho zkopírovali do správných složek.
- Po změně všech zdrojových souborů a stlačení tlačítka „OK“ se nám model začne přepočítávat. A pokud nemáme v souborech chyby v zapsaných bodech, tak se model vygeneruje. V případě chyb v souborech se model nevygeneruje a načte se původní.

Pakliže se model nevygeneruje, tak je nutno hledat chyby v přepisovaných souborech. Ale jelikož se samotný model nevygeneruje, je těžké chyby hledat. Mně se v tomto případě osvědčilo otvírat samotné „Substructures“ a v těch měnit stejným způsobem pouze ipi_ČČČ_PPP.sys soubory. Kde se v lepším případě model otevře a v tom horším, máme alespoň nápovědu v tom, že chyba je právě v tomto souboru.



Obr. 2 Výměna zdrojového souboru – Simpack

Dále lze měnit i parametry modelu, které nejsou popsány výše. Například parametry pneumatiky, která je zadaná v modelu jako silový prvek definovaný Pacejkovými koeficienty Magic formule.

Cesta k souboru:

03_modelle/structures/02_analysis/9900_CV/tyre/pacejka_magic_formula/intec_pacejk_a_mf_demo.tdx

Ovšem model pneumatiky, s nimiž model pracuje, je ve formátu TYDEX 1.3, kde je dle [9] možné měnit Pacejkovy koeficienty pouze s příloženým klíčem, který však k dispozici nebyl. Z tohoto důvodu a důvodu toho, že jsem žádné jiné tyto koeficienty neměl, jsem v modelu ponechal koeficienty stávající. Jediné, co jsem v tomto souboru změnil, byl průměr pneumatiky a vertikální tuhost, která však šla změnit pouze v určitém rozsahu (tato hodnota mohla začínat na tuhosti $106 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$). Ovšem při mém měření nakonec model vůbec nejezdil a z toho důvodu nebylo nutné, mít problematiku pneumatiku zcela ideálně vyřešenou.

5.2 Následující úpravy modelu pro docílení výsledného modelu

Doposud je to vše, co se týká úpravy samotného modelu jako funkce, pro kterou byl tento model s největší pravděpodobností vytvořen. Ovšem pro vytvoření propojení je v našem případě nutné, aby byl vůz odpružen mechanismem odpružení typu monoshock. Proto bylo nutné upravit model konvenčního odpružení, který se v modelu nachází,

odstranit příčné stabilizátory na obou nápravách a vytvoření jiných přípojných bodů na karoserii.

Odstranění příčných stabilizátorů je nejjednodušší krok. Ve stromě modelu zobrazíme položky pod záložkou „Substructures“ a vymažeme substrukтуры, které reprezentují příčné stabilizátory (130_ARB a 230_ARB).

Další změny jsou, už prováděny na úrovni jednotlivých substruktur.

5.2.1 Změny přípojných bodů na karoserii

V dalším kroku bylo nutné změnit přípojně body na karoserii. Pakliže chceme, aby model zůstal parametrický, je vhodné provést změny v pár krocích. V první řadě jsem si stanovil body, které je nutné do modelu zadat. Tyto body jsou reprezentovány v Simpacku jako tzv. markery a udávají skutečný tvar a rozměry komponent. Pro představu rozmístění bodů by mělo stačit následující schéma.

Ted' je nutné tyto body odečíst z 3D modeláře, z námi vytvořeného modelu a provést stejný přepočít jako již dříve, jenž bylo uvedeno v [12]. Pro tyto účely funguje soubor Excelu přiložený na CD (cesta: Diplomová práce\model\Simpack\FS_07 – souradnice.xlsx). Další práce již podle již podle následujících kroků:

1. krok

V první řadě je nutno změnit parametry generovaných zdrojových souborů (ipi_ČČČ_PPP.sys a IPM_ČČČ_PPP.sys). Toho nejsnáze dosáhneme úprav v řídicím excelu, pro tyto soubory (cesta: 03_modelle\structures\01_components\001_TMB\mbs_db_ip). A následným vygenerováním souborů nových.

Název parametrů v těchto zdrojových souborech se řídí sloupcem „C“ v tomto excelu, takže po změně údajů v tomto sloupci se např. místo CHA_ROL bude generovat CHA_ROK.

2. krok

Ted' si otevřeme pouze model karoserie (cesta: 03_modelle\structures\01_components\001_TMB\mbs_db_substructure) a začneme měnit názvy a pozice markerů. Avšak protože je model parametrický, není tato problematika zcela jednoduchá. V první řadě si uložíme soubor pod jiným názvem. Dále je nutno vymazat všechny „Receivers“, což jsou funkce pro přijímání řídicích dat (parametrů) z nadřazených modelů, kde jsou zase tzv. „Senders“, které tyto data odesílají. Každopádně je nutné je vymazat. Jestliže jsme

přepisovali názvy hodnot, tak jak je popsáno v kroku 1., je nutné všechny změněné parametry vymazat ze všech markerů, případně jiných prvků, jenž jsou použity v modelu, a kde se tyto parametry vyskytují tak, že za ně dosadím číselné hodnoty (např. 0).

Máme-li hotový předešlý krok, je možné již načíst námi nově vytvořený zdrojový soubor (ipi_ČČČ_PPP.sys). Po načtení tohoto souboru do modelu je možné začít vepisovat parametry opět do prvků, ve kterých jsme je nedávno přepsali na číselné hodnoty. Parametry samotné mají tento tvar zápisu „\$_001_140_KP_SRG_CHA__X“. Já tedy doporučuji otevřít si soubor ipi_ČČČ_PPP.sys např. v poznámkovém bloku a kopírovat názvy parametrů odsud.

V posledním kroku v Simapcku je nutno opět vytvořit tzv. „Receivers“, které jsme smazali. Postup je následovný. Ve stromě modelu zobrazím strom položky „SubVars“, zde označím všechny podřazené položky a pravým tlačítkem myši (dále už jen PTM) vyvolám nabídku, kde je funkce „Create Receiver“. Tímto vygeneruji nové „Receivers“ s názvy parametrů, které jsem měnil.

3. krok

V posledním kroku je nutné změnit tzv. „Senders“, o kterých jsem mluvil v kroku 2. Je nutné otevřít nadřazený model, kde změněný soubor figuruje jako substruktura. V tomto modelu vymazat „Senders“ týkající se našich změn. Jelikož jsme však v předešlém kroku uložili soubor pod jiným názvem, je nutné vyměnit soubor zdrojový soubor substruktury (Substructures → dvojklik na požadovanou substrukturu → změnit „filename“). Následně bych provedl kontrolu, zda jsou „Joints“ jednotlivých substruktur navázány správně na změněnou substrukturu.

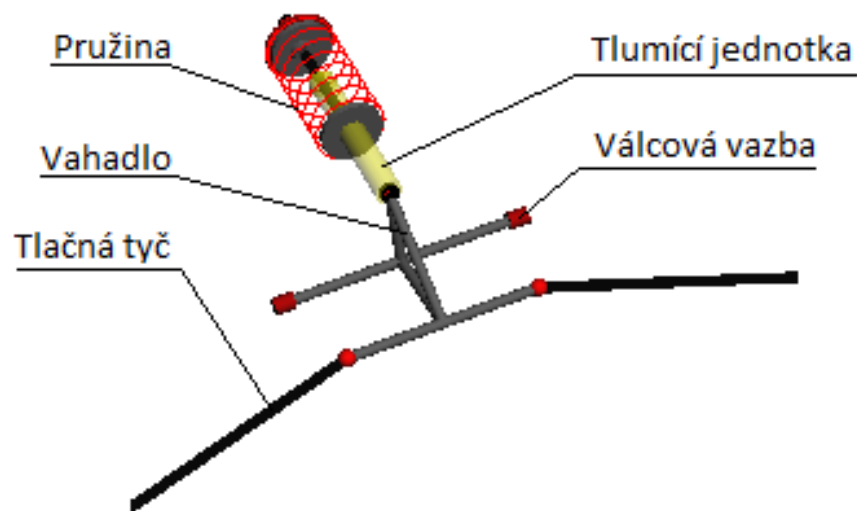
Teď již následuje poslední krok, a to vytvoření nových „Senders“ po námi smazaných, které figurují v námi upravené substruktuře. Postup je identický jako v případě „Receivers“ s tím rozdílem, že v roletovém okně vybíráme funkci „Create Sender“.

5.2.2 Změna modelu odpružení

V poslední řadě bylo nutné změnit model i řídicí parametry odpružení vozu. Jelikož už v modelu vozu odpružení je a má vcelku komplexně namodelovaný tlumič, vycházet

jsem tedy z tohoto modelu. Parametry se mění stejně jako v předchozí kapitole. Změna modelu samotného již nebyla tak náročná. Já postupoval následovně:

Ve fázi, kdy vymažu „Receivers“, jsem začal vymazávat i prvky, které jsem v mnou vytvářeném modelu, již nepotřeboval (Body, Force elements apod.). Pro mě to byla celé odpružení pravé strany s jedinou výjimkou a tou byla tlačná tyč (SB_PRR). A pak jsem začal s modifikací stávajícího modelu na model, který jsem požadoval tak, že jsem za parametry jednotlivých „markerů“ dosazoval číselné hodnoty, které odpovídaly i hodnotám řídicích parametrů. To z důvodu, abych viděl, jak model vypadá a funguje i v době, než jsem jej začal zpátky parametrizovat. Po vytvoření takového modelu a jeho odzkoušení následovala opět parametrizace, obdobně jako v případě změny přípojných bodů karoserie. Jak v modelu substrukтуры, tak v nadřazeném modelu s tím rozdílem, že po změně souboru načítaného modelu do substrukтуры, který byl hodně odlišný od předchozího modelu, bylo nutné znovu vytvořit správné nastavené jednotlivých „Joints“, aby daná substrukтура byla na správném místě a plnila svou funkci.



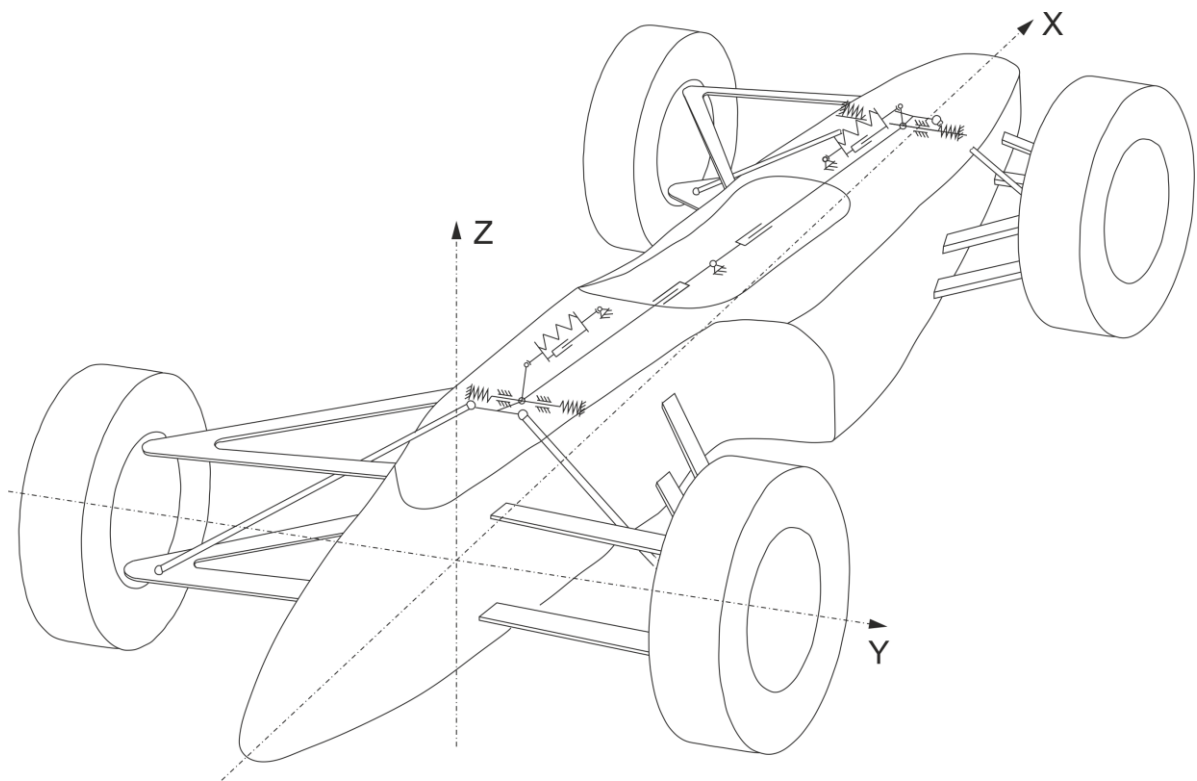
Obrázek 40 Výsledný model odpružení v programu Simpack

V této fázi, již bylo možné simulovat jízdu vozidla a odečítat výsledky.

5.2.3 Realizace modelu propojení

Po vytvoření modelu jsem musel ještě vytvořit propojení geometrickou vazbou. Nejjednodušší možností bylo vytvořit pákový převod, který tak nahrazuje propojení realizované pomocí lan. Tato páka je na každém svém konci umístěna do středu vahadla na ose válcové vazby přes sférickou vazbu. Tyto ramena pákového převodu jsou

umístěny posuvně ve středovém dílu, který je umístěn na karoserii vozu taktéž skrze sférickou vazbu. Obrázek 41 zobrazuje mechanický model tohoto propojení.



Obrázek 41 Mechanický model realizace propojení v programu Simpack

Upozornění pro uživatele modelu

Rád bych také následně uživatele tohoto modelu upozornil na pár úskalí, se kterými jsem se setkal. Je důležité si uvědomit, že daný model je velmi komplexní, složitý a celý parametrizovaný. Již při změně dat v jednotlivých souborech softwaru Excel lze udělat spoustu chyb. Největším úskalím je zadávání hmotových parametrů. Je vhodné zadávat pouze hmotnost, momenty setrvačnosti kolem hlavních os setrvačnosti a v některých případech polohu těžiště dílu. Ovšem v zadávání polohy těžiště je největší úskalí celého modelu. V některých případech je totiž těžiště dopočítáváno v samotném Excelu a při zadání námi odečtených hodnot z 3D modelu, mohou vznikat problémy. Proto doporučuji pečlivě zkoumat Excel i samotný model jednotlivých komponent, jak jsou hmotové parametry definovány, a především vzhledem k čemu. Dále upozorním na doplnění správných hodnot do správných buněk programu Excel. Na obr. 42 jsou v červeném rámečku označeny buňky, do kterých se případně doplňuje poloha těžiště. Často jsou tyto hodnoty dopočítávány, čehož bych využíval maximálně. V buňkách označených modrým rámečkem nechávat vždy hodnotu 0.

Property	=	Value		Comment
M	=	86,199000	[kg]	mass
CGX	=	0,000000	[m]	centre of gravity
CGY	=	0,000000	[m]	w.r.t. centre of gravity reference system 'CGref'
CGZ	=	0,000000	[m]	
IXX	=	4,260000	[kgm ²]	inertial tensor
IYY	=	18,051000	[kgm ²]	w.r.t. inertial tensor orientation reference system 'IOref'
IZZ	=	18,264000	[kgm ²]	(= in centre of gravity with orientation of centre of gravity reference system)
IXY	=	0,000000	[kgm ²]	
IXZ	=	0,000000	[kgm ²]	
IYZ	=	0,000000	[kgm ²]	
CGRX	=	0,850200	[m]	position of centre of gravity reference system ('CGref'), w.r.t. BFRF
CGRY	=	0,000000	[m]	
CGRZ	=	0,087882	[m]	

Obrázek 42 Zadávání polohy těžiště – model Simpack

6 Zkoumání propojeného odpružení závodního vozu

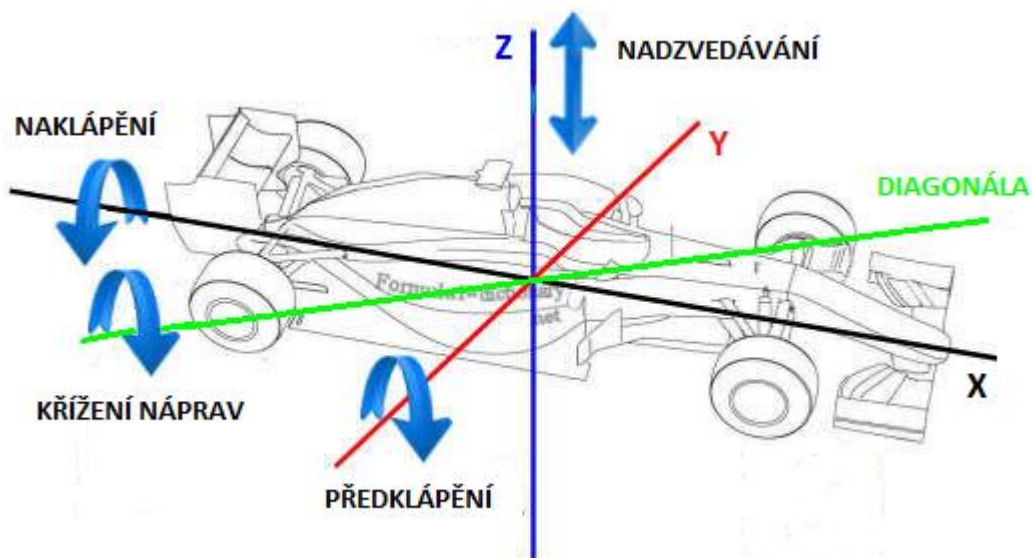
Po úpravě a ověření funkčnosti modelu vozu v programu Simpack, můžeme konečně začít zkoumat propojení vozu. K tomuto účelu jsme využili vlastních frekvencí a tvarů v jednotlivých pohybech karoserie, kde se vliv tohoto propojení musí zaručeně projevit.

Program Simpack sice umožňuje modální analýzu, ale mě se jí nepodařilo využít, protože se mi nepodařilo uvést model do rovnovážného stavu, ve kterém probíhá linearizace tohoto systému. Ne, že by tento software nezvládal linearizaci i v jiném bodě, ale výsledky jsou pak ovlivněny velkou chybou a nedají se považovat za správné. To nastalo i v mém případě, kdy se neprojevovaly některé vlastní tvary vůbec a některé byly naprosto identické vozu bez propojení a s propojením.

Z tohoto důvodu bylo nutné přistoupit k jiné metodě zjišťování vlastních frekvencí a tvarů. Půjde v podstatě o zjišťování rezonanční křivky některých pohybů karoserie.

6.1 Princip zjišťování rezonanční křivky

Jak jsem již naznačil, budeme simulovat buzení modelu v programu Simpack tak, abychom získali rezonanční křivky pohybů karoserie. Na obrázku 43 jsou zobrazeny pohyby karoserie, které nás zajímají.



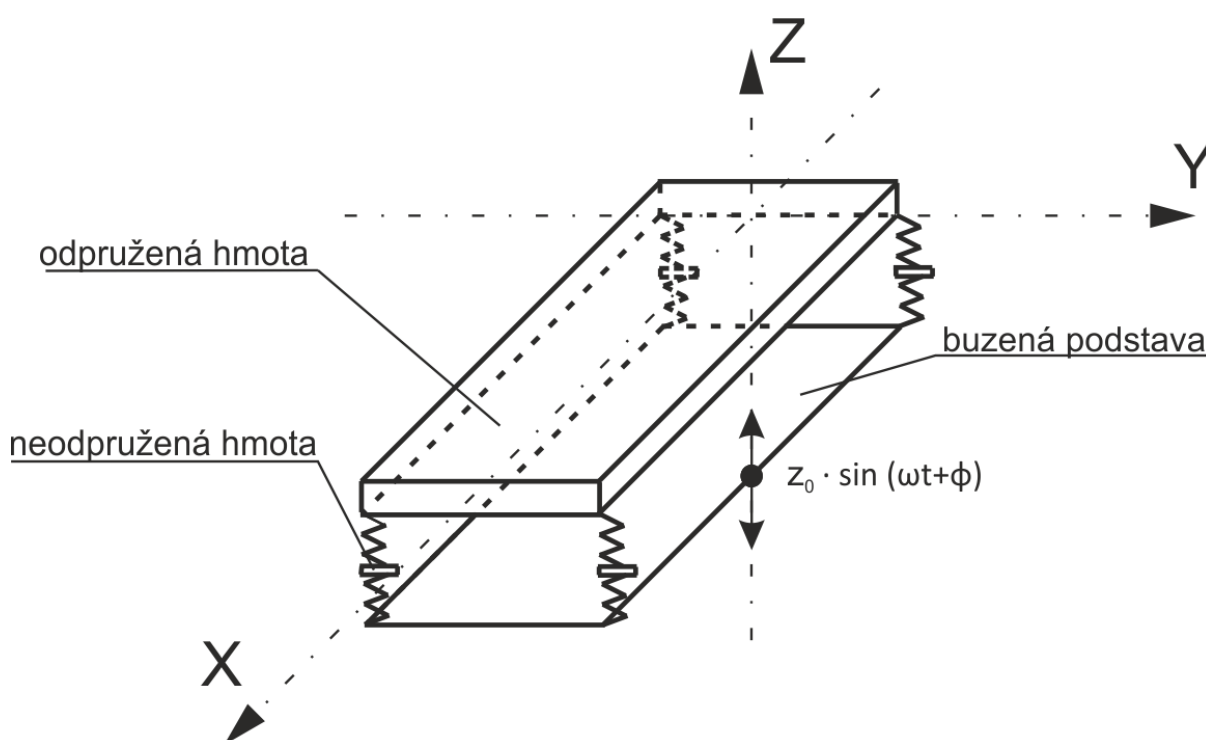
Obrázek 43 Zkoumané pohyby

Princip simulací je následovný. Budeme harmonicky budit konce pružných prvků na straně vozovky, které jsou na svém druhém konci připevněny k jednotlivým těhlicím zavěšení v místě uložení kola. Tento prvek nahrazuje pneumatiku, se kterou nešla tato simulace uskutečnit. Harmonická buzení jsou pod každým pružným prvkem každé z těhlic. Tato buzení

mají všechna stejná parametry a působí pouze ve svislé ose. Vstupní parametry pro tyto simulace zobrazuje tabulka 16.

	Hodnota
Amplituda buzení	0,1 m
Fázové posunutí buzení	0°
Frekvence buzení	0,25 – 10 Hz
Vertikální tuhost pružného prvku	106 N·mm ⁻¹

Tabulka 15 Vlastnosti buzení



Obrázek 44 Schéma principu simulace pro získání rezonančních křivek

Následně měříme amplitudy výchylek karoserie v ose Z a naklopení kolem osy X, Y a úhlopříčky. I když budíme vůz pouze svisle, projeví se i ostatní pohyby karoserie. A při dosažení hodnoty budící frekvence, které bude rovna vlastní frekvenci některého pohybu karoserie, projeví se tento pohyb dominantně a to tak, že se zvětší amplituda výchylky. To nakonec uvidíme i ve výsledcích v kapitole 6.2.

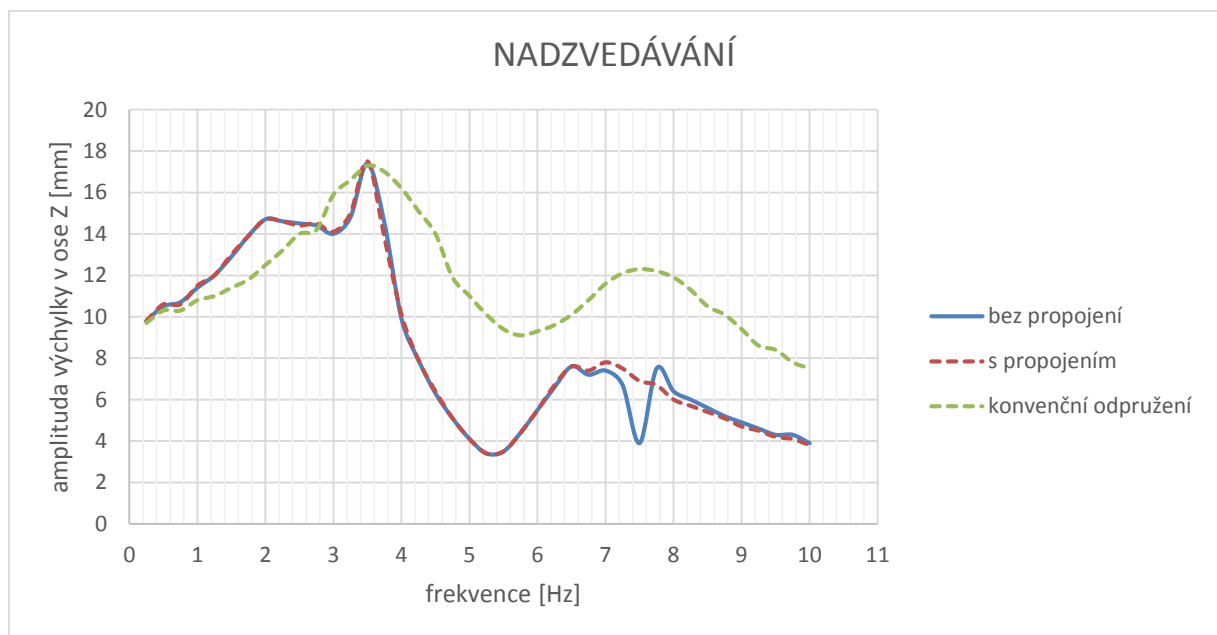
Tyto simulace probíhaly pro 3 konfigurace vozů. První byl vůz s odpružením typu monoshock na obou nápravách, ale v tomto případě nepropojeným odpružením. Druhý případ byl vůz s odpružením typu monoshock na obou nápravách, tentokrát už s propojenými mechanismy odpružení. Třetím případem byl vůz s konvenčním odpružením a příčným stabilizátorem na každé nápravě. U všech vozů bylo aktivní tlumení odpružení, tedy tlumiče.

6.2 Výsledné rezonanční křivky

Pro jednotlivé simulace, kdy jsem měnil budící frekvence, jsem v Simpack Postprocesoru (program pro zkoumání výsledků ze Simapcku), odčítal střední hodnoty a maximální hodnoty výchylek v čase, kdy byly děje již ustáleny. Pověšinou v čase 30 s. A z těchto hodnot jsem dopočítával amplitudy výchylek pro jednotlivé pohyby.

Takto jsem odečetl všechny amplitudy výchylek pro celý rozsah frekvencí, pro všechny tři konfigurace vozů. Rezonanční křivky všech tří konfigurací jsou vykreslovány do jednoho grafu pro jednotlivé pohyby karoserie.

6.2.1 Nadzvedávání karoserie



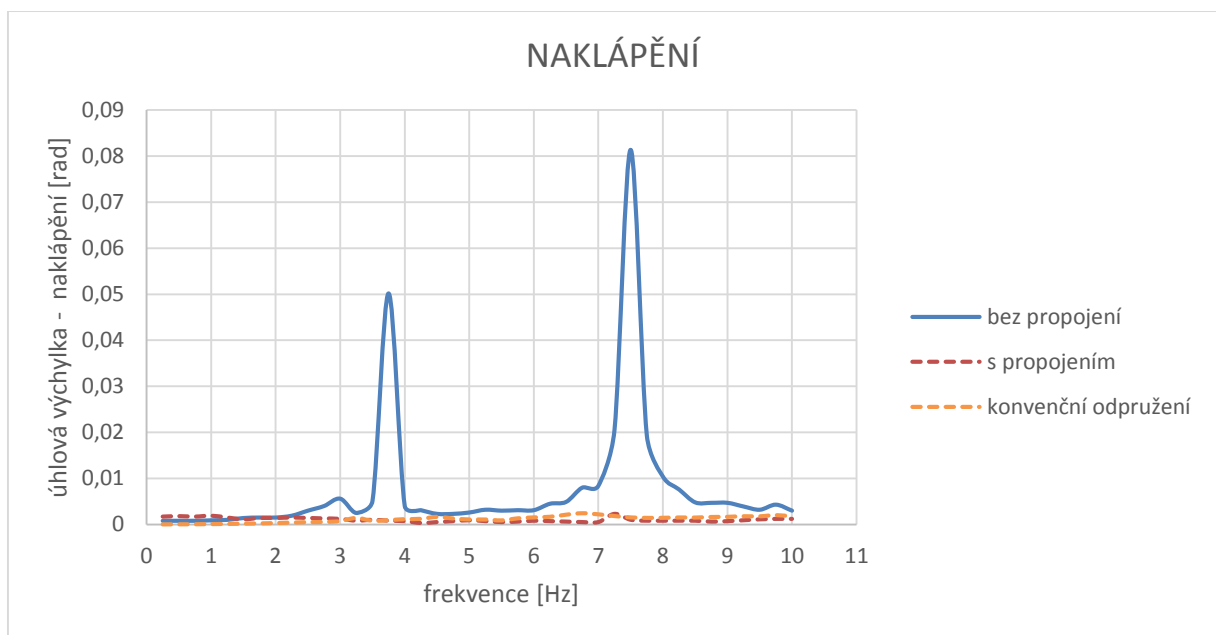
Obrázek 45 Výsledky simulace – nadzvedávání karoserie

V první řadě jsem kontroloval korektnost naměřených výsledků. A to následovně. Zvolená vlastní frekvence odpružených hmot při návrhu karoserie byla 3 Hz a 3,3 Hz. Výsledné tuhosti, však byly vyšší než vypočtené, a proto se musel tato vlastní frekvence posunout nepatrně vzhůru. Na tomto grafu vidíme, že vlastní frekvence pohybu odpružených hmot v ose Z je 3,5 Hz, což odpovídá právě námi zvolené frekvenci při návrhu odpružení. Takže první předpoklad je splněn. Druhým předpokladem je skutečnost, že by se v této rezonanční křivce měly objevit dvě rezonance odpovídající dvěma vlastním frekvencím. Tou první je již zmíněná vlastní frekvence odpružených hmot, tou druhou je vlastní frekvence hmot neodpružených. Poněvadž má tato

rezonanční křivka dva konkávní vrcholy, je i tento předpoklad splněn. Ovšem frekvenci neodpružených hmot bychom předpokládali okolo 15 Hz. Tady jsou tyto frekvence okolo 7 Hz, což je s největší pravděpodobností způsobeno tuhým vypružením a relativně měkkým pružným členem mezi těhlicí a budícím prvkem.

Co se týká rozdílu mezi model s nepropojeným a propojeným odpružením, tak vidíme, že křivky se téměř kopírují. Což odpovídá našemu předpokladu a samotné funkci propojení, které funguje pouze v případě vychýlení vahadla mechanismu odpružení v příčné ose. Při pružení v ose Z se vahadlo pouze naklápí kolem osy válcové vazby a při tomto módu se mechanismus propojení neuplatňuje. Takže tento výsledek odpovídá našemu předpokladu, a tudíž je správný a jelikož je správný tento výsledek, lze považovat za správné i ostatní, protože simulace proběhla na stejném modelu a odečet hodnot proběhl taktéž naprosto stejně. Předpoklady pro ostatní pohyby mě nejsou zcela známé, a proto se spokojím s tímto předpokladem korektnosti výsledků.

6.2.2 Naklápění karoserie



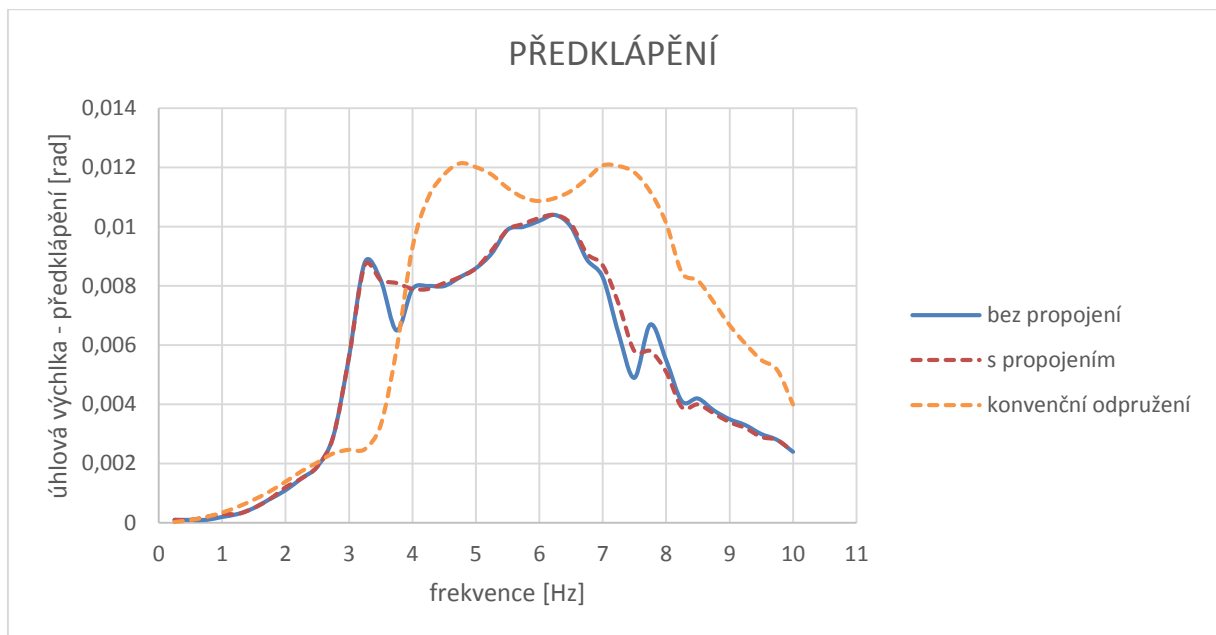
Obrázek 46 Výsledky simulace – naklápění karoserie

Na rezonanční křivce naklápění karoserie můžeme vidět, že se propojení již uplatňuje. Oproti dvěma rezonancím, které jsou patrné u vozu odpruženého dvěma mechanismy monoshock bez jejich propojení. Tyto rezonance způsobují docela velké amplitudy, takže je dobré, že jsou potlačeny propojením potlačeny. Navíc rezonanční křivka naklápění vozu odpruženého dvěma „monoshocky“ s propojením těchto systémů

se přibližuje velkou mírou konvenčnímu odpružení s příčnými stabilizátory vozu FS.07, který byl po dobu své působnosti velice konkurenceschopný.

Tato křivka taky poukazuje na nevýhodu mechanismu odpružení monoshock, který zajišťuje pouze malé tlumení při klopení karoserie, proto jsou amplitudy při vlastních frekvencích tak velké.

6.2.3 Předklápění karoserie

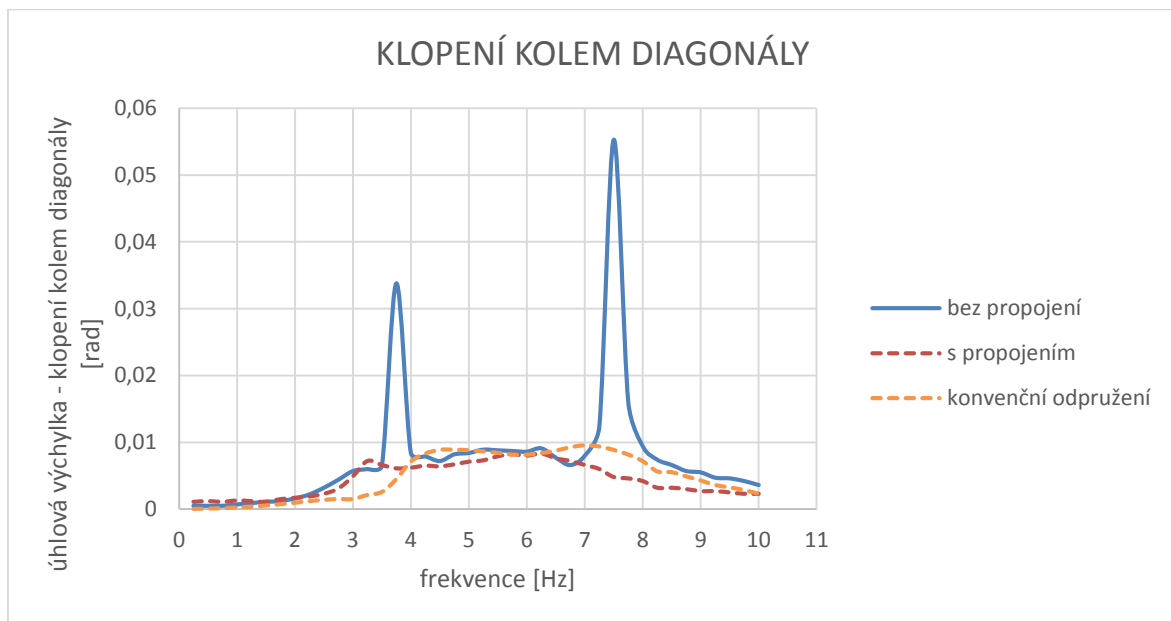


Obrázek 47 Výsledky simulace – předklápění karoserie

Opět vidíme, že propojené odpružení na předklápění nereaguje skoro nijak, což taktéž odpovídá našemu předpokladu. Situace je zde velice obdobná s nadzvedáváním, protože tento systém odpružení při naklápění opět pouze otáčí vahadlem kolem osy válcové vazby a propojení tudíž na tento pohyb nereaguje.

Jak můžeme vidět, tak tento mechanismus odpružení má trochu lepší vlastnosti při předklápění karoserie než konvenční odpružení vozu s příčnými stabilizátory, což plyne z podstaty jeho funkce.

6.2.4 Klopení kolem diagonály



Obrázek 48 Výsledky simulace – klopení kolem diagonály

Na obr. 48 jsou vidět rezonanční křivky klopení karoserie kolem diagonály (křížení náprav). Opět si všimněme, že odpružení vozu nepropojenými systémy monoshock, má velké výchylky při rezonanci, což způsobuje opět netlumený příčný pohyb vahadla ve válcové vazbě. Já osobně očekával, že při tomto pohybu toto propojení předčí konvenční odpružení znatelněji. Zatím to však vypadá, že tyto systémy se sobě tolik nevzdalují ohledně tohoto pohybu.

6.2.5 Zhodnocení výsledků

Simulace v programu Simpack pro získání rezonančních křivek jednotlivých pohybů karoserie (ty, které nás zajímaly), proběhla vcelku úspěšně, protože jsme rezonanční křivky získali pro všechny 3 konfigurace vozu, které přicházely v úvahu. Tyto rezonanční křivky splňují všechny naše předpoklady.

Posledním předpokladem je fakt, že když soustava nekmitá kolem hlavních os setrvačnosti, tak jsou pohyby provázány. My máme sice symetrické buzení k podélné rovině symetrie vozu, ale těžiště, ve kterém leží hlavní osy setrvačnosti, touto rovinou neprochází, protože vozidlo je hmotnostně nesymetrické (poloha těžiště v ose $Y = -11,2$ mm). Pak lze v grafech vidět, že všechny rezonance nastávají přibližně kolem frekvence o hodnotě 3,5 Hz, alespoň v případě systému odpružení monoshock. Tudíž je náš poslední předpoklad splněn.

Na těchto rezonančních křivkách je jasně vidět, že propojení má na pohyb karoserie velmi pozitivní vliv. Tím jsem ověřil, že tento mechanismus propojení funguje. Z těchto výsledků lze zatím jen stěží usuzovat, jak se kvalitativně ovlivní vlastnosti vozu, ale rozhodně bych doporučoval následně tento systém spolu s jeho vlastnostmi ještě zkoumat.

7 Závěr

Na začátku diplomové práce jsem provedl rešerši známých řešení pasivních propojení odpružení vozu. Dále jsem postupoval zkoumáním systému odpružení monoshock, nezbytný pro vznik zkoumaného propojení. Tento průzkum obsahoval možná řešení tohoto systému, pochopení a objasnění jeho funkce a následně statický rozbor pro pochopení silových poměrů a jejich ovlivnění geometrickými parametry tohoto odpružení. Tento rozbor mi dále pomohl při konstrukci tohoto systému odpružení. Samotná konstrukce obsahovala zjištění kinematiky tohoto mechanismu, návrh jednotlivých tuhostí pružin tohoto mechanismu odpružení a následně návrh jednotlivých komponent tohoto systému. V poslední řadě následovala úprava prostorového modelu vozu v softwaru Simpack, který poskytuje možnost simulace tohoto modelu. Tato úprava modelu byla asi nejtěžší věc této diplomové práce (alespoň já jsem se na ní nejdéle zastavil ve své práci) a kdyby někdo používal tento model znovu, doufám, že se mu to povede lépe než mě, díky poskytnutému upozornění, které jsem v této práci uvedl. Následně jsem proověřil funkčnost pasivního propojení odpružení dvou náprav pomocí měření frekvenční charakteristiky jednotlivých pohybů karoserie. Pro modely s odpružením typu monoshock bez propojení, pak s propojením a nakonec konvenční odpružení vozu. Na diagramech jsme mohli vidět průběhy těchto rezonančních křivek. Každopádně podle tohoto prvního výzkumu toto propojení funguje, tak jak je vymyšleno. Proto by bylo vhodné zkoumat toto propojení odpružení dvou náprav i nadále, více do hloubky spolu se změnami vlastností. Ovšem to já, už v rámci této práce nezvládnou díky tomu, že se nachýlil čas pro odevzdání.

8 Použitá literatura:

- [1] MILLIKEN, William F., MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE international, 2003, ISBN1-56091-526-9
- [2] APETAUR, Milan. Motorová vozidla VI. ČVUT, 1983
- [3] FONTDECABA, Joesep. Integral Suspension System for Motor Vehicles Based on Passive Components. SAE Paper 2002-01-3105, 2002.
- [4] JAZAR, Reza N. Vehicle Dynamics: Theory and Applications : Springer – New York, 2008, 1021s. ISBN:978-0-387-74243-4
- [5] VLK, František. Podvozky motorových vozidel - 3. Vydání: FVLK – Brno, 2006. 464s. ISBN:80-239-6464-X
- [6] GIARAFFA, Matt. Tech Tip: Springs & Dampers [online]. Dostupný z: <http://www.optimumg.com/technical/technical-papers/>
- [7] WOODS, David E., JAWAD, Badih A. Numerical Design of Racecar Suspension Parameters, SAE Paper 1999-01-2257, 1999
- [8] PELLERIN, Luc. Vehicle suspension system. United States Patent, číslo: 5 941 546, 1997
- [9] DOČKAL, V.; Kovanda, J.; Hrubec, F.: Pneumatiky, vydavatelství ČVUT, Praha, 1998
- [10] HRUŠKA, Jindřich. Zadní náprava pro vůz Formula Student, Praha, 2011, Diplomová práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní
- [11] ERNEST, J. Dynamický model vozu F3. Praha 2005. Diplomová práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní
- [12] PAŠEK, R. Metody posuzování funkčních vlastností podvozku vozu Formula student. Praha 2013. Diplomová práce, ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [13] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky, vydavatelství Albra, Úvaly, 2003.
- [14] SKF. Katalog ložisek [online]. Dostupný z: www.skf.com/cz/products/index.html
- [15] FONTDECABA, J. Creuat Suspension Technology. Creuat S.L. 2005, SIAB2005-CREUAT_dossier
- [16] Katalog produktu Öhlins TTX25-MkII, dostupný z: www.ohlinsusa.com/suspension-products/Automotive/Auto%2BRacing/Shock%2BAbsorber/70/TTX25%2BMkII

- [17] CHOUDHURY, D. Konstruování strojů – strojní součásti – přednáška 10. Podklady pro přednášku, VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, dostupné z:
http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/5KS/_prednasky/prednaska10.pdf
- [18] NIEDERMEYER, P. Curbside classic: 1969 Citroen 2CV – The Most Original Car Ever [online]. [cit. 04.05.2012]. Dostupný z:
<http://www.curbsideclassic.com/curbside-classics-european/curbside-classic-1969-citroen-2cv-the-most-original-car-ever/>
- [19] OSTRANDER, J. CITROEN CLINCHES MANUFACTURER'S TITLE IN WORLD RALLY CHAMPIONSHIP WITH TENNECO AUTOMOTIVE KINETIC TECHNOLOGY [online]. Tenneco Automotive Inc. New release. Vydává: Tenneco Automotive, Media Relations, 2003, listopad. Dostupný z:
http://www.tenneco.com/citroen_clinches_manufacturers_title_in_world_rally_champch_with_tenneco_automotive_kinetic_technology/
- [20] Citroën Xsara WRC with Kinetic RFS [online]. [cit. 21.09.2013]. Dostupné z:
<http://www.invetr.com/chassis/citron-xsara-wrc-withkinetic-rfs>

8.1 Seznam použitých zdrojů obrázků

- [21] ROBERTS, C. C., Automotive Suspension Failures [online]. Dostupný z:
<http://www.croberts.com/susp.htm>
- [22] What's the advantage of monoshock? [online]. [cit. 07.05.2011]. Dostupný z:
<http://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?t=9988>

9 Seznam zkratek a symbolů

zkratka	jednotka	Popis
C_1	[N]	tlaková síla v tlačné tyči
C_2	[N]	tlaková síla v tlačné tyči
T_3	[Nm]	akční moment na vahadlo
T_4	[Nm]	akční moment na vahadlo
T_5	[Nm]	reakční moment na vahadlo
T_6	[Nm]	reakční moment na vahadlo
B	[N]	síla vyvozená pružící jednotkou
R	[N]	zatížení pneumatik
D	[N]	síla vyvozená proti-naklápěcí pružinou
T_6	[Nm]	akční moment na vahadlo
ΔR	[N]	přírutek reakce na pneumatiku
ΔB	[N]	přírutek síly pružící jednotky
R''	[N]	síla vyvozující pneu na vozovku
C_L	[N]	tlaková síla v pravé tlačné tyči
C_P	[N]	tlaková síla v levé tlačné tyči
R_{AX}	[N]	reakce válcové vazby v ose X
R_{AZ}	[N]	reakce válcové vazby v ose Z
R_{BX}	[N]	reakce válcové vazby v ose X
R_{BZ}	[N]	reakce válcové vazby v ose Z
α	[°]	úhel svírající tlačná tyč s osou X
β	[°]	úhel svírající tlačná tyč s osou Y
a	[mm]	rameno vahadla
b	[mm]	rameno vahadla
ε	[°]	úhlová výchylka vahadla
δ	[°]	úhel svírající síla B s osou X
η	[°]	úhel svírající síla B s osou Y
ν	[°]	úhel svírající síla B s osou Z
d	[mm]	směrová výchylka vahadla
t	[s]	čas
v	[m·s ⁻¹]	rychlost
L	[m]	rozvor
f_f	[Hz]	vlastní frekvence odpružených hmot připadající na zadní nápravu
f_r	[Hz]	vlastní frekvence odpružených hmot připadající na přední nápravu
m_s	[kg]	hmotnost odpružených hmot
m	[kg]	hmotnost vozu
r	[-]	rozdělení hmotnosti na danou nápravu
m_u	[kg]	hmotnost neodpružených hmot
K_r	[N·mm ⁻¹]	jízdní tuhost
f	[Hz]	frekvence
K_w	[N·mm ⁻¹]	tuhost redukováná do středu kola
K_T	[N·mm ⁻¹]	tuhost pneumatiky
K_S	[N·mm ⁻¹]	vypočtená tuhost pružiny
B_x	[N]	složka síly pružící jednotky ve směru osy X
B_y	[N]	složka síly pružící jednotky ve směru osy Y

B_z	[N]	složka síly pružící jednotky ve směru osy Z
ΔD	[N]	přírutek síly proti-naklápěcí pružiny
Δl	[mm]	deformace pružiny
K_{AR}	[N·mm ⁻¹]	tuhost proti-naklápěcí pružiny
b_r	[-]	poměrný útlum
b	[N·s·m ⁻¹]	tlumení
k	[N·mm ⁻¹]	tuhost
m	[kg]	hmotnost
v	[-]	logaritmický dekrement
$z(t)$	[m]	výchylka ve směru osy Z v čase t
$z(t+nT)$	[m]	výchylka ve směru osy Z v čase t+nT
b_{krit}	[N·s·m ⁻¹]	kritické tlumení
b'	[N·s·m ⁻¹]	tlumení v místě tlumiče
MR	[-]	montážní převod
k_x	[-]	statický násobek zatížení ve směru osy X
k_y	[-]	statický násobek zatížení ve směru osy Y
k_z	[-]	statický násobek zatížení ve směru osy Z
R_x	[N]	reakce působící ve válcové vazbě v ose X
R_z	[N]	reakce působící ve válcové vazbě v ose Z
R	[N]	výsledná reakce působící ve válcové vazbě
p_{max}	[MPa]	maximální tlak v kluzném ložisku
d	[mm]	průměr kluzného ložiska
l	[mm]	délka kluzného ložiska
S	[mm ²]	plocha
p_d	[MPa]	dovolený tlak (otlačení)
d_{3T}	[mm]	průřez jádra šroubu vypočteného z tahu
R_{zmax}	[N]	maximální síla ve směru osy Z
σ_D	[N·mm ⁻²]	dovolené normálové napětí
i	[-]	počet šroubů
d_{3S}	[mm]	průměr jádra šroubu vypočteného ze stříhu
R_{xmax}	[N]	maximální síla ve směru osy X
τ_D	[N·mm ⁻²]	dovolené napětí ve stříhu
d_3	[mm]	průměr jádra šroubu
p	[MPa]	tlak
n_z	[-]	počet nosných závitů
d	[mm]	vnější průměr závitu
F_A	[N]	vstupní síla pro výpočet vahadla propojení
N_{BX}	[N]	síla namáhající ložisko vahadla propojení ve směru osy X
N_{BY}	[N]	síla namáhající ložisko vahadla propojení ve směru osy Y
N_C	[N]	síla v lanu propojení
ψ	[°]	úhlová výchylka vahadla propojení
s_v	[mm]	maximální výchylka vahadla v příčném směru
k	[mm]	rameno vahadla propojení
k_l	[-]	statický násobek zatížení lana
N_C'	[N]	síla v lanu propojení

C_p	[N]	dynamická únosnost ložisek
m	[-]	koeficient typu ložiska
L_{hd}	[hod]	životnost ložiska
f_v	[Hz]	frekvence oscilace vahadla
Z_0	[m]	amplituda buzení
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová frekvence buzení
ϕ	[rad]	fázové posunutí buzení

10 Seznam obrázků

Obrázek 1 Propojené odpružení Citroën 2CV (zdroj:[18])	9
Obrázek 2 RFS systém propojení – popis (zdroj: [20])	10
Obrázek 3 RFS systém propojení – průjezd zatáčky (zdroj: [20])	11
Obrázek 4 RFS systém propojení – přejezd nerovnosti jedním kolem (zdroj [20]).....	12
Obrázek 5 Schéma systému propojení firmy Creuat (zdroj: [15])	12
Obrázek 6 Schéma lichoběžníkové nápravy (zdroj: [21]).....	13
Obrázek 7 Zadní lichoběžníková náprava vozu FS.02 týmu CTU Cartech (zdroj: [10])	14
Obrázek 8 Způsoby přenosu zdvihu kola na tlumič (a – tlačná tyč, b – tažná tyč) (zdroj: [10])	15
Obrázek 9 Odpružení typu monoshock na vozidle (zdroj: [22]).....	15
Obrázek 10 Schéma prvního řešení systému odpružení monoshock	17
Obrázek 11 Schéma druhého řešení systému odpružení monoshock	18
Obrázek 12 Schéma funkce mechanismu odpružení monoshock - předklápění	20
Obrázek 13 Schéma funkce mechanismu odpružení monoshock - naklápění	21
Obrázek 14 Schéma funkce mechanismu odpružení monoshock – přejezd nerovnosti jedním kolem	22
Obrázek 15 Schéma mechanického modelu odpružení typu monoshock – řešené parametry	25
Obrázek 16 Řešený mechanický model odpružení typu monoshock	26
Obrázek 17 Závislost síly působící naproti-naklápěcí pružinu v závislosti na úhlu β (úhel svírající tlačné tyče s osou Y).....	28
Obrázek 18 Průběh montážního převodu přední nápravy	30
Obrázek 19 Vlastní frekvence odpružených hmot větší na přední nápravě o 10%.....	32
Obrázek 20 Vlastní frekvence odpružených hmot větší na zadní nápravě o 10%	32
Obrázek 21 Zobrazení působení síly hlavní pružiny (B_Y) na sílu proti-naklápěcí pružiny (D)	36
Obrázek 22 Schéma pro návrh proti-naklápěcích pružin odpružení menoshock.....	37
Obrázek 23 Odezva systému na podnět při různých hodnotách tlumení (zdroj: [10])	39
Obrázek 24 Vypočtená lineární charakteristika tlumič	40
Obrázek 25 Charakteristika tlumiče Öhlins TTX25 – MkII, závislé na zvolené sadě škrticích organů (zdroj: [16]).....	41
Obrázek 26 Tlumič Öhlins TTX 25 – MkII (zdroj: [16])	41
Obrázek 27 Mechanický model pro výpočet zatížení válcové vazby – max. stlačení tlumiče	43
Obrázek 28 Mechanický model pro výpočet zatížení válcové vazby – max. deformace proti- naklápěcí pružiny	44
Obrázek 29 Rozložení tlaku v kluzném ložisku (zdroj: [17]).....	45
Obrázek 30 Kluzné ložisko PPMF 101212 (zdroj: [14])	46
Obrázek 31 Montážní uspořádání navrhovaných šroubů.....	46
Obrázek 32 Schéma propojení dvou náprav na vozidle	50
Obrázek 33 Schéma funkce propojení	51
Obrázek 34 Řez podélnou rovinou symetrie vahadla odpružení.....	52
Obrázek 35 Řez příčnou rovinou procházející osou válcové vazby vahadla odpružení.....	53
Obrázek 36 Řešení předepínání lana a uchycení bowdenu	53
Obrázek 37 Mechanický model vahadla propojení pro určení velikosti sil.....	54
Obrázek 38 Prostorový model formule student	57
Obrázek 39 Možnosti získaného modelu a jejich podoba	57
Obrázek 40 Výsledný model odpružení v programu Simpack	65
Obrázek 41 Mechanický model realizace propojení v programu Simpack	66
Obrázek 42 Zadávání polohy těžiště – model Simpack.....	67
Propojení odpružení pro závodní vozy	80

Obrázek 43 Zkoumané pohyby	68
Obrázek 44 Schéma principu simulace pro získání rezonančních křivek	69
Obrázek 45 Výsledky simulace – nadzvedávání karoserie	70
Obrázek 46 Výsledky simulace – naklápění karoserie	71
Obrázek 47 Výsledky simulace – předklápění karoserie	72
Obrázek 48 Výsledky simulace – klopení kolem diagonály	73

11 Seznam tabulek

Tabulka 1 Tabulka výsledků statického rozboru	28
Tabulka 2 Doporučené rozsahy vlastních frekvencí odpružených hmot.....	31
Tabulka 3 Vlastnosti ovlivněné tuhostí vypružení.....	31
Tabulka 4 Vstupy a výstupy z výpočtu tuhostí pružin tlumící jednotky	34
Tabulka 5 Tabulka výsledků využití navržené tuhosti pružin	34
Tabulka 6 Výsledné tuhosti proti-naklápěcích pružin mechanismu odpružení monoshock ...	37
Tabulka 7 Parametry skutečné proti-naklápěcí pružiny.....	38
Tabulka 8 Statické násobky.....	43
Tabulka 9 Vstupní a výstupní hodnoty návrhu ložisek.....	45
Tabulka 10 Vstupní a výstupní hodnoty z návrhu šroubů.....	47
Tabulka 11 Vstupní a výstupní hodnoty kontroly závitů na otláčení	47
Tabulka 13 Vstupní parametry pro výpočet mechanismu propojení	55
Tabulka 14 Výsledné hodnoty návrhu mechanismu propojení.....	55
Tabulka 15 Komponenty modelu a jejich modifikovatelné parametry	60
Tabulka 16 Vlastnosti buzení	69