



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZAVĚŠENÍ KOL SPORTOVNÍHO AUTOMOBILU

SPORT CAR SUSPENSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ MARTÍNEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. LUBOR ZHÁŇAL

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Martínek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Zavěšení kol sportovního automobilu

v anglickém jazyce:

Sport car suspension

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je vypracovat kompletní návrh nezávislého zavěšení přední i zadní nápravy jednosedadlového sportovního automobilu.

Cíle diplomové práce:

- teoretický úvod do problematiky
- zvolení vhodné koncepce zavěšení přední a zadní nápravy na základě předpokládaného využití automobilu
- navržení a optimalizace geometrických parametrů obou náprav
- vytvoření CAD modelů
- ověření funkčnosti s využitím multi-body systému
- zhodnocení finální konstrukce

Seznam odborné literatury:

- VLK, F. Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, Brno.
- VLK, F. Úlohy z dynamiky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001, Brno.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubor Zháňal

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

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zavěšení přední a zadní nápravy jednosedadlového sportovního vozu. Po teoretickém úvodu do problematiky následuje návrh a optimalizace geometrických parametrů náprav. Další část je zaměřena na výpočty odpružení vozidla a na sestavení řízení. Na závěr jsou uvedena konstrukční řešení jednotlivých dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

zavěšení kol, odpružení kol, řízení, náprava, geometrie kol

ABSTRACT

This thesis deals with design of front and rear suspension of single-seater sports car. Design and optimization of geometrical parameters of axles is followed after theoretical introduction. Another section is concerned with calculation of the vehicle suspension and design of the steering. The construction of individual components is described in the final section.

KEYWORDS

wheel suspension, springing, steering, axle, wheel geometry



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARTÍNEK, T. *Zavěšení kol sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2011

.....

Tomáš Martínek



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Luboru Zháňalovi za velmi cenné rady a připomínky a v neposlední řadě i mé rodině za vydatnou podporu při tvorbě této práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Podvozky automobilů	11
1.1 Zavěšení kol.....	11
1.1.1 Tuhá náprava	11
1.1.2 Lichoběžníkové zavěšení.....	12
1.1.3 Zavěšení McPherson	13
1.1.4 Víceprvkové zavěšení.....	14
1.1.5 Kliková náprava.....	14
1.1.6 Kliková náprava s propojenými rameny.....	15
1.1.7 Kyvadlová úhlová náprava	15
1.2 Řízení.....	16
1.2.1 Uspořádání mechanismu řízení	16
1.2.2 Převodky řízení.....	18
1.2.3 Hřídele volantu	19
1.3 Geometrie kol	20
1.3.1 Odklon kola	20
1.3.2 Příklon rejdové osy, poloměr rejdu	20
1.3.3 Záklon rejdové osy, závlek.....	21
1.3.4 Sbíhavost kol	22
2 Návrh zavěšení	23
2.1 Koncepce a základní rozměry.....	23
2.2 Kinematický model v programu Adams.....	25
2.2.1 Tvorba modelu.....	25
2.2.2 Kinematické charakteristiky předního zavěšení.....	26
2.2.3 Kinematické charakteristiky zadního zavěšení.....	30
2.3 Výsledná geometrie zavěšení	34
2.3.1 Střed y klopení kola a karoserie	36
2.3.2 Střed y klonění kol.....	37
3 Návrh odpružení	39
3.1 Koncepce a možnosti uspořádání	39
3.1.1 Přední náprava	39
3.1.2 Zadní náprava	41
3.2 Model odpružení v programu Adams.....	42
3.3 Výpočet odpružení.....	46
3.3.1 Hmotnost a poloha těžiště.....	46



3.3.2	Tuhost pružin.....	47
3.3.3	Klopení karoserie.....	48
3.3.4	Klonění karoserie.....	50
3.3.5	Tlumení.....	51
3.3.6	Návrh pružin.....	52
3.3.7	Návrh stabilizátorů	54
3.3.8	Výpočty vzpěrné pevnosti	56
3.4	Síly v zavěšení	56
3.4.1	Maximální stlačení pružiny	57
3.4.2	Brzdění	57
3.4.3	Zatáčení	58
3.4.4	Kombinace zátěžných stavů	58
3.4.5	Akcelerace	59
4	Návrh řízení	60
4.1	Mechanismus řízení.....	60
4.1.1	Stopový poloměr otáčení.....	61
4.2	Převodka řízení.....	61
4.2.1	Rozměry pastorku.....	62
4.2.2	Převod řízení.....	62
5	Konstrukční provedení	63
5.1	Součásti zavěšení.....	63
5.1.1	Ramena zavěšení	63
5.1.2	Těhlice a náboje kol.....	64
5.1.3	Sestavy zavěšení.....	66
5.2	Součásti odpružení.....	66
5.2.1	Push-rody a vahadla	66
5.2.2	Tlumiče s pružinou a stabilizátory.....	67
5.2.3	Sestavy odpružení.....	67
5.3	Součásti řízení	68
5.3.1	Převodka řízení	68
5.3.2	Sestava řízení.....	69
5.4	Výsledné sestavy	70
	Závěr.....	72
	Použité informační zdroje.....	73
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam příloh.....	81



ÚVOD

Základem každého sportovního vozu je kvalitní podvozek. Ten musí zajistit patřičnou stabilitu v zatáčkách, ale i na rovných úsecích při vysokých rychlostech a při následném prudkém brzdění obstarat maximální přilnavost vozu. Důležitými parametry, které ovlivňují vlastnosti podvozku, jsou především kinematika zavěšení a odpružení a tlumení kol. Odpružení a tlumení zabezpečuje největší možný kontakt kol s vozovkou, což má zásadní vliv na stabilitu vozu a tím i na bezpečnost. Vhodné nastavení kinematiky také přispívá k vyšší stabilitě a zajišťuje, aby nedocházelo k velkým změnám podélné a příčné únosnosti pneumatik během zdvihu kol. Důležité je samozřejmě i přesné řízení.

Cílem této diplomové práce je navrhnout nezávislé zavěšení přední i zadní nápravy pro jednosedadlový sportovní vůz. Vozidlo bude formulového typu, takže kola i se zavěšením nebudou skryta v karoserii, z čehož pramenní nutnost použití blatníků, které budou uchyceny na těhlicích. Nosnou část vozidla bude tvořit rám, který bude kryt panely karoserie. Rám a karoserii navrhují kolegové, se kterými jsme společně volili a konzultovali základní návrh vozu. Zvolený motor je vidlicový osmiválec, který vzniká spojením dvou řadových čtyřválců z motocyklu Suzuki Hayabusa [27], a bude umístěn podélně před zadní hnací nápravou.

Součástí návrhu podvozku je samotné zavěšení, systém odpružení kol a řízení přední nápravy. Nejprve je nutné zvolit vhodný typ zavěšení a jeho rozměrové parametry, které se následně optimalizují. Následuje zvolení koncepce odpružení a jeho návrh a v neposlední řadě i návrh řízení.



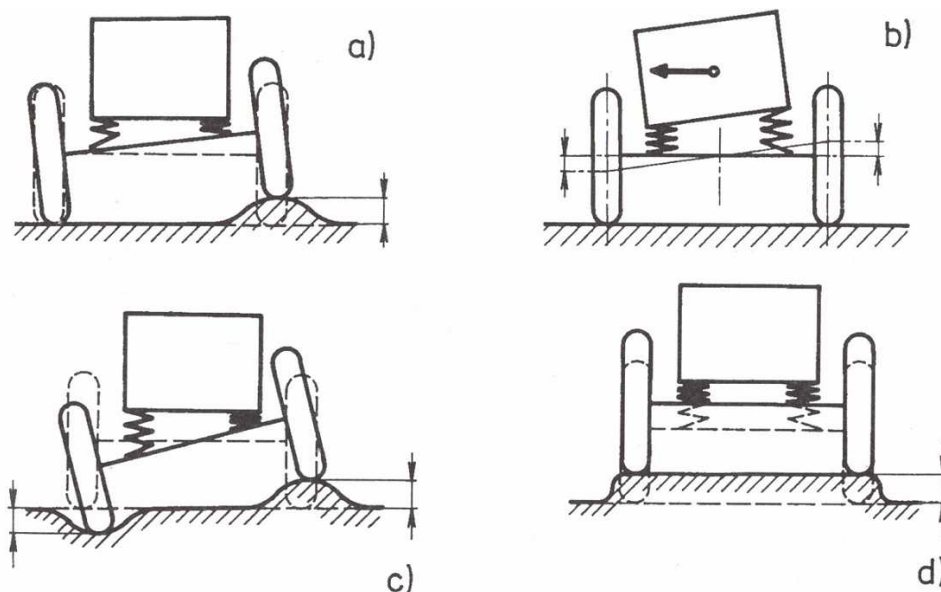
1 PODVOZKY AUTOMOBILŮ

1.1 ZAVĚŠENÍ KOL

Zavěšení kol slouží k upevnění kol na karoserii, musí umožnit jejich vzájemný pohyb ve svislém směru, který je nutný z důvodu pružení kol. Dále musí přenést síly v podélném a příčném směru a zachytit brzdné a hnací momenty.

1.1.1 TUHÁ NÁPRAVA

Tuhá náprava svými vlastnostmi jasně dokládá, že je nejstarším řešením zavěšení kol. Hlavní nevýhoda spočívá ve vzájemném ovlivňování kol na levé a pravé straně vozidla (*Obr.1*). To znamená, že při přejezdu jednoho kola po nerovnosti dojde ke změně odklonu druhého kola a to vede ke zhoršení jízdních vlastností z důvodu nevhodného postavení vůči vozovce. Naopak při jízdě po zcela rovné vozovce je výhodou, že odklon kol je i při průjezdu zatáčkou stále stejný bez ohledu na naklopení karoserie.



Obr. 1 Možnosti propnutí tuhé nápravy vzhledem ke karoserii: a) jednostranné, b) protiběžné při zatáčení vlivem odstředivé síly, c) protiběžné, d) stejnoběžné [3]

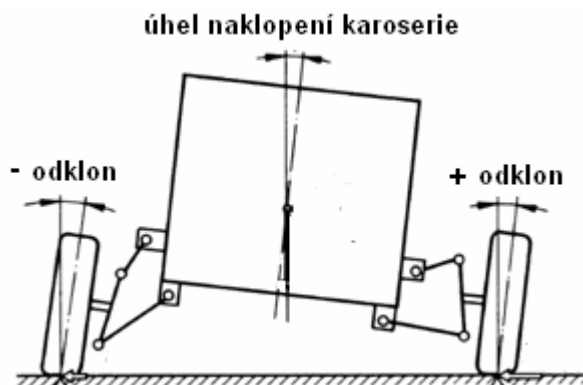
Mezi další vlastnosti patří především jednoduchost, která je však vykoupena značnou neodpruženou hmotností nápravy a tím spojenými velkými setrvačnými silami, které mají nepříznivý vliv na komfort i bezpečnost jízdy. Tuto nevýhodu částečně eliminovalo řešení De-Dion, u kterého se přesunula rozvodovka s diferenciálem z mostu nápravy na karoserii.

Zůstalo zde ovšem vzájemné ovlivňování kol, a proto vývoj dospěl k nezávislému zavěšení kol, které je popsáno v následujících kapitolách.



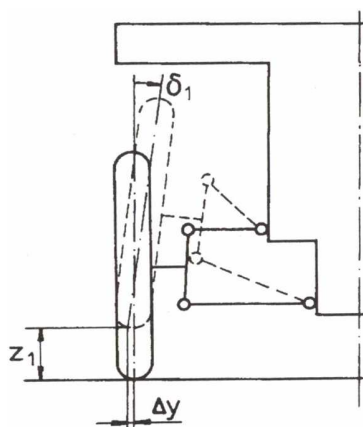
1.1.2 LICHOBĚŽNÍKOVÉ ZAVĚŠENÍ

U nezávislého zavěšení tedy již nejsou kola navzájem přímo ovlivňována, avšak nepřímo přes karoserii ano. Jak je vidět z *Obr.2*, vznikne naklopením karoserie na vnějším kole kladná změna odklonu a na vnitřním kole záporná, což z hlediska přenosu boční síly pneumatikou není optimální.

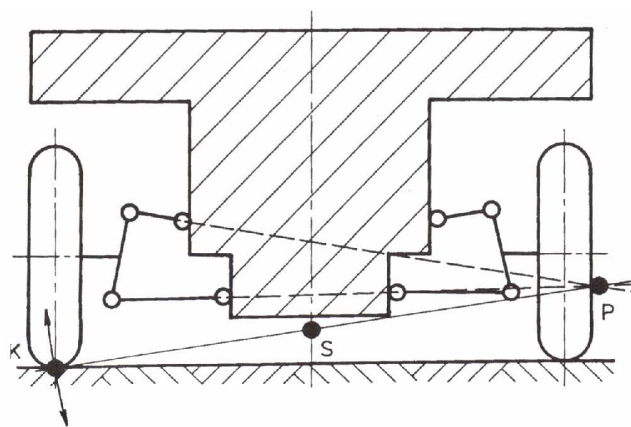


Obr. 2 Schéma odklonění kol vzniklého v důsledku klopení karoserie [4]

Lichoběžníkové zavěšení má uspořádání se dvěma příčnými rameny. Díky tomu, že horní rameno je kratší než dolní, dochází při pohybu kola do karoserie ke změně odklonu do záporných hodnot a při pohybu kola z karoserie ke změně odklonu do kladných hodnot (*Obr.3*). Což vede k odstranění nebo zmírnění výše popsané nevýhody.



Obr. 3 Zobrazení kinematických změn při propružení lichoběžníkové nápravy [3]



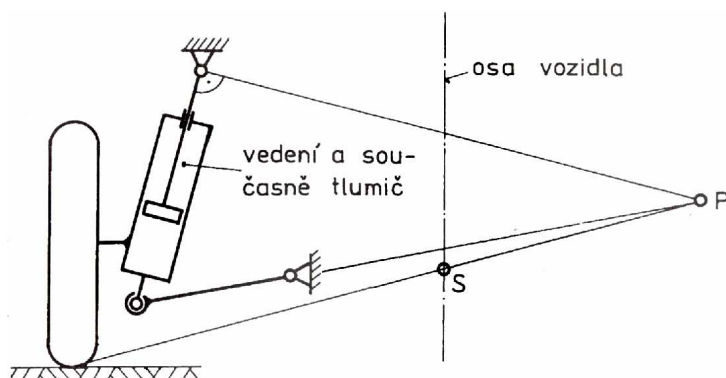
Obr. 4 Konstrukce středu klopení kola P a středu klopení karoserie S lichoběžníkové nápravy [3]

Velikost změn odklonu a rozchodu je možné korigovat polohou středu klopení kola *P*, který je dán průsečíkem os příčných ramen (*Obr.4*). Čím větší je vzdálenost středu klopení kola od kola samotného, tím menší jsou změny odklonu a rozchodu kol. Na průsečíku spojnice středu klopení kola *P* s bodem dotyku kola s vozovkou *K* a osy vozidla se nachází střed klopení karoserie *S*, jehož poloha má vliv na klopení karoserie. Pro rovnoběžná ramena leží střed klopení na vozovce. [12]



1.1.3 ZAVĚŠENÍ MCPHERSON

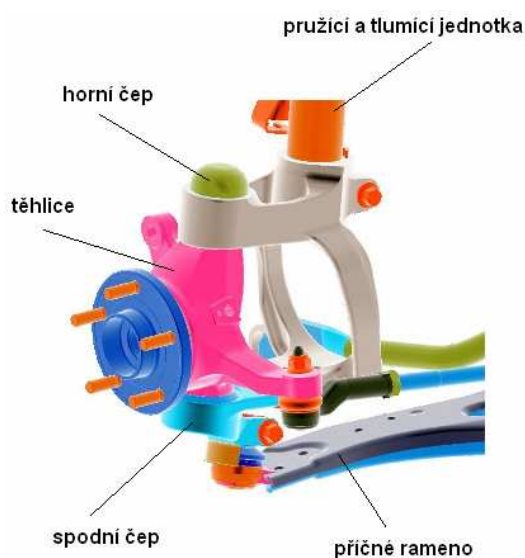
Toto zavěšení je tvořeno dolním příčným ramenem a vzpěrou McPherson, jejíž součástí je hydraulický tlumič zároveň sloužící k uchycení kola ke karoserii (Obr.5). Výhodou je, že v horní části vznikl větší prostor pro zástavbu motoru.



Obr. 5 Schématické zobrazení nápravy McPherson se středy klopení kola *P* a karoserie *S* [3]

Posuvným vedením v tlumiči zde bylo nahrazeno horní příčné rameno, proto musí být pístnice i celý tlumič dostatečně dimenzovány na přenos sil z kola na karoserii. Přesto vlivem reakčních sil ve vedení pístnice zde vznikají třecí síly, které ovlivňují funkci tlumiče zejména na malých nerovnostech.

Modifikací nápravy McPherson vzniklo zavěšení, které se nazývá RevoKnuckle. Oproti klasickému McPhersonu se v tomto případě pružící a tlumící jednotka nenatáčí spolu s kolem (Obr.6). Natočení kol obstarává paralelní svislý čep, který je umístěn na vzpěře tlumící a pružící jednotky. Tento celek je ve spodní části uchycen na příčném rameni. [12]

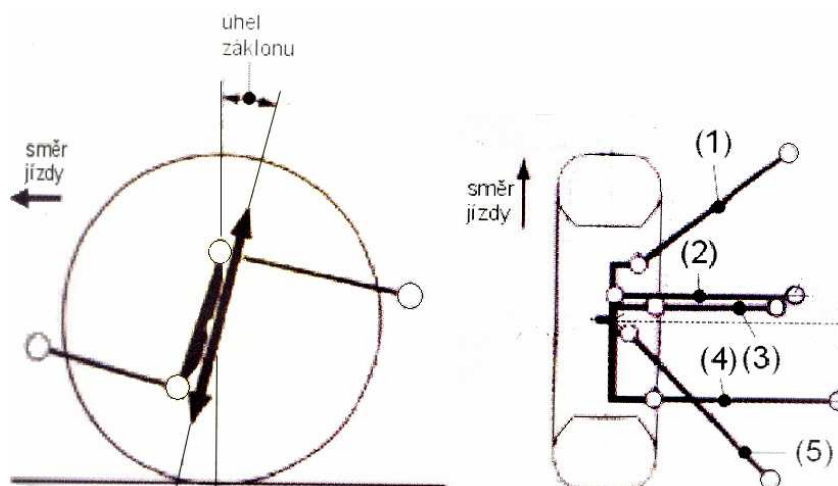


Obr. 6 3D model předního zavěšení RevoKnuckle vozu Ford Focus RS 2009 [16]



1.1.4 VÍCEPRVKOVÉ ZAVĚŠENÍ

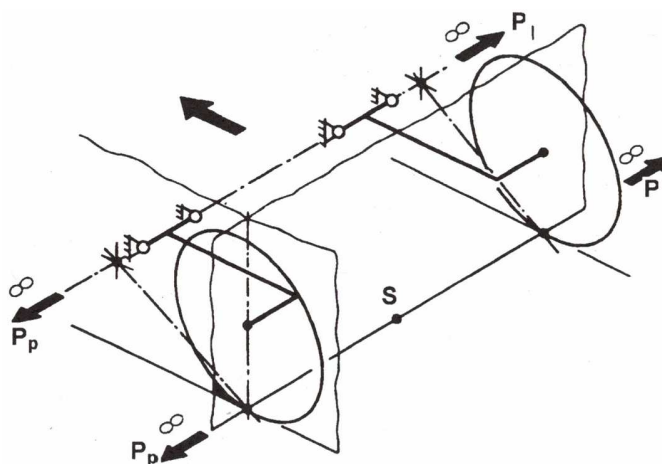
Jak je patrné z *Obr.7*, skládá se víceprvkové zavěšení z několika samostatných ramen. Ty je možno variabilně uspořádat dle kinematických požadavků a z hlediska optimálního přenosu sil jednotlivými rameny, což má velmi pozitivní vliv na jízdní vlastnosti. Na druhou stranu je nevýhodná konstrukční složitost, z čehož pramení vyšší výrobní náklady i vyšší náchylnost na poškození.



Obr. 7 Schéma víceprvkové nápravy; 1-vlečné rameno; 2, 3, 4-příčná ramena; 5-vodící rameno [14]

1.1.5 KLIKOVÁ NÁPRAVA

Tato náprava se používá jako zadní nepoháněná. Její výhodou je zejména malá prostorová náročnost, díky čemuž se může zvětšit zavazadlový prostor. Uchycení kol je zprostředkováno dvěma podélnými rameny s příčnou osou kývání (*Obr.8*). To znamená, že středy klopení kol P leží v nekonečnu, takže při zdvihu kol nedochází ke změnám odklonu, sbíhavosti ani rozchodu. Střed klopení karoserie S se nachází v rovině vozovky.

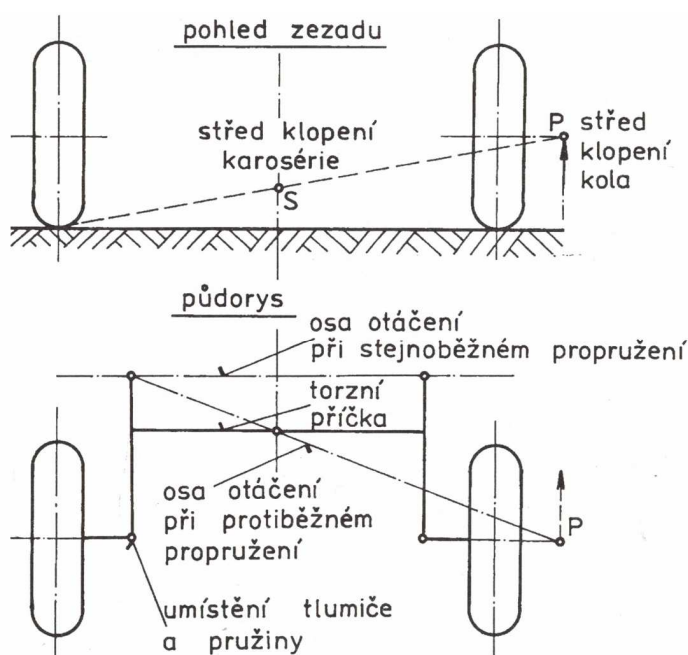


Obr. 8 Schéma klikové nápravy [3]



1.1.6 KLIKOVÁ NÁPRAVA S PROPOJENÝMI RAMENY

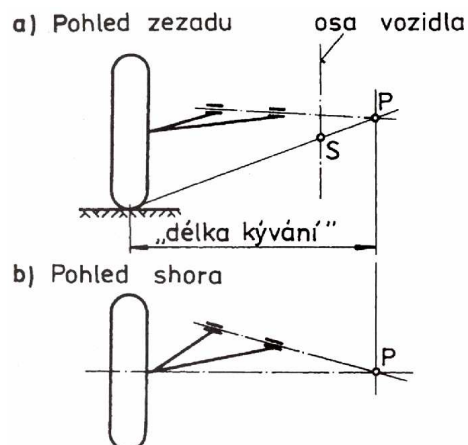
Již z názvu je patrné, že tato náprava vychází z klikové nápravy a také její hlavní výhodou je prostorová nenáročnost, z níž plyne zvětšení zavazadlového prostoru. Zde jsou ovšem podélná ramena spojena ohybově pevnou, avšak torzně poddajnou příčkou. Ta nejčastěji bývá ve tvaru U. Při stejnoběžném propnutí je namáhána na ohyb a svou pevností zaručí jen malé změny odklonu, střed klopení kola totiž leží v nekonečnu. Naopak při protiběžném propnutí je namáhána krutem, což způsobí její deformaci a má za následek výraznější změny odklonu. Je to dáno tím, že osa otáčení při protiběžném propnutí je odlišná od osy otáčení při stejnoběžném propnutí, a tedy střed klopení kola P již neleží v nekonečnu (Obr.9). [12]



Obr. 8 Schéma klikové nápravy s propojenými rameny [3]

1.1.7 KYVADLOVÁ ÚHLOVÁ NÁPRAVA

Posledním typem je náprava kyvadlová úhlová, která má uchycena kola na rozvidlených ramenech se šikmou osou kývání (Obr.9). Tím při zdvihu kola vznikají změny odklonu, sbíhavosti i rozchodu, které lze korigovat změnou úhlů osy kývání. Nejčastější použití je pro zadní hnací nápravy.



Obr. 9 Schéma kyvadlové úhlové nápravy se středy klopení kola P a karoserie S [3]

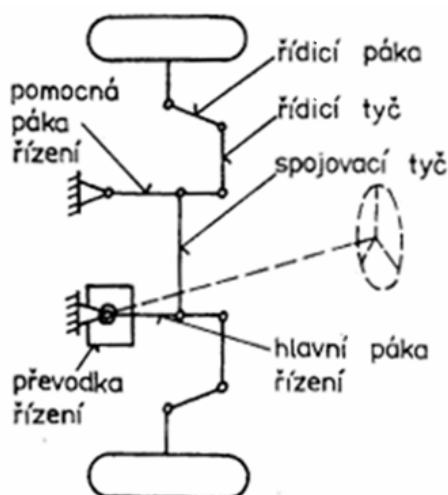


1.2 ŘÍZENÍ

Řízení je z hlediska bezpečnosti jedním ze stěžejních prvků automobilu, protože slouží k udržení a nastavení směru jízdy vozidla. Z tohoto důvodu jsou na něj legislativou kladeny tyto požadavky (podrobně v [3]):

- Snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. V řízení nesmí vzniknout kmity.
- Řízená kola se sama musí vracet do přímého směru.
- Vůle ve volantu mohou být maximálně 18° pro konstrukční rychlosti nad 100km/h, 27° pro 25-100km/h a 36° pro rychlosti do 25km/h.
- Maximální počet otáček z jedné krajní polohy do druhé nesmí překročit 5.
- Při rychlosti 10km/h a zatáčení z přímého směru do zatáčky o poloměru 12m nesmí ruční síla na volantu překročit 250N

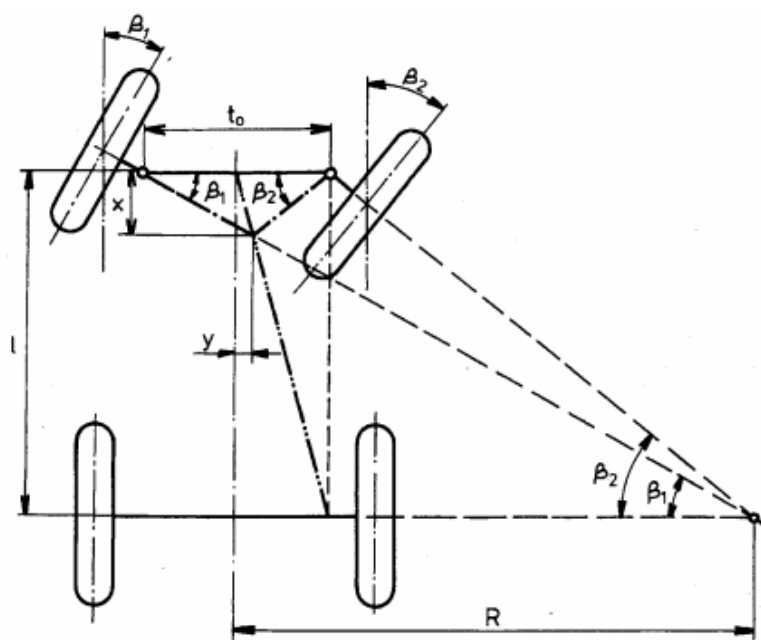
Na Obr.10 jsou schématicky zobrazeny a pojmenovány hlavní části řízení.



Obr. 10 Hlavní části řízení [3]

1.2.1 USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU ŘÍZENÍ

Mechanismus řízení zajišťuje vazbu mezi jednotlivými koly a volantem a také musí být jeho uspořádáním docíleno rozdílného natočení kol při zatáčení, aby nedocházelo k velkému opotřebení pneumatik. Při průjezdu zatáčkou se totiž vnitřní kolo odvaluje po kružnici s menším poloměrem než vnější kolo, tudíž natočení vnitřního kola musí být větší, a tedy odpovídat Ackermannově geometrii (Obr.11). Tohoto efektu se docílí tím, že řídící páky nejsou rovnoběžné s podélnou osou vozidla a vznikne tzv. lichoběžník řízení (Obr.10), nicméně přesného dodržení Ackermannovy geometrie v praxi nelze dosáhnout vlivem kinematiky řízení. Navíc z důvodu směrových úchylek pneumatik α leží skutečný střed zatáčení O_s jinde než teoretický podle Ackermanna O_t (Obr.12).

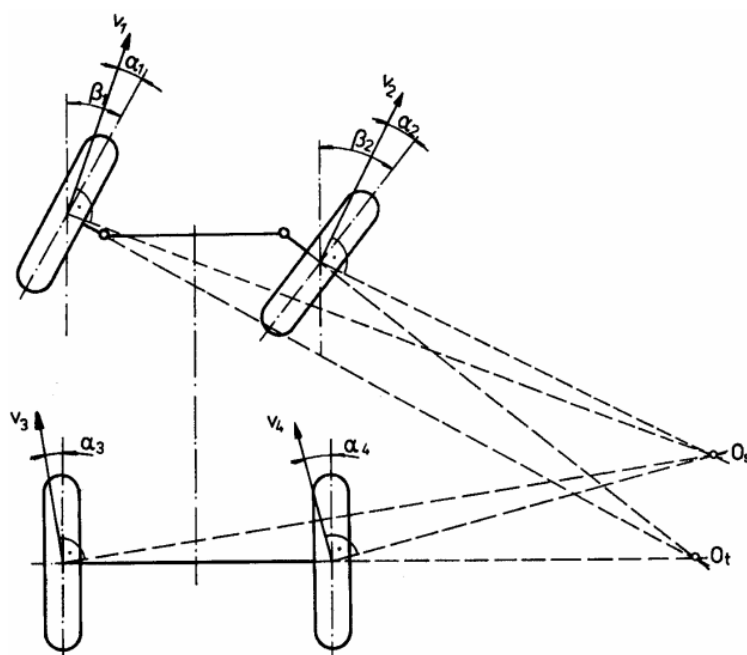


Obr. 11 Ackermannova geometrie řízení [3]

Jednotlivé natoční kol se spočítá jednoduše pomocí následujících rovnic, kde R je poloměr zatáčky, l je rozvor, t_0 je vzdálenost rejdových čepů, β_1 a β_2 jsou natočení jednotlivých kol [3]:

$$\cotg \beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l} \quad (1)$$

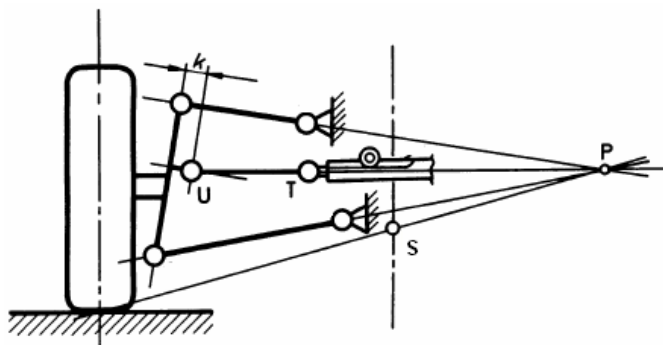
$$\cotg \beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l} \quad (2)$$



Obr. 12 Skutečná geometrie řízení [3]

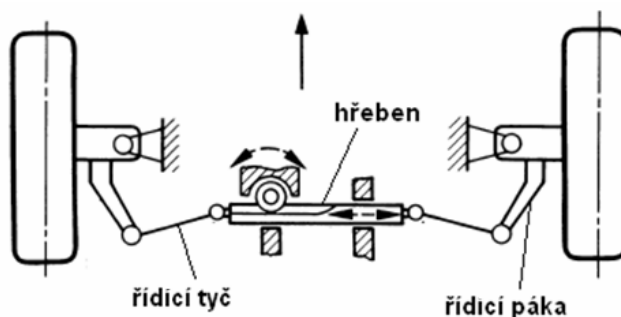


Pozice řídicích tyčí má také vliv na změnu sbíhavosti kol při pružení. Pro co nejmenší změny se musí navrhnout tak, aby prodloužená spojnice bodů U a T na řídicí tyči procházela středem klopení kola P (Obr.13). Je zde vidět i střed klopení karoserie S .



Obr. 13 Schéma uspořádání řídicí tyče [4]

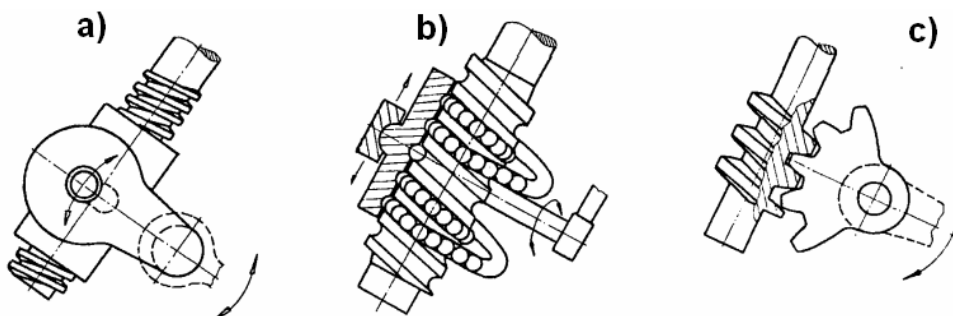
Dva základní principy uspořádání mechanismu řízení vychází z použité převodky řízení. Může být použita převodka s otočným pohybem (se šroubem a maticí nebo šneková) (Obr.10) nebo převodka s posuvným pohybem - hřebenová (Obr.14).



Obr. 14 Mechanismus řízení s hřebenovou převodkou [4]

1.2.2 PŘEVODKY ŘÍZENÍ

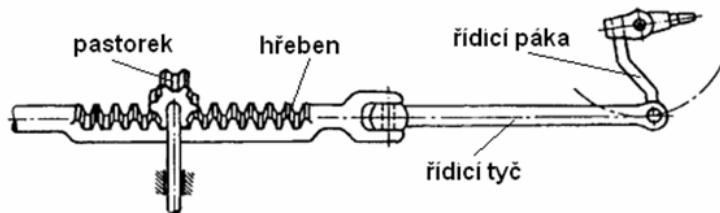
Převodky řízení se šroubem a maticí jsou dnes používané pouze pro traktory (*Obr.15 a*). Šroub je ne hřídeli volantu a přes matici se ovládá hlavní páka řízení, která je uložena otočně. Pro snížení tření vznikla modifikace, kde kontakt šroubu s maticí zprostředkovávají valivé kuličky (*Obr.15 b*). Dalším typem převodek s otočným pohybem je šnekové řízení. Šnek je na volantové hřídeli a na hlavní páce uchycený šnekový segment zajišťuje její pohyb (*Obr.15 c*).



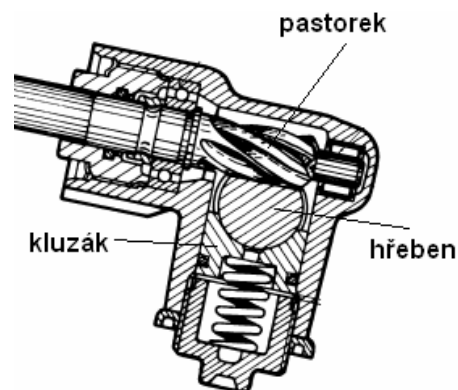
Obr. 15 Převodky řízení s otočným pohybem [3]



Nejvíce používaným typem v dnešní době je ovšem hřebenové řízení (Obr.16), u kterého je převod zajištěn pastorkem na volantové hřídeli a hřebem, ke kterému jsou přichyceny řídicí tyče. Řešení je to poměrně jednoduché a málo prostorově náročné a zároveň velmi přesné. Pro zabránění vzniku vůle opotřebením je hřeben přitlačován na pastorek pomocí pružiny přes kluzák (Obr.17). Pastorek je uložen ve dvou valivých ložiskách a hřeben na každém konci v kluzných pouzdrech.



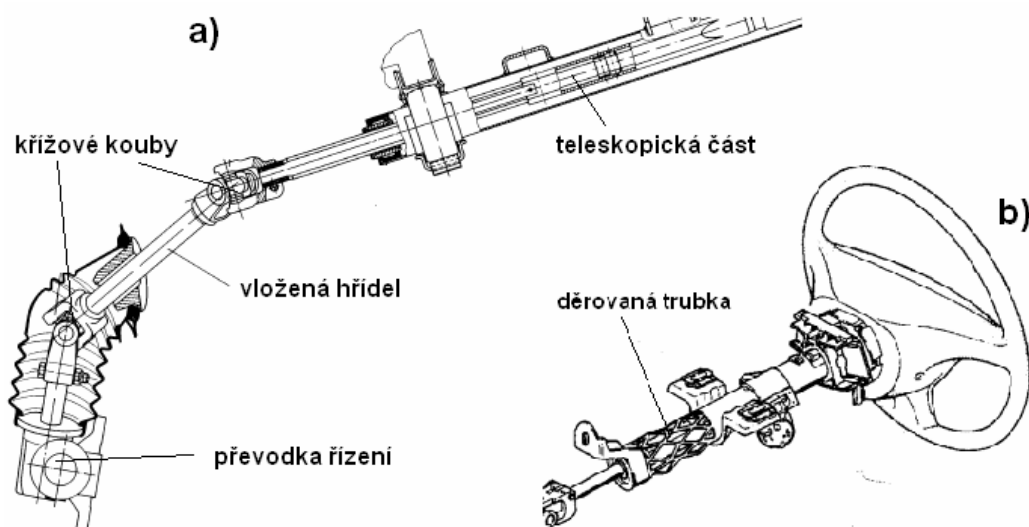
Obr. 16 Hřebenové řízení [3]



Obr. 17 Řez hřebenovým řízením [4]

1.2.3 HŘÍDELE VOLANTU

Hřídel volantu spojuje převodku řízení s volantem. Přenáší veškeré ovládací momenty, ale je důležitý také v oblasti bezpečnosti. Musí totiž při havárii vozidla a deformaci přední části zamezit pohybu volantu do prostoru kabiny. Proto bývá do hřídele vložena děrovaná trubka, která se při nárazu zdeformuje (Obr.18 b), případně teleskopická část hřídele zasouvající se do sebe (Obr.18 a). Bezpečnost v tomto ohledu zvyšuje i vhodné uspořádání s vloženou hřídelí mezi křížovými klouby.



Obr. 18 Hřídele volantu [3]

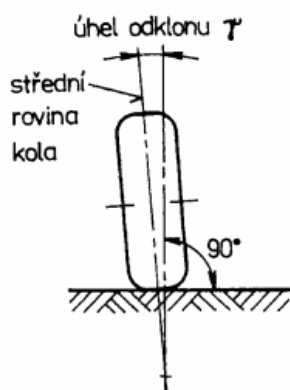


1.3 GEOMETRIE KOL

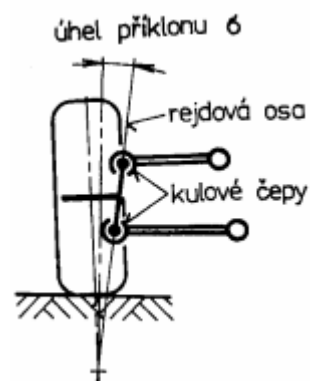
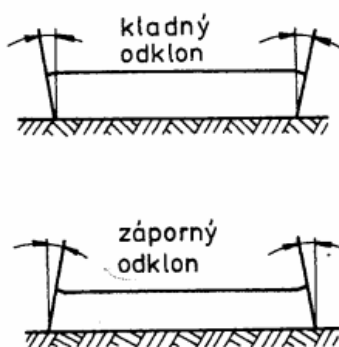
Geometrií kol se rozumí odchylky pozice kol a rejdové osy od základních rovin souřadného systému vozidla. Jejich správné nastavení je důležité jak z hlediska jízdních vlastností, tak z hlediska opotřebení pneumatik.

1.3.1 ODKLON KOLA

Odklon kola je úhel mezi střední rovinou kola a svislou podélně orientovanou rovinou vozidla (Obr.19). Dříve se uvádělo, že by odklon předních kol měl být kladný z důvodu vymezení vůlí v uložení a mechanismu řízení. Z hlediska přenesení větší příčné síly pneumatikou je však výhodnější záporný odklon. Ten se v dnešní době používá v drtivé většině případů, je to umožněno i tím, že přesnost výroby jednotlivých komponentů zavěšení je taková, že není důvod k vymezování vůlí odklonem.



Obr. 19 Úhel odklonu kola [3]



Obr. 20 Příklon rejdové osy [3]

Při zdvihu kola dochází ke změnám odklonu, to má za následek vznik příčné síly ve stopě pneumatiky a zároveň vzniká gyroskopický moment působící silou na řízení. To zvyšuje namáhání zavěšení, a proto by změny odklonu při pružení měly být co nejmenší. Ovšem jak bylo popsáno v kapitole 1.1.2, při naklápění karoserie dochází ke změnám odklonu kol do nepříznivých hodnot (Obr.2). Z tohoto důvodu by měla být kinematika zavěšení taková, aby se změnami odklonu během zdvihu kola tato nevýhoda eliminovala a kolo si zachovalo záporný či nulový odklon.

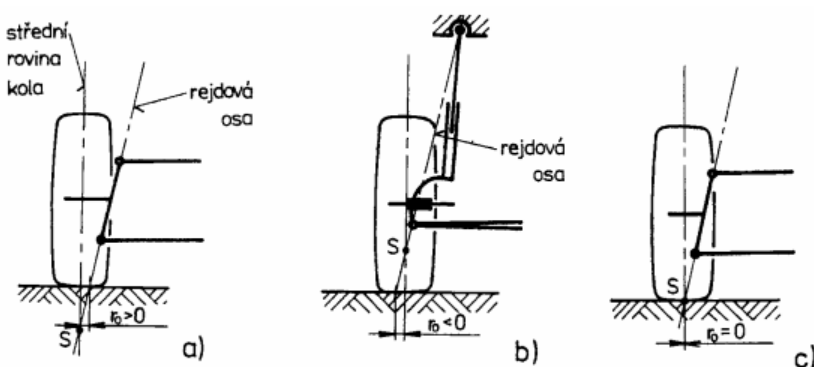
1.3.2 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY, POLOMĚR REJDU

Příklon je úhel mezi rejdovou osou a svislou podélně orientovanou rovinou vozidla (Obr.20).

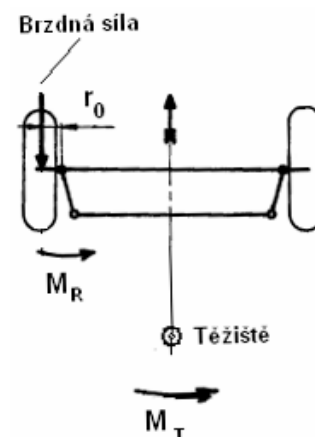
Příklon slouží k samočinnému vracení řízných kol do polohy pro přímou jízdu. Vlivem příklonu dochází při natáčení řízených kol k jejich zvedání. Síla k tomu potřebná musí být vynaložena při natáčení volantu a při jeho uvolnění ho vrací do přímé polohy. [3]

Pokud v příčné rovině vozidla zobrazíme průsečík rejdové osy s vozovkou, pak vzdálenost tohoto průsečíku a středu stopy se nazývá poloměr rejdu a jeho hodnoty mohou být kladné,

záporné i nulové (Obr.21). Má vliv na citlivost vozu na podélné síly ve stopě, takže čím větší je poloměr rejdu, tím je citlivost větší. Mohlo by se tedy zdát, že výhodné by bylo použití nulového poloměru rejdu. Ovšem z hlediska nestejně velkých podélných sil na předních kolech je optimální volbou záporný poloměr rejdu. V případě, když například přestane brzdit jedno kolo, začne brzdící síla druhého kola působit na vůz momentem M_T vůči těžišti. Pokud je poloměr rejdu r_0 kladný, tak navíc vznikne moment od brzdící síly M_R vůči rejdové ose, který natáčí kola nepříznivě ve stejném směru jako působí M_T (Obr.22). Jestliže by však byl poloměr rejdu záporný, pak by M_R působil v opačném smyslu a natáčel by kola proti pohybu, který vzniká díky M_T .



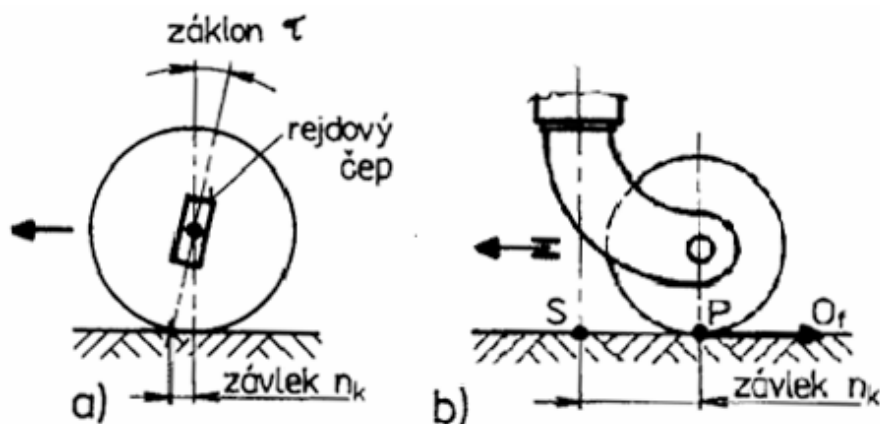
Obr. 21 Poloměr rejdu: a) kladný, b) záporný, c) nulový [3]



Obr. 22 Účinky kladného poloměru rejdu [3]

1.3.3 ZÁKLON REJDové OSY, ZÁVLEK

Záklonem se rozumí úhel mezi rejdovou osou a příčnou rovinou vozidla. Pokud je rejdová osa skloněna vzad je záklon kladný (Obr.23 a), pokud vpřed je záklon záporný. Vzdálenost průsečíku rejdové osy s vozovkou a středu kola se nazývá závlek. Jeho účinkem se kola navrací do přímého směru, podobně jako kolečka nákupních vozíků (Obr.23 b). Toto samozřejmě platí pouze v případě kladného záklonu a pokud síla O_f působí proti směru jízdy (brzdění, valivé odpory). U vozidel s předním náhonem však při akceleraci působí hnací síla ve směru jízdy, což má za následek natáčení kol do rejdu. Tuto vlastnost je však možno korigovat vhodným nastavením poloměru rejdu.

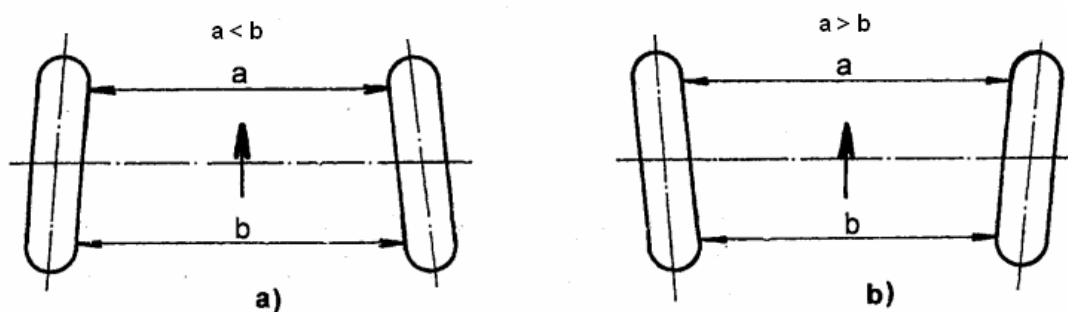


Obr. 23 Kladný záklon rejdové osy a závlek [3]



1.3.4 SBÍHAVOST KOL

Pokud jsou kola v průmětu do roviny vozovky na přední straně blíže k sobě, jedná se o sbíhavost (Obr.24 a), jestliže se přibližují na zadní straně, jde o rozbíhavost (Obr.24 b). Vlivem sbíhavosti působí na kolech malé příčné síly, které částečně narovnávají kola do přímého směru a v řízení tvoří předpětí. Kvůli určité poddajnosti zavěšení a řízení se kola při jízdě snaží natočit do rozbíhavosti, proto se kola nastavují do sbíhavosti.



Obr. 24 Sbíhavost kol (a), rozbíhavost kol (b) [3]



2 NÁVRH ZAVĚŠENÍ

2.1 KONCEPCE A ZÁKLADNÍ ROZMĚRY

Jedná se o sportovní vozidlo formulového typu, to znamená, že kola nejsou zakryta karoserií, ale jsou i se zavěšením odkryta. Z tohoto hlediska vyplývá, že použití nápravy typu McPherson by bylo poněkud obtížné, protože by vyžadovalo rám nad koly pro uchycení vzpěry McPherson. Kliková náprava a kliková náprava s propojenými rameny se užívá pro zadní nepoháněné nápravy, důvody jsou prostorová nenáročnost a hlavně jednoduchost, z čehož pramení nepříliš přesné vedení kol. Kyvadlová úhlová náprava se sice využívá pro zadní hnací nápravy, ale nevýhodou je obtížnější nastavení kinematiky.

Vzhledem k tomu, že tuhá náprava je pro toto vozidlo naprosto nevhodná, protože se její kola vzájemně ovlivňují při pružení, je velmi prostorově náročná a má značné neodpružené hmoty, zbývají pouze dvě možnosti:

- lichoběžníkové zavěšení
- víceprvkové zavěšení

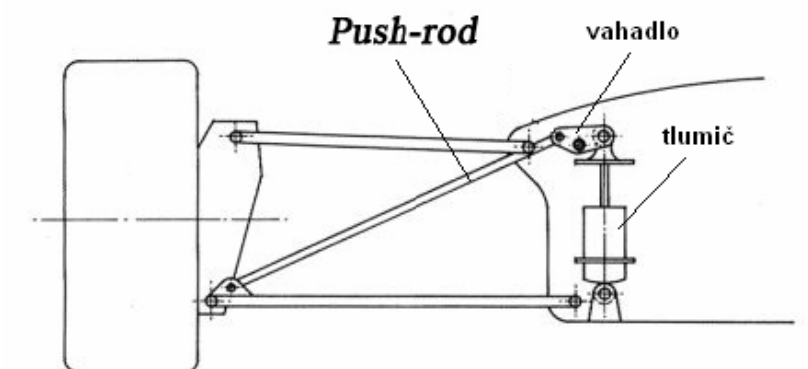
Volba padla na lichoběžníkové zavěšení se dvěma trojúhelníkovými rameny. Důvodem je jednoduchost proti víceprvkovému zavěšení, ovšem se zachováním přesného vedení kol a téměř stejných možností naladění kinematiky závěsu.

Formulová koncepce také vyžaduje umístění pružící a tlumící jednotky uvnitř rámu. Přenést vertikální síly kola na pružinu s tlumičem je možné dvěma způsoby:

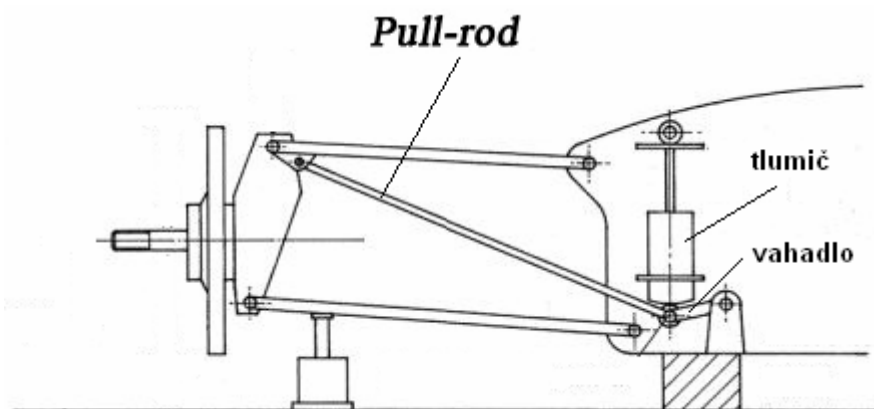
- přes push-rod
- přes pull-rod

Z Obr.25 je patrná funkce push-rodu. Při zdvihu kola nahoru se přes push-rod, který je uchycen na spodním ramenu, tlačí na vahadlo, které je otočně uchyceno k rámu, a to převede sílu na tlumič s pružinou (pružina na obrázku není zobrazena). Naproti tomu pull-rod je uchycen k hornímu ramenu a při zdvihu kola nahoru táhá za vahadlo, které má ovšem odlišné uspořádání, tak aby byl tlumič také stlačován (Obr.26). Zvolena byla varianta s push-rodem.

V poslední řadě se musí zvolit také typ řízení. Volba padla na hřebenové řízení, protože je poměrně jednoduché, avšak přesné a běžně se používá ve všech moderních vozech.



Obr. 25 Push-rod [17]



Obr. 26 Pull-rod [17]

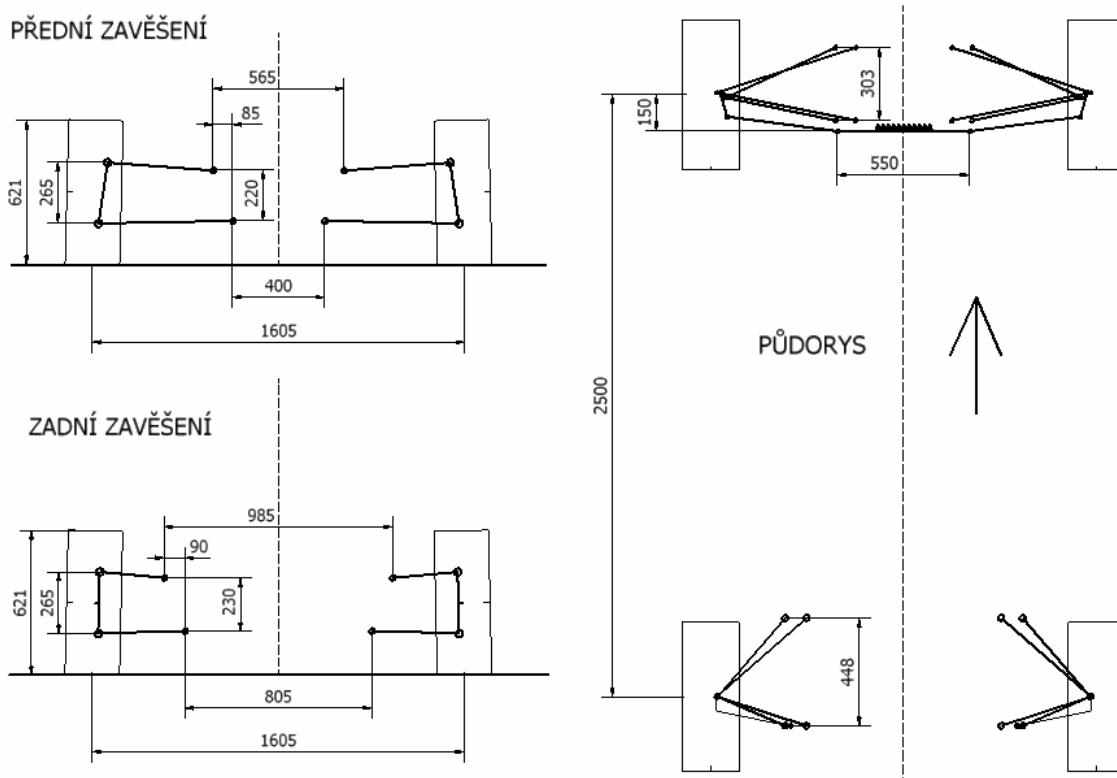
Prvotní návrh rozměrů zavěšení vznikl po stanovení základních rozměrů vozidla během konzultace s kolegy, kteří navrhují rám a karoserii. Vzaly se v úvahu rozměry podobně koncipovaných vozidel, dále možnosti zástavby a uspořádání. Také se musí zohlednit, jaké se zvolí pneumatiky a disky. Zvoleny byly:

Rozchod: 1605mm

Rozvor: 2500mm

Pneumatiky: 235/35 R18

Disky: 8 J x 18 H2, ET48, 5x112 (otvory pro šrouby), $\varnothing 57$ (průměr středící díry)



Obr. 27 Prvotní návrh rozměrů zavěšení

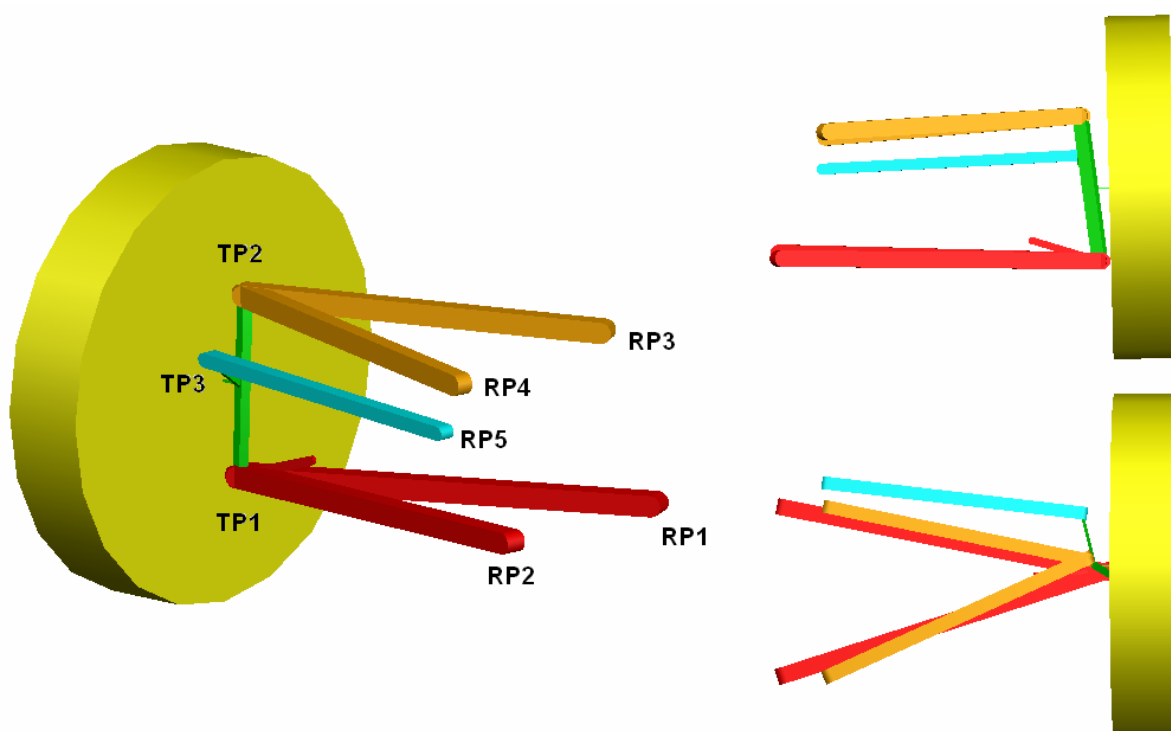


Na základě těchto hodnot byl stanoven prvotní návrh rozměrů zavěšení (Obr.27), který ovšem bude optimalizován po zjištění kinematických vlastností z programu Adams. Dále budou muset být stanoveny hodnoty příklonu, odklonu, záklonu, poloměru rejdu a vhodně umístit řízení s ohledem na polohy řídicích tyčí (Obr.13).

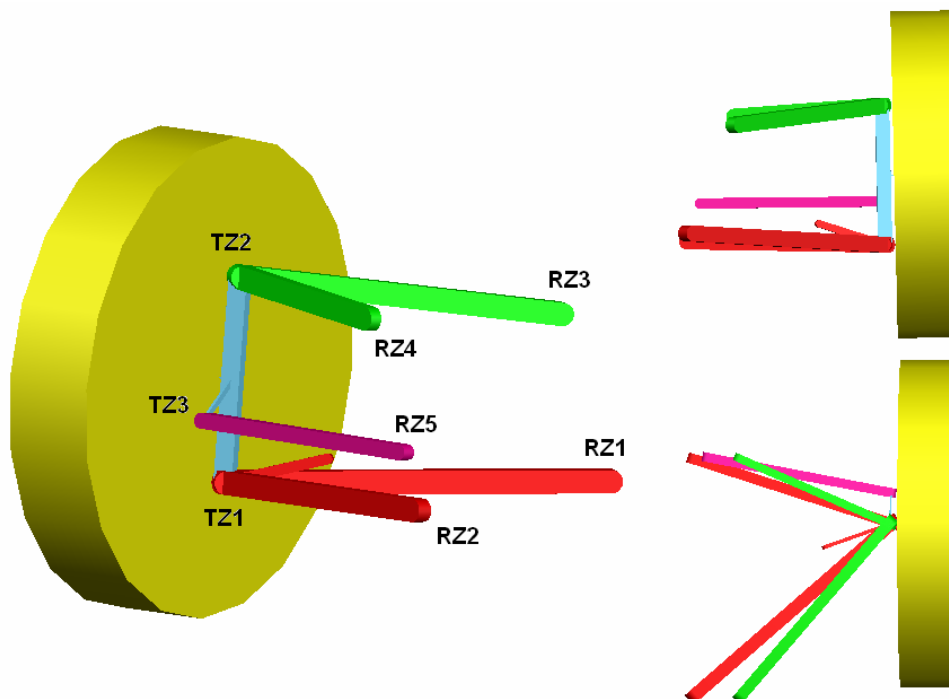
2.2 KINEMATICKÝ MODEL V PROGRAMU ADAMS

2.2.1 TVORBA MODELU

Kinematický model je vyhotoven v programu Adams View. Postupovalo se tak, že se nejprve vytvořily jednotlivé části zavěšení pomocí jednoduchých prvků. Tyto prvky sice nereprezentují skutečný tvar součástí, ale polohy bodů uchycení jednotlivých komponent jsou přesné. Poté se součásti spojily za pomoci vazeb, které musí zaručit funkčnost a měly by odpovídat skutečnosti. Použity byly sférické vazby, pouze v místech uchycení ramen k rámu jsou otočné vazby.



Obr. 28 Model předního zavěšení v programu Adams View s označením jednotlivých bodů



Obr. 29 Model zadního zavěšení v programu Adams View s označením jednotlivých bodů

2.2.2 KINEMATICKÉ CHARAKTERISTIKY PŘEDNÍHO ZAVĚŠENÍ

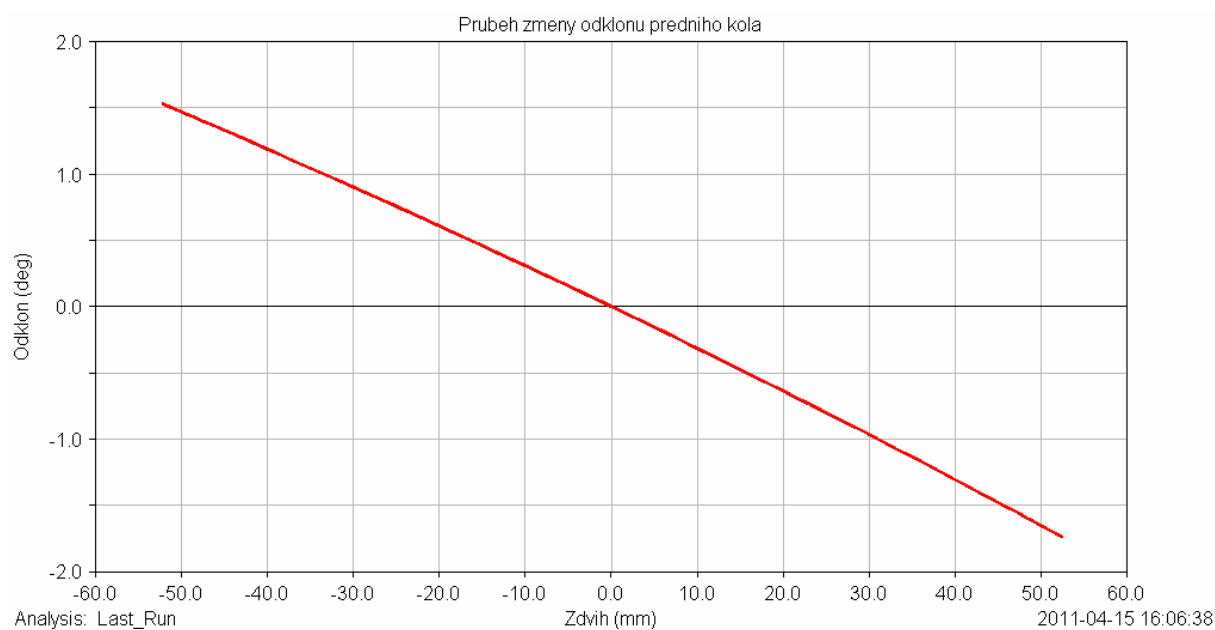
Aby mohla být provedena optimalizace, je nejprve nutné získat průběhy kinematických charakteristik. Proto musely být zavedeny v programu Adams View pomocné *Markery* a následně přes funkci *Measure* získány průběhy, které poté byly zpracovávány v postprocesoru.

Průběhy kinematických charakteristik, které byly zjišťovány, jsou změny odklonu, sbíhavosti, záklonu, rozchodu a rozvoru. Závislosti charakteristik jsou na zdvihu kola. Pokud se kolo pohybuje nahoru, je zdvih kladný a pokud dolů, je zdvih záporný. Po získání jejich průběhu následovala optimalizace, která probíhala změnou polohy uchycení ramen zavěšení.

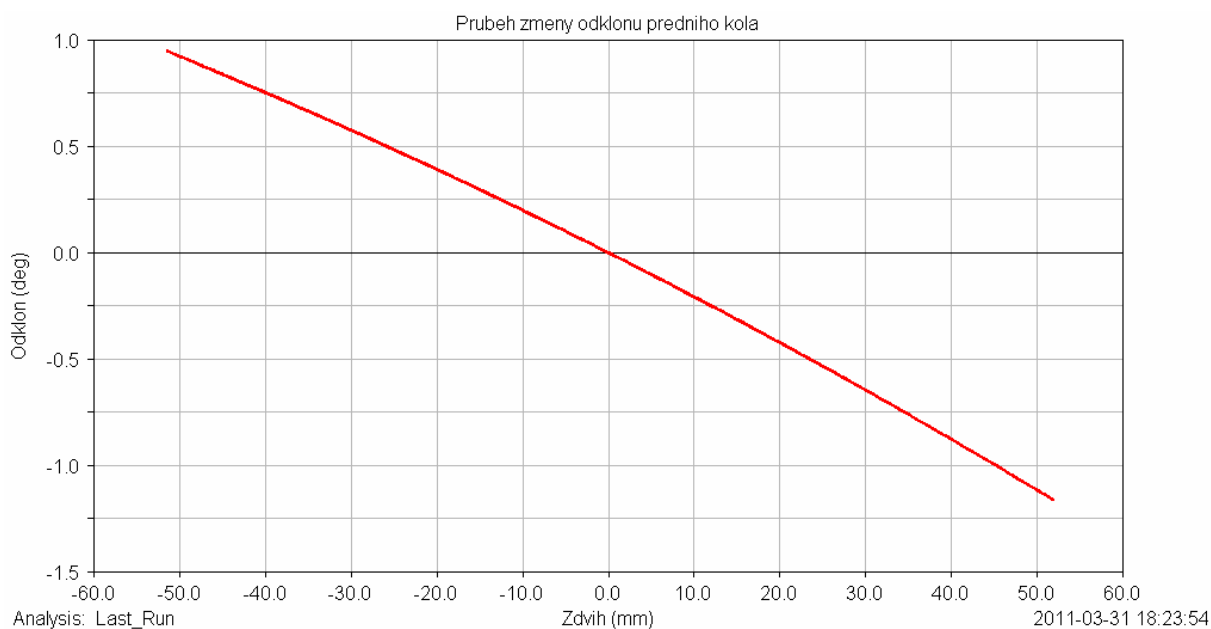
OPTIMALIZACE PRŮBĚHU ODKLONU A SBÍHAVOSTI KOL

Změna odklonu během zdvihu kola by měla být co nejmenší, ale zase ne nulová, aby kompenzovala nepříznivé odklání kol vlivem naklopení karoserie. Optimalizace byla provedena změnou polohy uchycení ramen k rámu vozidla. Na Obr.30 je vidět průběh před optimalizací a na Obr.31 po optimalizaci.

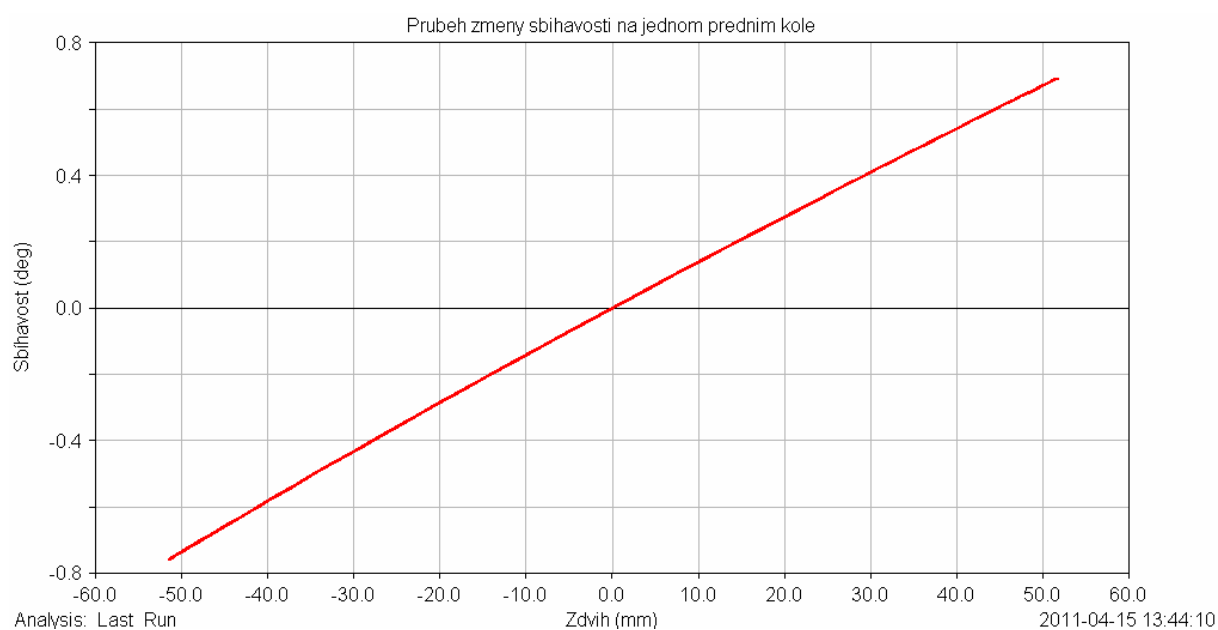
Změna sbíhavosti by naopak v ideálním případě měla být nulová, v praxi toho ovšem dosáhnout nelze. Ovlivnění této charakteristiky se provádí změnou polohy řídicí tyče. Získané průběhy jsou na Obr.32 a Obr.33.



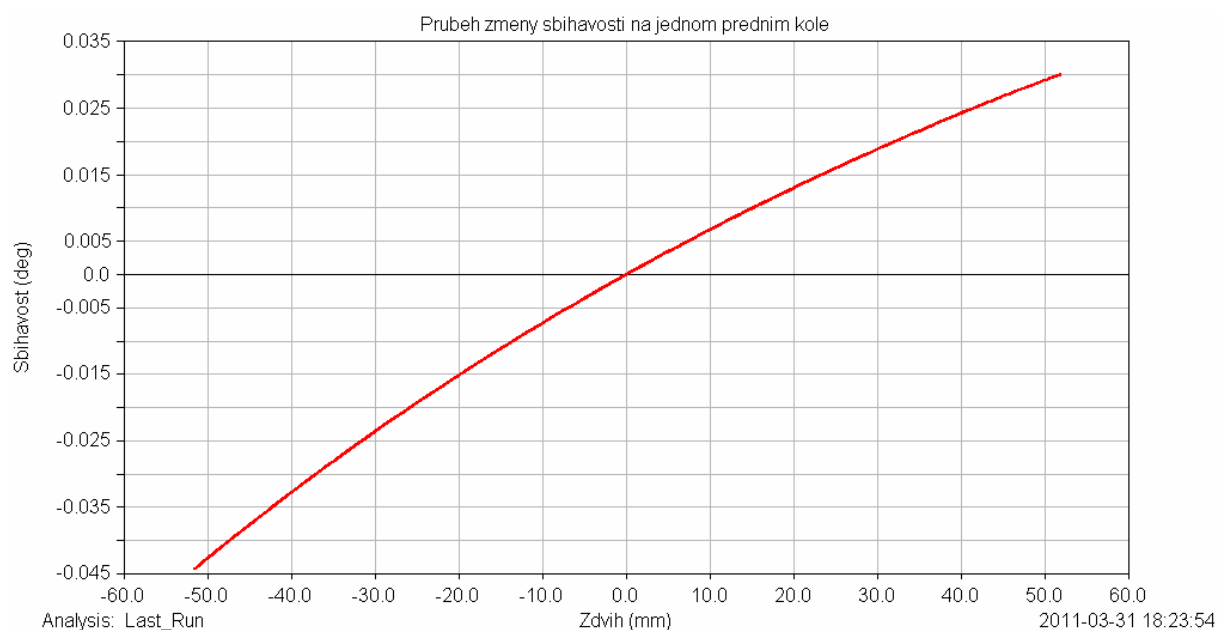
Obr. 30 Průběh změny odklonu předního kola před optimalizací



Obr. 31 Průběh změny odklonu předního kola po optimalizaci



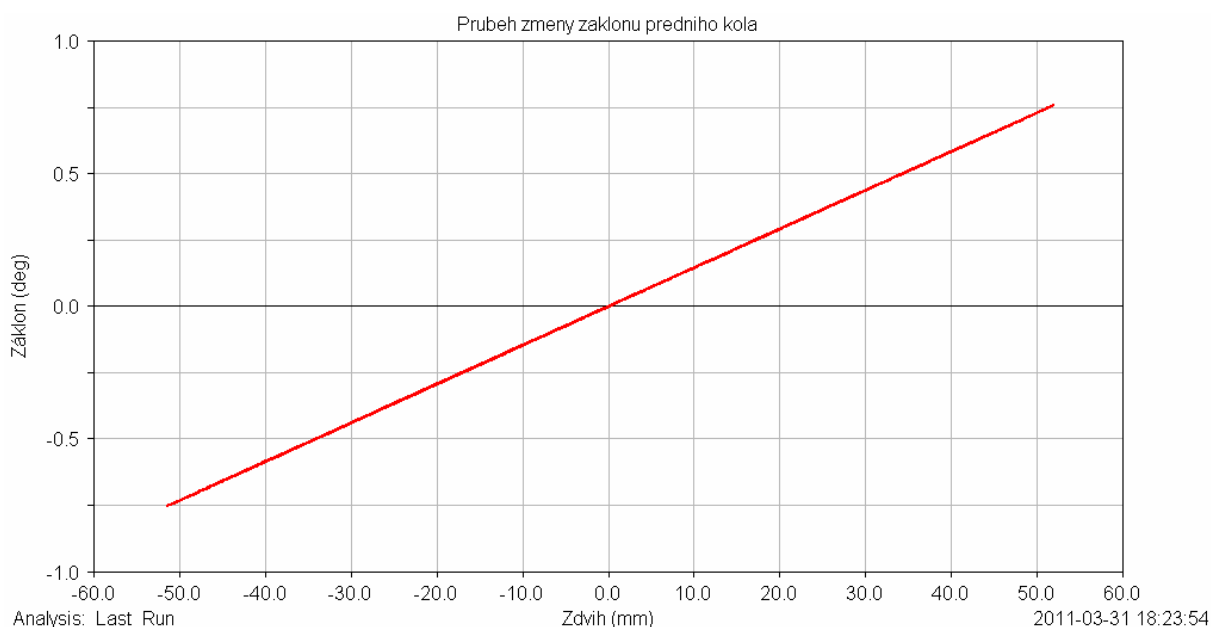
Obr. 32 Průběh změny sbíhavosti jednoho předního kola před optimalizací



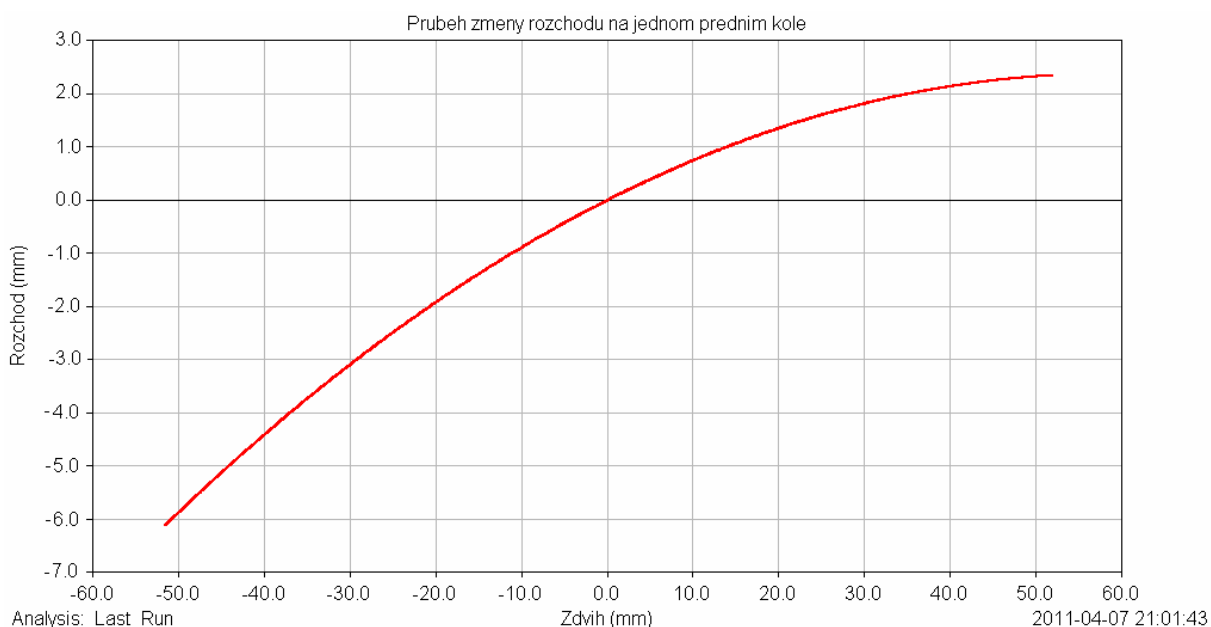
Obr. 33 Průběh změny sbíhavosti jednoho předního kola po optimalizaci

**PRŮBĚHY ZMĚN ZÁKLONU, ROZCHODU A ROZVORU**

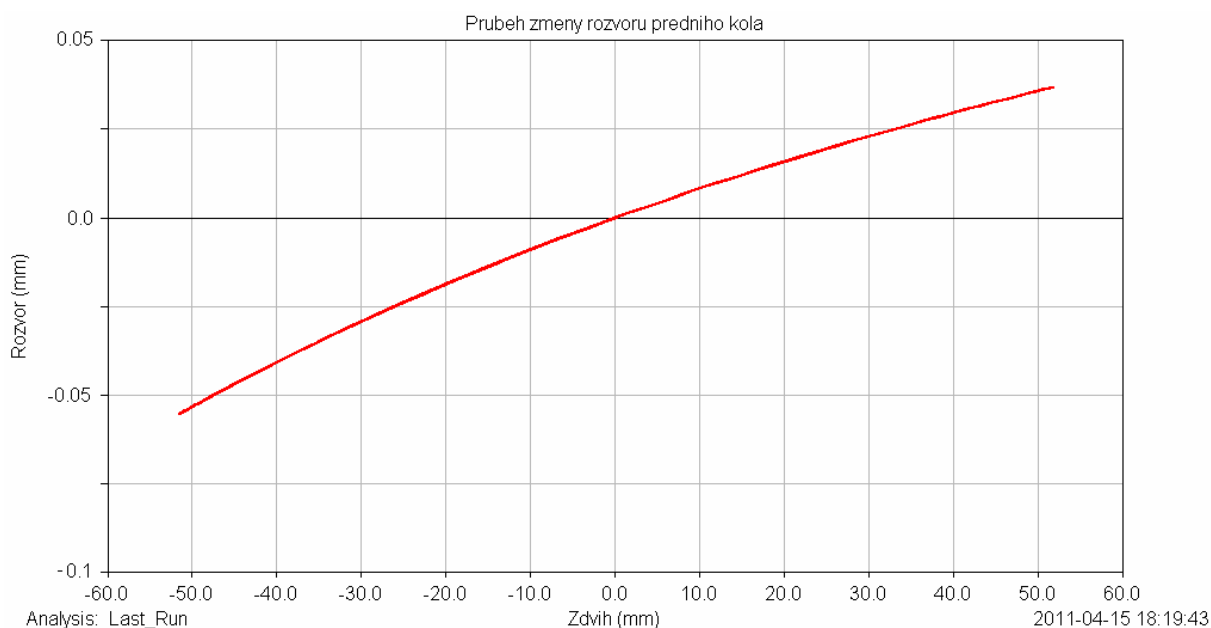
Následující průběhy byly získány po optimalizaci odklonu a sbíhavosti kol.



Obr. 34 Průběh změny záklonu předního kola



Obr. 35 Průběh změny rozchodu jednoho předního kola

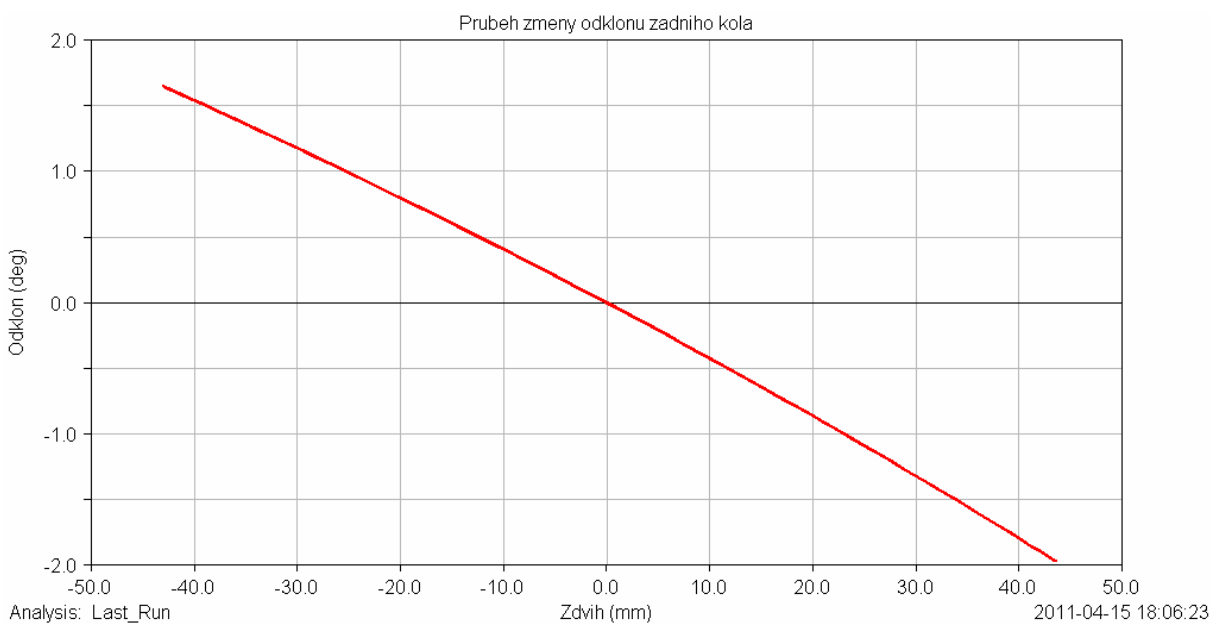


Obr. 36 Průběh změny rozvoru předního kola

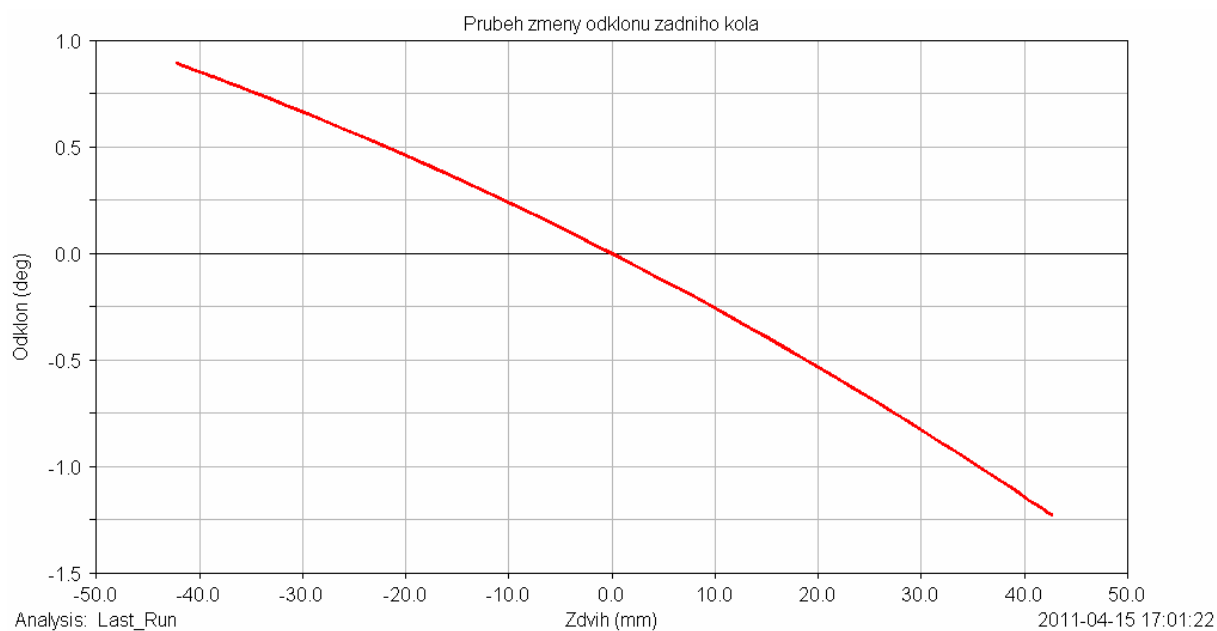
2.2.3 KINEMATICKÉ CHARAKTERISTIKY ZADNÍHO ZAVĚŠENÍ

Postup získání a optimalizování charakteristik zadního zavěšení byl identický jako u přední nápravy.

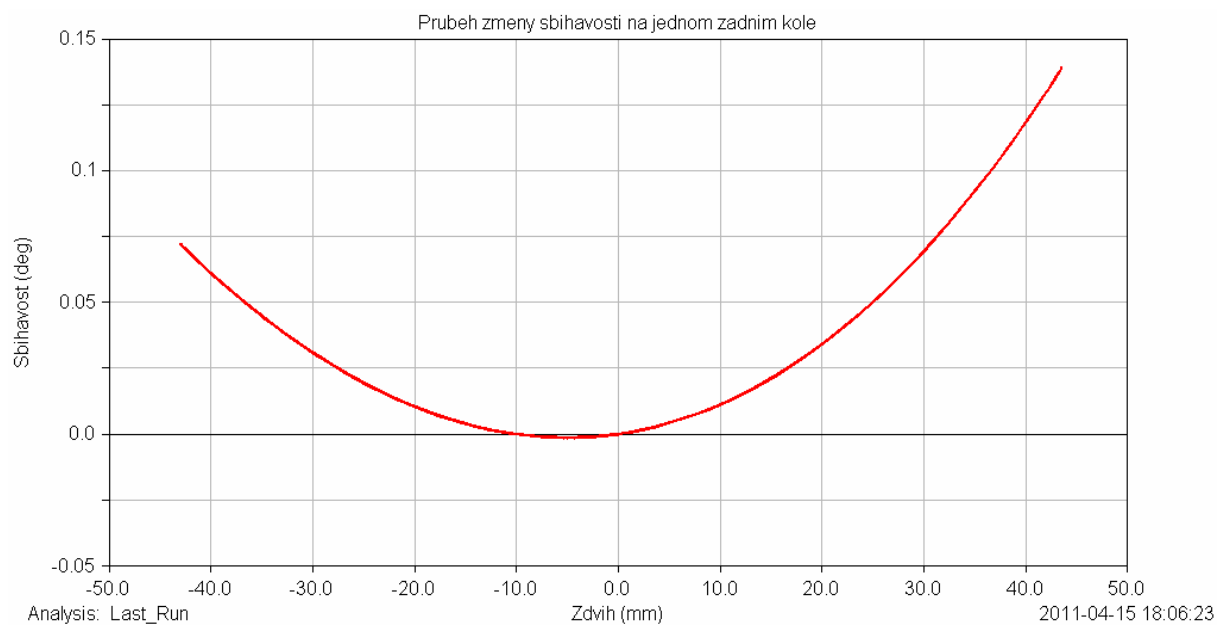
OPTIMALIZACE PRŮBĚHU ODKLONU A SBÍHAVOSTI KOL



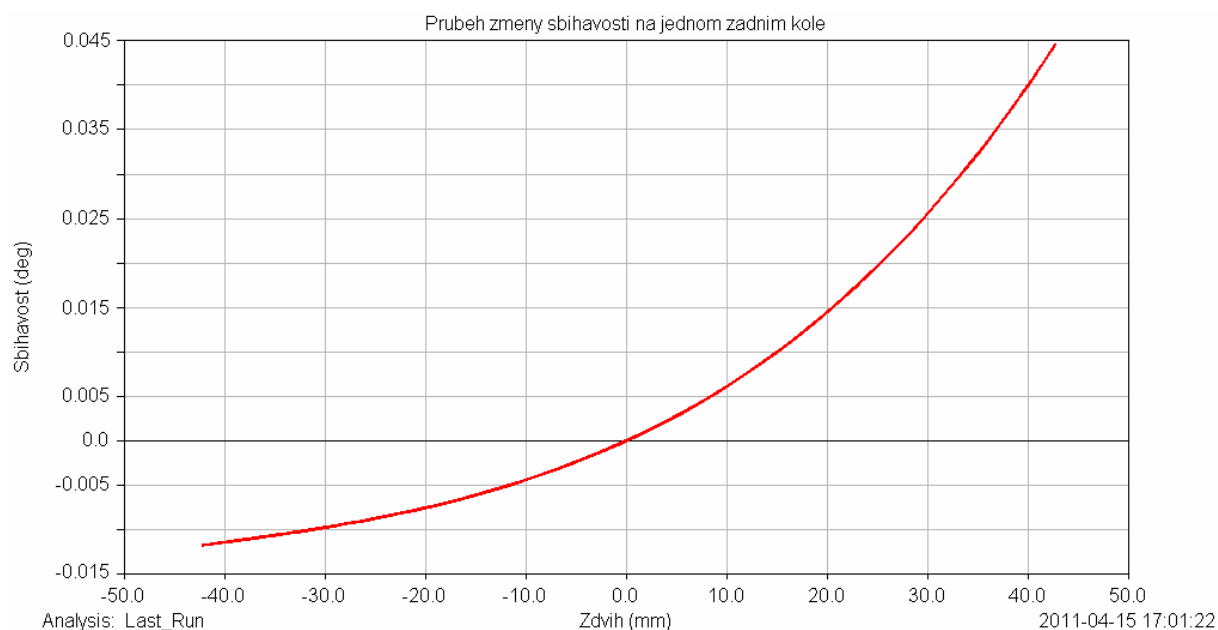
Obr. 37 Průběh změny odklonu zadního kola před optimalizací



Obr. 38 Průběh změny odklonu zadního kola po optimalizaci

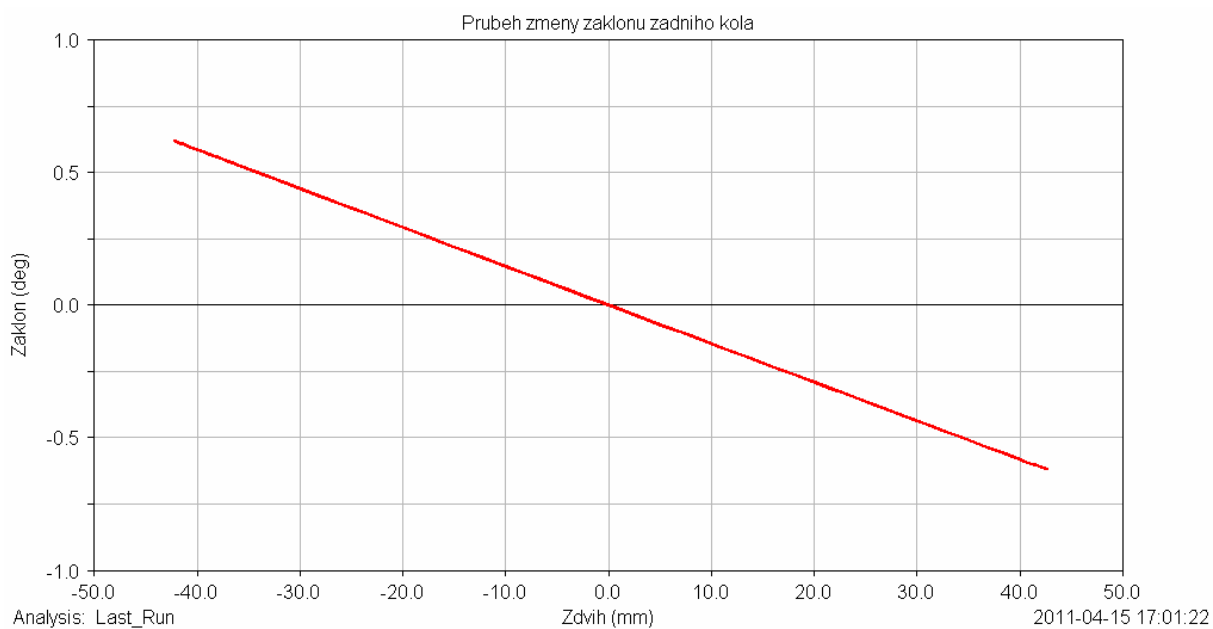


Obr. 39 Průběh změny sbíhavosti jednoho zadního kola před optimalizací

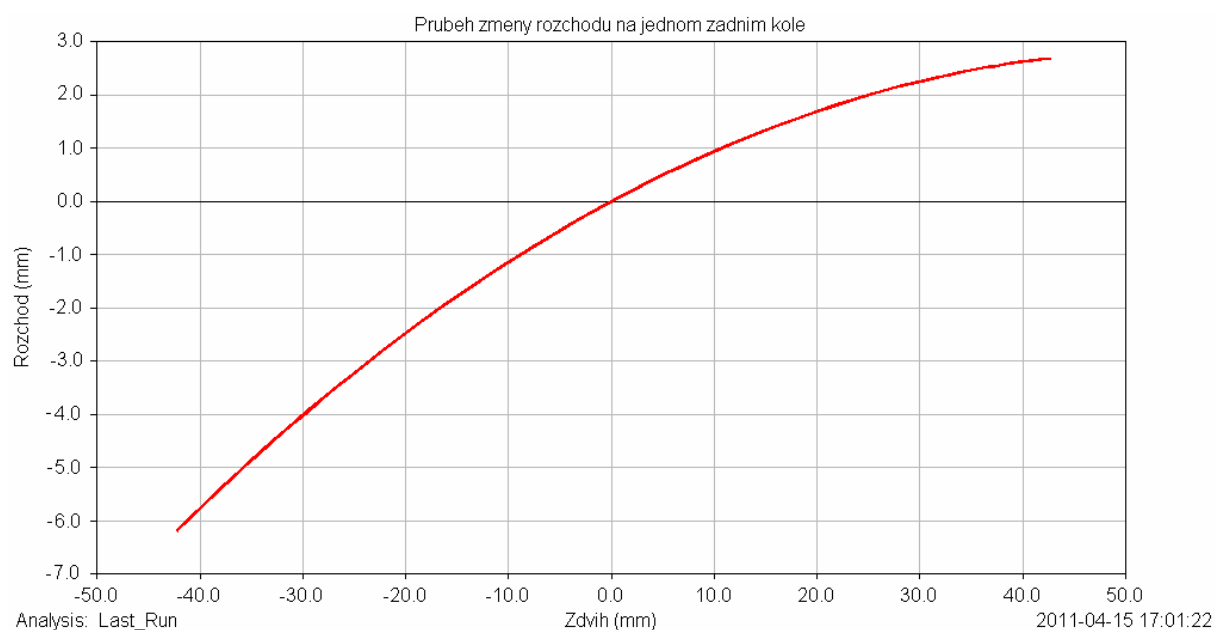


Obr. 40 Průběh změny sbíhavosti jednoho zadního kola po optimalizaci

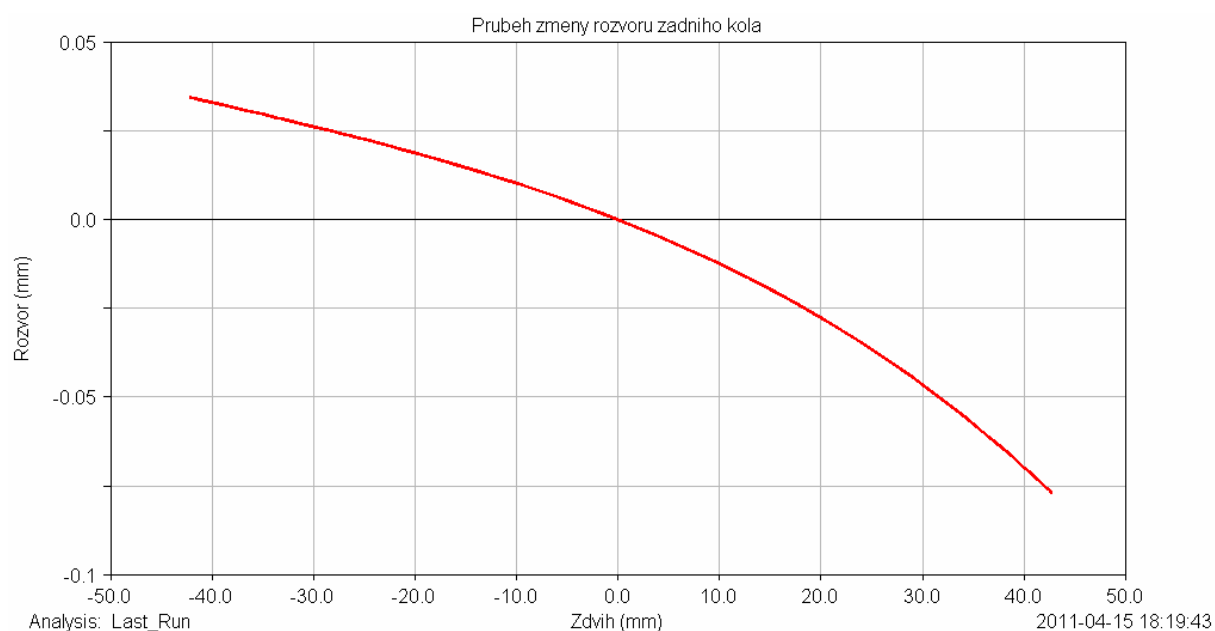
PRŮBĚHY ZMĚN ZÁKLONU, ROZCHODU A ROZVORU



Obr. 41 Průběh změny záklonu zadního kola



Obr. 42 Průběh změny rozchodu jednoho zadního kola



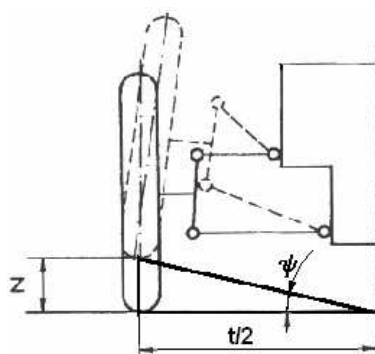
Obr. 43 Průběh změny rozvoru zadního kola

2.3 VÝSLEDNÁ GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ

Nyní po získání průběhu všech potřebných kinematických veličin bylo nutné stanovit geometrické parametry zavěšení. Ty v mnoha ohledech vychází právě z kinematiky závěsu. Výsledné hodnoty platí pro statickou polohu vozidla s řidičem na palubě.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.1.2, dochází vlivem naklopení karoserie k nepříznivému odklání kol. To je možno částečně eliminovat polohou ramen, a tedy průběhem změny odklonu během zdvihu kola. Tím se problém však zcela nevyřeší, protože příliš velké změny odklonu při pružení mají za následek velké změny únosnosti pneumatiky v příčném směru. Největší příčnou sílu přenese vnější pneumatika ve chvíli, kdy je kolmo k vozovce nebo v mírném záporném odklonu. Aby tedy při maximálním naklopení karoserie byla pneumatika v této pozici, musí mít při statické poloze vozidla již nastaven určitý záporný odklon.

Hodnota naklopení karoserie při maximálním příčném přetížení byla zvolena na 2° . Při znalosti velikosti rozchodu je tedy možné vypočítat zdvih kola (Příloha I - 1.1) při tomto naklopení z Obr.44. Podle zdvihu kola se z průběhu změny odklonu předního (Obr.31) a zadního (Obr.38) kola zjistí, o kolik se změní odklon kola vlivem kinematiky nápravy a po odečtení této hodnoty od naklopení karoserie získáme odklon kola v klidové poloze vozidla.



Obr. 44 Schéma pro výpočet zdvihu kola podle naklopení karoserie [3]

Naklopení vozidla: $\psi = 2 \text{ deg}$

Rozchod předních i zadních kol: $t = 1605 \text{ mm}$

Zdvih kola při naklopení o 2° : $z = 28.024 \text{ mm}$

Změna předního odklonu podle Obr.31 je $0,61^\circ$ a změna zadního odklonu podle Obr.38 je $0,75^\circ$. Odečtením těchto hodnot od 2° získáme požadované odklony kol. Výsledné odklony ještě byly zvětšeny o $0,05^\circ$ do záporného směru.

Přední odklon: $\gamma_p = -1.44 \text{ deg}$

Zadní odklon: $\gamma_z = -1.3 \text{ deg}$



Sbíhavost kol byla zvolena podle *Obr.33* pro přední kola a podle *Obr.40* pro zadní kola tak, aby se kola nedostala v žádné fázi zdvihu do rozbíhavosti. Hodnoty v grafech jsou vždy pro jedno kolo, takže pro celkovou sbíhavost bylo nutné je vynásobit dvěma.

Přední sbíhavost: $\delta_p = 0.09 \text{ deg}$

Zadní sbíhavost: $\delta_z = 0.03 \text{ deg}$

Příklon kol se určuje pouze u řídicích kol a byl zvolen především na základě poloměru rejdu. Z důvodů, které jsou popsány v kapitole 1.3.2, byla snaha získat poloměr rejdu v záporné oblasti. Vliv na tento parametr kromě příklonu má i zális (ET) disků kol, který se musí brát v úvahu.

Příklon: $\sigma = 8.5 \text{ deg}$

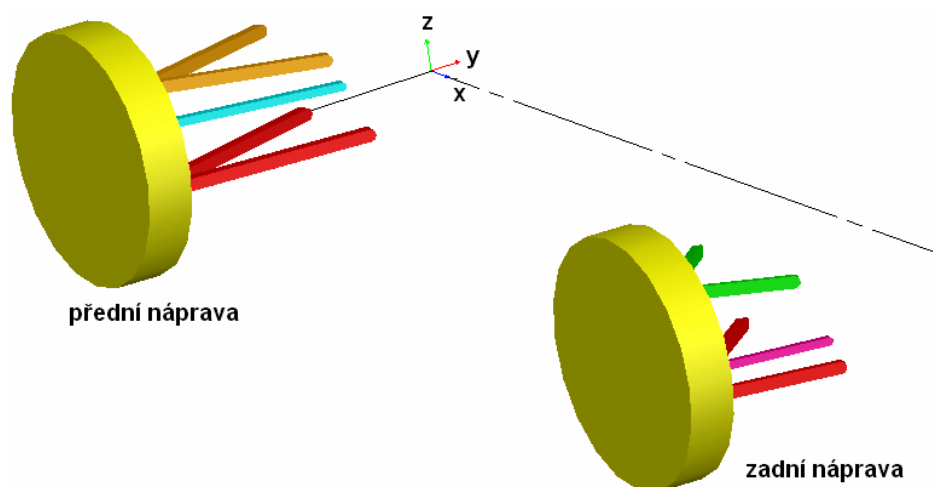
Poloměr rejdu: $r_0 = -2 \text{ mm}$

Záklon předních kol u sportovně laděných vozidel se zadním pohonem se pohybuje většinou v rozmezí $4^\circ - 6^\circ$ (dle [13]). S ohledem na uspořádání ramen volím následující hodnotu.

Záklon: $\tau = 4.75 \text{ deg}$

Závlek: $n_k = 26 \text{ mm}$

V následující tabulce (*Tab.1*) jsou vypsány přesné souřadnice jednotlivých bodů zavěšení, které odpovídají konečné poloze po optimalizaci. Označení všech bodů je zobrazeno spolu s modely zavěšení v *Obr.28* a *Obr.29*. Počátek souřadného systému a orientace jednotlivých os je patrná z *Obr.45*.



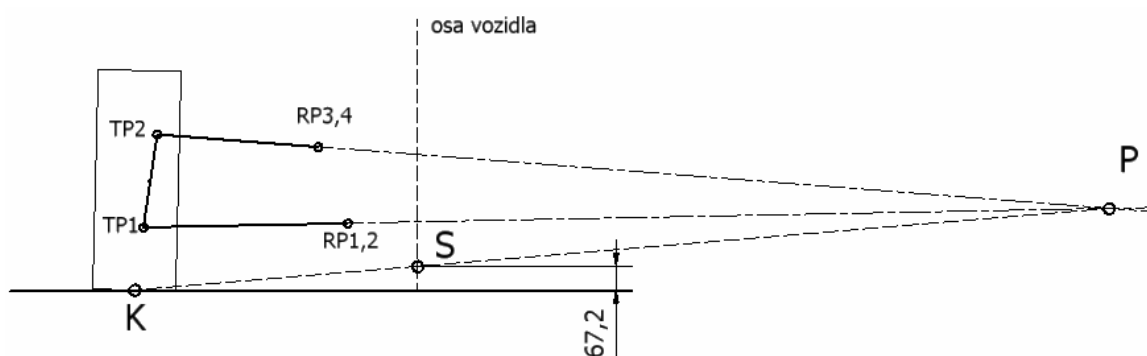
Obr. 45 Poloha a orientace souřadného systému

Tab. 1 Souřadnice bodů zavěšení

Souřadnice bodů předního zavěšení				Souřadnice bodů zadního zavěšení			
Bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
RP1	0	-198,000	0	RZ1	2371,230	-403,500	15,700
RP2	302,815	-198,000	10,575	RZ2	2818,957	-403,500	0,065
RP3	0	-282,000	230,240	RZ3	2371,230	-492,500	221,930
RP4	302,815	-282,000	219,665	RZ4	2818,957	-492,500	237,565
RP5	347,315	-275,000	162,300	RZ5	2822,806	-427,500	72,632
TP1	187,268	-777,897	-4,399	TZ1	2697,665	-778,354	-6,176
TP2	290,127	-742,250	258,883	TZ2	2697,143	-772,347	258,755
TP3	293,500	-736,461	187,010	TZ3	2756,003	-776,482	76,417

2.3.1 STŘEDY KLOPENÍ KOLA A KAROSERIE

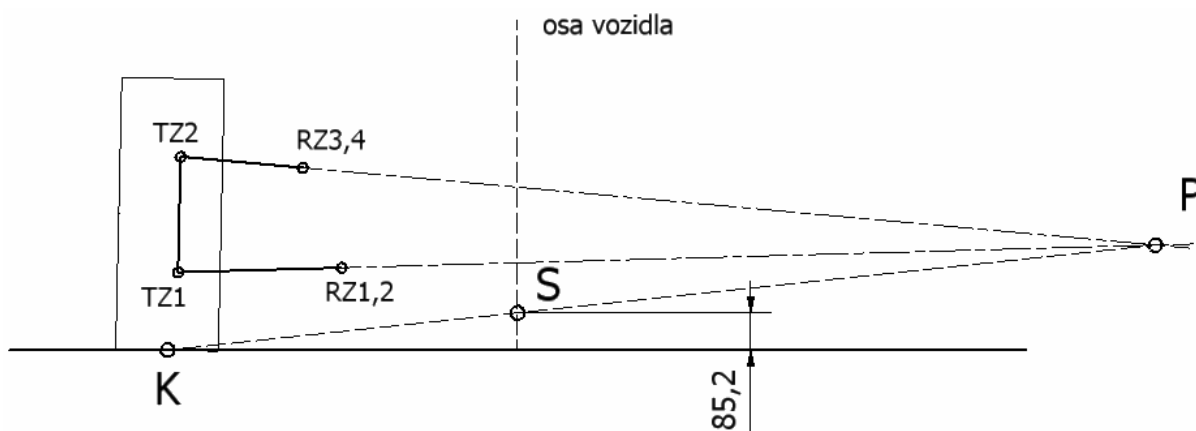
Střed klopení kola P je střed kružnice, po které se pohybuje kolo během zdvihu, a střed klopení karoserie S je bod, kolem kterého se karoserie otáčí během naklápění. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.1.2, střed klopení kola leží na průsečíku os horního a dolního ramene, protože osy ramen jsou kolmice na vektory rychlosti v bodech $TP1$ a $TP2$. Střed klopení karoserie poté vznikne protnutím spojníc P se středem stopy kola K pro levé a pravé kolo. Spojnice PK je opět kolmice na vektor rychlosti, tentokrát v bodě K . Pro statickou polohu vozidla lze schéma zjednodušit na polovinu vozu, takže střed klopení karoserie je tentokrát v průsečíku spojníc PK a osy vozidla (Obr.46, Obr.47). Body $TP1$ a $TP2$ jsou polohy bodů na těhlici, bod $RP1,2$ ($RP3,4$) odpovídá průsečíku osy bodů $RP1$ ($RP3$) a $RP2$ ($RP4$) s příčnou rovinou, která prochází středem kola.

Obr. 46 Konstrukce středu klopení kola P a karoserie S pro přední nápravu

Výška středu klopení karoserie pro přední nápravu: $p_p = 67.2 \text{ mm}$



Pro zadní nápravu byl postup konstrukce naprosto identický. V [5] a [8] se uvádí, že střed klopení zadní části karoserie by měl být výše než střed klopení přední části karoserie a jak je vidět níže, tento požadavek byl dodržen.

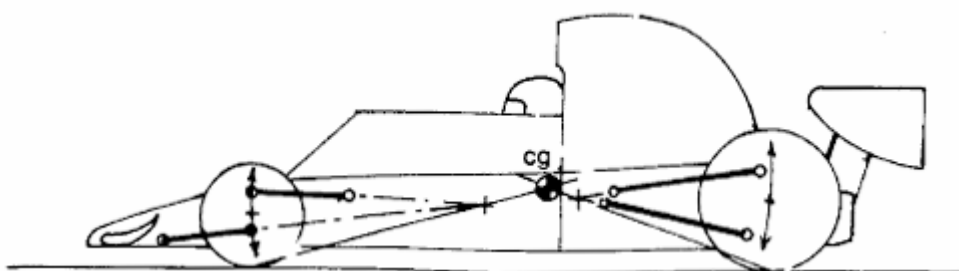


Obr. 47 Konstrukce středu klopení kola P a karoserie S pro zadní nápravu

Výška středu klopení karoserie pro zadní nápravu: $p_z = 85.2 \text{ mm}$

2.3.2 STŘEDY KLONĚNÍ KOL

Podobně jako polohy středů klopení karoserie ovlivňují její klopení, tak středy klonění kol mají vliv na klonění karoserie během brzdění nebo akcelerace vozidla. Dokonce určitá poloha ramen vede k úplnému zamezení klonění (Obr.48). V praxi se ovšem tato možnost nevyužívá, protože takové uspořádání ramen má negativní vliv na kinematiku zavěšení.



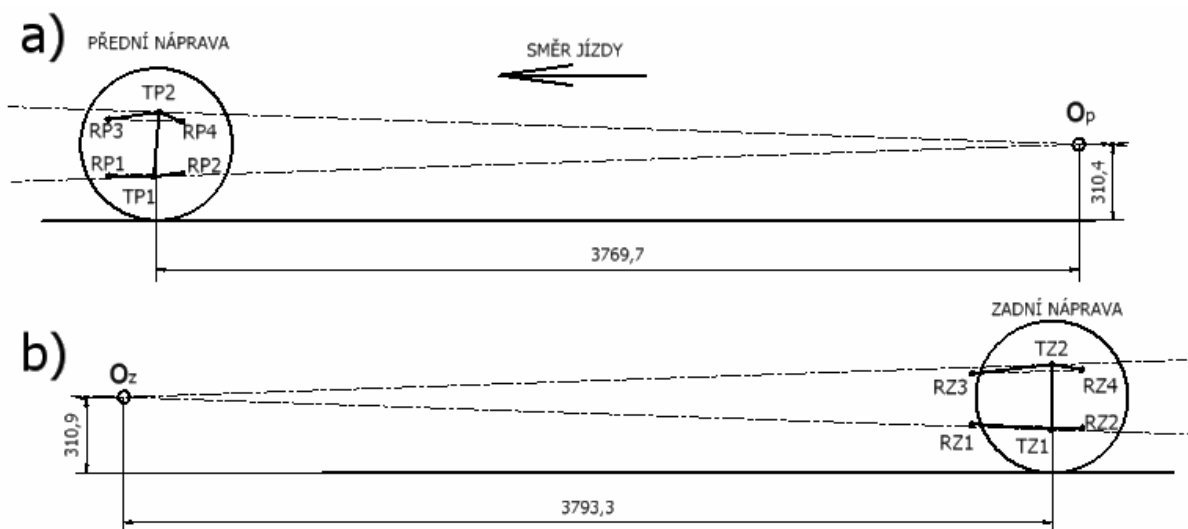
Obr. 48 Uspořádání ramen náprav při úplném zamezení klonění [7]

Principem omezení klonění karoserie je vhodným uspořádáním ramen zachytit určitou část sil, které vzniknou přenesením hmotnosti při brzdění nebo akceleraci, v úchytech ramen. Díky tomu již poté tyto síly nebudou působit na pružiny vozidla a tím se sníží klonění karoserie.

Snížení sil působících na pružiny o 20–30% je považováno za optimální hodnotu. [7]



Sestrojení středu klonění kola je následovné. Rovnoběžka se spojnicí bodů $RP1$ a $RP2$ se přenesle do bodu $TP1$. Ve skutečnosti se jedná, jako u středů klopení, o kolmici na vektor rychlosti v bodě $TP1$. Totéž se provede pro horní rameno zavěšení a v průsečíku těchto dvou rovnoběžek leží střed klonění předního kola O_p (Obr.49 a). Konstrukce středu klonění zadního kola O_z je obdobná (Obr.49 b). Určení hodnot anti-dive a anti-lift je v Příloze I – 1.5, která obsahuje výpočty klonění vozidla. Důvod nulové hodnoty anti-squat je objasněn v kapitole 3.3.4.



Obr. 49 Konstrukce středu klonění předního O_p a zadního kola O_z

Výška středu klonění předního kola:	$s_{kp} = 310.4 \text{ mm}$
Vzdálenost O_p od předního kola:	$l_{sp} = 3769.7 \text{ mm}$
Výška středu klonění zadního kola:	$s_{kz} = 310.9 \text{ mm}$
Vzdálenost O_z od zadního kola:	$l_{sz} = 3793.3 \text{ mm}$
Anti-dive přední nápravy (brzdění):	$\kappa_p = 28.43 \cdot \%$
Anti-lift zadní nápravy (brzdění):	$\kappa_z = 18.111 \cdot \%$
Anti-squat zadní nápravy (akcelpace):	$\kappa_{az} = 0 \%$



3 NÁVRH ODPRUŽENÍ

Odpružení kol má za úlohu zamezit přenášení vibračí způsobených nerovnostmi vozovky na posádku. Děje se tak, protože svislé síly od kol se na karoserii přenášejí přes pružiny, a tudíž kola kopírují vozovku, ovšem karoserie ne. Tím, že kola kopírují vozovku, jsou s ní ve větším kontaktu, takže je možno přenést větší síly, které působí ve stopě. Je však také nutné použití tlumičů, které zmírňují kmitání kol, což má také velký vliv na pohodlí i bezpečnost jízdy.

3.1 KONCEPCE A MOŽNOSTI USPOŘÁDÁNÍ

Již v kapitole 2.1 bylo zmíněno, že pružina s tlumičem budou umístěny uvnitř rámu a pro převedení vertikální síly kola na pružinu s tlumičem bude sloužit push-rod a vahadlo (Obr.25). Tato koncepce má velké možnosti ovlivnit nastavení odpružení. Podle různé polohy bodů uchycení push-rodu a tlumiče k vahadlu se totiž mění převod odpružení. Převodem odpružení se rozumí poměr zdvihu kola vůči zdvihu tlumiče. Tento parametr je velmi důležitý pro návrh odpružení, protože má vliv na volbu tuhosti pružiny.

Možnosti převodu odpružení jsou různé, ovšem za optimální hodnotu z hlediska funkce tlumiče se považuje převod 1:1, kdy zdvih kola i zdvih tlumiče jsou identické. Převod odpružení se během zdvihu kola může měnit vlivem kinematiky uchycení push-rodu a tlumiče. Různou polohou tlumiče a push-rodu vůči vahadlu se docílí různých změn převodu. Pokud je poloha push-rodu a tlumiče tečná k pohybu vahadla, jsou změny převodu nejmenší. Hlavní prioritou ovšem je, aby převod odpružení byl na přední a zadní nápravě stejný, jinak by totiž docházelo k ovlivnění stability vozidla během klopení. [8]

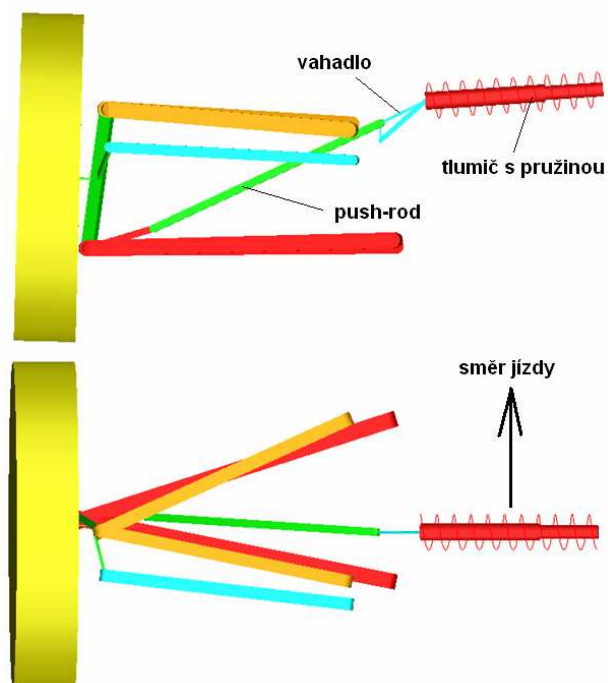
3.1.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Variant různého uspořádání soustavy push-rod – vahadlo – tlumič je vždy více. Uvažovalo se nad několika možnostmi a ty jsou ukázány zde.

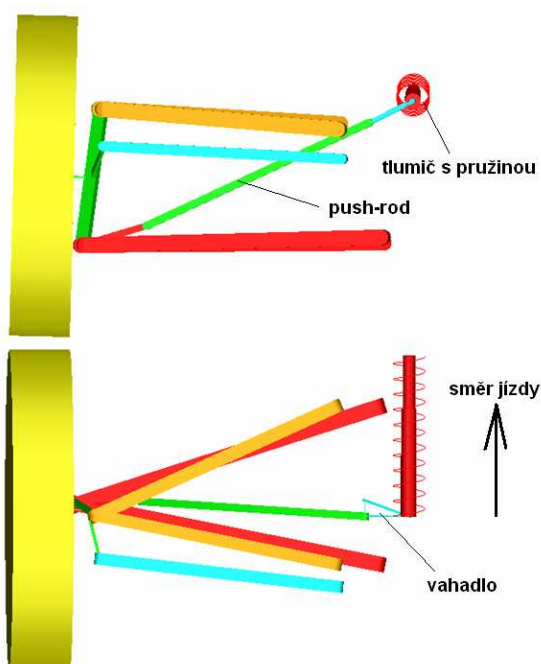
První varianta má uloženy tlumiče příčně (Obr.50). U přední nápravy, která není poháněna, je mezi koly nevyužitý volný prostor. V tomto prostoru by tedy mohly být uchyceny tlumiče. Ty jsou však pro tuto variantu příliš dlouhé, takže by musely být vůči sobě přesazeny. To by ovšem znamenalo různé umístění vahadel a tlumičů na levé a pravé straně, což by vedlo k různým změnám převodu odpružení během zdvihu kol.

Druhou možností je umístit tlumič podélně ve směru jízdy vozidla (Obr.51). Zde je však méně výhodné, že síly od tlumiče by nepůsobily směrem dovnitř rámu, takže by zde byla nutná mohutnější konstrukce.

Poslední možností, která se uvažovala je podélné umístění tlumiče proti směru jízdy vozidla (Obr.52). Síly od tlumiče zde směřují směrem dovnitř rámu a také je jednodušší umístění stabilizátoru, který omezuje klopení karoserie.

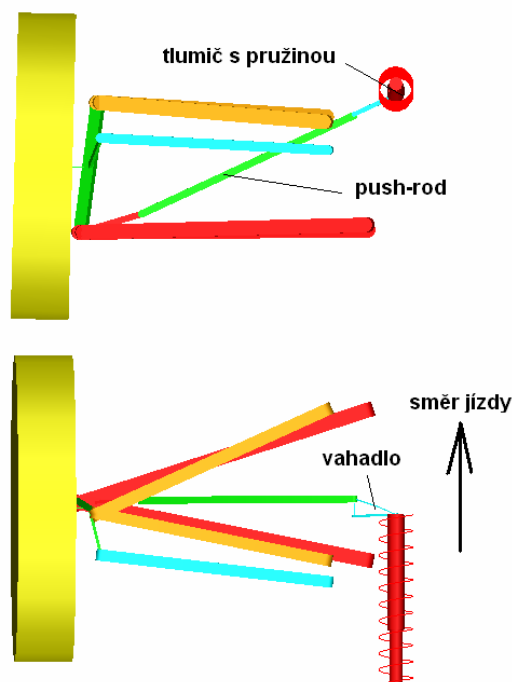


Obr. 50 Uspořádání odpružení přední nápravy – **varianta 1**



Obr. 51 Uspořádání odpružení přední nápravy – **varianta 2**

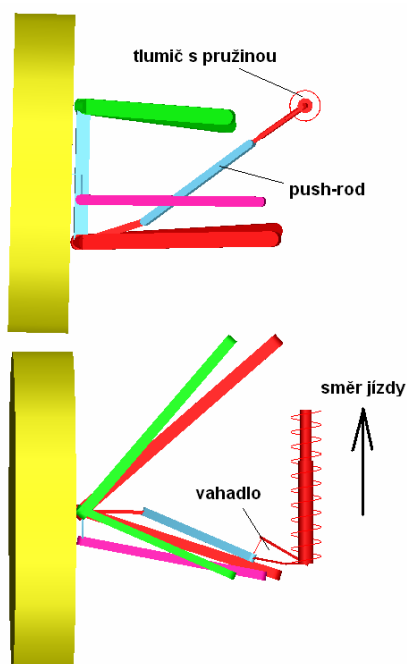
Výsledné uspořádání odpružení přední nápravy bylo konstruováno podle navrhnuté třetí varianty, ze které vychází i výpočet předního odpružení.



Obr. 52 Uspořádání odpružení přední nápravy – **varianta 3**

3.1.2 ZADNÍ NÁPRAVA

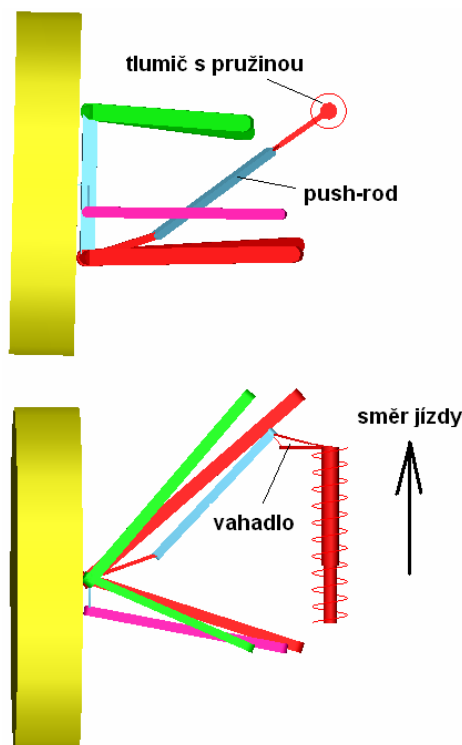
U zadní nápravy zcela odpadají varianty s příčným uložením tlumiče kvůli nedostatku prosotru. Důvodem je přítomnost motoru, která velmi omezuje možnosti uspořádání. První možnou variantou je podélné uspořádání tlumiče ve směru jízdy (Obr.53). Zde by ovšem bylo problematické uchycení tlumiče, protože kvůli motoru zde není možné umístit příčné výztuhy rámu. Také by se zde obtížně umístil push-rod tak, aby nekolidoval s poloosou.



Obr. 53 Uspořádání odpružení zadní nápravy – **varianta 1**



Vhodnější variantou tedy je podélně uložený tlumič proti směru jízdy (Obr.54). Je zde sice nevýhoda, že síly od tlumiče nepůsobí směrem dovnitř rámu, nicméně poloha push-rodu je vhodnější z hlediska případné kolize s poloosou. Navíc je zde jednodušší uchycení tlumiče, které může být na příčné výztuze rámu mezi oky uchycení horních ramen. Pro zadní nápravu byla zvolena tato varianta.

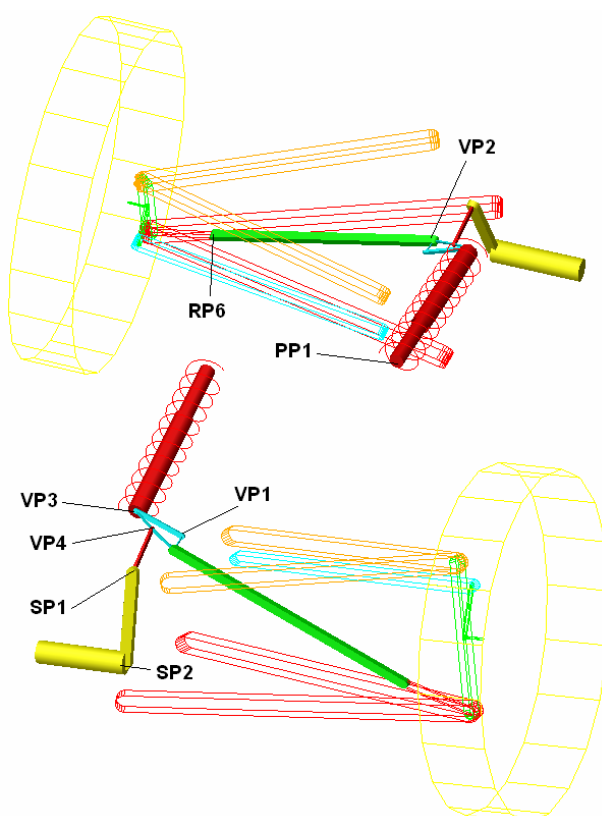


Obr. 54 Uspořádání odpružení zadní nápravy – **varianta 2**

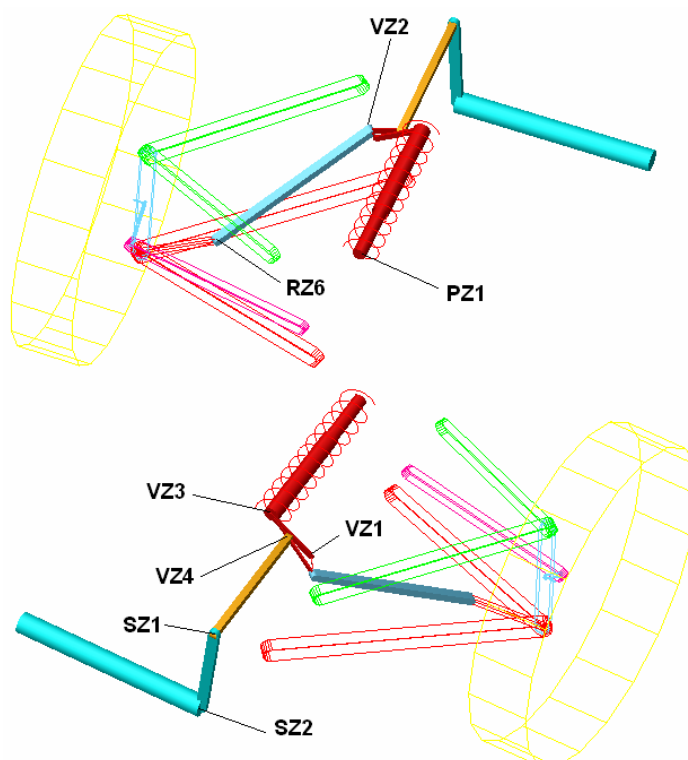
3.2 MODEL ODPRUŽENÍ V PROGRAMU ADAMS

Nyní, když byly zvoleny varianty uspořádání pro jednotlivé nápravy, je možné vytvořit model odpružení v programu Adams View. Postup tvorby modelu byl obdobný jako u zavěšení, takže jednotlivé body uchycení byly spojeny prvky typu *link* a zavazbeny sférickými případně otočnými vazbami. Použitím prvku *spring-damper* se nahradí pružina s tlumičem a pro stabilizátor se pro nahrazení jeho deformace a tuhosti použije torzní pružina.

Na Obr.55 a Obr.56 jsou zobrazeny modely soustavy předního a zadního zavěšení včetně označení jednotlivých bodů uchycení. Přesné souřadnice těchto bodů jsou uvedeny v Tab.2. Poloha souřadného systému a orientace jednotlivých os je identická jako u modelu zavěšení (Obr.45).



Obr. 55 Model odpružení přední nápravy s označením jednotlivých bodů



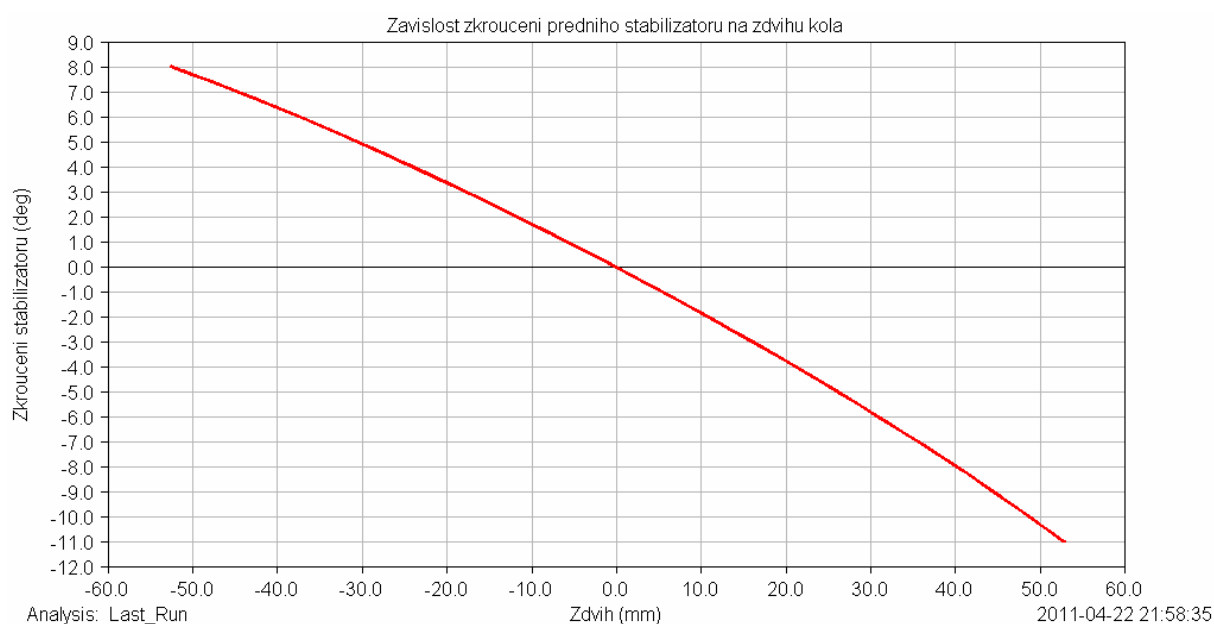
Obr. 56 Model odpružení zadní nápravy s označením jednotlivých bodů



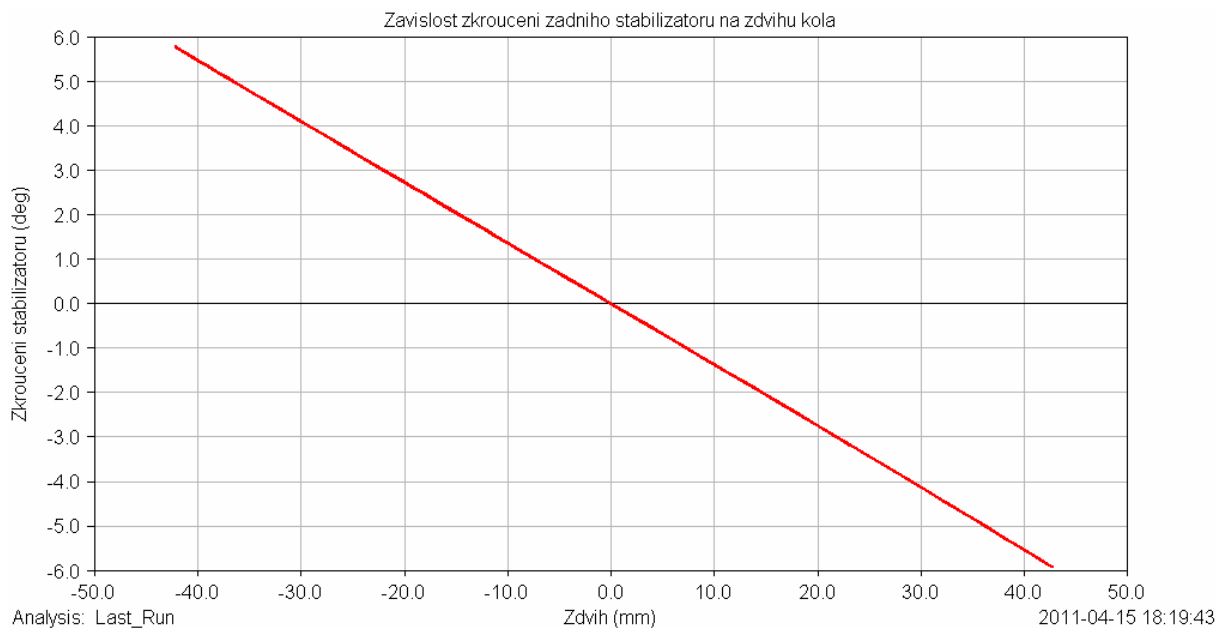
Tab. 2 Souřadnice bodů odpružení

Souřadnice bodů předního odpružení				Souřadnice bodů zadního odpružení			
Bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
RP6	182,218	-654,140	32,786	RZ6	2653,038	-652,258	33,941
VP1	214,602	-222,560	239,145	VZ1	2459,230	-426,115	199,884
VP2	183,265	-218,776	224,025	VZ2	2434,482	-446,389	185,688
VP3	205,591	-138,428	278,931	VZ3	2459,227	-340,514	259,823
VP4	193,474	-173,819	253,496	VZ4	2451,051	-382,346	230,532
SP1	89,449	-177,000	214,898	SZ1	2181,093	-384,000	235,000
SP2	95,500	-168,000	35,000	SZ2	2180,816	-371,000	30,000
PP1	515,447	-152,073	441,113	PZ1	2779,227	-340,514	259,823

Pro výpočty stabilizátoru je nutné vědět jeho zkroucení při daných zdvizech, tyto hodnoty byly zjištěny z programu Adams. Hodnota pro naklopení karoserie $\psi = 2^\circ$ byla zjištěna podle zdvihu kol 28 mm. Hodnota maximálního natočení znamená, že kola na levé a pravé straně jsou v navzájem opačných dorazech zdvihu. Závislosti zkroucení stabilizátorů na zdvihu kola jsou vidět na *Obr.57* a *Obr.58*. Tyto závislosti se týkají pouze zdvihu jednoho kola, takže například pro zjištění zkroucení stabilizátoru při naklopení karoserie o 2° , je nutné sečíst absolutní hodnoty zkroucení při zdvihu -28 mm a +28 mm. Totéž platí pro hodnotu maximálního zkroucení stabilizátoru.



Obr. 57 Závislost zkroucení předního stabilizátoru na zdvihu kola



Obr. 58 Závislost zkroucení zadního stabilizátoru na zdvihu kola

Zkroucení předního stabilizátoru při naklopení karoserie o $\psi = 2^\circ$: $\alpha_p = 10.26 \text{ deg}$

Maximální zkroucení předního stabilizátoru: $\alpha_{mp} = 19.44 \text{ deg}$

Zkroucení zadního stabilizátoru při naklopení karoserie o $\psi = 2^\circ$: $\alpha_z = 7.68 \text{ deg}$

Maximální zkroucení zadního stabilizátoru: $\alpha_{mz} = 11.43 \text{ deg}$

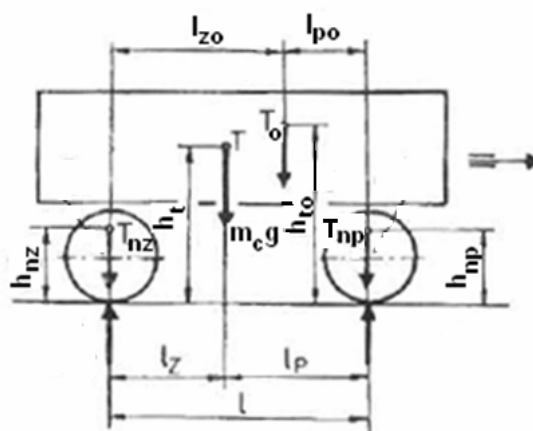
3.3 VÝPOČET ODPRUŽENÍ

V této kapitole je naznačen výpočet odpružení na základě zvolené koncepce a podle získaných dat z programu Adams. Ovšem dosavadní návrh tohoto vozidla je zaměřen na zavěšení a na rám s karoserií, který dělají kolegové, tudíž vozidlo nebude navrženo kompletně celé. To znamená, že i tento výpočet odpovídá stádiu návrhu vozidla. Důvodem je, že nejsou známy konečné hmotnosti, poněvadž nejsou zahrnuty například brzdy, převodovka, vnitřní vybavení vozidla, atd. Pro větší reálnost výpočtu se proto k odpružené hmotnosti, která zahrnuje odpružené části zavěšení, řízení, motor, řidiče, rám a karoserii, připočetla alespoň hmotnost převodovky, která byla odhadnuta na 46 kg. Všechny zbývající odpružené i neodpružené hmotnosti a polohy jejich těžišť byly získány z 3D modelů. Hodnoty ve výpočtech, které jsou voleny, byly předem konzultovány s vedoucím diplomové práce.

Zde uvedené vzorce se vztahují většinou pouze k jedné nápravě, protože rozdíl ve výpočtech mezi přední a zadní nápravou byl často jen v dosazených hodnotách. Kompletní výpočty pro přední i zadní nápravu jsou v Příloze I – 1.

3.3.1 HMOTNOST A POLOHA TĚŽIŠTĚ

Z hmotností a těžišť odpružených a neodpružených hmot se vypočetla celková hmotnost, poloha jejího těžiště a rozložení hmotností na nápravy. Celý výpočet je v Příloze I – 1.2 a vzešly z něj následující hodnoty.



Obr. 59 Polohy jednotlivých těžišť [1]

Celková hmotnost: $m_c = 591 \text{ kg}$

Výška celkového těžiště: $h_t = 441.497 \text{ mm}$

Podíl hmotnosti na přední nápravě: $P = 42.112 \text{ \%}$

Podíl hmotnosti na zadní nápravě: $Z = 57.888 \text{ \%}$

3.3.2 TUHOST PRUŽIN

K určení tuhosti pružin je nutné znát vlastní frekvenci karoserie. U běžných osobních aut jsou vlastní frekvence v rozmezí 0,8 – 1,5 Hz, u formulových vozů bez přítláčných aerodynamických prvků se pohybují hodnoty kolem 2 Hz a u vozů se značným vlivem aerodynamiky až 7 Hz, přičemž u přední nápravy by vlastní frekvence měla být nižší než u zadní. [8]

Tuhost na kole [5]:

$$c_k = \frac{m_o \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2}{2} \quad (3)$$

m_o – odpružená hmotnost, f – vlastní frekvence karoserie

Tuhost pružiny v rovině kola [5]:

$$c_o = \frac{c_t \cdot c_k}{c_t - c_k} \quad (4)$$

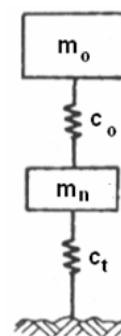
c_t – tuhost pneumatiky

Vlastní frekvence nápravy [1]:

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{c_o + c_t}{\frac{m_n}{2}}} \quad (5)$$

m_n – neodpružená hmotnost

Obr. 60 Čtvrtinový model odpružení [1]



Tuhost pružiny:

$$c = c_o \cdot i_p \quad (6)$$

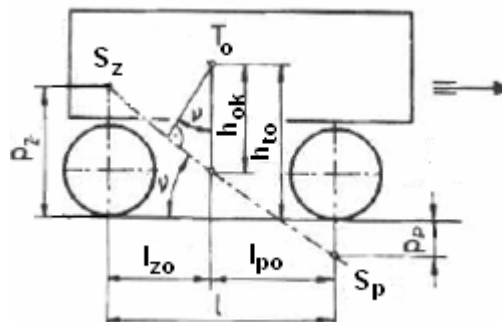
i_p – převod odpružení

Uspořádání tlumiče, vahadla a push-rodu je takové, že převod odpružení je s drobnými odchylkami během zdvihu kola roven jedné, takže tuhost skutečné pružiny odpovídá tuhosti myšlené pružiny v rovině kola. Kompletní výpočet se nachází v Příloze I – 1.3.



3.3.3 KLOPENÍ KAROSERIE

Na Obr.61 jsou schématicky zobrazeny středy klopení pro přední nápravu S_p a pro zadní nápravu S_z , avšak střed klopení přední části karoserie S_p leží v našem případě nad vozovkou.



Obr. 61 Schéma pro výpočet záklonu osy klopení (zde však S_p pod vozovkou) [1]

Záklon osy klopení:

$$\psi = \arctan\left(\frac{p_z - p_p}{l}\right) \quad (7)$$

p_p – výška středu klopení karoserie pro přední nápravu,

p_z – výška středu klopení karoserie pro zadní nápravu, l – rozvor

Klopná tuhost pružin dané nápravy [5]:

$$C_p = 0.5 \cdot c \cdot t^2 \cdot i_p \quad (8)$$

t – rozchod kol nápravy

Klopná tuhost pružin se počítá pro přední a zadní nápravu, celková klopná tuhost pružin je dána jejich součtem.

KLOPNÉ MOMENTY

Klopný moment je moment, který se snaží naklopit karoserii a pro jeho vypočtení je potřebné příčné zrychlení. Podle [5] jsou běžné pneumatiky schopny vyvinout maximální příčné zrychlení 1g a proto byla zvolena tato hodnota. Naklopení karoserie při maximálním příčném zrychlení bylo zvoleno na 2°.

Klopný moment od odstředivé síly [1]:

$$M_{os} = m_o \cdot a_y \cdot h_{ok} + m_o \cdot g \cdot h_{ok} \cdot \psi \quad (9)$$

a_y – příčné zrychlení, h_{ok} - svislá vzdálenost těžiště odpružené hmoty a osy klopení (Obr.61),

g – gravitační zrychlení, ψ – naklopení karoserie



Ovšem klopné momenty vznikají i vlivem setrvačných sil neodpružených hmot. Pokud leží těžiště příslušných neodpružených hmot pod středem klopení, tak tyto momenty působí proti M_{os} a pokud leží nad středem klopení, působí ve stejném směru. [1]

Klopný moment od setrvačných sil neodpružené hmoty pro danou nápravu [1]:

$$M_s = -m_n \cdot a_y \cdot (p - h_n) \quad (10)$$

p – výška středu klopení karoserie dané nápravy, h_n – výška těžiště neodpruž. hmoty nápravy

Celkový klopný moment [1]:

$$M_{kl} = M_{os} + M_{sp} + M_{sz} \quad (11)$$

M_{sp} – klopný moment od setrv. sil neodpruž. hmoty přední nápravy,

M_{sz} – klopný moment od setrv. sil neodpruž. hmoty zadní nápravy

KLOPNÉ TUHOSTI STABILIZÁTORŮ

Celková klopná tuhost potřebná pro naklopení o ψ [5]:

$$C_c = \frac{M_{kl}}{\psi} \quad (12)$$

Z hlediska bezpečnosti je vhodné dosáhnout u vozidla mírné nedotáčivosti. Proto by měl vycházet poměr rozdílů zatížení kol přední a zadní nápravy v porovnání s rozložením celkové hmotnosti o 5% větší pro přední nápravu. [5]

Rozdíl zatížení předních kol [5]:

$$\Delta Z_p = \Delta Z_c \cdot (P + 5\%) \quad (13)$$

ΔZ_c – celkový rozdíl zatížení kol levé a pravé strany

Z ΔZ_p se následně stanoví potřebná klopná tuhost na přední nápravě a odečtením této hodnoty od C_c získáme potřebnou klopnou tuhost na zadní nápravě. Poté již je možné stanovit klopnou tuhost stabilizátoru.

Klopná tuhost stabilizátoru dané nápravy [5]:

$$C_s = C - C_p \quad (14)$$

C – potřebná klopná tuhost na dané nápravě

Výsledné hodnoty i s postupem výpočtu jsou v Příloze I – 1.4.



3.3.4 KLONĚNÍ KAROSERIE

BRZDĚNÍ

Pro tento výpočet je zapotřebí znát zpomalení vozidla, které se zvolilo podle schopností běžných pneumatik vyvinout v podélném směru přetížení 1.2g. [5]

Také je nutné znát poměr rozdělení brzdných sil, který po konzultaci s vedoucím diplomové práce byl zvolen na 0,64 ve prospěch přední nápravy.

Předklonění karoserie při brzdění je 1,584°, postup výpočtu je následující.

Změna zatížení kol přední a zadní nápravy při brzdění [1]:

$$\Delta Z_b = m_c \cdot d_x \cdot \frac{h_t}{l} \quad (15)$$

d_x – zpomalení vozidla

Změna vertikálního zatížení kol dané nápravy s využitím anti-dive/anti-lift efektu [1]:

$$\Delta Z_a = \Delta Z_b \cdot (1 - \kappa) \quad (16)$$

κ – anti-dive/anti-lift koeficient dané nápravy

Ponoření/zdvih na dané nápravě [1]:

$$y_b = \frac{\Delta Z_a}{2 \cdot c} \quad (17)$$

Úhel klonění vozidla při brzdění [1]:

$$\phi_b = \frac{y_{pb} - y_{zb}}{l} \quad (18)$$

y_{pb} – ponoření na přední nápravě, y_{zb} – zdvih na zadní nápravě

AKCELERACE

Hodnota zrychlení při akceleraci se určuje z kroutícího momentu motoru a odstupňování převodovky. Ale vzhledem k tomu, že návrh převodové skříně se neprovádí, vycházelo se opět ze schopností pneumatik a bylo zvoleno zrychlení 0,55 g.

Poněvadž má vozidlo hnanou zadní nápravu, zjišťuje se pouze hodnota anti-squat pro zadní nápravu. Podle [5] se hodnota anti-squat určuje vzhledem k rovině rovnoběžné s vozovkou a procházející středem kola. Na *Obr.49 b* je ovšem vidět, že nevhodnou volbou sklonu ramen vychází střed klonění zadního kola přímo v této rovině. Proto je hodnota anti-squat u zadní nápravy 0%.

Zaklonění karoserie při akceleraci je 0,971°. Výpočet je analogický s výpočtem klonění při brzdění. Přesný postup obou výpočtů je v Příloze I – 1.5.



3.3.5 TLUMENÍ

Nejprve je nutné si uvědomit, že se navrhuje rozdílné tlumení pro stlačování a pro roztahování tlumiče. Poměry roztažení/stlačení se běžně pohybují v rozmezí 1,5/1 – 4/1. Z historického hlediska se považuje za optimální hodnotu poměr 3/1. Hodnota tlumení při stlačování by měla odpovídat 20–50 % kritického tlumení kola, tedy neodpružených hmot. Byla zvolena hodnota 20%. Naproti tomu tlumení při roztahování tlumiče by se mělo pohybovat v rozmezí 70–140 % kritického tlumení karoserie, tedy odpružených hmot. [8]

Kritické tlumení rámu [8]:

$$k_o = \sqrt{4 \cdot c_o \cdot \frac{m_o}{2}} \quad (19)$$

Kritické tlumení kola [8]:

$$k_n = \sqrt{4 \cdot (c_o + c_t) \cdot \frac{m_n}{2}} \quad (20)$$

Tlumení při stlačení tlumiče [8]:

$$k_s = k_n \cdot 20 \% \quad (21)$$

Tlumení při roztažení tlumiče [8]:

$$k_r = k_s \cdot i_{rs} \quad (22)$$

i_{rs} – poměr tlumení (roztažení/stlačení)

Tlumiče byly zvoleny **Bilstein MDS 1500 2-Way** [18] se zdvihem 100 mm pro přední nápravu a se zdvihem 80 mm pro zadní nápravu. U tohoto tlumiče lze zvlášť nastavovat tlumení pro stlačení i roztažení a snáší síly do 5000 N.



Obr. 62 Tlumič Bilstein MDS [18]



3.3.6 NÁVRH PRUŽIN

Při návrhu pružin se vycházelo z jejich tuhosti, odpružených hmotností připadajících na dané kola a z parametrů, které jsou dány zvoleným tlumičem. Tyto parametry jsou zdvih a minimální vnitřní průměr pružiny. Po vypočtení sil, které na pružinu působí při statické poloze vozidla a při minimálním a maximálním zdvihu kola, se přistoupilo k samotnému návrhu pružiny. Ten byl proveden pomocí konfigurátoru pružin v programu Autodesk Inventor. Základní výpočty pro návrh pružin jsou v Příloze I – 1.7.

Návrh pružin byl prováděn pro materiál 14 260 a bylo při něm zohledněno i dynamické namáhání. Zde jsou uvedeny výsledné parametry pružin:

Materiál:	14 260
Mez pevnosti v tahu:	$\sigma_m = 1680 \text{ MPa}$
Mez pevnosti v krutu:	$\tau_m = 1008 \text{ MPa}$
Modul pružnosti ve smyku:	$G_s = 7.85 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

PŘEDNÍ PRUŽINA

Tuhost navržené pružiny:	$c_p = 9.792 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
Vnitřní průměr pružiny:	$D_{2p} = 60 \text{ mm}$
Střední průměr pružiny:	$D_{sp} = 67 \cdot \text{mm}$
Vnější průměr pružiny:	$D_{1p} = 74 \cdot \text{mm}$
Průměr drátu:	$d_p = 7 \text{ mm}$
Počet činných závitů:	$n_p = 8$
Stoupání:	$t_{sp} = 23 \text{ mm}$
Počáteční (montážní) stlačení:	$s_{1p} = 13.244 \cdot \text{mm}$
Stlačení při statickém zatížení:	$s_{sp} = 63.244 \cdot \text{mm}$
Maximální stlačení:	$s_{8p} = 113.244 \cdot \text{mm}$
Délka nezatížené pružiny:	$l_{0p} = 205 \text{ mm}$
Mezní délka pružiny:	$l_{9p} = 77 \text{ mm}$
Napětí v krutu při počátečním stlačení:	$\tau_{1p} = 63.782 \text{ MPa}$
Napětí v krutu při maximálním stlačení:	$\tau_{8p} = 545.169 \text{ MPa}$
Mez únavy v krutu pro neomezený počet cyklů:	$\tau_{cp} = 646.393 \text{ MPa}$

Obr. 63 Navrhnuté parametry přední pružiny v konfigurátoru pružin

ZADNÍ PRUŽINA

Tuhost navržené pružiny:	$c_z = 21.341 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$
Vnitřní průměr pružiny:	$D_{2z} = 60 \text{ mm}$
Střední průměr pružiny:	$D_{sz} = 68.4 \cdot \text{mm}$
Vnější průměr pružiny:	$D_{1z} = 76.8 \cdot \text{mm}$
Průměr drátu:	$d_z = 8.4 \text{ mm}$
Počet činných závitů:	$n_z = 7$
Stoupání:	$t_{sz} = 23.564 \text{ mm}$
Počáteční (montážní) stlačení:	$s_{1z} = 12.066 \cdot \text{mm}$
Stlačení při statickém zatížení:	$s_{sz} = 52.066 \cdot \text{mm}$
Maximální stlačení:	$s_{8z} = 92.066 \cdot \text{mm}$
Délka nezatížené pružiny:	$l_{0z} = 190 \text{ mm}$
Mezní délka pružiny:	$l_{9z} = 83.500 \text{ mm}$
Napětí v krutu při počátečním stlačení:	$\tau_{1z} = 76.480 \text{ MPa}$
Napětí v krutu při maximálním stlačení:	$\tau_{8z} = 583.578 \text{ MPa}$
Mez únavy v krutu pro neomezený počet cyklů:	$\tau_{cz} = 651.780 \text{ MPa}$

a	15,214 mm
t	23,564 mm
k _w	1,000 ul
k	21,341 N/mm
s ₁	11,987 mm
s ₈	91,468 mm
s ₉	106,500 mm
L _{minf}	95,574 mm
L ₉	83,500 mm
F ₉	2272,802 N
τ _e	651,780 MPa
τ ₁	76,480 MPa
τ ₈	583,578 MPa
τ ₉	679,486 MPa
v	2,732 mps
f	90,869 Hz
W ₈	89,272 J
l	1968,480 mm
m	0,846 kg

Obr. 64 Navrhnuté parametry zadní pružiny v konfigurátoru pružin

3.3.7 NÁVRH STABILIZÁTORŮ

Pro návrh stabilizátoru je nutné znát jeho zkroucení a také jeho klopnou tuhost. Zkroucení stabilizátorů byla zjištěna z programu Adams a klopné tuhosti jsou vypočteny v Příloze I – 1.4.3. Za materiál stabilizátorů byla zvolena ocel 14 260. Návrh vychází ze základních pevnostních výpočtů. To tedy znamená, že ramena stabilizátoru jsou počítána na ohyb a kruhová tyč nebo trubka mezi rameny na krut.

Úplný výpočet, který je v Příloze I – 1.8, je složen ze dvou částí. V první se navrhuje stabilizátor, aby vyhovoval daným parametrům při naklopení karoserie o 2°, ve druhé části je poté pevnostní výpočet pro maximální zkroucení stabilizátoru. Z hlediska pevnosti přední i zadní stabilizátor vyhovuje a proto je zde uvedeno pouze porovnání požadovaných a navrhnutých parametrů stabilizátorů pro naklopení o 2°.

Převod stabilizátoru [10]:

$$i_s = \frac{\psi}{\alpha} \quad (23)$$

α – zkroucení stabilizátoru

Tuhost stabilizátoru [10]:

$$c_s = C_s \cdot i_s \quad (24)$$

**PŘEDNÍ STABILIZÁTOR**

Přední stabilizátor se skládá z kruhové tyče a dvou ramen s obdelníkovým průřezem.

Délka kruhové tyče:	$l_{pp} = 336 \text{ mm}$
Průměr kruhové tyče:	$D_{op} = 20.5 \text{ mm}$
Délka ramen:	$r_p = 170 \text{ mm}$
Šířka ramen:	$b_p = 28 \text{ mm}$
Tloušťka ramen:	$h_p = 9 \text{ mm}$

Požadované zkroucení stabilizátoru při naklopení vozu o 2°: $\alpha_p = 10.26 \text{ deg}$

Zkroucení navrženého stabilizátoru při naklopení vozu o 2°: $\alpha_{cp} = 10.282 \cdot \text{deg}$

Požadovaná tuhost předního stabilizátoru: $c_{sp} = 3.385 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$

Tuhost navrženého předního stabilizátoru: $c_{spc} = 3.378 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$

ZADNÍ STABILIZÁTOR

Zadní stabilizátor se skládá z trubky a dvou ramen s obdelníkovým průřezem.

Délka trubky:	$l_{pz} = 738 \text{ mm}$
Vnější průměr trubky:	$D_{oz} = 22 \text{ mm}$
Vnitřní průměr trubky:	$D_{iz} = 18 \text{ mm}$
Délka ramen:	$r_z = 205 \text{ mm}$
Šířka ramen:	$b_z = 28 \text{ mm}$
Tloušťka ramen:	$h_z = 9 \text{ mm}$

Požadované zkroucení stabilizátoru při naklopení vozu o 2°: $\alpha_z = 7.68 \cdot \text{deg}$

Zkroucení navrženého stabilizátoru při naklopení vozu o 2°: $\alpha_{cz} = 7.722 \cdot \text{deg}$

Požadovaná tuhost zadního stabilizátoru: $c_{sz} = 1.257 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$

Tuhost navrženého zadního stabilizátoru: $c_{szc} = 1.25 \times 10^3 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$



3.3.8 VÝPOČTY VZPĚRNÉ PEVNOSTI

Ke vzpěru dochází u součástí namáhaných tlakem, u kterých jejich délka několikanásobně překračuje rozměry průřezu. Ze všech součástí zavěšení jsou na vzpěr nejvíce namáhány push-rody, protože přenášejí největší síly a mají značnou délku. Dále byly provedeny výpočty vzpěrné pevnosti u táhel stabilizátorů a u části zadního ramene, která spojuje body TZ1a RZ2 (Obr.29), protože zde je největší silové zatížení ze všech ramen zavěšení. Působící síly byly zjištěny v programu Adams, při simulaci různých zátěžných situací (viz. kapitola 3.4).

Výpočty jsou uvedeny v Příloze I – 1.9, všechny výše zmíněné součásti vyhovují podmínce (26).

Mezní síla vzpěrné stability [9]:

$$F_v = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_p}{l_v^2} \quad (25)$$

E – modul pružnosti v tahu, I_p – polární moment průřezu, l_v – délka součásti

Podmínka vzpěrné stability [9]:

$$F_r \cdot k_v < F_v \quad (26)$$

F_r – síla působící na součást, k_v – součinitel bezpečnosti

3.4 SÍLY V ZAVĚŠENÍ

Nyní, když už jsou známy tuhosti pružin a stabilizátorů, je možné nasimulovat v programu Adams různé zátěžné stavy a určit při nich působící síly na jednotlivé body zavěšení. Zde uvedené stavy jsou však zjednodušené, neuvažuje se v nich dynamické namáhání a rázy od nerovností vozovky a také setrvačné účinky neodpružených součástí. V tabulkách nejsou uvedeny všechny body zavěšení, které jsou na Obr.28, Obr.29, Obr.55, Obr.56, protože některé součásti jsou tvořeny pouze dvěma body, takže působící síly jsou v těchto dvou bodech identické (např. RP6 a VP2). Rozdíl je pouze v kladném nebo záporném směru působení, který je také dán tím, na kterou součást působí. Síly ve všech bodech jsou uvedeny v příloze I - 3. Síly v bodech, ve kterých jsou úchyty k rámu (RP1-4, VP1, PP1, RZ1-5, VZ1, PZ1), jsou uvedeny vůči rámu. Orientace souřadného systému odpovídá Obr.45.

Uvažovaly se následující zátěžné stavy:



3.4.1 MAXIMÁLNÍ STLAČENÍ PRUŽINY

Při maximálním stlačení pružiny jsou kola v dorazu kladného zdvihu, při kterém se kola pohybují nahoru. Ve stopě kola působí pouze normálová síla, jejíž velikost odpovídá zatížení jednotlivých kol při daném zdvihu.

Tab. 3 Síly v jednotlivých bodech při maximálním stlačení pružiny

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	-85	-3613	-994	RZ1	0	-4057	189
RP2	0	-6087	-1373	RZ2	4526	-267	-803
RP3	0	81	-15	RZ3	-14	56	-14
RP4	-28	46	-8	RZ4	0	116	-28
TP1	-33	59	1104	TZ1	-9	135	-1995
TP2	28	-127	23	TZ2	14	-172	42
TP3	5	40	-15	TZ3	-1,5	-7	1
RP6	118	9641	3471	RZ6	-4517	4189	2609
VP1	-4841	9567	650	VZ1	-7108	4141	2584
SP1	4019	56	2270	SZ1	637	2	-11
PP1	940	18	551	PZ1	1954	46	32

3.4.2 BRZDĚNÍ

Ve stopě pneumatiky působí normálová síla a podélná síla při maximálním brzdění, které odpovídá zpomalení 1,2g. Při simulaci brzdění se bralo v úvahu i ponoření přídě a zdvih zadní část vozu, které jsou vypočteny v Příloze I – 1.5.1.

Tab. 4 Síly v jednotlivých bodech při brzdění

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	2123	-4971	-344	RZ1	0	-2119	-208
RP2	0	-2738	-136	RZ2	2362	776	-121
RP3	0	1357	-236	RZ3	0	300	-3
RP4	-880	-1239	246	RZ4	-493	-335	-14
TP1	-2143	61	-1012	TZ1	-1165	196	-598
TP2	880	-119	-10	TZ2	493	35	17
TP3	4	32	-13	TZ3	-47	-245	-14
RP6	20	2172	805	RZ6	-1197	1147	927
VP1	-844	2171	306	VZ1	-1813	1143	923
SP1	0	0	0	SZ1	0	0	0
PP1	864	1	498	PZ1	616	4	3



3.4.3 ZATÁČENÍ

Zde uvedené síly platí pro vnější kola vozu při zatáčení s bočním přetížením 1g. Ve stopě působí normálová a příčná síla, která je dána příčným zrychlením. Zdvih kol odpovídá naklopení karoserie o 2°.

Tab. 5 Síly v jednotlivých bodech při zatáčení

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	0	-1400	-481	RZ1	0	-2581	-12
RP2	0	-2201	-681	RZ2	3703	1866	-771
RP3	0	-133	18	RZ3	0	-265	50
RP4	-49	-544	76	RZ4	-10	-726	137
TP1	-23	-1359	-796	TZ1	-7	-2724	-1488
TP2	49	677	-95	TZ2	10	992	-188
TP3	-26	-224	16	TZ3	-1	-4	1
RP6	24	4960	1958	RZ6	-3696	3438	2270
VP1	-2537	4905	698	VZ1	-5770	3420	2263
SP1	1815	75	842	SZ1	412	3	-8
PP1	746	-20	418	PZ1	1663	16	11

3.4.4 KOMBINACE ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Pro dosažení varianty s největším zatížením komponentů zavěšení se zkombinovaly předchozí tři zátěžné stavy do jednoho. Kola jsou tedy v maximálním kladném zdvihu a ve stopě působí normálová, podélná i příčná síla. Velikost podélné i příčné síly byla ponechána stejná jako u předchozích stavů, přestože by měly být zmenšeny. Vlivem vzrůstající podélné síly totiž příčná síla klesá a obráceně platí totéž. Ovšem vzhledem k tomu, že nebyly k dispozici přesné závislosti pro běžné pneumatiky, ponechaly se velikosti sil nezměněny.

Tab. 6 Síly v jednotlivých bodech při kombinaci zátěžných stavů

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	2112	-7107	-721	RZ1	0	-4334	208
RP2	0	-803	-1826	RZ2	5840	3076	-1134
RP3	0	1167	-222	RZ3	-579	19	-25
RP4	-946	-1991	413	RZ4	0	-1232	300
TP1	-2229	-1669	-902	TZ1	-1323	-2931	-1683
TP2	946	824	-190	TZ2	579	1212	-275
TP3	-32	-278	36	TZ3	-54	-279	36
RP6	117	9578	3448	RZ6	-4517	4189	2609
VP1	-4816	9505	642	VZ1	-7108	4141	2584
SP1	4019	56	2269	SZ1	637	2	-11
PP1	914	18	536	PZ1	1954	46	32



3.4.5 AKCELERACE

Při akceleraci působí ve stopách předních kol pouze normálová síla. U zadních kol působí normálová i podélná síla. Podélné síly mají takovou velikost, že vozu udělí zrychlení 0,55g. Je zde zohledněno i klonění karoserie, které je vypočteno v Příloze I – 1.5.2.

Tab. 7 Síly v jednotlivých bodech při akceleraci

Síly v bodech předního zavěšení				Síly v bodech zadního zavěšení			
Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]	Bod	X [N]	Y [N]	Z [N]
RP1	0	-353	-43	RZ1	0	-85	-74
RP2	7	-502	-48	RZ2	0	-2143	-343
RP3	0	27	0	RZ3	0	-640	90
RP4	-11	4	0	RZ4	1155	927	-90
TP1	-13	13	-325	TZ1	2716	-311	-1354
TP2	11	-31	0	TZ2	-1155	-288	0
TP3	1	9	-9	TZ3	109	568	-29
RP6	6	841	416	RZ6	-2716	2540	1771
VP1	-287	854	256	VZ1	-4105	2537	1766
SP1	0	0	0	SZ1	0	0	0
PP1	293	-13	160	PZ1	1389	3	2

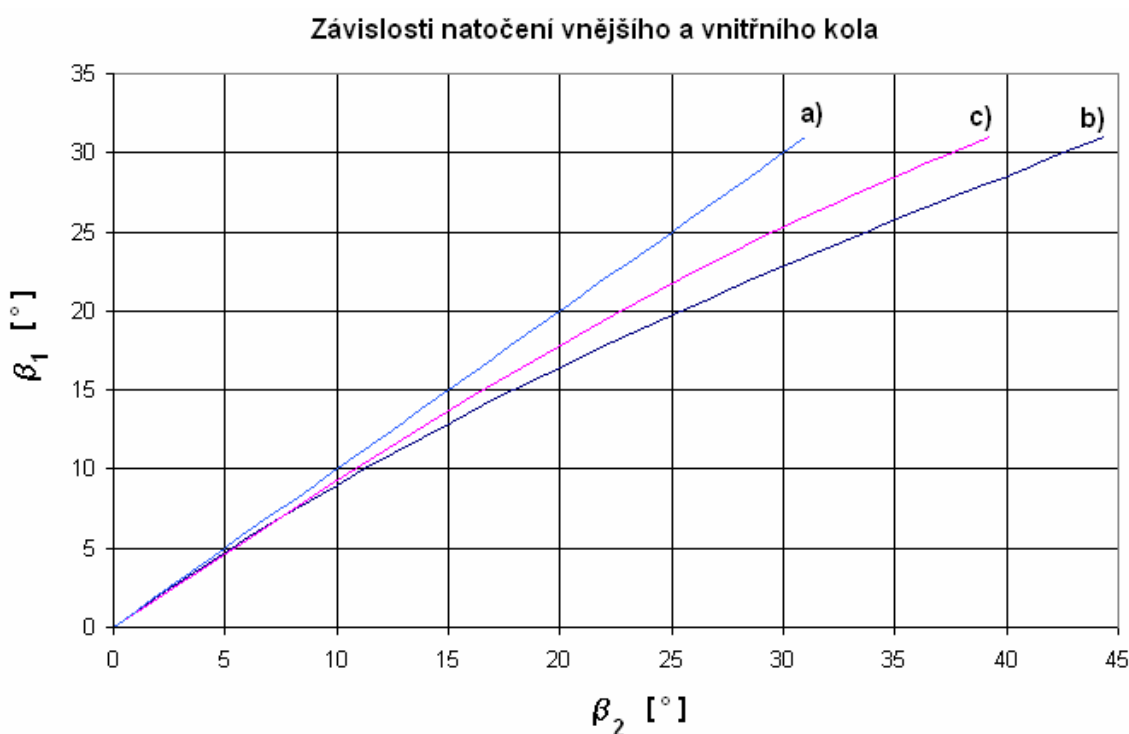


4 NÁVRH ŘÍZENÍ

4.1 MECHANISMUS ŘÍZENÍ

Již v kapitole 2.1 bylo uvedeno, že bude použito hřebenové řízení (Obr.16), které vyniká přesností, ale i jednoduchostí. Nejprve se však musí stanovit natočení jednotlivých kol, protože je na vnitřním a vnějším kole rozdílné (Obr.11). Maximální natočení vnějšího kola se stanovilo na 31° . Podle rovnic (1) a (2) z kapitoly 1.2.1 se poté vypočetlo natočení vnitřního kola pro Ackermannovu geometrii (Obr.65 b). Výpočty i s hodnotami úhlů vnitřního kola β_2 pro dané úhly vnějšího kola β_1 jsou uvedeny v příloze I - 2.1.

Následně se provedla konstrukce mechanismu řízení a pomocí různých poloh hřebene řízení a různých délek a uspořádání řídicích pák a tyčí se zkoušelo přiblížit hodnotám z Ackermannovy geometrie. Výsledný průběh závislosti natočení jednotlivých kol je na Obr.65 c.



Obr. 65 Závislost natočení vnějšího β_1 a vnitřního β_2 kola: a) lineární;
b) podle Ackermanna; c) skutečná po optimalizaci

4.1.1 STOPOVÝ POLOMĚR OTÁČENÍ

Stopový poloměr otáčení je poloměr stopy, kterou vytvoří přední vnější kolo při zatáčení s maximálním natočením kol. Výpočet je proveden v Příloze I – 2.2 na základě Obr.11. Hodnota stopového poloměru otáčení činí 4851mm.

Stopový poloměr otáčení:

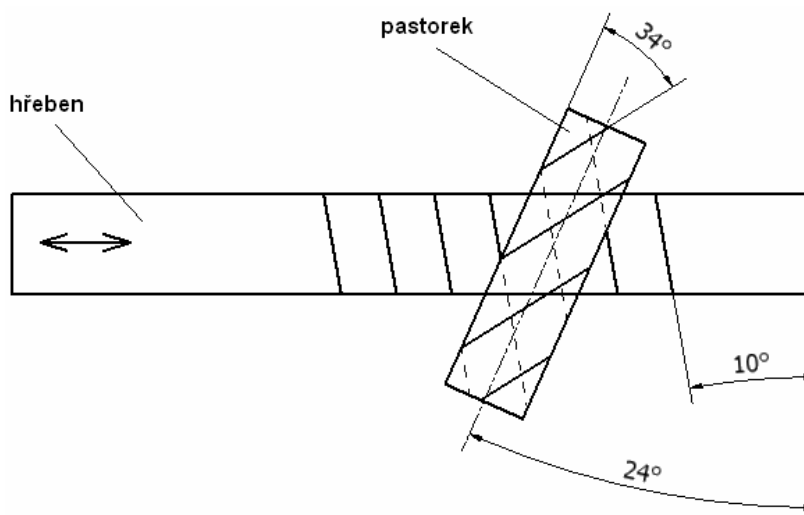
$$R_s = \frac{R_m + \frac{t}{2}}{\cos(\beta_{1m})} \quad (27)$$

β_{1m} - úhel natočení vnějšího kola v dorazu rejdu,

R_m - vzdálenost podélné osy vozidla od středu zatáčení při β_{1m}

4.2 PŘEVODKA ŘÍZENÍ

U hřebenového řízení se převodka skládá z ozubeného hřebene a pastorku. Pastorek i hřeben mají určitý sklon zubů (Obr.66) a uspořádání vycházející ze šroubového soukolí. Toto uspořádání se zvolilo, protože pokud měl pastorek i hřeben přímé ozubení, řízení pak bylo příliš strmé, nebo průměr pastorku a tedy i modul vycházel příliš malý. Při použití šikmých zubů se navíc sníží hodnota počtu zubů při jejich podřezání, takže je možno použít menší počet zubů a tedy pro stejný průměr pastorku větší modul.



Obr. 66 Schéma pastorku s hřebenem

4.2.1 ROZMĚRY PASTORKU

Pro určení počtu zubů pastorku je nutné vycházet z minimálního počtu zubů ozubeného kola při jejich podřezání. Vzhledem k tomu, že pastorek není zatížen vysokým kroutícím momentem nebo vysokými otáčkami, vycházelo se z počtu zubů při dovoleném malém podřezání. U přímých zubů je tento počet zubů 14. Následný výpočet je uveden v Příloze I – 2.3, zde jsou výsledné parametry:

Úhel sklonu zubů pastorku:	$\beta_p = 34 \text{ deg}$
Úhel sklonu zubů hřebenu:	$\beta_h = 10 \text{ deg}$
Počet zubů pastorku:	$z = 8$
Modul normálový:	$m_n = 1.75 \text{ mm}$
Modul čelní:	$m_f = 2.111 \cdot \text{mm}$
Průměr roztečné kružnice:	$d = 16.887 \cdot \text{mm}$
Průměr hlavové kružnice:	$d_a = 20.387 \cdot \text{mm}$
Průměr patní kružnice:	$d_f = 12.512 \cdot \text{mm}$

4.2.2 PŘEVOD ŘÍZENÍ

Převod řízení je dán poměrem úhlu natočení volantu a středního úhlu natočení kol a rozhodující měrou ovlivňuje řídící síly a řídící pohyby, které vykoná řidič. [3]

Otáčky pastorku a volantu jsou identické, protože u vložené hřídele s křížovými klouby (*Obr.18 a*), která spojuje pastorek s hřídelí volantu, byly dodrženy podmínky stejnoběžnosti.

První podmínkou stejnoběžnosti je, že obě rozvidlení na vložené hřídeli musí ležet ve stejné rovině (*Obr.67*). Dále musí být úhel mezi osou pastorku a osou vložené hřídele stejný jako úhel mezi osou hřídele volantu a osou vložené hřídele. A v neposlední řadě musí osa pastorku, vložené hřídele i hřídele volantu ležet ve stejné rovině. [22]

Převod řízení má hodnotu 22,719, postup jeho výpočtu je v Příloze I – 2.4.



Obr. 67 Správná pozice rozvidlení na vložené hřídeli [22]

Převod řízení [3]:

$$i_r = \frac{\beta_v}{\frac{\beta_{1m} + \beta_{2m}}{2}} \quad (28)$$

β_v - úhel otočení volantu při natočení kol z jednoho dorazu rejdu do druhého,

β_{2m} - úhel natočení vnitřního kola v dorazu rejdu



5 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ

Tato kapitola je zaměřena na popis konstrukce jednotlivých dílů zavěšení, odpružení a řízení. Všechny součásti i jejich spojení do sestav byly provedeny v programu Autodesk Inventor, ve kterém proběhl i návrh pružin, jak již bylo zmíněno v kapitole 3.3.6.

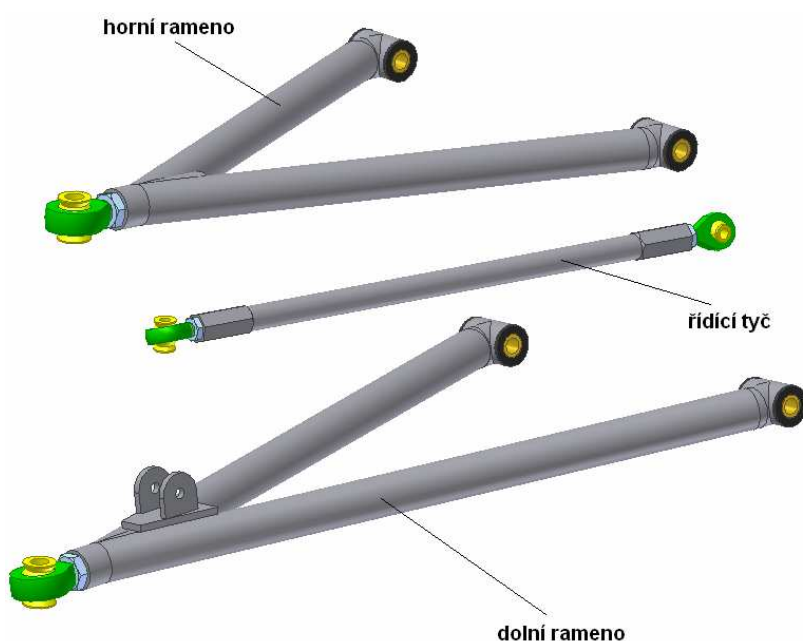
Jako materiál většiny součástí byla zvolena ocel 15 230, protože je vhodná pro velmi namáhané součásti a je dobře svařitelná i obrobitelná. Mez pevnosti této oceli je až 930 MPa a mez kluzu má hodnotu 635 MPa. [23]

5.1 SOUČÁSTI ZAVĚŠENÍ

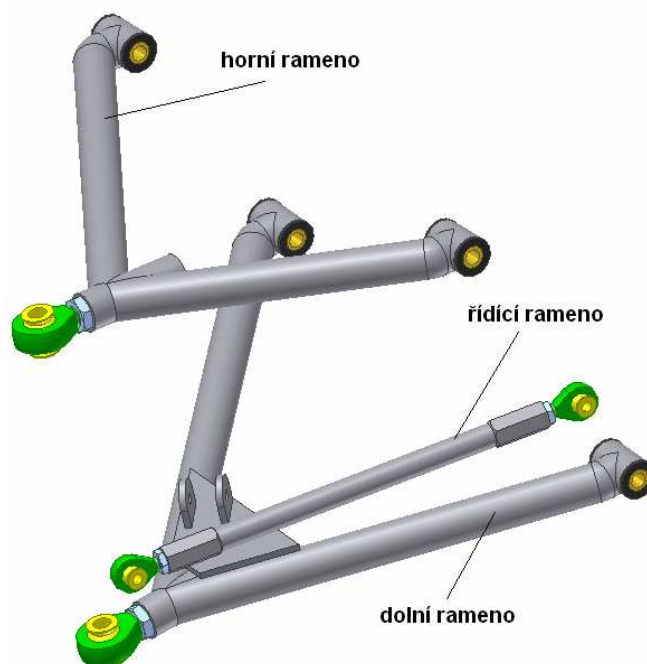
5.1.1 RAMENA ZAVĚŠENÍ

Dolní a horní trojúhelníková ramena jsou svařena ze dvou trubek $\varnothing 30 \times 2,5$ mm a kruhové tyče se závitem pro uchycení kulového kloubu (uniballu) pro těhlici. Na trubky jsou na druhém konci navařeny oka pro uchycení k rámu. Na dolních ramenech je navíc umístěn úchyt pro push-rod.

Přední řídicí tyč a zadní řídicí rameno jsou tvořeny trubkou $\varnothing 18 \times 2,5$ mm, na kterou jsou navařeny šestihranné tyče s otvory se závity pro unibally. Přední řídicí tyč spojuje těhlici s hřebenem řízení, zadní řídicí rameno je uchyceno na těhlici a rámu. Pro možnost seřizování sbíhavosti je vždy použit na jedné straně uniball s pravým závitem a na druhé straně s levým závitem. Jejich polohy jsou zajištěny pojistnou maticí.



Obr. 68 Ramena předního zavěšení



Obr. 69 Ramena zadního zavěšení

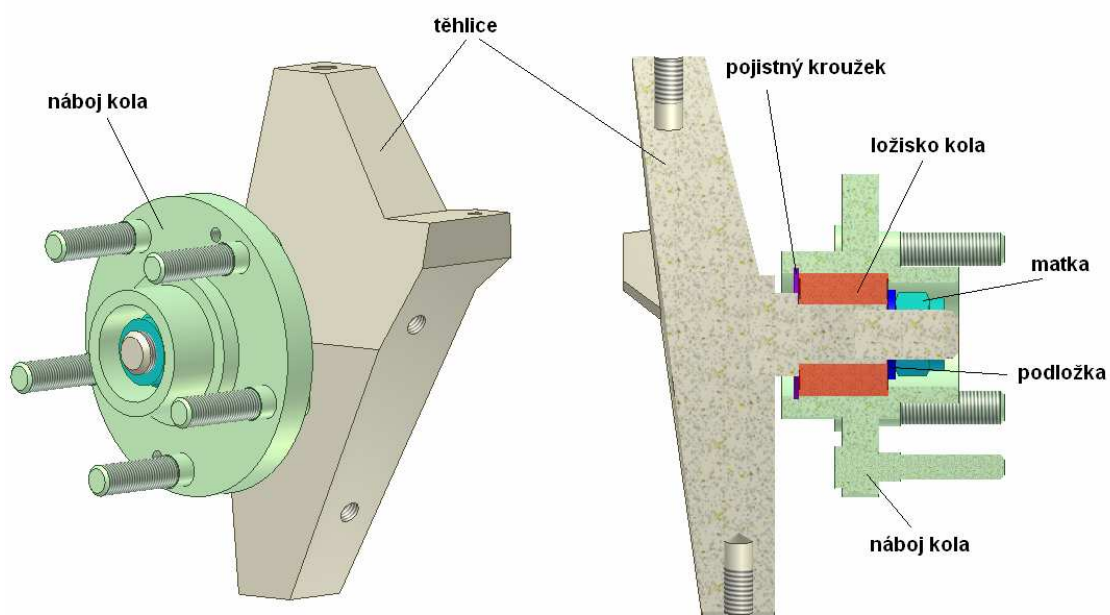
Unibally spojující ramena a těhlice jsou Fluro GAXSW 16 MS a unibally na řídicí tyči a zadním řídicím ramenu jsou Fluro GAXSW 10 MS [24]. Jejich parametry jsou v Příloze I – 4.2.

5.1.2 TĚHLICE A NÁBOJE KOL

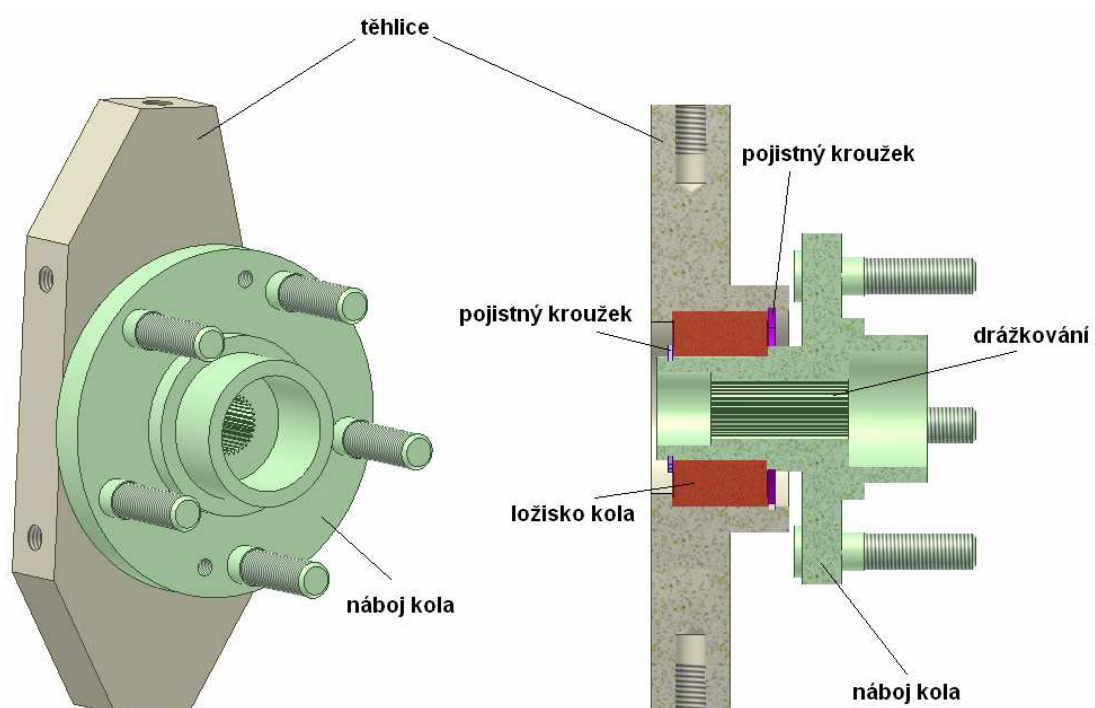
Těhlice slouží k propojení náboje kola s rameny zavěšení. Bývá k ní uchycen brzdový třmen a v našem případě slouží také k uchycení blatníků. Přenos sil z náboje na těhlici se děje pomocí ložiska kola.

Přední ložiska jsou DAC25520037 od firmy WD Bearings. Typ zadního ložiska je DAC40750037. [25]

Způsoby uložení náboje na těhlici jsou na Obr.70 a Obr.71. Uvnitř zadního náboje je drážkování pro uchycení poloosy. Součástí náboje jsou již šrouby, kterými jsou pomocí matek s kuželovou nebo kulovou dosedací plochou uchycena kola. Tyto šrouby jsou do náboje nalisovány nebo jsou k němu přivařeny. Na náboj však také musí být přichyceny brzdové kotouče, které jsou také vymodelovány, ale pouze ze zástavbových důvodů.



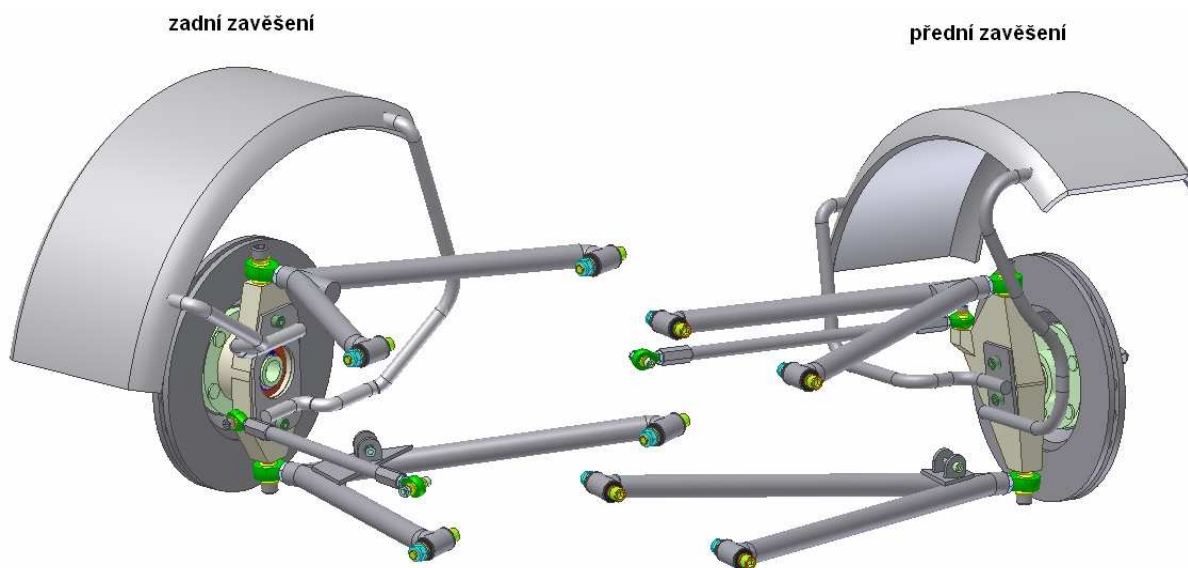
Obr. 70 Přední těhlice s nábojem kola



Obr. 71 Zadní těhlice s nábojem kola

5.1.3 SESTAVY ZAVĚŠENÍ

Na Obr.72 jsou vidět sestavy předního a zadního zavěšení i s uchycením blatníků. Blatníky modeloval kolega, který navrhuje karoserii [20].



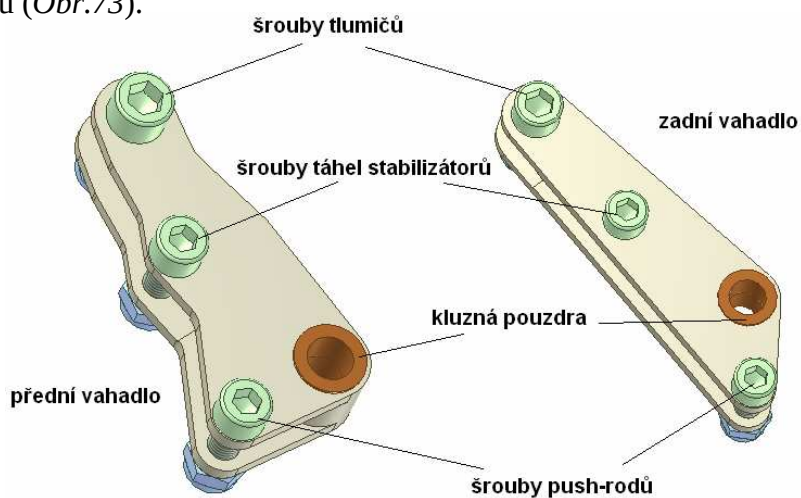
Obr. 72 Sestava předního a zadního zavěšení

5.2 SOUČÁSTI ODPRUŽENÍ

5.2.1 PUSH-RODY A VAHADLA

Push-rody (Obr.75, Obr.76) jsou tvořeny kruhovou tyčí $\varnothing 18$ mm, ve které jsou vyřezány závity pro uchycení uniballů GAXSW 10 MS od firmy Fluro. Push-rody jsou uchyceny k dolním ramenům zavěšení a k vahadlu.

Vahadla jsou svařena ze dvou plechů a rozpěrné trubky, ve které jsou kluzná pouzdra pro uchycení k rámu (Obr.73).

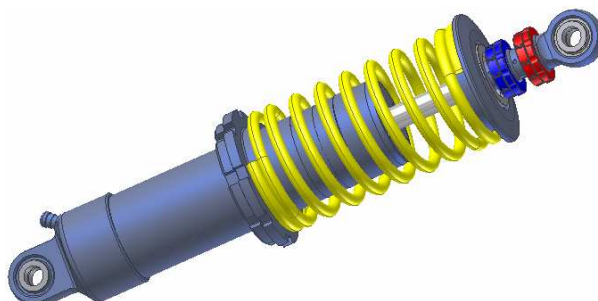


Obr. 73 Vahadla



5.2.2 TLUMIČE S PRUŽINOU A STABILIZÁTORY

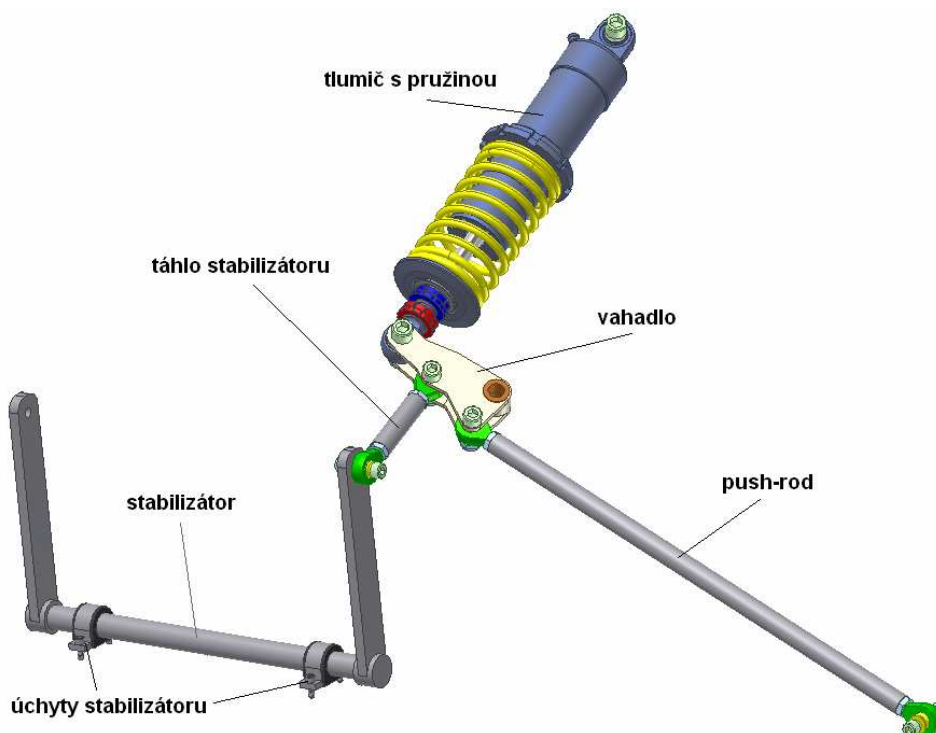
Zvolené tlumiče jsou od firmy Bilstein a tvoří s pružinou jeden konstrukční celek. Rozměry tlumičů jsou v Příloze I – 4.1. 3D model tlumiče byl získán ze stránek výrobce [18] a 3D model pružiny vzešel z konfiguratoru pružin programu Inventor. Rozměry pružin jsou v kapitole 3.3.6.



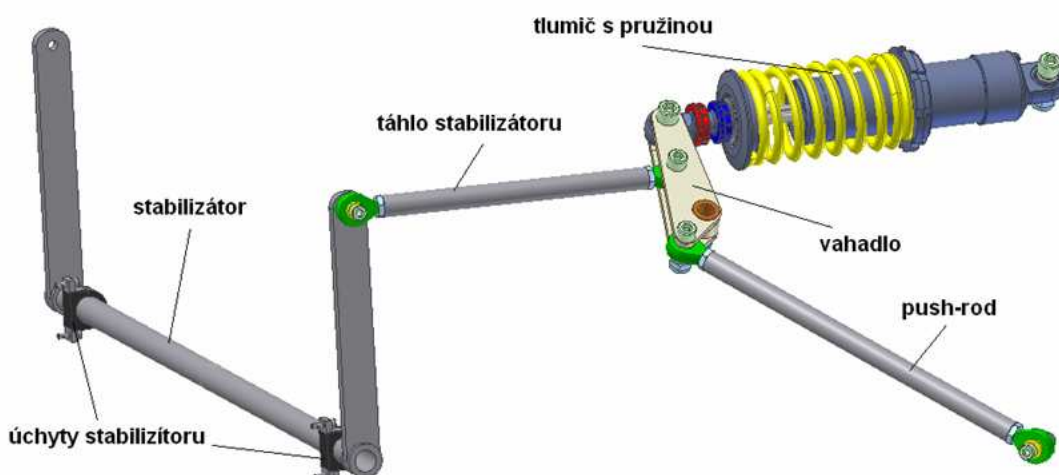
Obr. 74 Přední tlumič s pružinou

Přední stabilizátor (Obr.75) je tvořen dvěma rameny s obdelníkovým průřezem, které jsou spojeny kruhovou tyčí. U zadního stabilizátoru (Obr.76) je kruhová tyč nahrazena trubkou. Jejich rozměry jsou uvedeny v kapitole 3.3.7. Spojení stabilizátorů s vahadly zajišťují táhla stabilizátorů, která mají obdobnou konstrukci jako push-rody.

5.2.3 SESTAVY ODPRUŽENÍ



Obr. 75 Sestava odpružení předního kola



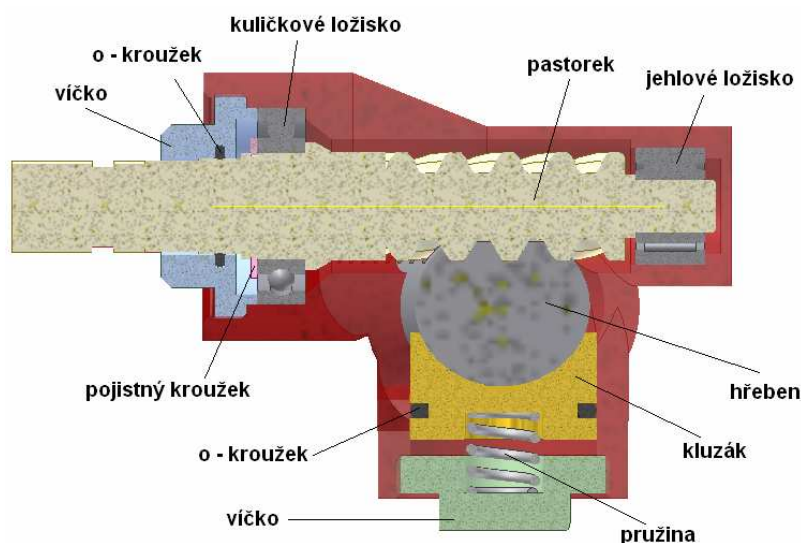
Obr. 76 Sestava odpružení zadního kola

5.3 SOUČÁSTI ŘÍZENÍ

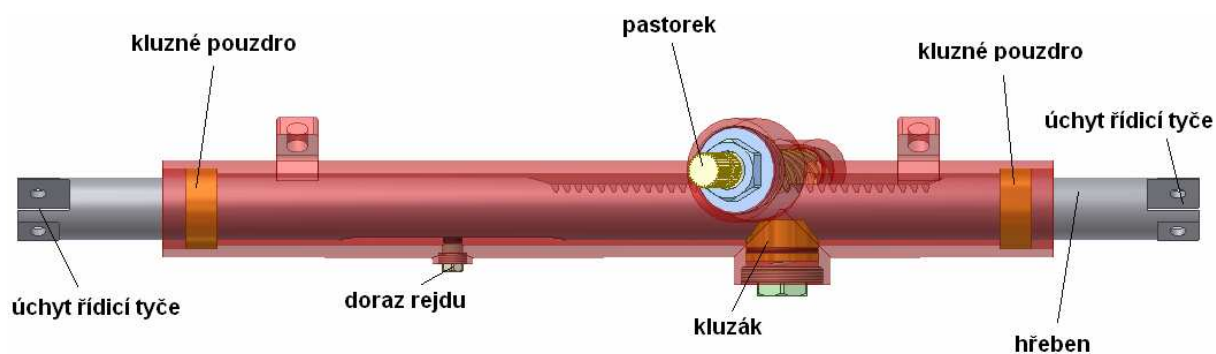
5.3.1 PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Konstrukce vychází z kapitoly 1.2.2, kde je popsána hřebenová převodka. Na Obr.77 je řez osovou rovinou pastorku a jsou zde popsány hlavní součásti převodky. Pružina přitlačí přes kluzák hřeben k pastorku a tím vymezuje vůli. Pastorek je uložen v ložiskách a ukončen drážkováním, na kterém je uchycen křížový kloub. Jehlové ložisko je typ NA 4900 a kuličkové ložisko je typ 61904, obě od firmy SKF [26].

Na Obr.78 je vyobrazena celá převodka. V hřebenu řízení je drážka, která pomocí dorazu vymezuje maximální pohyb hřebene a tím maximální natočení kol. Utěsnění proti vniknutí nečistot je pomocí o-kroužků a na obou koncích, kde vystupuje hřeben, by byly pryžové manžety.



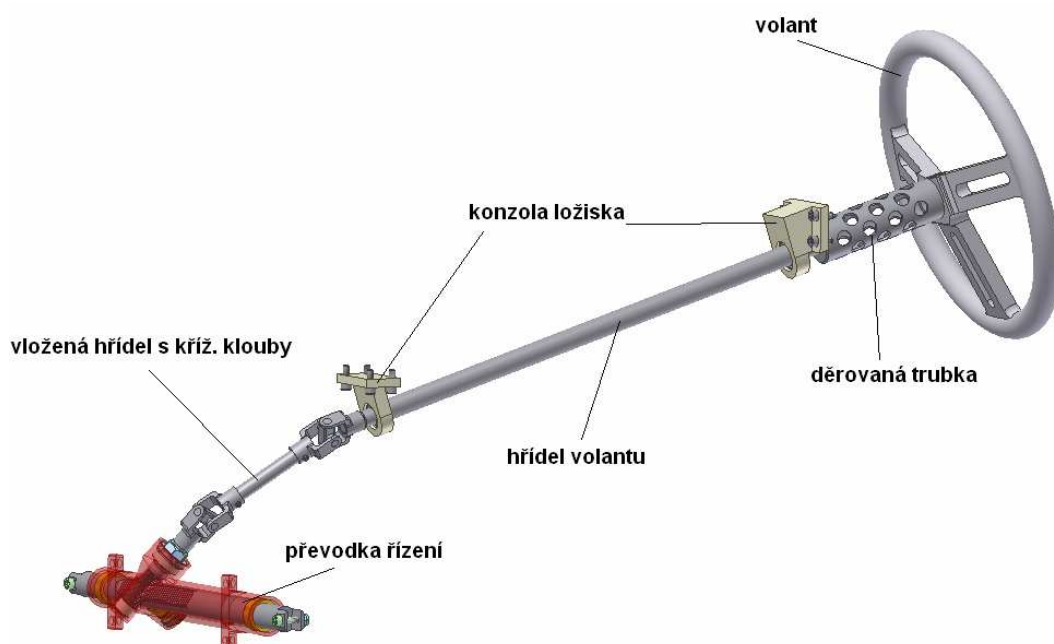
Obr. 77 Řez převodkou řízení



Obr. 78 Hřebenová převodka řízení

5.3.2 SESTAVA ŘÍZENÍ

Všechny součásti řízení jsou zobrazeny na Obr.79. Přenos momentu z hřídele volantu na pastorek, jejichž osy jsou různoběžné, je zprostředkován vloženou hřídelí s křížovými klouby. Uspořádání těchto tří komponent je takové, že byla dodržena podmínka stejnoběžnosti (viz. kapitola 4.2.2). Ložiska hřídele volantu jsou 61904 a 16004 od firmy SKF [26] a jsou uloženy v konzolách, které jsou přišroubovány k rámu.



Obr. 79 Sestava řízení



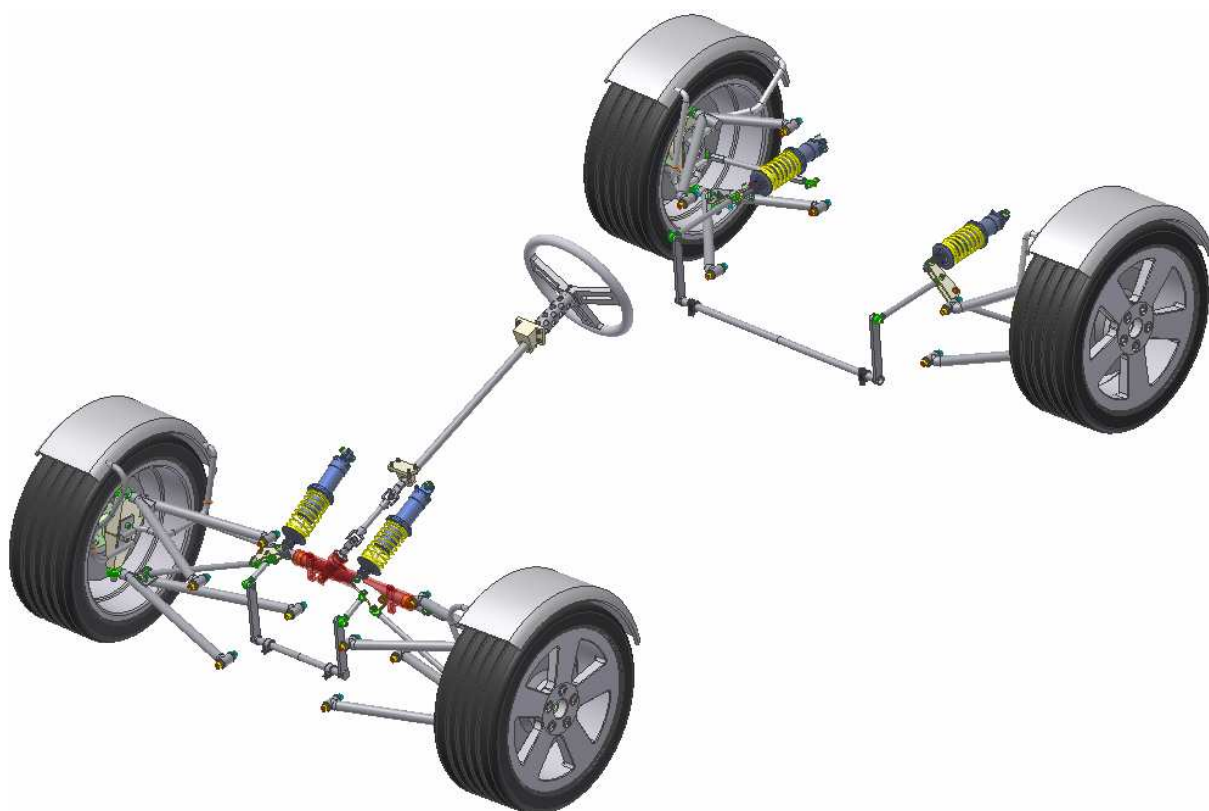
5.4 VÝSLEDNÉ SESTAVY



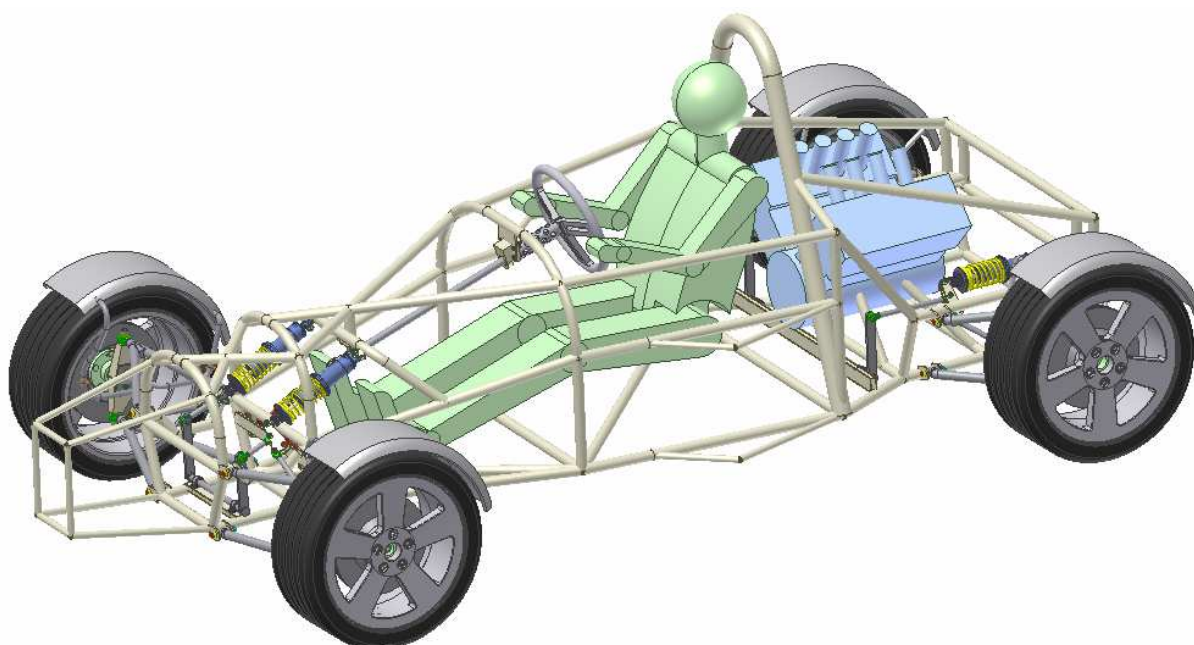
Obr. 80 Sestava přední nápravy



Obr. 81 Sestava zadní nápravy



Obr. 82 Kompletní sestava



Obr. 83 Sestava zavěšení s rámem [21], motorem [20] a řidičem [20]



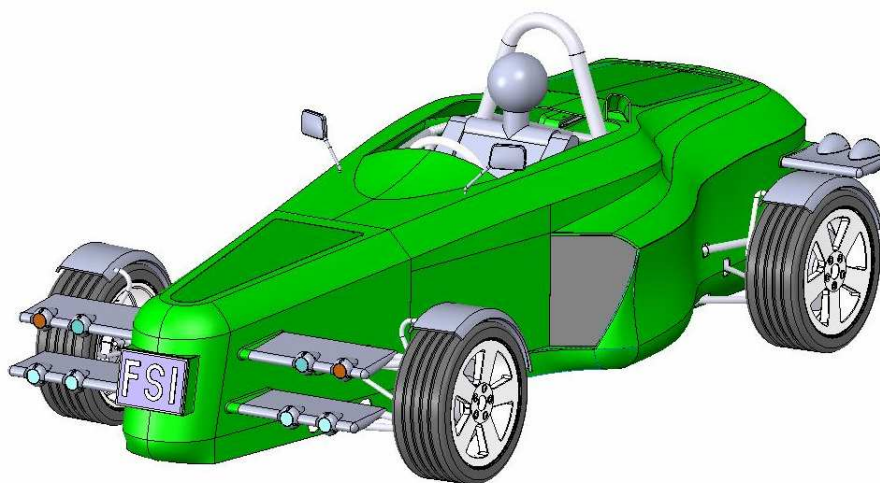
ZÁVĚR

Tato diplomová práce měla za cíl navrhnutí podvozku jednosedadlového sportovního vozu. Vzhledem k formulové koncepci bylo zvoleno lichoběžníkové zavěšení, které má značnou možnost nastavení kinematických vlastností. Vyhotovením modelu zavěšení v programu Adams a následnou optimalizací kinematiky se docílilo žádaných průběhů geometrických parametrů v závislosti na zdvihu kola. Po zjištění parametrů, které mají vliv na klopení a klonění karoserie, se přistoupilo k návrhu odpružení.

Tlumič s pružinou jsou umístěny uvnitř rámu, takže pro transformaci vertikálního pohybu kola na zdvih tlumiče bylo použito řešení s push-rodem a vahadlem. Nejprve bylo nutné stanovit koncepci uspořádání těchto prvků pro přední i zadní nápravu. V úvahu se braly prostorové poměry a vhodnost uchycení k rámu z hlediska přenosu sil. Konečné uspořádání pro přední i zadní nápravu je s tlumičem směřujícím proti směru jízdy. U přední nápravy však musí být skloněn šikmo vzhůru pro zachování dostatečného prostoru pro řidiče. U zadní nápravy je naopak vhodné horizontální umístění z důvodu zástavbového prostoru pro motor. V programu Adams byl vytvořen kinematický model prvků odpružení, pomocí kterého byly získány hodnoty zkroucení stabilizátorů. V následující výpočtové části byly zjištěny požadované tuhosti pružin a stabilizátorů, díky nimž byly poté tyto komponenty navrženy. Také se vypočetly hodnoty tlumení při roztahování a stlačování tlumičů. Jakmile byly známy všechny tyto parametry, bylo možné v programu Adams simulovat různé zátěžné stavy a z nich zjistit silové účinky na prvky zavěšení a odpružení a z nich pramenící síly na rám vozu.

Návrh řízení s hřebenovou převodkou byl proveden v souladu s dnes běžně používanými koncepcemi. Uspořádání řídicích pák a tyčí je takové, že průběh závislosti natočení vnějšího a vnitřního kola leží mezi průběhem pro Ackermannovu geometrii a čistě lineárním průběhem.

Celé pojetí podvozku bylo navrhováno tak, aby se vůz stal v porovnání s běžnými cestovními vozy výrazně sportovním náčiním, jehož chování se spíše blíží závodním vozům. Proto také hledisko komfortu ustoupilo snaze naladit podvozek pro maximální přilnavost.



Obr. 84 Celé vozidlo s karoserií [20] a rámem [21]



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno : Nakladatelství František Vlk, 2003. 434 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] VLK, František. *Úlohy z dynamiky motorových vozidel*. 1. vyd. Brno : Nakladatelství František Vlk, 2001. 221 s. ISBN 80-238-6574-9.
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac. vyd. Brno : Nakladatelství František Vlk, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [4] REIMPELL, Jörn; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen W. *The Automotive Chassis : Engineering Principles*. Translated from the German by AGET Limited. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. 444 p. ISBN 0-7506-5054-0.
- [5] MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. *Race car vehicle dynamics*. 1st ed. Warrendale : SAE International, 1995. 890 p. ISBN 1-56091-526-9.
- [6] STANIFORTH, Allan. *Competition car suspension*. 3rd ed. Somerset : Haynes Publishing, 1999. 268 p. ISBN 1-85960-644-X.
- [7] SMITH, Carroll. *Tune to win*. 1st ed. Fallbrook : Aero Publishers, 1978. 172 p. ISBN 0-87938-071-3.
- [8] WOODS, David E.; JAWAD, Badi A. *Numerical design of racecar suspension parameters* [online]. 1999 [cit. 2011-04-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.theoryinpracticeengineering.com/resources/dynamics/numerical%20design%20of%20a%20racecar%20suspension%20parameters.pdf>>.
- [9] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Úvaly : ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003. 868 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [10] TOMÁŠEK, P. *Návrh zadní nápravy formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [11] HONZÍK, T. *Návrh přední nápravy formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [12] MARTÍNEK, T. *Odpružení kol motorových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marián Laurinec.
- [13] STRAKA, M. *Geometrie rejdové osy osobních automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 72 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [14] JAN, Zdeněk; VÉMOLA, Aleš; ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily : I. Podvozek a převodná ústrojí*. 1. vyd. Brno : CERM, 2003. 266 s. ISBN 80-7204-262-9.



- [15] LONGHURST, Chris. *The Suspension Bible* [online]. ©1994-2011 , last revision 7th April 2011 [cit. 2011-04-08]. Dostupné z: <http://www.carbibles.com/suspension_bible.html>.
- [16] IRESON, Nelson. Ford's RevoKnuckle suspension and Quaife LSD for the Focus RS. *Motor Authority* [online]. 2009 [cit. 2011-04-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.motorauthority.com/in-depth-fords-revoknuckle-suspension-and-quaife-lsd-for-the-focus-rs.html>>.
- [17] *El Rincón de la Formula 1* [online]. 2010 [cit. 2011-04-14]. Dostupný z WWW: <<http://elrincondelaformula1.wordpress.com/curso-de-f1/nivel-intermedio/suspension/pull-rod-y-push-rod/>>.
- [18] *Bilstein Motorsport* [online]. 2011 [cit. 2011-04-29]. Dostupný z WWW: <<http://motorsport.bilstein.de/MDS-Dimension-sheet.468.0.html?&L=1>>.
- [19] *Bohdan Bolzano Technická příručka* [online]. ©1998-2004 [cit. 2011-04-30]. Dostupný z WWW: <<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/pruzinovveoceli/54SiCr6/>>.
- [20] JANDA, T. *Karoserie sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 72 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.
- [21] HUBÁČEK, J. *Rám malosériového sportovního automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.
- [22] STODOLA, Jiří. *Diagnostika motorových vozidel*. 2. upravené vyd. Brno, 2010. 274 s. Studijní opora.
- [23] *T-PROM s.r.o* [online]. ©2006 [cit. 2011-05-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>>.
- [24] *FLURO – Gelenklager GmbH* [online]. ©2006 [cit. 2011-05-08]. Dostupný z WWW: <<http://www.fluro.de/PRODUKTE/eGAXSW-MS.htm>>.
- [25] *WD Precision Ball & Roller Bearings* [online]. ©1999-2011 [cit. 2011-05-08]. Dostupný z WWW: <<http://wd-bearing.com/en/Automotive-Bearings/Wheel-hub-ball-bearings-for-car.htm>>.
- [26] *SKF Interactive Engineering Catalogue* [online]. ©2011 [cit. 2011-05-19]. Dostupný z WWW: <<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=first&lang=cs>>.
- [27] *Hartley Enterprises* [online]. Last revision 26th April 2009 [cit. 2011-05-20]. Dostupný z WWW: <<http://www.h1v8.com/page/page/1562068.htm>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_x	[m/s ²]	Podélné zrychlení
a_y	[m/s ²]	Příčné zrychlení
b_p	[mm]	Šířka ramen předního stabilizátoru
b_z	[mm]	Šířka ramen zadního stabilizátoru
c	[N/mm]	Tuhost pružiny
C	[Nm/rad]	Potřebná klopná tuhost na dané nápravě
C_c	[Nm/rad]	Celková klopná tuhost potřebná pro naklopení o ψ
cg		Těžiště
c_k	[N/mm]	Tuhost na kole
c_o	[N/mm]	Tuhost pružiny v rovině kola
C_p	[Nm/rad]	Klopná tuhost pružin dané nápravy
c_p	[N/mm]	Tuhost přední pružiny
C_s	[Nm/rad]	Klopná tuhost stabilizátoru dané nápravy
c_s	[Nm/rad]	Tuhost stabilizátoru
c_{sp}	[Nm/rad]	Požadovaná tuhost předního stabilizátoru
c_{spc}	[Nm/rad]	Tuhost navrženého předního stabilizátoru
c_{sz}	[Nm/rad]	Požadovaná tuhost zadního stabilizátoru
c_{szc}	[Nm/rad]	Tuhost navrženého zadního stabilizátoru
c_t	[N/mm]	Tuhost pneumatiky
c_z	[N/mm]	Tuhost zadní pružiny
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku
D_{1p}	[mm]	Vnější průměr přední pružiny
D_{1z}	[mm]	Vnější průměr zadní pružiny
D_{2p}	[mm]	Vnitřní průměr přední pružiny
D_{2z}	[mm]	Vnitřní průměr zadní pružiny
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice pastorku
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice pastorku
D_{iz}	[mm]	Vnitřní průměr trubky zadního stabilizátoru
D_{op}	[mm]	Průměr kruhové tyče předního stabilizátoru
D_{oz}	[mm]	Vnější průměr trubky zadního stabilizátoru
d_p	[mm]	Průměr drátu přední pružiny
D_{sp}	[mm]	Střední průměr přední pružiny



D_{sz}	[mm]	Střední průměr zadní pružiny
d_x	[m/s ²]	Podélné zpomalení při brzdění
d_z	[mm]	Průměr drátu zadní pružiny
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
f	[Hz]	Vlastní frekvence karoserie
f_n	[Hz]	Vlastní frekvence nápravy
F_r	[N]	Síla působící na součást, která je namáhána na vzpěr
F_v	[N]	Mezní síla vzpěrné stability
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
G_s	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
h_n	[mm]	Výška těžiště neodpružené hmoty nápravy
h_{np}	[mm]	Výška těžiště přední neodpružené hmoty
h_{nz}	[mm]	Výška těžiště zadní neodpružené hmoty
h_{ok}	[mm]	Svislá vzdálenost těžiště odpružené hmoty a osy klopení
h_p	[mm]	Tloušťka ramen předního stabilizátoru
h_t	[mm]	Výška celkového těžiště
h_{to}	[mm]	Výška těžiště odpružené hmoty
h_z	[mm]	Tloušťka ramen zadního stabilizátoru
i_p	[-]	Převod odpružení
I_p	[m ⁴]	Polární moment průřezu
i_r	[-]	Převod řízení
i_{rs}	[-]	Poměr tlumení (roztážení/stlačení)
i_s	[-]	Převod stabilizátoru
K		Střed stopy kola
k_n	[Ns/m]	Kritické tlumení kola
k_o	[Ns/m]	Kritické tlumení rámu
k_r	[Ns/m]	Tlumení při roztážení tlumiče
k_s	[Ns/m]	Tlumení při stlačení tlumiče
k_v	[-]	Součinitel bezpečnosti
l	[mm]	Rozvor
l_{0p}	[mm]	Délka nezatížené přední pružiny
l_{0z}	[mm]	Délka nezatížené zadní pružiny
l_{9p}	[mm]	Mezní délka přední pružiny



l_{9z}	[mm]	Mezní délka zadní pružiny
l_p	[mm]	Vzdálenost celkového těžiště od předního kola
l_{po}	[mm]	Podélná vzdálenost těžiště odpružené hmoty od předního kola
l_{pp}	[mm]	Délka kruhové tyče předního stabilizátoru
l_{pz}	[mm]	Délka trubky zadního stabilizátoru
l_{sp}	[mm]	Vzdálenost O_p od předního kola
l_{sz}	[mm]	Vzdálenost O_z od zadního kola
l_v	[mm]	Délka součásti namáhané na vzpěr
l_z	[mm]	Vzdálenost celkového těžiště od zadního kola
l_{zo}	[mm]	Podélná vzdálenost těžiště odpružené hmoty od zadního kola
m_c	[kg]	Celková hmotnost
m_f	[mm]	Modul čelní
M_{kl}	[Nm]	Celkový klopný moment
m_n	[kg]	Neodpružená hmotnost
m_n	[mm]	Modul normálový
m_o	[kg]	Odpružená hmotnost
M_{os}	[Nm]	Klopný moment od odstředivé síly
M_R	[Nm]	Moment brzdné síly kolem rejdové osy
M_s	[Nm]	Klopný moment od setrvačných sil neodpr. hmoty pro danou nápravu
M_{sp}	[Nm]	Klopný moment od setrvačných sil neodpruž. hmoty přední nápravy
M_{sz}	[Nm]	Klopný moment od setrvačných sil neodpruž. hmoty zadní nápravy
M_T	[Nm]	Moment brzdné síly kolem těžiště
n_k	[mm]	Závlek
n_p	[-]	Počet činných závitů přední pružiny
n_z	[-]	Počet činných závitů zadní pružiny
O_f	[N]	Odporová síla
O_p		Střed klonění předního kola
O_s		Skutečný střed zatáčení
O_t		Teoretický střed zatáčení
O_z		Střed klonění zadního kola
P		Střed klopení kola
P	[%]	Podíl celkové hmotnosti na přední nápravě
p	[mm]	Výška středu klopení karoserie dané nápravy



p_p	[mm]	Výška středu klopení karoserie pro přední nápravu
p_p	[mm]	Výška středu klopení karoserie pro přední nápravu
p_z	[mm]	Výška středu klopení karoserie pro zadní nápravu
p_z	[mm]	Výška středu klopení karoserie pro zadní nápravu
R	[mm]	Poloměr zatáčení
r_0	[mm]	Poloměr rejdu
R_m	[mm]	Vzdálenost podélné osy vozidla od středu zatáčení při β_{1m}
r_p	[mm]	Délka ramen předního stabilizátoru
R_s	[mm]	Stopový poloměr otáčení
r_z	[mm]	Délka ramen zadního stabilizátoru
S		Střed klopení karoserie
s_{1p}	[mm]	Počáteční stlačení přední pružiny při montáži na tlumič
s_{1z}	[mm]	Počáteční stlačení zadní pružiny při montáži na tlumič
s_{8p}	[mm]	Maximální stlačení přední pružiny
s_{8z}	[mm]	Maximální stlačení zadní pružiny
s_{kp}	[mm]	Výška středu klonění předního kola
s_{kz}	[mm]	Výška středu klonění zadního kola
S_p		Střed klopení karoserie na přední nápravě
s_{sp}	[mm]	Stlačení přední pružiny při statickém zatížení
s_{sz}	[mm]	Stlačení zadní pružiny při statickém zatížení
S_z		Střed klopení karoserie na zadní nápravě
t	[mm]	Rozchod kol
T		Kloub tyče řízení na hřebenu
T		Celkové těžiště
t_0	[mm]	Vzdálenost rejdových čepů
T_{np}		Těžiště neodpružené hmoty přední nápravy
T_{nz}		Těžiště neodpružené hmoty zadní nápravy
T_o		Těžiště odpružené hmoty
t_{sp}	[mm]	Stoupání přední pružiny
t_{sz}	[mm]	Stoupání zadní pružiny
U		Kloub tyče řízení na těhlici
y_b	[mm]	Ponoření/zdvih na dané nápravě
y_{pb}	[mm]	Ponoření přední nápravy při brzdění



y_{zb}	[mm]	Zdvih zadní nápravy při brzdění
z	[-]	Počet zubů pastorku
Z	[%]	Podíl celkové hmotnosti na zadní nápravě
z	[mm]	Zdvih kola
z_1	[mm]	Zdvih kola
α	[°]	Zkroucení stabilizátoru
α	[°]	Směrová úchylka pneumatiky
α_{cp}	[°]	Natočení navrženého předního stabilizátoru
α_{cz}	[°]	Natočení navrženého zadního stabilizátoru
α_p	[°]	Zkroucení předního stabilizátoru při naklopení karoserie o 2°
α_z	[°]	Zkroucení zadního stabilizátoru při naklopení karoserie o 2°
β_1	[°]	Natočení vnějšího kola
β_{1m}	[°]	Úhel natočení vnějšího kola v dorazu rejdu
β_2	[°]	Natočení vnitřního kola
β_{2m}	[°]	Úhel natočení vnitřního kola v dorazu rejdu
β_h	[°]	Úhel sklonu zubů hřebenu
β_p	[°]	Úhel sklonu zubů pastorku
β_v	[°]	Úhel volantu při natočení kol z jednoho dorazu rejdu do druhého
γ	[°]	Úhel odklonu
γ_p	[°]	Úhel odklonu předního kola
γ_z	[°]	Úhel odklonu zadního kola
δ_1	[°]	Změna odklonu
δ_p	[°]	Sbíhavost předních kol
Δy	[mm]	Změna rozchodu
δ_z	[°]	Sbíhavost zadních kol
ΔZ_a	[N]	Změna vertikál. zatížení kol nápravy s využitím anti-dive/anti-lift
ΔZ_b	[N]	Změna zatížení kol přední a zadní nápravy při brzdění
ΔZ_c	[N]	Rozdíl zatížení kol levé a pravé strany při naklopení
ΔZ_p	[N]	Rozdíl zatížení předních kol při naklopení
κ	[-]	Anti-dive/anti-lift koeficient dané nápravy
κ_{az}	[-]	Anti-squat koeficient zadní nápravy
κ_p	[%]	Anti-dive koeficient přední nápravy
κ_z	[%]	Anti-lift koeficient zadní nápravy



σ	[°]	Příklon rejdové osy
σ_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
σ_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
τ	[°]	Záklon rejdové osy
τ_{1p}	[MPa]	Napětí v krutu při počátečním stlačení přední pružiny
τ_{1z}	[MPa]	Napětí v krutu při počátečním stlačení zadní pružiny
τ_{8p}	[MPa]	Napětí v krutu při maximálním stlačení přední pružiny
τ_{8z}	[MPa]	Napětí v krutu při maximálním stlačení zadní pružiny
τ_{cp}	[MPa]	Mez únavy v krutu přední pružiny pro neomezený počet cyklů
τ_{cz}	[MPa]	Mez únavy v krutu zadní pružiny pro neomezený počet cyklů
τ_e	[MPa]	Mez kluzu v krutu
τ_m	[MPa]	Mez pevnosti v krutu
υ	[°]	Záklon osy klopení
Φ_b	[°]	Úhel klonění vozidla při brzdění
ψ	[°]	Naklopení karoserie



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha I – výpočty odpružení, výpočty řízení, síly v zavěšení, rozměry a parametry tlumičů, uniballů a ložisek
- Příloha II – CD obsahující elektronickou verzi práce, 3D modely, kinematické modely z programu Adams, výpočty v programu Mathcad