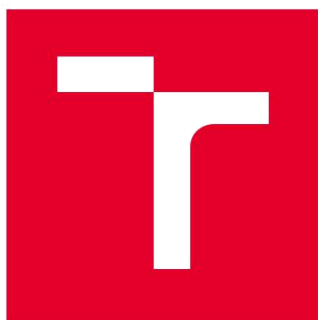




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍCH KOL
ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU**

DESIGN OF RACING CAR FRONT SUSPENSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Václav Kroliczek

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Václav Kroliczek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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:

Konstrukční návrh zavěšení předních kol závodního automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční úprava přední lichoběžníkové nápravy závodního vozidla Škoda 130RS pro automobilové soutěže. Hlavními požadavky pro návrh nového zavěšení kol jsou: snížení hmotnosti odpružených i neodpružených hmot, zlepšení kinematiky i elastokinematiky zavěšení, zvýšení variability nastavení při zachování spolehlivosti.

Cíle diplomové práce:

Kinematická analýza výchozí konstrukce.
Úprava kinematiky pro zlepšení jízdních vlastností vozidla.
Dynamická analýza zavěšení.
Konstrukční návrh nápravy.
Analýza napjatostí navržených dílů.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.
REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.
GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukční úpravou přední lichoběžníkové nápravy závodního vozidla Škoda 130RS pro automobilové soutěže. První část práce pojednává o rozdělení náprav a vyzdvihuje základní parametry nápravy ovlivňující jízdní vlastnosti vozidla. Druhá část se již zabývá kinematickou analýzou stávající nápravy, následně její úpravou a konstrukčním návrhem nového zavěšení.

KLÍČOVÁ SLOVA

lichoběžníková náprava, odklon kola, sbíhavost kola, rejdová osa, stabilizátor

ABSTRACT

This work deals with design of front trapezoidal suspension for racing car Škoda 130RS. The first part describes types of current suspensions and provides a review of important suspension parameters that have great influence to vehicle handling. The second part deals with kinematic analysis existing suspension, its modification and design of new type.

KEYWORDS

trapezoidal suspension, camber angle, toe angle, steering axis, anti-roll bar

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KROLICZEK, V. *Konstrukční návrh zavěšení předních kol závodního automobilu*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 120 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2017

.....

Bc. Václav Kroliczek

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za odborné vedení, ochotu a užitečné rady, kterými přispěl k vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině za jejich podporu, vycházení vstříc a umožnění mého vysokoškolského studia.

OBSAH

Úvod.....	9
1 Přehled současného stavu poznání.....	10
1.1 Rozdělení náprav	10
1.2 Základní charakteristiky geometrie	17
2 Kinematická analýza výchozí konstrukce	34
3 Úprava kinematiky pro zlepšení jízdních vlastností vozidla	46
3.1 Úprava vedení tlumiče	46
3.2 Úprava polohy středu klopení	47
3.3 Úprava polohy pólu klonění	50
3.4 Úprava uložení těhlice	51
3.5 Úprava stabilizátoru.....	53
3.6 Výsledné zavěšení a jeho kinematické charakteristiky.....	54
4 Dynamická analýza zavěšení	63
4.1 Silový rozbor zavěšení	63
4.2 Návrh pružiny a volba tlumiče	66
5 Konstrukční návrh nápravy s analýzou napjatostí navržených dílů.....	70
5.1 Konstrukční návrh spodního příčného ramene.....	70
5.2 Konstrukční návrh těhlice	80
5.3 Konstrukční návrh horního příčného ramene.....	91
5.4 Konstrukční návrh sestavy řídící tyče.....	100
5.5 Konstrukční návrh stabilizátoru.....	103
5.6 Výsledná sestava nového zavěšení předních kol.....	110
Závěr	113
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	116
Seznam příloh	120

ÚVOD

Přední náprava osobního automobilu prošla během celého svého vývoje od historie až po současnost řadou modifikací a patří mezi jeden z nejvíce vyvíjených prvků vozidla. Pomineme-li úplně první experimentální automobily, kde byly jednotlivá kola pouze otočně uložena vzhledem k rámu vozidla bez možnosti natáčení, pak se podvozky prvních automobilů vyvinuly z podvozků kočárů taženými koňmi. Zde bylo využito tuhé nápravy odpružené listovými pružinami, která se celá natáčela kolem svislé osy a tím umožňovala řízení. S postupem času byl tento způsob řízení natáčením celé tuhé nápravy nahrazen natáčením otočně uložené těhlice. Tuhá přední náprava byla nejpoužívanějším způsobem zavěšení předních kol až do 20. let 19. století, kdy se začaly objevovat první sériově vyráběné vozy s nezávislým zavěšením předních kol. K nejvýznamnějším patří automobil Lancia Lambda, který měl těhlici otočně a posuvně uloženou na svislém pilíři, který byl pevně vázán ke karoserii prostřednictvím trubkového rámu. Toto zavěšení bylo následně upravováno a v roce 1932 se na automobilovém trhu objevilo první vozidlo, Citroen Rosalie, s lichoběžníkovou přední nápravou. Ta záhy velmi rychle prosadila svůj přínos k jízdním vlastnostem vozidla a začala být používána i ostatními automobilkami po celém světě. Z této nápravy pak v roce 1948 americký inženýr Earle Steele MacPherson odvodil nápravu MacPherson, která spolu s lichoběžníkovou patří mezi nejpoužívanější přední nápravy dodnes.

Přední náprava tedy umožňuje přesné zajištění kol vůči karoserii a změnu směru jízdy. Je tvořena nápravnicí, zavěšením kol, náboji ložisek kol, brzdovým ústrojím u každého kola, systémem řízení a tlumícími a pružícími prvky.

Úkolem této diplomové práce je provést konstrukční úpravu přední lichoběžníkové nápravy závodního vozidla Škoda 130RS. Důvodem pro její vypracování je především zlepšení jízdních vlastností daného vozidla za účelem lepší stability a kontroly na vozovce při vysokých rychlostech, se kterými se závodní vůz přirozeně potýká, ale také i ne méně důležité zvýšení variability nastavení při současném zachování spolehlivosti zavěšení. Zájem bude tedy konkrétně soustředěn na zlepšení jednak kinematiky a elastokinematiky zavěšení, jednak i jeho dynamického chování cestou odlehčení odpružených i neodpružených hmot.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Náprava je jedním z nejdůležitějších prvků udávajícím jízdní vlastnosti vozidla. Jsou na ni kladeny vysoké nároky z hlediska jednak jízdního pohodlí, jednak aktivní bezpečnosti. Tím je dána velká konstrukční složitost současných moderních náprav.

Hlavní funkce nápravy jsou:

- Umožnit svislé pohyby kol vzhledem ke karoserii, aby mohly kopírovat povrch vozovky a zajistit tak co nejlepší kontakt a trakci
- Eliminovat přenos vibrací vyvolanými nerovnostmi vozovky na karoserii za účelem jízdního komfortu a větší životnosti jednotlivých prvků vozidla
- Udržovat kola ve vhodném natočení a odklonu vůči povrchu vozovky pro dosažení požadovaného jízdního chování vozu a to při všech situacích
- Přenos sil a momentů vznikajících v kontaktu kola s vozovkou na karoserii – svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (akcelerace a brzdění), boční síly (zatačení), momenty podélných sil (brzdné a hnací momenty)
- Omezit naklápění karoserie snižující celkové boční síly pod koly a současně zvyšující náchylnost vozu k jeho převrácení během zatačení
- Zajistit co nejstálější svislé zatížení pneumatiky za účelem snížení kolísání podélných a bočních sil v kontaktu

Vlastnosti nápravy udávající dynamiku vozidla jsou dány především kinematikou nápravy a jejím přenosem sil a momentů z kol na rám vozidla. K dalším charakteristikám posuzovaným během návrhu patří také cena, požadovaná hmotnost, vyrobitelnost atd [1].

1.1 ROZDĚLENÍ NÁPRAV

Nápravy můžeme podle způsobu zavěšení kol obecně rozdělit na:

- Nápravy se závislým zavěšením kol (tuhé nápravy)
- Nápravy s nezávislým zavěšením kol (lichoběžníková, MacPherson, aj.)

1.1.1 TUHÁ NÁPRAVA

Tento způsob zavěšení je charakteristický připevněním obou kol na konce společného příčného nosníku (mostu nápravy). Tím je způsobeno, že pohyby jednoho kola se přenáší na kolo druhé a dochází tak k jejich společnému natáčení či klopení. K základním výhodám tuhé nápravy patří zejména její únosnost a neovlivnitelnost odklonu kola naklápěním karoserie. Při průjezdu zatáčkou však k mírnému odklonu kola dochází a to v důsledku poměrně velkého stlačení pneumatik na vnější straně zatáčky. Nevýhodami tohoto zavěšení jsou především příčné kmitání, označované jako třepetání, a v případě zajištění nápravy v podélných vlečných ramenech pak výrazné samořízení vlivem klopení karoserie.

Odpružení tuhé nápravy bylo zpočátku řešeno prostřednictvím listových pružin. Ty současně zajišťovaly vedení nápravy i samotné tlumení, ke kterému docházelo nepřímo na základě

výrazného tření mezi listy odpružení. Toto odpružení mimo jiné vykazuje mimořádnou tuhost, a proto bývá dodnes s oblibou používáno na zadní nápravy nákladních automobilů.

Jedinou nevýhodou v případě použití delších listových pružin se však jeví poměrně velká boční poddajnost projevující se během průjezdu zatáčkou elastokinematickým chováním vedoucím v případě zadních kol k přetáčivosti vozu. Toto provedení rovněž vykazuje i deformace při přenosu brzdného nebo silného hnacího momentu, avšak tuto deformaci lze efektivně snížit doplněním zavěšení a tzv. suvné tyče, které reakce od brzdného a hnacího momentu přenesou.

Tuhé nápravy odpružené vinutými pružinami díky své nižší tuhosti poskytují pohodlnější jízdu a pružiny nevykazují žádné vnitřní tření, jako tomu bylo u pružin listových. Proto se vyskytují zejména u vozidel osobních. Je však nutné zajistit vedení nápravy v podélném a bočním směru. To bylo zajištěno jednou z následujících konstrukcí:

- Čtyři podélná ramena a rameno příčné (Panhardská tyč). Ta vede nápravu v příčném směru a přenáší vnější boční síly. Nevýhodou jsou však boční posuvy nápravy, které Panhardská tyč přirozeně generuje při svém relativním pohybu. Pro omezení těchto posuvů by měla být Panhardská tyč co nejdelší a zaujímat vodorovnou polohu.
- Wattův přímovod. Může být použit pro zajištění v podélném i příčném směru a dokonale eliminuje samořízení tuhé nápravy jak při stejnoběžném, tak i protiběžném propnutí. Je vytvořen ze šikmých vlečných ramen a horních dozadu směřujících tyčí, které jsou stejně jako vlečná ramena na jednom konci spojeny s mostem nápravy a na druhém s rámem vozu.
- Ojnicové vedení v kombinaci s Panhardskou tyčí nebo Wattovým přímovodem. Zmíněné vedení zabráňuje předklánění a zaklánění vozidla běžně se vyskytující během brzdění a akcelerace. Mimo jiné eliminuje třepetání v případě hnací tuhé nápravy.
- Čtyři šikmá ramena tvořící dvě vzájemně symetrické dvojice vzhledem k podélné rovině vozidla, které vedou nápravu v podélném i příčném směru.

Nevýhodu tuhých náprav spočívající ve velké hmotnosti neodpružených hmot vyvolávající větší přenos vibrací z vozovky na karoserii částečně odstranila náprava De-Dion. Ta zmíněného odlehčení nabyla připevněním rozvodovky k rámu vozidla a přenosem točivého momentu na kola prostřednictvím kloubových hřídelí. Obě kola však zůstaly nadále spojena mostem nápravy [2].

1.1.2 NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ KOL

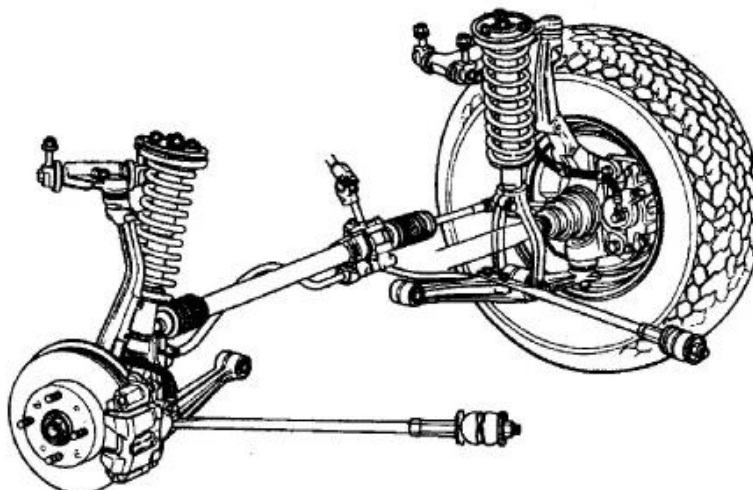
Na rozdíl od tuhých náprav, nezávislé zavěšení kol umožňuje svislé pohyby jednoho kola bez ovlivnění pohybu kola druhého. Dnes v podstatě všechny osobní automobily a lehké nákladní vozy používají nezávislé zavěšení předních kol a to jednak z důvodu poskytnutí většího úložného prostoru pro motor, jednak mnohem menších rázů a vibrací vyvíjených na systém řízení. K dalším výhodám tohoto typu zavěšení patří snížení hmotnosti neodpružených hmot v případě hnací nápravy a to připevněním rozvodovky k rámu vozidla, dále umožňuje jednoduchou změnu středu klopení úpravou geometrie zavěšení, řízení změny rozchodu kol během propnutí a lepší poddajnost nápravy a tím i lepší trakci při jízdě v terénu.

Konstrukční varianty nezávislého zavěšení kol jsou:

- Lichoběžníková náprava
- Víceprvková náprava
- MacPherson
- Kyvadlová a úhlová kyvadlová náprava
- Kliková náprava

LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

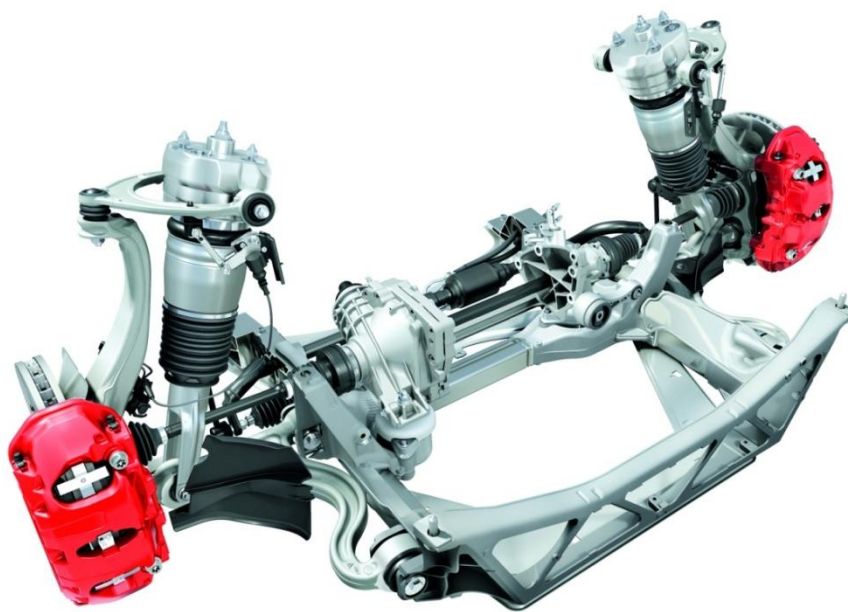
Zavěšení je tvořeno dvojicí nestejně dlouhých příčných ramen, která spolu s těhlicí, sloužící k uložení kola, tvoří při pohledu do příčné svislé roviny lichoběžník, odkud je pak odvozen její název. Obě příčná ramena mívají většinou trojúhelníkový tvar a to s co největší vzdáleností bodů uchycení k nápravnici od sebe. Tato vzdálenost totiž silně ovlivňuje velikost vazebných sil v uložení ramen, vyvolaných podélnou silou ve stopě pneumatiky. Za tímto účelem můžeme taktéž nahradit spodní trojúhelníkové rameno (více zatížené rameno) jednoduchým výkyvným příčným ramenem nesoucím pružinu s tlumičem a šikmo uloženou suvnou vzpěrou zajišťující vedení nápravy v podélném směru viz obr. 1.



Obr. 1 Přední lichoběžníková náprava Honda Prelude [2]

Všechny vazby na zavěšení jsou realizované v pryžových pouzdrech a vazba nápravnice ke karoserii doplněna pryžovými bloky za účelem útlumu vibrací a snížení hluku. Uložení těhlice je dnes nejčastěji dáno kulovými čepy umožňujícími její natáčení při libovolném propružení a jejich spojnice udává tzv. rejdovou osu neboli osu otáčení kola. Dříve se však objevovalo i provedení těhlice otočně uložené na rejdovém čepu, který je s horním a spodním ramenem spojen rotačními silentbloky (přední nápravy Škody 105 - 130RS), přičemž osa rejdového čepu těmito silentbloky neprochází. Odpružení nápravy je dáno vinutými pružinami, které jsou buď to kloubově uložené a tvoří spolu s tlumičem jeden prvek nebo pevně dosedají na spodní rameno zavěšení. Pevné uchycení k hornímu rameni se nepoužívá, jelikož díky své podstatně menší délce, za účelem úspory prostoru pro motor, vykazuje během propružení výraznou změnu úhlové polohy a tím by hrozilo vyboulení pružiny.

Lichoběžníková přední náprava je s oblibou používána pro koncepci vozidel s motorem v zadu, ale i pro vozidla s podélně uloženým motorem v předu a pohonem zadních kol nebo dokonce předních kol. Mimo výborné jízdní vlastnosti náprava vykazuje velkou únosnost a z toho důvodu se nejčastěji objevuje právě u sportovních a luxusních automobilů. Nevýhodou je pak složitější konstrukce a vyšší cena. Provedení přední lichoběžníkové nápravy současného moderního automobilu ilustruje obr. 2.



Obr. 2 Přední lichoběžníková náprava Porsche Panamera [4]

VÍCEPRVKOVÁ NÁPRAVA

Jedná se o zavěšení kol realizované prostřednictvím několika spojovacích tyčí namísto trojúhelníkových ramen. Tím je umožněna libovolná úprava kinematiky zavěšení a perfektní naladění podvozku. Jelikož jsou jednotlivé spojovací tyče zavěšení na koncích vázány kulovými čepy, nedochází v případě jejich přímého tvaru k ohybovému namáhání, nýbrž jsou namáhány pouze v tahu nebo tlaku. Z toho důvodu dochází k výraznému snížení robustnosti zavěšení, jeho hmotnosti a úspoře prostoru. Vyniká také menším přenosem vibrací a hluku generovaných kontaktem kola s vozovkou. Nevýhodou je pak větší konstrukční složitost.

Víceprvkové nápravy bývají s oblibou používány pro zavěšení předních i zadních kol, jak lze vidět na obr. 3 a obr. 4. Pro vedení kola zadní nápravy v podélném a příčném směru je obecně zapotřebí čtyř spojovacích tyčí, avšak může se vyskytnout i pět. V tomto případě nám pátá spojovací tyč umožňuje přesnější kontrolu sbíhavosti kol během zatáčení.



Obr. 4 Víceprvková zadní náprava Audi A3 [5]



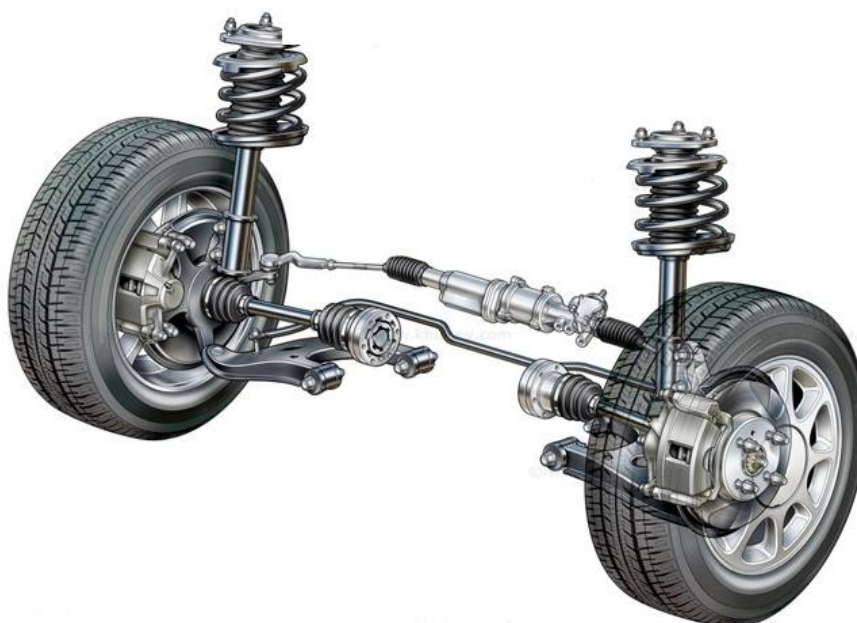
Obr. 3 Čtyřprvková přední náprava Audi A4 [3]

MACPHERSON

Náprava MacPherson (obr. 5) vznikla z lichoběžníkové nápravy nahrazením horního ramene teleskopickou vzpěrou MacPherson. Tento člen je na svém dolním konci pevně spojen s těhlicí a na horním přes pryž uchycen k rámu vozidla. V případě přední nápravy musí vzpěra MacPherson navíc umožnit své osově protáčení a tím změnu směru jízdy. Uložení těhlice v dolním rameni je prostřednictvím kulového čepu a jeho spojnice s bodem horního připevnění vzpěry MacPherson udává rejdovou osu. Působení podélných a bočních sil vznikajících v kontaktu kola s vozovkou si stejně jako u ostatních zavěšení žádá trojúhelníkový tvar spodního ramene a navíc vyvolává ohybové namáhání teleskopické vzpěry. Ta je v podstatě řešena jako hydraulický tlumič, který je však vlivem ohybového

namáhání konstruován mnohem masivnější než u ostatních typů zavěšení kol. Následkem ohybového namáhání je taktéž zvýšené tření v tlumiči a to zejména během akcelerace, brzdění a zatáčení, které může při malých nerovnostech vozovky dokonce vyvolat zablokování teleskopické vzpěry. Vozidlo pak kmitá pouze na pneumatikách. Tomu lze zabránit šikmým uložením šroubové pružiny, která je běžně navinutá kolem teleskopické vzpěry za účelem zajištění světlé výšky vozu a přenosu svislých sil z kol na rám vozu. Aby nedocházelo během zatáčení ke zkrucování vinuté pružiny, musí být z jedné strany opřena o otočný segment. Ten můžeme zajistit kupříkladu pomocí axiálního ložiska.

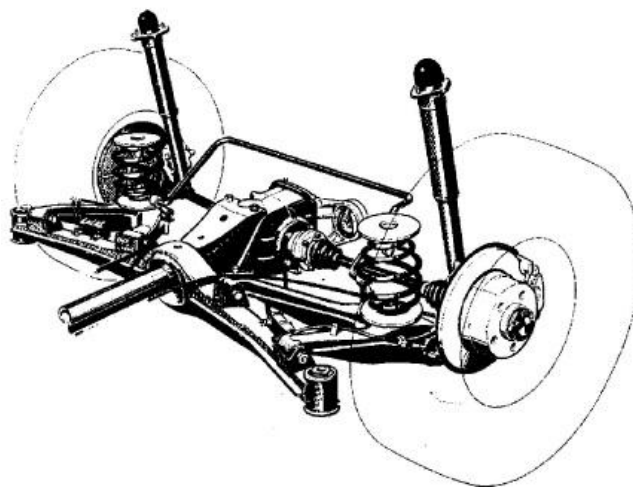
K hlavním výhodám nápravy MacPherson patří velká úspora prostoru vyžadovaná zejména u příčného uložení motoru, a proto bývá široce používána pro vozy s pohonem předních kol. Náprava MacPherson se však objevuje i u zavěšení zadních kol a v tom případě se vyznačuje velkou délkou příčných ramen, čímž je dosaženo minimální změny odklonu a sbíhavosti kol během propružení. Nevýhodou tohoto zavěšení může být velká instalovaná výška horního bodu vzpěry k rámu vozu.



Obr. 5 Zavěšení MacPherson [3]

KYVADLOVÁ A ÚHLOVÁ KYVADLOVÁ NÁPRAVA

Obě nápravy jsou používány pro zavěšení zadních kol. Kyvadlová náprava má osy kývání podélných vlečných ramen uložené ve svislé příčné rovině vozidla a úhlová kyvadlová náprava má osy kývání ramen šikmé v půdorysu a mnohdy i v nárysu. Sklon os kývání v nárysu vede důsledkem samořizení k nedotáčivému chování vozidla a sklonem v půdorysu vytvořeným posunem vnějšího úchyty vpřed do jisté míry dochází k výraznému prodloužení tzv. délky kývání, která má za následek menší změny rozchodu a odklonu kol při propružení. Z toho důvodu je úhlová kyvadlová náprava používána mnohem více než jednoduchá kyvadlová náprava a příklad jejího konstrukčního provedení podává obr. 6.



Obr. 6 Kyvadlová úhlová zadní náprava vozu BMW 3. řady (1994) [2]

KLIKOVÁ NÁPRAVA

Kliková náprava používaná zejména pro zavěšení nepoháněných zadních kol je velikostně velmi úsporná a nezužuje tak podlahu vozu a umožňuje velký zavazadlový prostor. Proto bývá s oblibou používána pro vozidla typu kombi a osobní vozy s velkými pátými dveřmi. Kliková náprava, jak již název napovídá, je tvořena dvěma podélnými rameny s osou kývání na ně kolmou. Z tvaru konstrukce je zřejmé, že střed klopení nápravy leží v rovině vozovky, čímž je bohužel dáno větší naklápění karoserie v zatáčkách než u úhlové kyvadlové nápravy. Ke změně odklonu kol nedochází během propružení v přímé jízdě, avšak vždy při naklápění karoserie v zatáčce. Aby bylo namáhání uložení klikové nápravy co nejmenší, je třeba umístit vozidlové pružiny co nejbližely ose rotace kol (tím se mimo jiné zmenšuje ohybové namáhání podélných ramen) a zajistit co největší vzdálenost mezi ložisky tvořící otočné uložení klikové nápravy.

Za účelem maximální úspory prostoru může být stabilizátor, představující torzní zkrutnou tyč, uložen jako spojovací člen mezi podélnými rameny nápravy viz obr. 7. Má obvykle průřez tvaru U, čímž je dána velká ohybová tuhost, ale zároveň snadná možnost zkrucování. K výhodám tohoto typu zavěšení označovaného jako kliková náprava s torzní příčkou, patří jeho malá hmotnost, jednoduchost konstrukce, malá změna odklonu a sbíhavosti kol a především vhodná poloha středu klopení, který zde již neleží v rovině vozovky, ale nad ní. Nevýhodou je pak přetáčivost vozidla vyvolaná bočními silami způsobujícími vlivem poddajnosti zavěšení a silentbloků stáčení kol směrem ven ze zatáčky a dále téměř nemožnost pohonu této nápravy.



Obr. 7 Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem
(VW Golf IV, Škoda Octavia) [6]

1.2 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY GEOMETRIE

U běžné přední nápravy dochází během propružení kol v přímé jízdě či naklopení karoserie v zatáčce ke změně odklonu kol, jejich bočním posuvům a samořízení. Tyto odchylky od jejich původní polohy ve statickém stavu jsou dány geometrickými charakteristikami nápravy a to zejména úhlem odklonu kol γ , úhlem sbíhavosti δ_0 , příklonem rejdové osy ε , záklonem rejdové osy ϑ , poloměrem rejdu r_0 a konstrukčním závlekem n_k . Úkolem zmíněné geometrie je zajistit odvalování pneumatik bez nadměrného skluzu a to jak v přímé jízdě, tak při zatáčení a umožnit klidné a přesné řízení.

Nejčastěji používaným souhrnným parametrem odrážejícím celkovou geometrii nápravy a charakterizujícím ovladatelnost vozidla je gradient nedotáčivosti (faktor stability) K . Ten hraje významnou roli především během zatáčení vozidla pohybujícího se velkou rychlostí, kdy dochází působením odstředivé (D'Alembertovy) síly působící v těžišti vozidla k jeho bočnímu skluzu ven ze zatáčky. V důsledku úhlu směrové úchylky na přední (α_f) a zadní (α_r) nápravě vyvolaným bočním skluzem vznikají jako reakce od vozovky pod každou nápravou boční síly F_y držící vozidlo v zatáčce, které jsou dány vlastnostmi pneumatik, zmíněnou geometrií zavěšení kol a mechanismem řízení. Je tedy zřejmé, že boční síly vznikající pod přední a zadní nápravou jsou obvykle rozdílné. V konečném výsledku pak vozidlo vykazuje nedotáčivé nebo přetáčivé chování. Analyticky je vliv gradientu nedotáčivosti popsán následujícím vztahem:

$$\delta = \frac{L}{R} + K \cdot \frac{a_y}{g}, \quad (1)$$

kde δ je natočení předních kol, L je rozvor kol, R poloměr zatáčení, a_y boční zrychlení a g tíhové zrychlení. Celkový gradient nedotáčivosti vozidla K , získaný součtem gradientů nedotáčivosti jednotlivých dílčích vlivů, může teoreticky udávat 3 stavy:

- $K = 0$ ($\alpha_f = \alpha_r$)
Vozidlo se chová jako neutrální. Při změně rychlosti průjezdu zatáčkou nemusíme měnit natočení předních kol, jelikož změněná odstředivá síla vyvolá totožný úhel směrové úchyly na přední i zadní nápravě.
- $K > 0$ ($\alpha_f > \alpha_r$)
Vozidlo je nedotáčivé a s rostoucí rychlostí průjezdu kruhovou zatáčkou musíme zvětšovat natočení předních kol.
- $K < 0$ ($\alpha_f < \alpha_r$)
Vozidlo se chová jako přetáčivé a se zvyšující se rychlostí projíždění zatáčky s konstantním poloměrem zatáčení má tendenci směřovat k její vnitřní straně. Musíme zmenšovat natočení předních kol.

Na základě zkušeností a testování bylo určeno, že pro nabytí dobré ovladatelnosti by mělo vozidlo vykazovat mírnou nedotáčivost. Navíc v případě nebezpečného nárůstu nedotáčivosti vozidla vyvolané akcelerací v zatáčce lze přirozenou reakcí, sešlápnutím spojky nebo už jenom uvolněním plynového pedálu, zmírnit nedotáčivý efekt na základě vyrušení podélného přesunu tíhy a přitížení předních kol. Na druhou stranu kdybychom v případě závodního vozidla chtěli dosáhnout největší rychlosti průjezdu zatáčkou, pak je vhodná i velmi mírná přetáčivost. Ta nám umožní akcelerování v zatáčce, kterým pak na základě podélného přesunu tíhy odlehčujeme přední a přetěžujeme zadní kola. Tím boční síly na předních kolech zmenšujeme a na zadních zvětšujeme, a tak snižujeme nebo úplně eliminujeme přetáčivost vozidla.

Základní analyticky vyjádřený gradient nedotáčivosti vycházející z nominální směrové tuhosti pneumatik je dán vztahem:

$$K_{nom} = \frac{W_{fs}}{C_{af}} - \frac{W_{rs}}{C_{ar}}, \quad (2)$$

kde W_{fs} je statické zatížení přední nápravy, W_{rs} statické zatížení zadní nápravy, C_{af} směrová tuhost předních pneumatik a C_{ar} směrová tuhost zadních pneumatik. Ovladatelnost můžeme tedy ovlivnit použitými pneumatikami a rozložením zatížení ve vozidle.

Podrobný popis a vysvětlení základních charakteristik geometrie budou provedeny na nápravě lichoběžníkové, o jejíž úpravě tato diplomová práce pojednává.

1.2.1 ÚHEL ODKLONU KOL

Úhlem odklonu kola rozumíme úhel svírající kolo se svislou podélnou rovinou vozidla a rozlišujeme kladný a záporný odklon kol viz obr. 8.



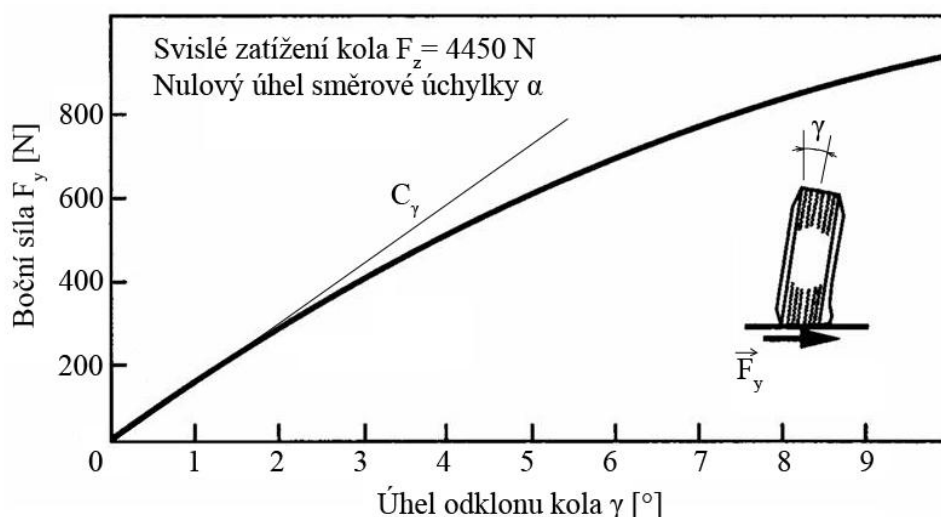
Obr. 8 Úhel odklonu kola [2]

Důsledkem úhlu odklonu kola je vznik složky svislého zatížení kola působící v ose jeho čepu nabývající hodnoty $F_z \cdot \sin(\gamma)$, která v případě kladného odklonu přitlačuje kola směrem

k vozidlu a následkem záporného odklonu pak ve směru od něj. Z toho důvodu byl dříve za účelem vymezení axiální vůle v ložiskách otočného čepu kola upřednostňován mírně kladný odklon kol ($5'$ až $10'$), který mimo jiné zajistí přibližně rovnoměrné opotřebení pneumatik, jelikož povrch vozovky je obvykle mírně klenutý. Na druhou stranu nadměrný odklon kol vytvoří z válcové plochy kola plochu kuželovou, která má tendenci odvalovat koly ve směru jejich sbíhavosti nebo rozbíhavosti. Dokonalým uložením kola je však tomuto zabráněno a vyvoláno jeho prokluzování a větší opotřebení.

Změnou odklonu kola během propružení dochází následkem současných rotací (rotace kolem osy kola + měnící se odklon) ke generaci gyroskopického momentu namáhající mechanismus řízení a samotným odklonem kola ke generaci přídatné boční síly jak ilustruje graf 1. Tato síla výrazně ovlivňuje jízdní chování vozidla v zatáčce a v případě kladného resp. záporného odklonu kol snižuje resp. zvyšuje boční sílu vzniklou úhlem směrové úchyly. Z toho důvodu mají téměř všechny dnešní vozy záporný odklon kol, obvykle $0,5^\circ$ až 1° ve statickém stavu, kde tedy pod vnějším kolem (více zatíženým) působí boční síla vyvolaná odklonem kola stejným směrem jako síla daná úhlem směrové úchyly, a tak zajistí menší úhly směrových úchylek a umožní větší rychlost průjezdu zatáčkou.

Graf 1 Generace boční síly odklonem kola



Jelikož je změna úhlu odklonu předních a zadních kol během propružení obvykle odlišná, pak při průjezdu zatáčky nabývají odlišného odklonu a přispívají k přetáčivosti nebo nedotáčivosti vozu. Analyticky je tento vliv na ovladatelnost vozidla popsán následujícím gradientem nedotáčivosti:

$$K_{odklon} = \left(\frac{C_{yf}}{C_{af}} \cdot \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{yr}}{C_{ar}} \cdot \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \cdot \frac{\partial \phi}{\partial \left(\frac{a_y}{g} \right)}, \quad (3)$$

kde C_{yf} je klopná tuhost předních pneumatik, C_{yr} klopná tuhost zadních pneumatik, $\frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi}$ resp. $\frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi}$ je gradient odklonu předních resp. zadních kol, který je dán geometrií nápravy a $\frac{\partial \phi}{\partial \left(\frac{a_y}{g} \right)}$ je poměr vyjadřující naklonění karoserie jako funkci bočního zrychlení v jednotkách g.

Nutno však dodat, že ke změně odklonu kola dochází i při podélné dynamice. Zde je pak změna odklonu nežádoucí, protože snižuje podélné limity pneumatiky a tím možnou akceleraci vozidla i maximální zpomalení při brzdění.

Jak lze vidět, se změnou úhlu odklonu při propružení se současně mění i celková hodnota boční síly v kontaktní ploše kola a dochází k výraznému cyklickému namáhání zavěšení. Navíc dochází ke změnám rozchodu kol přispívající k opotřebení pneumatik. Proto je vhodné skrze geometrii zavěšení změny odklonu kol co nejvíce zmenšit.

1.2.2 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy je charakterizován úhlem svírající průmět rejdové osy do svislé příčné roviny vozidla s vertikálou. Jeho důsledkem dochází během natočení předních řízených kol k přizvednutí přední části vozu a po uvolnění volantu k jejich samočinnému vracení zpátky do přímého směru a to zatížením přední nápravy. Na základě tohoto mechanismu je zřejmé, že příklon rejdové osy zvyšuje jak síly nutné pro řízení tak i namáhání řídicího mechanismu. Moment vracející kola zpět do přímého směru je při zanedbání záklonu rejdové osy a odklonu kola vyjádřen vztahem:

$$M_{\varepsilon} = W_{fs} \cdot \sin(\varepsilon) \cdot \sin(\delta_s) \cdot r_{\varepsilon}, \quad (4)$$

kde δ_s je střední hodnota úhlu natočení předních kol a r_{ε} rameno působícího momentu popsané:

$$r_{\varepsilon} = r_d \cdot \sin(\varepsilon) + r_0 \cdot \cos(\varepsilon), \quad (5)$$

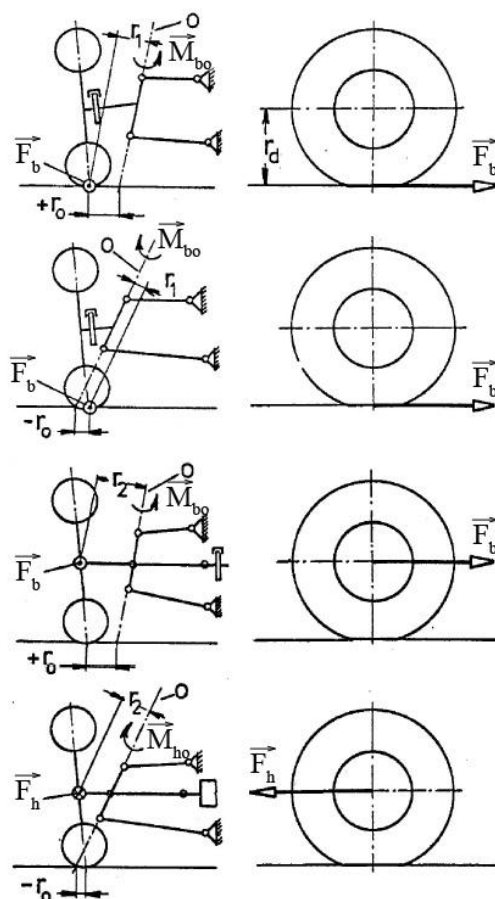
kde r_d je dynamický poloměr kola.

Z vyjádřených závislostí lze vidět, že vracení kol do přímého směru nastává pouze při kladné hodnotě úhlu ε (příklonu rejdové osy) a dále i v případě, kdy je poloměr rejdu záporný ($r_0 < 0$).

1.2.3 POLOMĚR REJDU

Poloměr rejdu je úzce spjatý s příklonem rejdové osy a je dán vzdáleností jejího průsečíku s rovinou vozovky od středu kontaktní plochy kola a to v jejich průmětu do příčné roviny vozu. Poloměr rejdu považujeme za kladný, jestliže daný průsečík leží na vnitřní straně kola a za záporný, leží-li vně. Výhodou většího kladného poloměru rejdu může být silnější moment daný příklonem rejdové osy vracející kola do přímého směru. Naopak se zmenšujícím se poloměrem rejdu dochází ke snížení citlivosti nápravy na podélné síly na základě zmenšování ramene jejich momentu vzhledem k rejdové ose. To přispívá ke stabilnějšímu řízení, brzdění i akceleraci, poklesu síly pro udržení volantu a menším rázům přenášeným na řídicí mechanismus. Někdy bývá dokonce volen i poloměr rejdu nulový, kdy hnací ani brzdící síly netvoří k rejdové ose žádný moment, čímž zase naopak přijdeme o výhodnou redukci namáhání řízení otáčením koly po kruhovém oblouku.

Účinné rameno v případě momentu brzděné síly vzhledem k rejdové ose závisí na poloze brzdového třmenu a je tedy rozdílné pro brzdu umístěnou v kole a brzdu nacházející se vedle rozvodovky. Pro libovolné jízdní stavy a konstrukce ilustruje účinná ramena obr. 9.



Obr. 9 Účinná ramena vzhledem k rejdové ose [2]

V případě umístění brzdy v kole působí brzděná síla na rameni:

$$r_1 = r_0 \cdot \cos(\epsilon) \quad (6)$$

Podobný účinek má i síla od valivého odporu, která rovněž působí na rameni r_1 a v případě kladného poloměru rejdu stejně jako brzděná síla stáčí kola kolem rejdové osy ve směru jejich rozbíhavosti. Ta následně v případě rozdílu brzděných sil levého a pravého kola způsobeným rozdílným zatížením nebo nestejným součinitelem tření vede ke stáčívosti vozu a nutnosti upravovat směr řízených kol. Proto bývá častěji používán záporný poloměr rejdu, kde brzděná síla a síla od valivého odporu vyvolává sbíhavost řízených kol. Ta má naopak stabilizující účinek na řízení a není třeba upravovat směr řízených kol v případě rozdílných hodnot brzděných sil. Výsledný moment, který však musí řidič v tomto okamžiku vyvinout pro udržení kol v dosavadním směru je dán rozdílem momentů podélných sil levého a pravého kola vzhledem k rejdové ose.

Jestliže je však brzda umístěna vedle rozvodovky, pak je brzdný moment:

$$M_b = r_d \cdot F_b, \quad (7)$$

kde F_b je brzdná síla ve stopě kola, přenášen skrze uložení rozvodovky a rám. Samotná rejdová osa pak nese pouze brzdnu sílu, která vůči ní vyvolává moment daný ramenem:

$$r_2 = r_0 \cdot \cos(\varepsilon) + r_d \cdot \sin(\varepsilon + \gamma) \quad (8)$$

Moment brzdné síly k rejdové ose je tedy pro brzdu nacházející se vedle rozvodovky mnohem větší než v případě jejího uložení v kole.

Podobné chování vykazuje i hnací síla v případě hnací přední nápravy, jelikož je hnací moment zachycován uložení motoru a rejdová osa pak zatížena pouze hnací silou. Ta vytváří k rejdové ose na rameni r_2 moment způsobující sbíhavost a to jak při kladném, tak i záporném poloměru rejdu. Proto bývá výhodné použít u předních hnacích náprav záporný poloměr rejdu, kdy brzdná i hnací síla vzhledem k rejdové ose tvoří moment stejného smyslu, a tudíž nevyvolává kmitání řízených kol během jízdy.

1.2.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

Záklon rejdové osy je charakterizován úhlem svírajícím průmět rejdové osy do podélné roviny vozidla s vertikálou. Uvažujeme ho za kladný, je-li rejdová osa skloněna směrem k zadní části vozu a za záporný je-li skloněna směrem vpřed (předklon). Vzdálenost průsečíku rejdové osy s vozovkou od středu stykové plochy kola při promítnutí do podélné roviny vozu je označována za konstrukční závlek. Nachází-li se pak daný průsečík před středem kontaktní plochy kola, tak je konstrukční závlek považován za kladný, jestliže leží na straně opačné, tak za záporný (předvlek), avšak ten se nepoužívá.

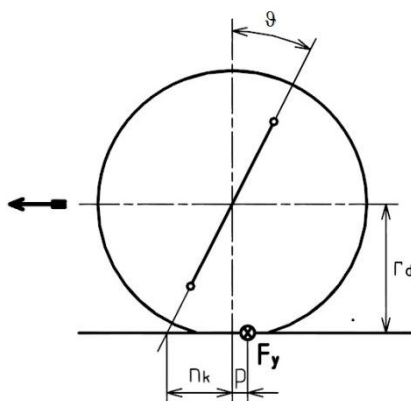
Záklonem rejdové osy tedy dochází k posunu kontaktní plochy kola s vozovkou za rejdovou osu a k následnému vlečení kola. Výhodou této konstrukce je především intenzivnější vrácení kol zpátky do přímého směru a to na základě prodloužení ramene boční síly o konstrukční závlek. Ten lze za předpokladu, že v průmětu do podélné roviny prochází rejdová osa středem kola, jak ilustruje obr. 10, vypočíst ze vztahu:

$$n_k = r_d \cdot tg(\vartheta) \quad (9)$$

Jelikož boční síla, vznikající v důsledku úhlu směrové úchyly pneumatiky, nepůsobí ve středu kontaktní plochy, ale v jisté vzdálenosti za ním, označované jako závlek pneumatiky, tak je výsledný vratný moment od obou kol působící na řízení dán vztahem:

$$M_V = (F_{yL} + F_{yR}) \cdot (n_k + p) \cdot \cos \alpha \sqrt{\vartheta^2 + \varepsilon^2}, \quad (10)$$

kde F_{yL} a F_{yR} jsou boční síly na levém a pravém kole a p je závlek pneumatiky.



Obr. 10 Schéma záklonu rejdové osy

Vratný moment má rovněž tendenci natáčet řídicí kola ven ze zatáčky a tím výrazně přispívá k nedotáčivosti vozu. Analyticky vyjádřený příspěvek záklonu rejdové osy ke gradientu nedotáčivosti při zanedbání účinku svislých sil na kolech vypadá následovně:

$$K_{\text{záklon}} = \frac{W_{fs} \cdot (n_k + p)}{k_{\text{řízení}}}, \quad (11)$$

kde $k_{\text{řízení}}$ je tuhost řízení mezi koly a volantem (tuhost řídicích tyčí apod.).

Fakt, že samotná boční síla působí v kontaktní ploše na závleku pneumatiky daným především jejími vlastnostmi, pak zohledňuje příspěvek ke gradientu nedotáčivosti:

$$K_{\text{závlek}} = W \cdot \frac{p}{L} \cdot \frac{C_{ar} + C_{af}}{C_{ar} \cdot C_{af}}, \quad (12)$$

kde W je celková tíha vozu.

Mimo jiné záklonem rejdové osy dochází ke vzniku složek svislých sil stáčejících kola do jejich sbíhavosti a současně efektivně vymezujících vůle v systému řízení. Momenty dané těmito složkami sil mají opačný smysl a jejich výsledné působení na řízení při zanedbání příklonu rejdové osy popisuje vztah:

$$M_{\theta} = (F_{zL} - F_{zR}) \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\delta_s) \cdot r_o, \quad (13)$$

kde F_{zL} a F_{zR} jsou svislé zatížení levého a pravého kola. Rozdílem zatížení levého a pravého kola objevujícího se během zatáčení nebo v případě geometrické asymetrie však dochází ke stáčení kol. Navíc lze dodat, že každé natočení kol je doprovázeno přizvednutím jedné strany nápravy a poklesnutím strany druhé.

Neopomenutelným důsledkem záklonu rejdové osy je i vzniklé ovlivnění odklonu kol během zatáčení. Vyvolává totiž pohyb vnějšího zatáčejícího kola směrem k negativnímu odklonu a vnitřního kola k pozitivnímu odklonu. Tento efekt je tím intenzivnější, čím je větší záklon rejdové osy.

Záklon rejdové osy se dnes používá téměř u všech vozidel a to v hodnotách až do 10°.

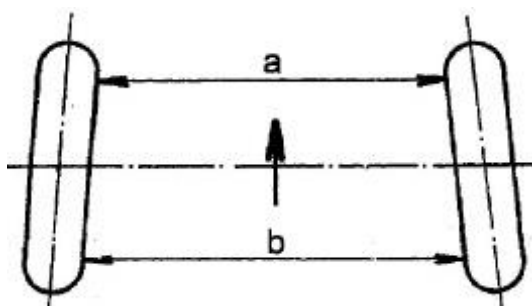
1.2.5 SBÍHAVOST KOL

Sbíhavost kol je charakteristická úhlem svírající podélná rovina vozidla se střední rovinou kola, přičemž přední část kola je přikloněna ke karoserii. V opačném případě, kdy je přední část kola odkloněna od karoserie, hovoříme o rozbíhavosti kol.

Výpočet úhlu sbíhavosti kol lze provést např. dle vztahu:

$$\delta_0 = \arcsin\left(\frac{b-a}{2 \cdot d_r}\right), \quad (14)$$

kde b , a a jsou příčné vzdálenosti mezi koly viz obr. 11 a d_r je vnější průměr ráfku kola



Obr. 11 Určení úhlu sbíhavosti kol [2]

Úhel sbíhavosti popř. rozbíhavosti kol ve statickém stavu se volí takový, aby během jízdy působením sil od valivého odporu zaujaly kola důsledkem poddajnosti zavěšení rovnoběžnou polohu. Obvykle bývá volena mírná sbíhavost kol a to v rozsahu 0° až $30'$. Větší sbíhavost by už totiž vyvolávala nadměrné opotřebení pneumatik na vnější straně.

Sbíhavost kol (stejně jako rozbíhavost) je už během přímé jízdy příčinou vzniku malých hodnot úhlů směrových úchylek a tím malých hodnot bočních sil, které mají tendenci kola srovnávat. Momenty těchto sil vzhledem k rejdovým osám kol mají opačný smysl, čímž vymezují vůli v řídicím mechanismu a zavěšení. Nutno však dodat, že boční síly vyvolané sbíhavostí/rozbíhavostí kol jsou stejně jako v případě odklonu kola příčinou snižování maxima sil podélných.

Pomocí sbíhavosti kol lze také ovlivňovat nedotáčivost či přetáčivost vozidla. Kupříkladu sbíhavost zadních kol vede při zatáčení k nedotáčivému efektu a to z důvodu posílení úhlu směrové úchylky a tím i boční síly na vnějším kole a naopak jeho oslabení až vyrušení na kole vnitřním. V případě sbíhavosti předních kol dochází stejným způsobem k posílení přetáčivosti vozidla.

1.2.6 ROZDĚLENÍ KLOPNÉHO MOMENTU

Rozdělení klopného momentu mezi přední a zadní nápravu má výrazný vliv na ovladatelnost vozidla a jeho sklon k přetáčivému nebo nedotáčivému chování. Během zatáčení totiž dochází k příčnému přesunu tíhy, a tedy k přetěžování kol na vnější straně zatáčky a odlehčování kol na straně vnitřní. Tento rozdíl v zatížení levého a pravého kola však vede k poklesu celkové hodnoty boční síly působící na danou nápravu. Boční síla vznikající pod kolem je totiž závislá, a to nelineárně, na jeho svislém zatížení. V grafu 2 lze vidět, jak by pro případ

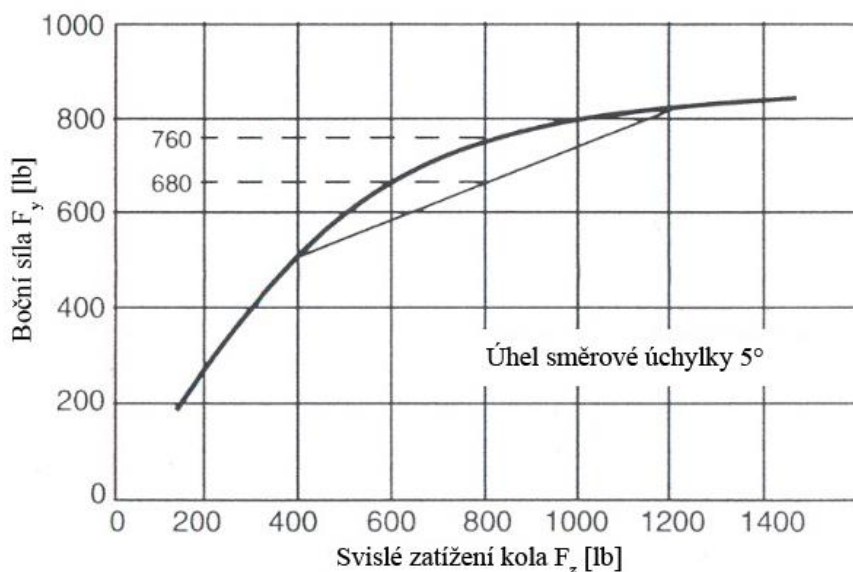
nápravy s 800lb zatížením každého kola a úhlem směrové úchylky 5° byla pod každým kolem generována boční síla 760lb. Tato náprava však při daném průjezdu zatáčkou vykazuje příčný přesun tíhy 400lb, čímž dojde k poklesu průměrné hodnoty boční síly působící pod každým kolem na 680lb. Aby byla následně zajištěna dostatečná hodnota boční síly nutná pro udržení vozidla v zatáčce, musí dojít na téže nápravě k nárůstu úhlu směrové úchylky, což pak vyvolá nedotáčivé nebo přetáčivé chování vozu.

K příčnému přesunu tíhy dochází jak na přední, tak na zadní nápravě, avšak nejsou obvykle stejné. Jsou ovlivněny hodnotou generovaného klopného momentu na přední a zadní nápravě a geometrií zavěšení. Klopný moment vznikající na základě současného stlačování a natahování pružin nápravy působí proti naklápění karoserie a může být popsán následovně:

$$M_\phi = K_\phi \cdot \phi, \quad (15)$$

kde K_ϕ je klopná tuhost nápravy daná tuhostí pružin a jejich boční vzdáleností a ϕ je úhel naklonění karoserie. Ta se během zatáčení naklápí kolem tzv. osy klopení, která vznikne spojením středů klopení přední a zadní nápravy.

Graf 2 Pokles průměrné hodnoty boční síly příčným přesunem tíhy



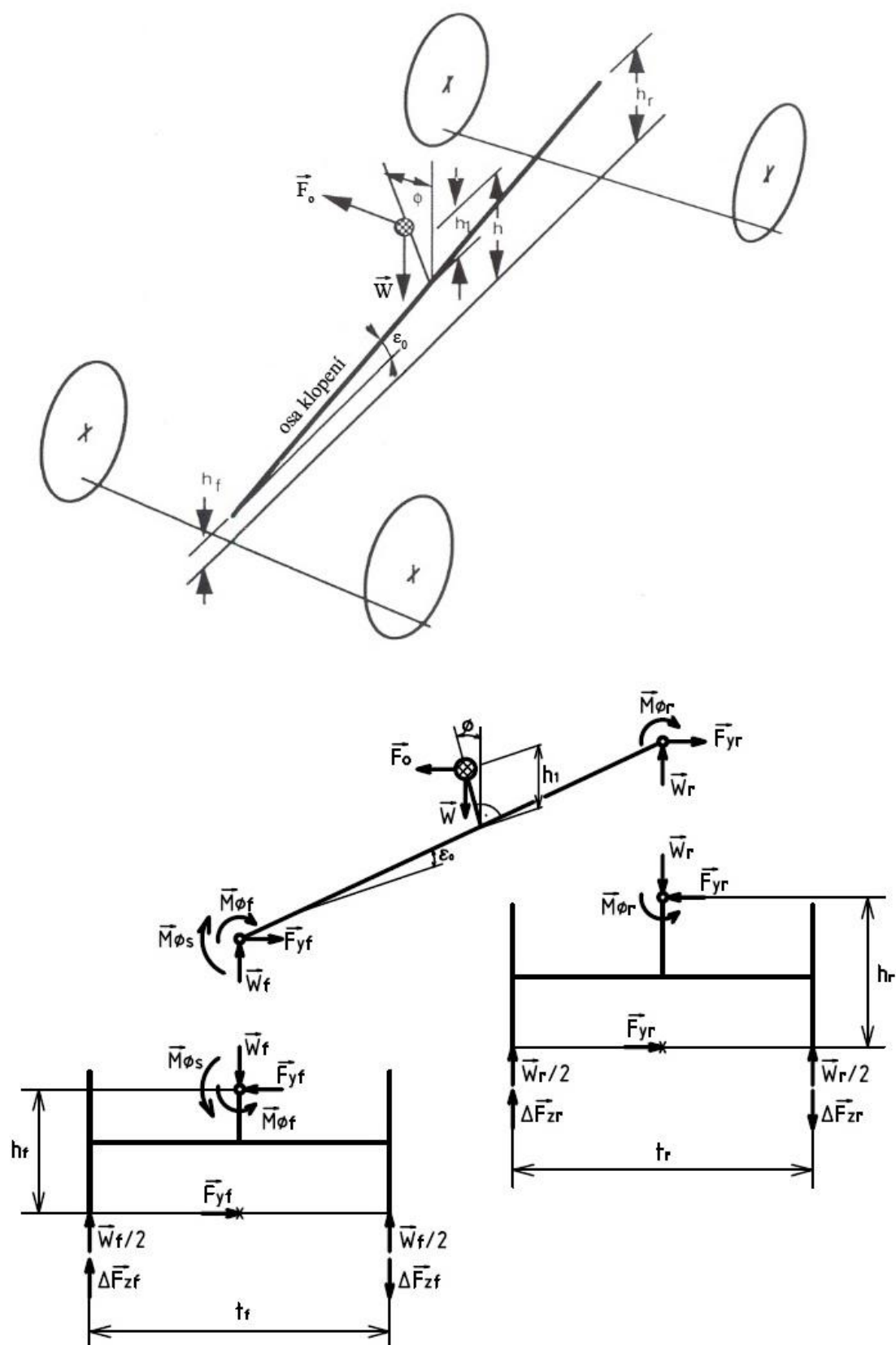
Pro navýšení klopného momentu bývá často použit ještě stabilizátor. Je situován napříč vozem, otočně spojen s karosérií prostřednictvím pryžových lůžek s objímkami a po stranách kloubově upevněn v příčných ramenech nápravy (obr. 12). Jedná se v podstatě o zkrutnou tyč, která na základě své pružné deformace stejně jako vozidlové pružiny omezuje nerovnoměrnost propružení kol a tím i naklonění karoserie, ale zároveň na rozdíl od pružin nijak nereaguje na souběžné stlačování obou kol. Současně však zvyšuje rozdíl v zatížení levého a pravého kola nápravy a snižuje tak její celkovou boční sílu. Podle potřeby posílení nedotáčivosti či přetáčivosti vozu pak bývá stabilizátor použit na přední nebo zadní nápravě nebo i na obou nápravách. Kupříkladu použití stabilizátoru na přední nápravě tedy kromě omezení klopení navíc vede k posílení nedotáčivosti vozidla.



Obr. 12 Příklad konstrukčního provedení stabilizátoru [7]

Pro vyjádření příčného přesunu tíhy na přední a zadní nápravě budeme vycházet z modelu vozidla ilustrovaného na obr. 13, přičemž budeme uvažovat stabilizátor na přední nápravě. V úplném uvolnění byl zanedbán vliv aerodynamického odporu a případné stoupání vozovky a budeme předpokládat konstantní rychlost průjezdu vozidla zatáčkou (nulové tečné zrychlení). Hnací, brzdné síly a síly od valivého odporu vykresleny nebyly, jelikož v modelu klopení vozidla nehrají žádnou roli.

V obrázku dále označuje F_o odstředivou sílu, W celkovou tíhu vozidla, h_1 svislou výšku těžiště vozu nad osou klopení, ε_0 podélný sklon osy klopení, $M_{\phi f}$ a $M_{\phi r}$ klopný moment přední a zadní nápravy, $M_{\phi s}$ klopný moment generovaný stabilizátorem, W_f a W_r zatížení přední a zadní nápravy (pro dané podmínky totožné s hodnotami ve statickém stavu), F_{yf} a F_{yr} celkovou boční sílu působící na přední a zadní nápravu (vždy dané součtem boční síly levého a pravého kola), h_f a h_r výšku středu klopení přední a zadní nápravy nad vozovkou, t_f a t_r rozchod předních a zadních kol a ΔF_{zf} a ΔF_{zr} příčný přesun tíhy na přední a zadní nápravě.



Obr. 13 Výpočtový model vozidla a jeho úplné uvolnění

Nyní sestavíme rovnici momentové rovnováhy vzhledem k ose klopení pro okamžik maximálního naklopení karoserie. Přitom uvažujeme velmi malé úhly ε_0 a ϕ , a proto provedeme linearizaci. Nakonec vyjádříme vztah pro úhel naklopení karoserie:

$$F_o \cdot h_1 \cdot \cos(\varepsilon_0) \cdot \cos(\phi) + W \cdot \cos(\varepsilon_0) \cdot h_1 \cdot \cos(\varepsilon_0) \cdot \sin(\phi) = (M_{\phi f} + M_{\phi s} + M_{\phi r}) \cdot \cos(\varepsilon_0)$$

$$F_o \cdot h_1 \cdot \cos(\phi) + W \cdot h_1 \cdot \cos(\varepsilon_0) \cdot \sin(\phi) = M_{\phi f} + M_{\phi s} + M_{\phi r}$$

$$\frac{W}{g} \cdot a_y \cdot h_1 + W \cdot h_1 \cdot \phi = (K_{\phi f} + K_{\phi s} + K_{\phi r}) \cdot \phi$$

$$\phi = \frac{\frac{W}{g} \cdot a_y \cdot h_1}{K_{\phi f} + K_{\phi s} + K_{\phi r} - W \cdot h_1} \quad (16)$$

Dále vytvoříme rovnice momentové rovnováhy vzhledem ke středům klopení přední a zadní nápravy. Z nich pak vyjádříme vztahy pro hledané příčné přesuny tíhy na přední a zadní nápravě, přičemž jejich první část bývá označována jako elastický a druhá jako geometrický přesun tíhy:

$$M_{\phi f} + M_{\phi s} + F_{yf} \cdot h_f - \Delta F_{zf} \cdot t_f = 0$$

$$\Delta F_{zf} = \frac{(K_{\phi f} + K_{\phi s}) \cdot \phi}{t_f} + \frac{\frac{W_f}{g} \cdot a_y \cdot h_f}{t_f} \quad (17)$$

$$M_{\phi r} + F_{yr} \cdot h_r - \Delta F_{zr} \cdot t_r = 0$$

$$\Delta F_{zr} = \frac{K_{\phi r} \cdot \phi}{t_r} + \frac{\frac{W_r}{g} \cdot a_y \cdot h_r}{t_r} \quad (18)$$

Pro konečné vyjádření vlivu příčných přesunů tíhy na gradient nedotáčivosti je nutné znát ještě průběh směrové tuhosti použitých pneumatik jako funkci svislého zatížení. Ten následně aproximujeme polynomem 2. stupně, čímž získáme závislost:

$$C_\alpha = A \cdot F_z - B \cdot F_z^2, \quad (19)$$

kde A a B jsou koeficienty polynomu.

Nakonec na základě vyjádření úhlů směrové úchytky předních a zadních kol z celkových hodnot bočních sil získáme vztah pro výpočet gradientu nedotáčivosti vlivem transferu zatížení:

$$K_{transfer} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \cdot \frac{2 \cdot B \cdot \Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \cdot \frac{2 \cdot B \cdot \Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}} \quad (20)$$

Obvykle se snažíme dosáhnout co nejmenších příčných přesunů tíhy na přední i zadní nápravě za účelem minimálního poklesu bočních sil a tedy možnosti rychlého a bezpečného průjezdu zatáčkou. Mimo to se zmenšujícím se úhlem směrové úchytky na předních a zadních kolech klesá i hodnota valivého odporu a vozidlo vykazuje větší úsporu paliva.

1.2.7 STŘED KLOPENÍ NÁPRAVY

Střed klopení nápravy je bod ležící v příčné svislé rovině procházející středy kol, kolem něhož se náprava naklápí a kde dochází k přenosu bočních sil vzniklých na kolech na odpruženou hmotu. Poloha středu klopení nápravy se během propružení neustále mění. Souběžným zdvihem kol dojde ke změně jeho výšky, avšak stále zůstává na svislé ose vozidla. Naproti tomu nestejně stlačení kol vyvolá jeho posuv i mimo svislou osu vozidla. Určení jeho polohy ve statickém stavu můžeme provést graficky v čelním nákresu geometrie nápravy a to s využitím následujícího postupu:

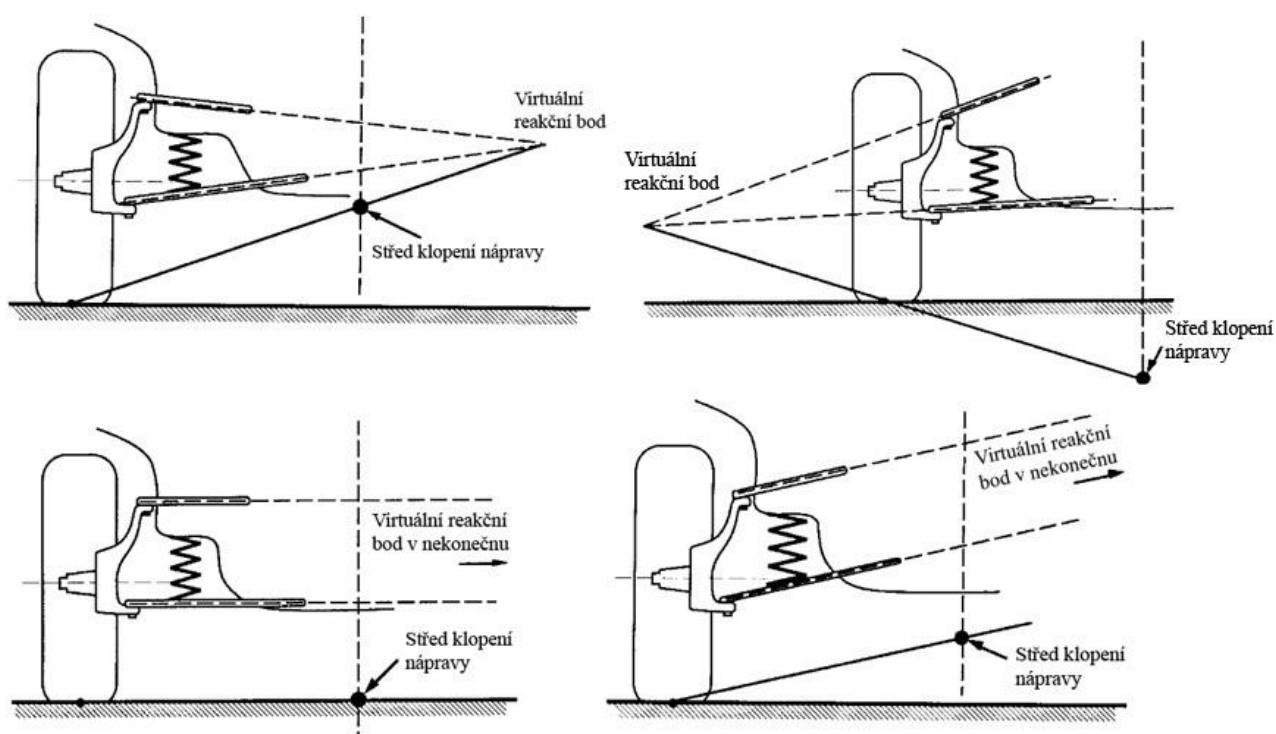
1. Najdeme průsečík os horního a dolního ramene nápravy. Ten je označován jako virtuální reakční bod nebo také okamžitý pól klopení kola. Lichoběžníkové zavěšení se totiž chová podobně, jako by kolo bylo v daném okamžiku připevněno k tuhému kyvnému rameni otočně uloženému v tomto průsečíku.
2. Nakreslíme spojnici mezi středem kontaktní plochy kola s vozovkou a pólem klopení kola.
3. Průsečík této spojnice se svislou osou vozidla udává střed klopení nápravy.

Je výhodné, aby pól klopení ležel vzdáleněji od kola, protože náprava pak vykazuje menší změny rozchodu a odklonu kol během propružení. Současně však vzdalování pólu klopení kola obvykle vede ke snižování středu klopení nápravy a většímu klopení vozidla. Podél spojnice mezi kontaktní plochou kola a pólem klopení kola působí složka boční síly generovaná pneumatikou. Leží-li střed klopení nápravy nad vozovkou, pak tato složka vyvolává během zatáčení od vnějšího kola zdvihací a od vnitřního klesající efekt na nápravu. Je-li střed klopení nápravy pod vozovkou, pak je tomu přesně naopak, vnější kolo vyvolává pokles a vnitřní zdvihání. Důsledkem příčného přesunu tíhy během zatáčení je boční síla pod vnějším kolem větší, a tak je efekt daný vnějším kolem podstatně intenzivnější.

Z hlediska středu klopení rozdělujeme lichoběžníkové nápravy na čtyři základní provedení:

- Pozitivní geometrie kyvných ramen
- Negativní geometrie kyvných ramen
- Rovnoběžná horizontální kyvná ramena
- Rovnoběžná skloněná kyvná ramena

Pozitivní resp. negativní geometrie má střed klopení nad resp. pod vozovkou a vyznačuje se výraznější změnou rozchodu kol během propružení a tedy i větším opotřebením pneumatik. Naopak náprava s rovnoběžnými horizontálními rameny ve statickém stavu má pól klopení kola v nekonečnu, střed klopení pak leží v rovině vozovky a náprava při malých pohybech vykazuje minimální změny odklonu a rozchodu kol. Použijeme-li navíc ramena stejné délky, pak již náprava nevykazuje žádnou změnu odklonu kol během propružení, avšak při zatáčení odklon kol totožný s naklopením karoserie. V případě skloněných rovnoběžných kyvných ramen dochází oproti horizontálnímu provedení ke zvýšení středu klopení a omezení naklápění karoserie. Grafické znázornění zmíněných provedení včetně určení středu klopení lze vidět na obr. 14.

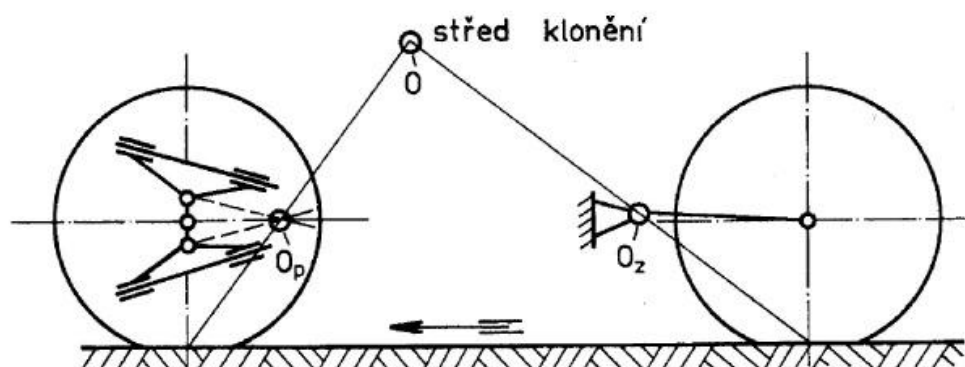


Obr. 14 Poloha středu klopení lichoběžníkové nápravy

1.2.8 STŘED KLONĚNÍ KAROSERIE

Poloha středu klonění karoserie ovlivňuje předklánění vozidla při brzdění a jeho zaklánění při akceleraci. Graficky ji určíme následujícím způsobem (obr. 15):

1. Nalezneme polohu okamžitého pólu klonění předních kol a zadních kol. Jedná se v podstatě o myšlený střed, kolem kterého se patřičné kolo během propružení otáčí v podélné rovině a jeho poloha závisí na typu nápravy.
2. Následný průsečík přímk procházejících vždy středem kontaktní plochy kola a jeho okamžitým pólem klonění udává polohu středu klonění karoserie.



Obr. 15 Poloha středu klonění vozidla s přední lichoběžníkovou a zadní kyvadlovou nápravou [2]

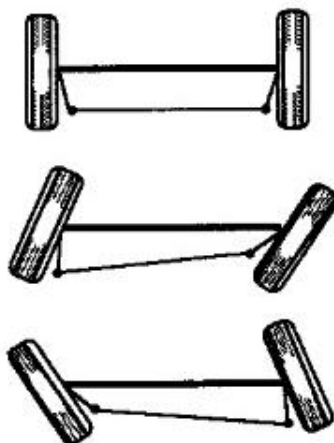
Jestliže leží střed klonění karoserie ve výšce těžiště vozidla, pak setrvačná síla působící v těžišti nevyvolá žádný moment klonění a vozidlo vykazuje 100 % anti-dive (geometrie náprav zamezující předklánění vozidla při brzdění). Bude-li se střed klonění karoserie nacházet níže, tak získáme anti-dive menší. Většina současných vozidel vykazuje anti-dive zřídka kdy překračující 50 % a to z těchto důvodů:

- Příliš velká hodnota anti-dive vyžaduje vysokou polohu okamžitého pólu klonění kola, čímž by docházelo ke generaci výrazných zdvihacích sil působících na vozidlo během brzdění. Obdobně to platí i pro anti-squat (geometrie zamezující zaklánění vozidla při akceleraci), kde příliš vysoko uložený pól klonění zadních kol vyvolá zvedání zádi v případě zadní hnací nápravy
- Se 100 % anti-dive mohou změny záklonu rejdové osy výrazně zvyšovat namáhání mechanismu řízení během brzdění
- Úplný anti-dive vyžaduje poměrně komplikovanou geometrii řídícího mechanismu
- U zadní nápravy je vysoká poloha okamžitého pólu klonění (nad osou otáčení kola) zdrojem přetáčivého chování vozidla
- Nelze využít tlumiče pro dynamické přetížení kol zejména při brzdění

Úprava geometrie nápravy za účelem získání optimální hodnoty anti-dive a anti-squat má výrazný vliv na stabilitu vozidla a to omezením jeho klonivých pohybů během jízdy.

1.2.9 MECHANISMUS ŘÍZENÍ

Mechanismus řízení umožňuje směrovou kontrolu nad vozidlem během jízdy. Je tvořen volantem, volantovou hřídelí doplněnou křížovými klouby, převodkou řízení a řídícími tyčemi spojenými s řídícími pákami těhlic. Úkolem převodky řízení je převádět v daném převodovém poměru rotační pohyb volantu na translační pohyb řídících tyčí umožňující natočení řízených kol. Úhel natočení vnitřního a vnějšího kola při zatáčení však není stejný. Je totiž potřeba zajistit, aby kolmice z vektoru rychlosti každého kola procházela středem zatáčení a tím došlo ke klidnému odvalování kol bez zbytečného prokluzu a opotřebení pneumatik. Tomuto požadavku, tzv. Ackermannové geometrii řízení, se lze přiblížit, tvoří-li řídící páky spolu s řídícími tyčemi lichoběžník viz obr. 16. Během zatáčení je pak vnitřní kolo natočeno do většího úhlu než kolo vnější.

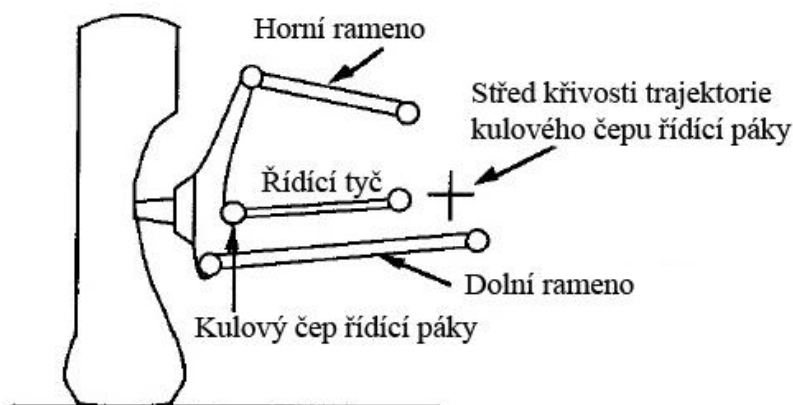


Obr. 16 Schematický náčrt lichoběžníku řízení [1]

Natáčení kol se však neuskutečňuje pouze posuvy řídicích tyčí generovanými na převodce řízení, ale i samotnými pohyby zavěšení. Tyto nežádoucí řídicí akce se nazývají chyby geometrie řízení a mohou vést k měnící se sbíhavosti kol během propružení, natáčení obou kol naklápěním karoserie nebo kombinací obou dvou. Původce obou typů chyb spočívá v nesprávné poloze bodu připevnění řídicí tyče k převodce řízení. Ten totiž musí ležet ve středu křivosti kruhového oblouku opisovaného kulovým čepem spojujícím řídicí tyč s pákou řízení těhlice. Pro určení polohy tohoto ideálního místa připevnění lze využít grafické metody jako je Hartmannova nebo Bobillierova konstrukce.

ZMĚNA SBÍHAVOSTI KOL BĚHEM PROPRUŽENÍ

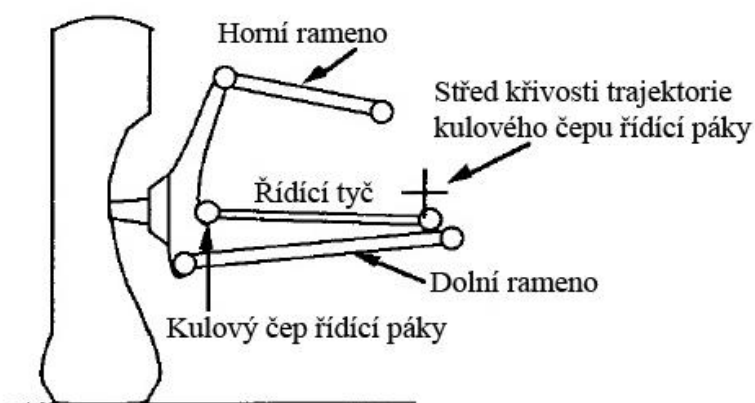
Změna sbíhavosti kol během propružení nastává, je-li vnitřní vazba řídicí tyče na vnější nebo vnitřní straně vůči ideálnímu místu připevnění. V případě ilustrovaném na obr. 17, kdy vnitřní vazba řídicí tyče leží na vnější straně, se při pohybech kola nahoru i dolů stáčí páka řízení kola směrem doprava. Konec řídicí tyče totiž musí opisovat kruhový oblouk kolem vnitřního bodu připevnění a dochází tak k natáčení levého kola směrem doleva. Analogicky ve stejném případě dochází u pravého kola k jeho stáčení směrem doprava a ve výsledku tedy k rozbíhavosti kol v každé poloze odlišné od polohy ve statickém stavu. Naopak leží-li vnitřní vazba řídicí tyče na vnitřní straně vzhledem k ideálnímu místu připevnění, pak je propružením generována sbíhavost kol.



Obr. 17 Chyba geometrie řízení vyvolávající změnu sbíhavosti kol

SAMOŘÍZENÍ VLIVEM KLOPENÍ

Samořízení klopením nastává, nachází-li se vnitřní vazba řídicí tyče nad nebo pod ideálním místem připevnění. Tato chyba geometrie řízení však může být intenzivně využita pro úpravu jízdních vlastností vozidla. Na obr. 18 lze vidět případ levého kola s vnitřní vazbou řídicí tyče nacházející se pod ideálním místem připevnění. Tehdy kruhový oblouk opisovaný koncem řídicí tyče produkuje v okamžiku zdvihu kola jeho stáčení směrem doleva a při jeho poklesu stáčení směrem doprava. Stejně natáčení, ale v opačné směry, bude vykazovat kolo pravé, čímž dojde během jednoho propružení ke sbíhavosti i rozbíhavosti kol. Na tomto základě pak dochází při průjezdu zatáčkou k natáčení obou kol ve směru naklápění karoserie, a tedy k nedotáčivému efektu na vozidlo. V opačném případě, kdy se vnitřní vazba řídicí tyče nachází nad ideálním místem připevnění, dochází k produkci přetáčivého efektu na vozidlo.



Obr. 18 Chyba geometrie řízení vyvolávající samořízení klopením

Pro analytické vyjádření příspěvku samořízení klopením ke gradientu nedotáčivosti se používá tzv. koeficient samořízení vlivem klopení ε_R , pro který platí:

$$\varepsilon_R = \frac{d\delta}{d\phi} \quad (21)$$

Gradient nedotáčivosti následně vypočteme ze vztahu:

$$K_{\text{samo řízení}} = (\varepsilon_{Rf} - \varepsilon_{Rr}) \cdot \frac{\partial \phi}{\partial \left(\frac{ay}{g}\right)}, \quad (22)$$

kde ε_{Rf} a ε_{Rr} jsou koeficienty samořízení vlivem klopení na přední a zadní nápravě.

2 KINEMATICKÁ ANALÝZA VÝCHOZÍ KONSTRUKCE

Pro provedení kinematické analýzy výchozí konstrukce je nutné zjistit polohu hlavních uzlových bodů nápravy v prostoru. K tomu byl použit speciální 3D skener, kterým jsme nápravu oskenovali a následným zpracováním dat získali souřadnice hledaných bodů vyjádřené vzhledem k souřadnému systému s počátkem v rovině vozovky a rovinou XZ totožnou s podélnou rovinou vozu, kde osa X směřuje vzad. Jelikož je náprava symetrická, postačí, když ji oskenujeme pouze z jedné strany. V našem případě byla skenována strana pravá (u spolujezdce) a z důvodu povahy konstrukce a nutnosti dostatečného prostoru ve vyvěšeném stavu kola. Proto bylo následně zapotřebí přepočítat souřadnice bodů do statického stavu. K tomu posloužil referenční bod na kole, jehož poloha byla určena jednak při vyvěšení, jednak ve statickém stavu. Finálně zpracované souřadnice jsou vypsány v následující tabulce.

Tab. 1 Souřadnice uzlových bodů nápravy v jednotkách mm

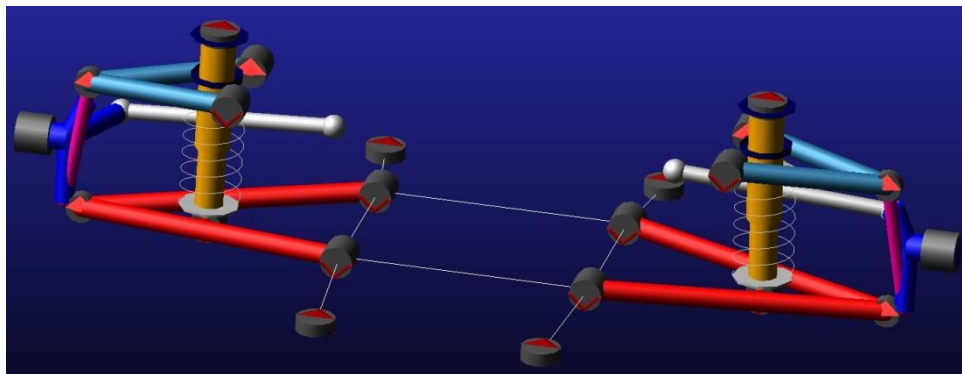
	X	Y	Z
Střed předního silentbloku spodního ramene	-144,71	187,85	192,57
Střed zadního silentbloku spodního ramene	109,99	187,75	188,28
Střed úchyty spodního ramene k těhlici	-9,39	607,99	156,7
Střed předního silentbloku horního ramene	-74,35	375,96	379
Střed zadního silentbloku horního ramene	78,18	375,87	376,64
Střed úchyty horního ramene k těhlici	-9,49	602,55	358,17
Vnitřní kloub řízení (spojovací tyč)	103	257,59	285,15
Vnější kloub řízení (páka řízení)	119,85	581,25	258,7
Spodní úchyt tlumiče	-1,1	418,58	154,27
Horní úchyt tlumiče	5	413,3	454,22
Střed vnitřního silentbloku stabilizátoru (nápravnice)	-269,17	185,36	194,73
Střed vnějšího silentbloku stabilizátoru (spodní rameno)	-112,2	387,08	183,46
Rejdová osa, spodní bod	-7,5	633,71	162,3
Rejdová osa, horní bod	7,31	609,06	318,69
Střed kola	1,06	709,39	259,72

Kromě toho byl pro statický stav dále určen odklon kola $-0,11^\circ$ a sbíhavost kola $0,28^\circ$. Průměr kola je 530 mm.

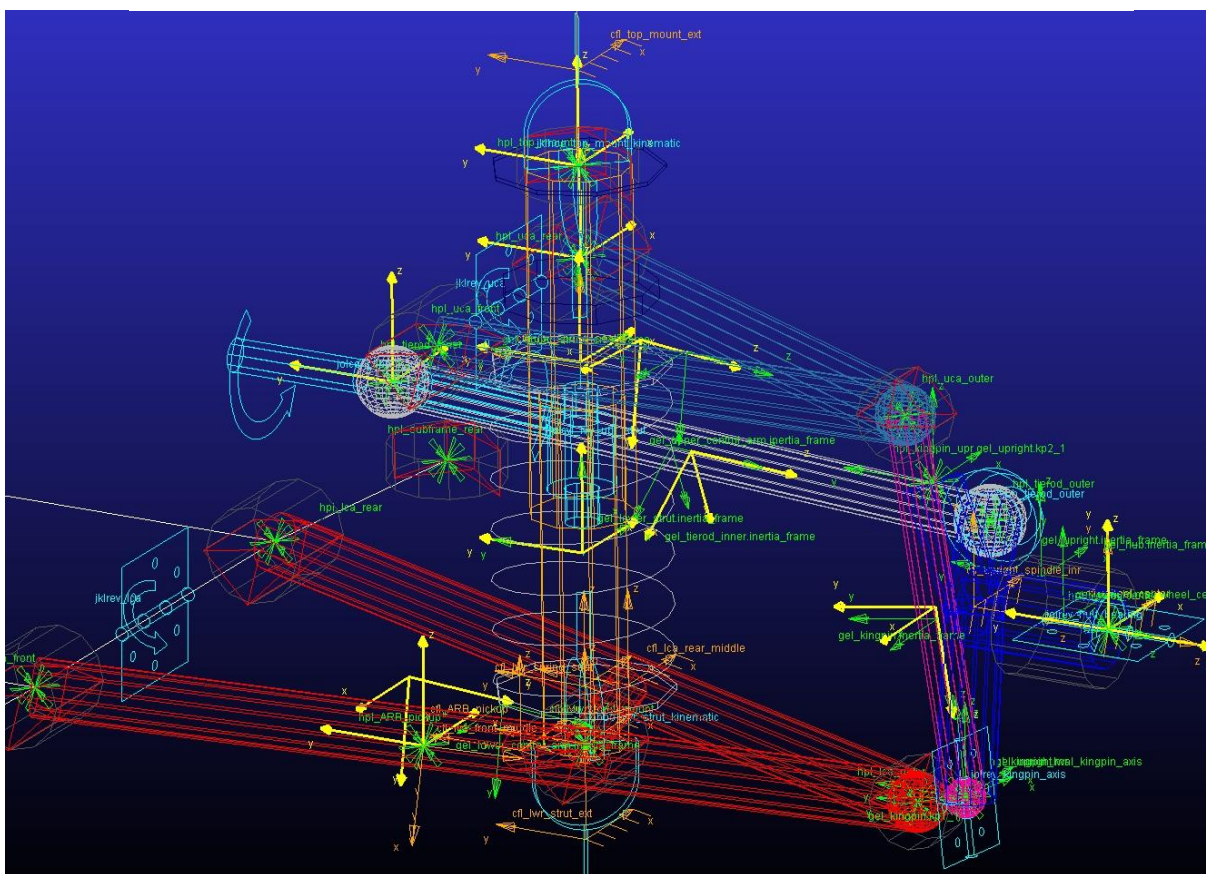
Všechny získané souřadnice a hodnoty byly následně použity pro sestavení kinematického modelu v Multi-body softwaru MSC Adams/Car. Jedná se o nelineární numerický software řešící kinematiku a dynamiku rozsáhlých soustav a soustav s velkým počtem stupňů volnosti. Umožňuje práci s tuhými i pružnými tělesy, které dohromady spojujeme pomocí kinematických vazeb. Stejně jako většina výpočetních softwarů je MSC Adams rozdělen na 3 oddíly. Pre-Processor reprezentován grafickým prostředím, kde danou úlohu tvoříme, Solver, kde dochází k řešení dané úlohy a nakonec Post-Processor sloužící k zobrazení výsledků. Řešíme-li úlohu kinematiky popř. statiky, pak Adams sestavuje a následně Newtonovou metodou řeší soustavu nelineárních algebraických rovnic. Naopak úloha dynamiky vede na

soustavu nelineárních diferenciálních a algebraických rovnic (DAE), které Adams řeší nejčastěji implicitními metodami, jako jsou Newmarkova nebo HHT metoda.

Během tvorby kinematického modelu nápravy bylo nejprve nutné vytvořit parametrické modely zavěšení kol a stabilizátor v prostředí Template Builder. Pro zajištění co nejnižší výpočtové náročnosti, je velmi vhodné při tvorbě každého modelu používat takové kinematické vazby, které zbytečně nepřidají nadbytečné stupně volnosti. Parametrický model zavěšení kol ilustrují obrázky 19 a 20.

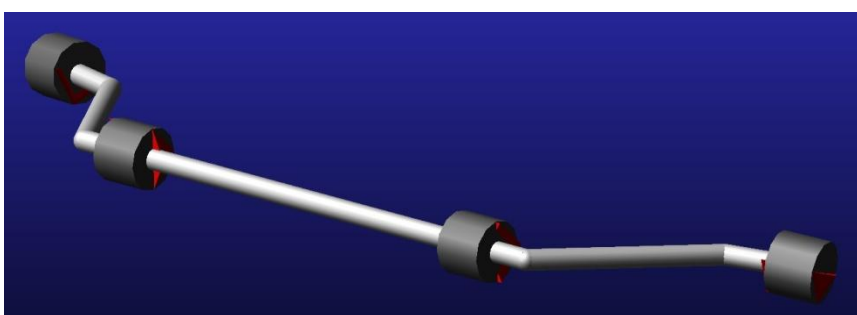


Obr. 19 Stínovaný parametrický model zavěšení kol

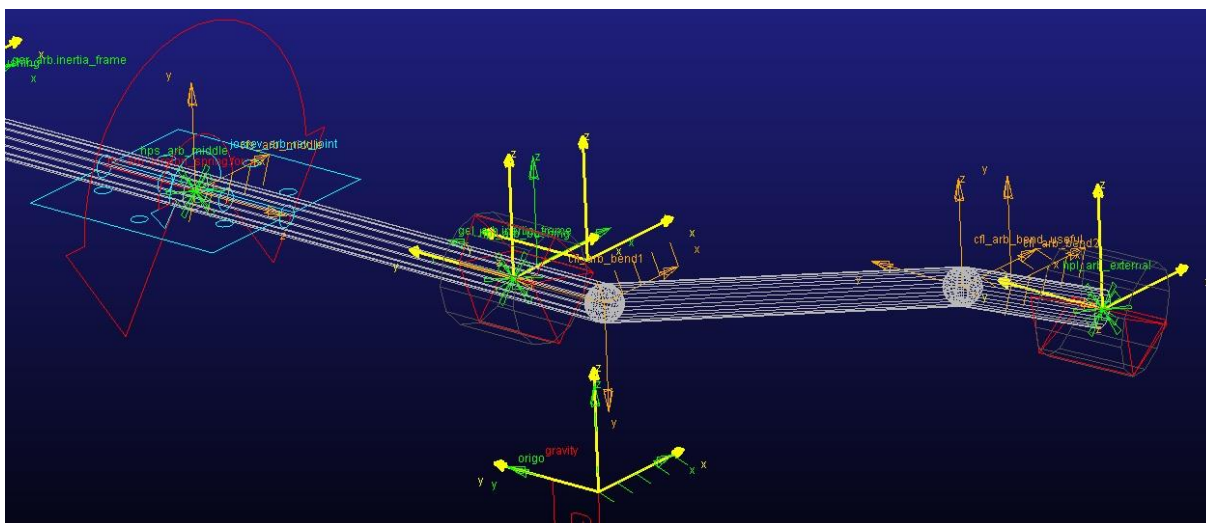


Obr. 20 Drátový parametrický model s detailem na zavěšení levého kola

Tento parametrický model je vytvořen tak, aby na něm bylo možné provádět kinematickou analýzu jednak s ohledem na pružné uložení v silentblocích (poddajný mód) i jednak v případě jejich zanedbání (kinematický mód). Jedinou výjimkou je uložení rejdového čepu. To musí být v každém případě realizováno buď to prostřednictvím dvojice silentbloků nebo silentblokem z jedné strany a z druhé sférickou vazbou. Pro účel minimálních výkyvů kolem osy spojující střed horního a dolního úchytu čepu a tím přesnější analýzy bylo pro uložení rejdového čepu použito dvojice silentbloků. Silentbloku každého uzlu zavěšení byly přiřazeny takové deformační charakteristiky, které nejvíce odpovídají chování obvyklého silentbloku v daném uzlu v reálné praxi a současně byl brán zřetel na jeho konkrétní konstrukční provedení. Úkolem silentbloků ležících před a za upevněním dolních příčných ramen není uložení nápravnice, ale pouze zajišťují stabilitu numerického výpočtu. Parametrický model stabilizátoru můžeme pozorovat na obrázku 21 a 22.



Obr. 21 Stínovaný parametrický model stabilizátoru

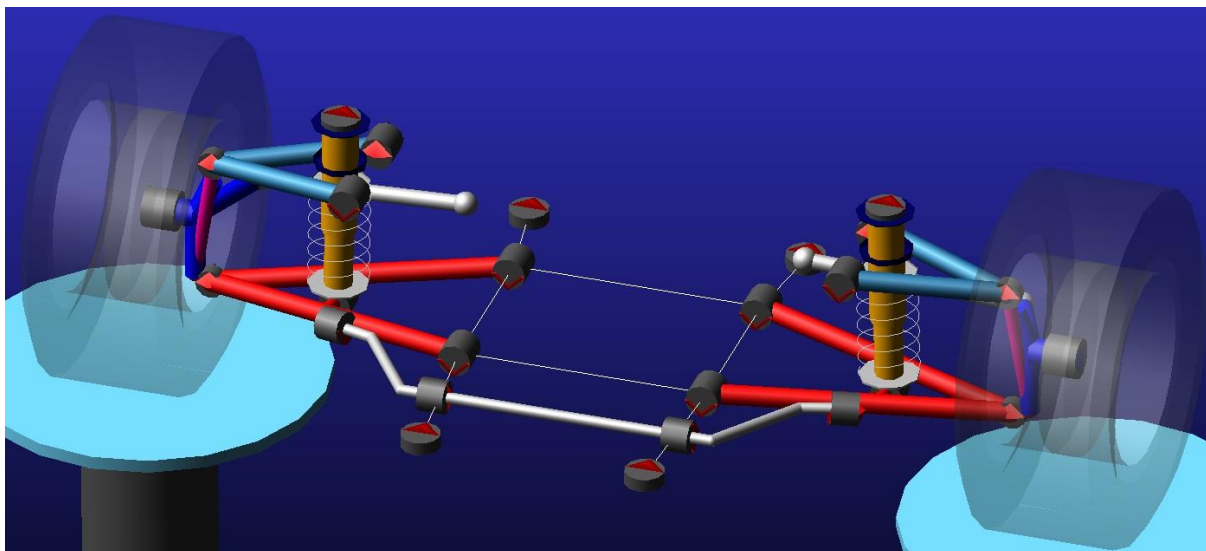


Obr. 22 Drátový parametrický model s detailem na levou stranu stabilizátoru

Tento parametrický model je kompletně uložený v silentblocích a to z pryže nízké tvrdosti, aby bylo umožněno rozsáhlých pohybů stabilizátoru vůči nápravě během propružení. Schopnost stabilizátoru se zkrucovat je dosažena modelováním stabilizátoru jako dvou tuhých těles dohromady spojených torzní pružinou. Ta vykazuje tuhost odpovídající torzní tuhosti stabilizátoru.

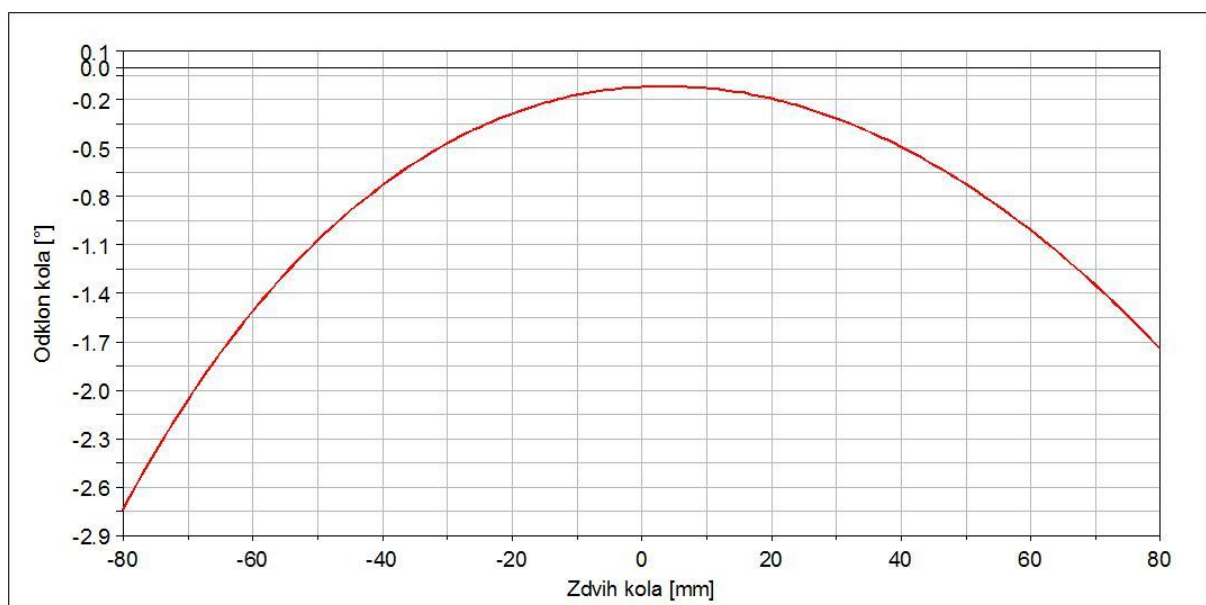
Po dokončení obou parametrických modelů jsme z nich v prostředí Standard Interface vytvořili subsystemy a spojili je do sestavy. Dále jsme nastavili základní parametry nápravy nezbytné pro provádění analýzy. Jedná se zejména o poloměr kola a radiální tuhost

pneumatiky, které pro daný tlak nahuštění volíme obvyklou hodnotu 240 N/mm [10]. Podobu výsledného kinematického modelu nápravy ilustruje obr. 23. Pro provedení kinematické analýzy byla následně použita simulace souběžného zdvihu kol v rozsahu ± 80 mm a to na modelu bez uvažování vlivu silentbloků na zavěšení. Výsledkem bylo získání následujících kinematických charakteristik.

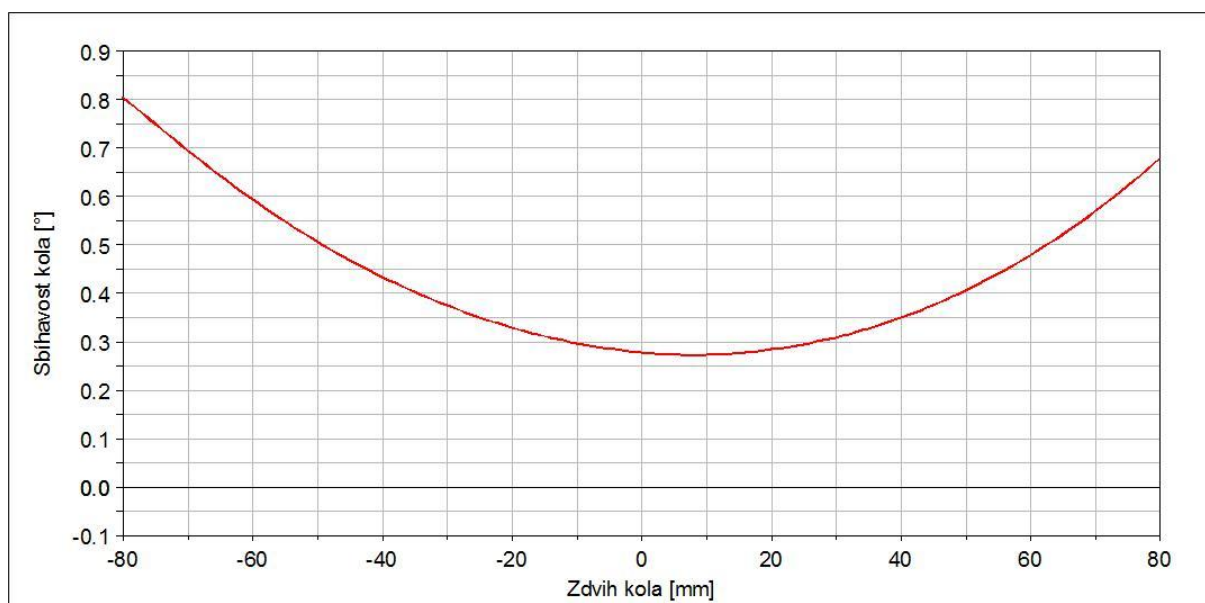


Obr. 23 Kinematický model výchozí nápravy

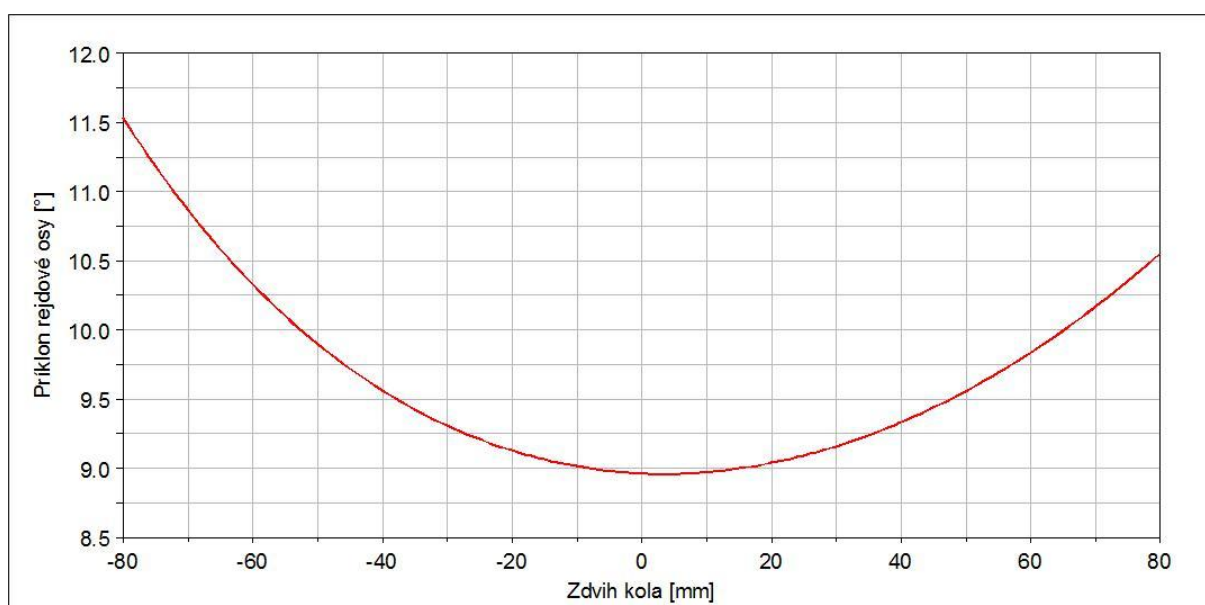
Graf 3 Závislost úhlu odklonu kola na zdvihu kola



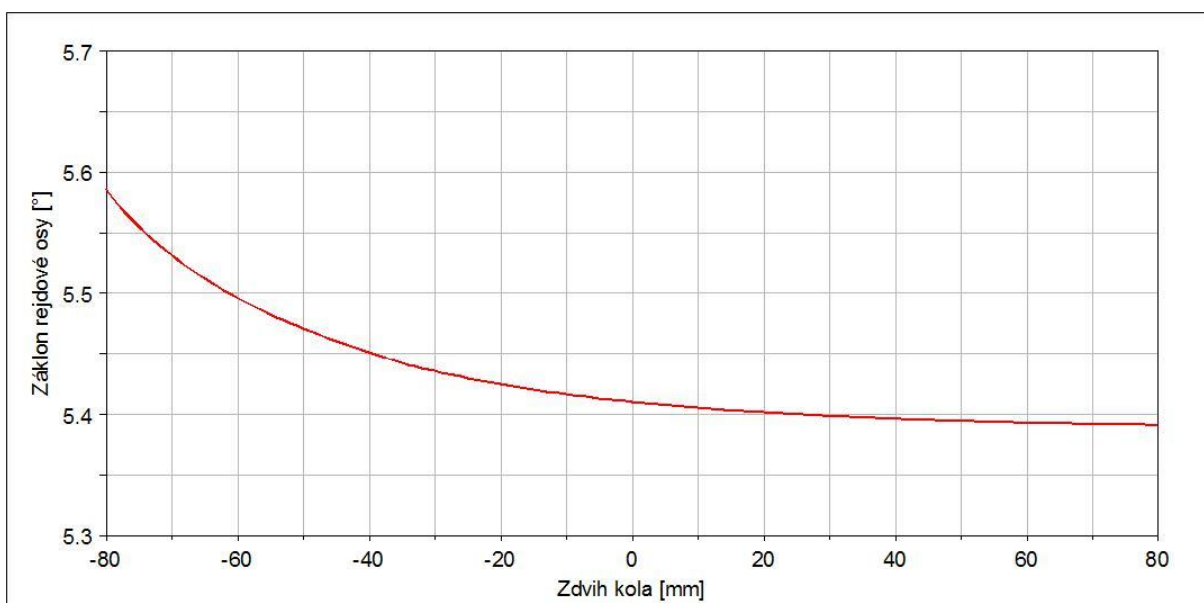
Graf 4 Závislost úhlu sbíhavosti kola na zdvihu kola



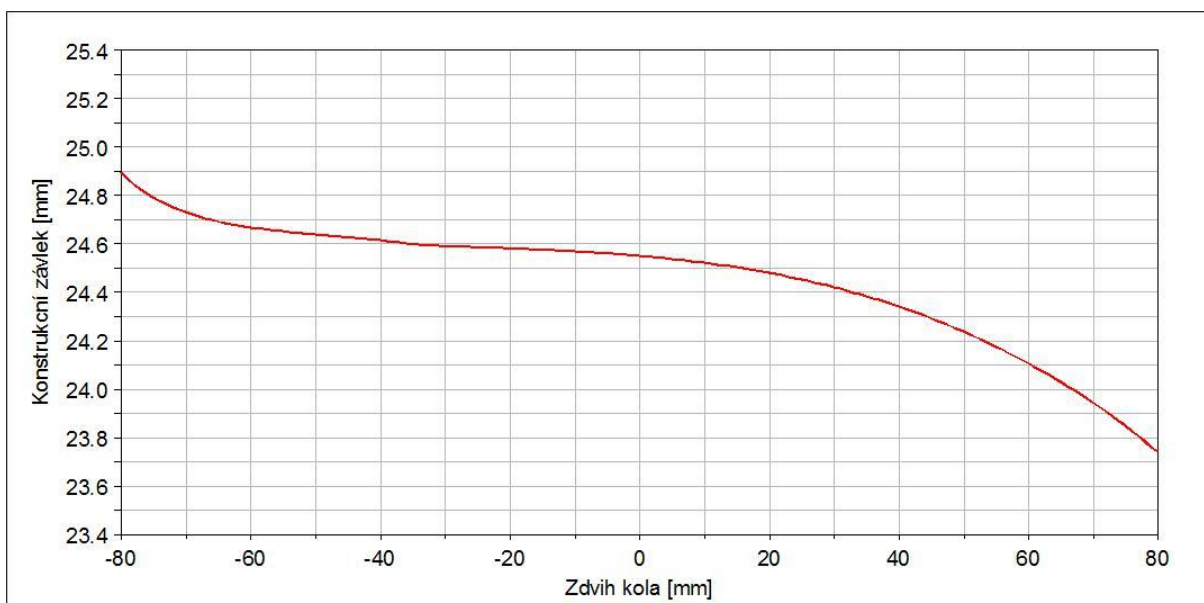
Graf 5 Závislost úhlu příklonu rejdové osy na zdvihu kola



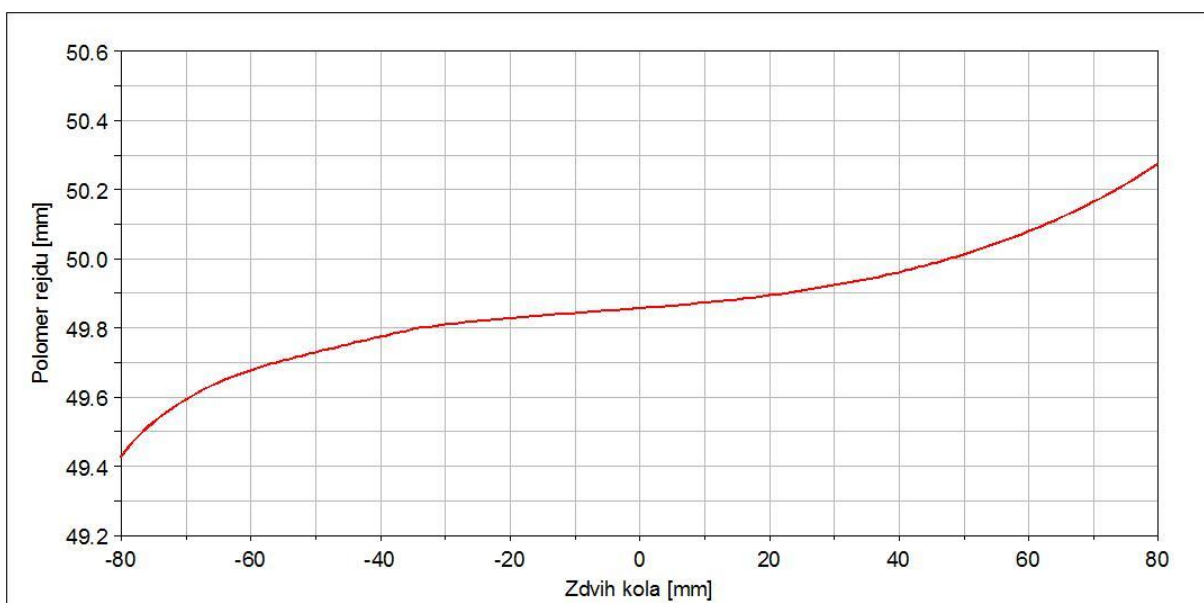
Graf 6 Závislost úhlu záklonu rejdové osy na zdvihu kola



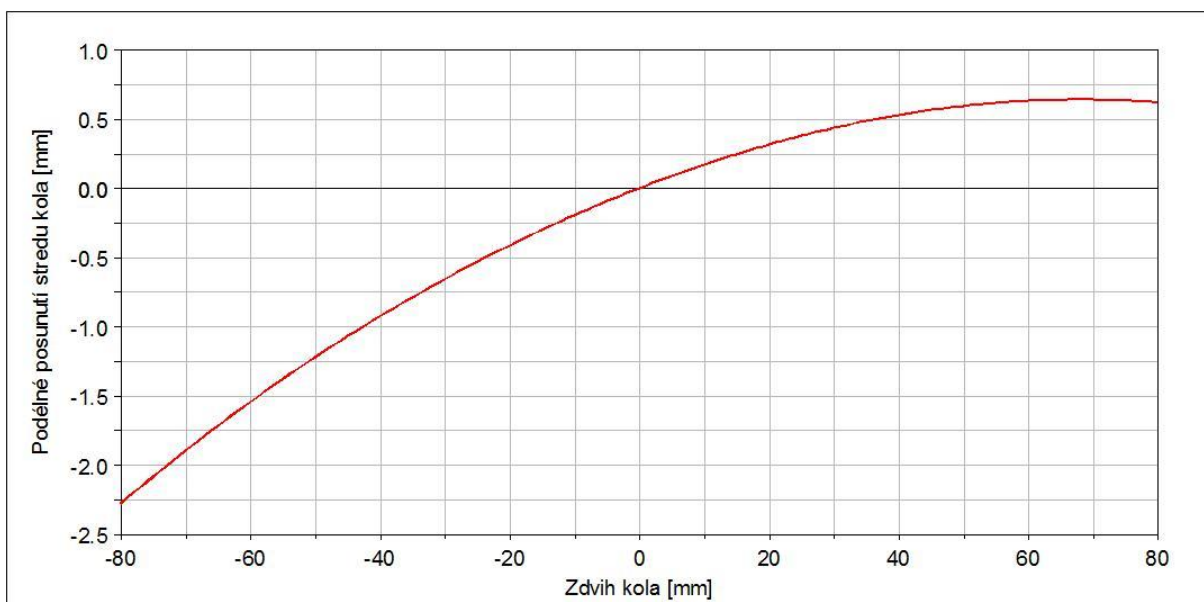
Graf 7 Závislost konstrukčního závleku na zdvihu kola



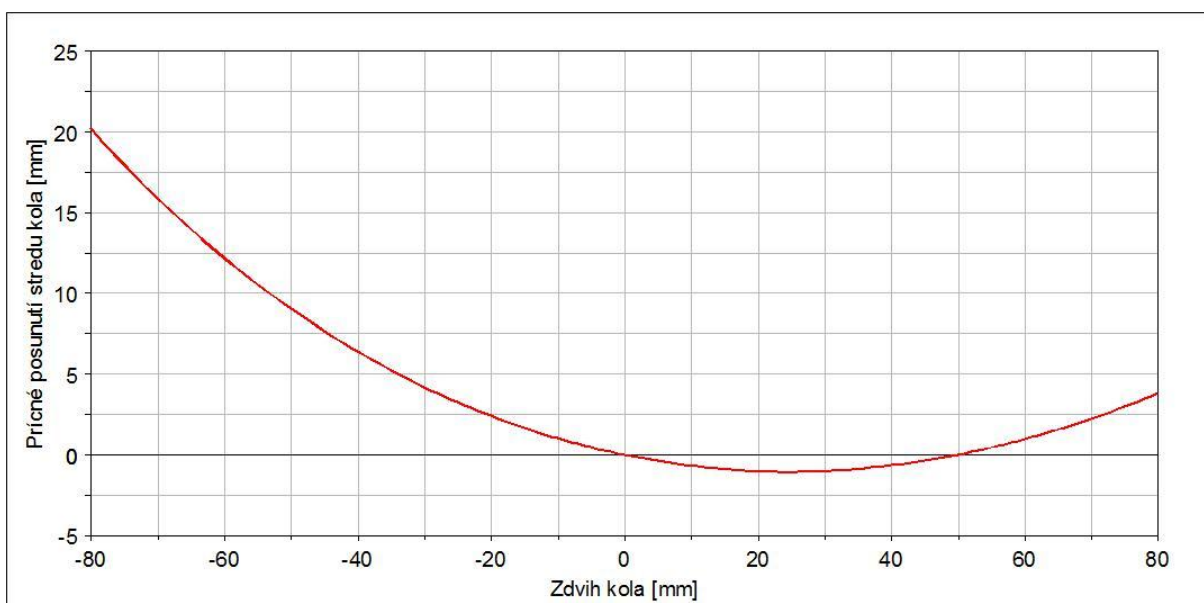
Graf 8 Závislost poloměru rejdu na zdvihu kola



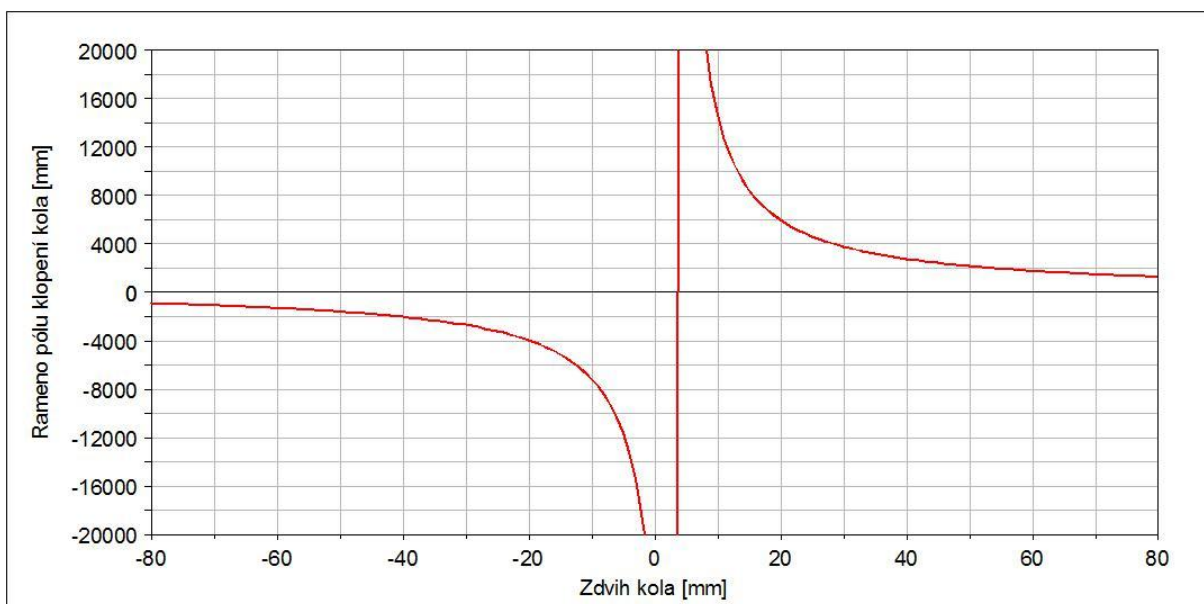
Graf 9 Závislost podélného posunutí středu kola na zdvihu kola



Graf 10 Závislost příčné posunutí středu kola na zdvihu kola

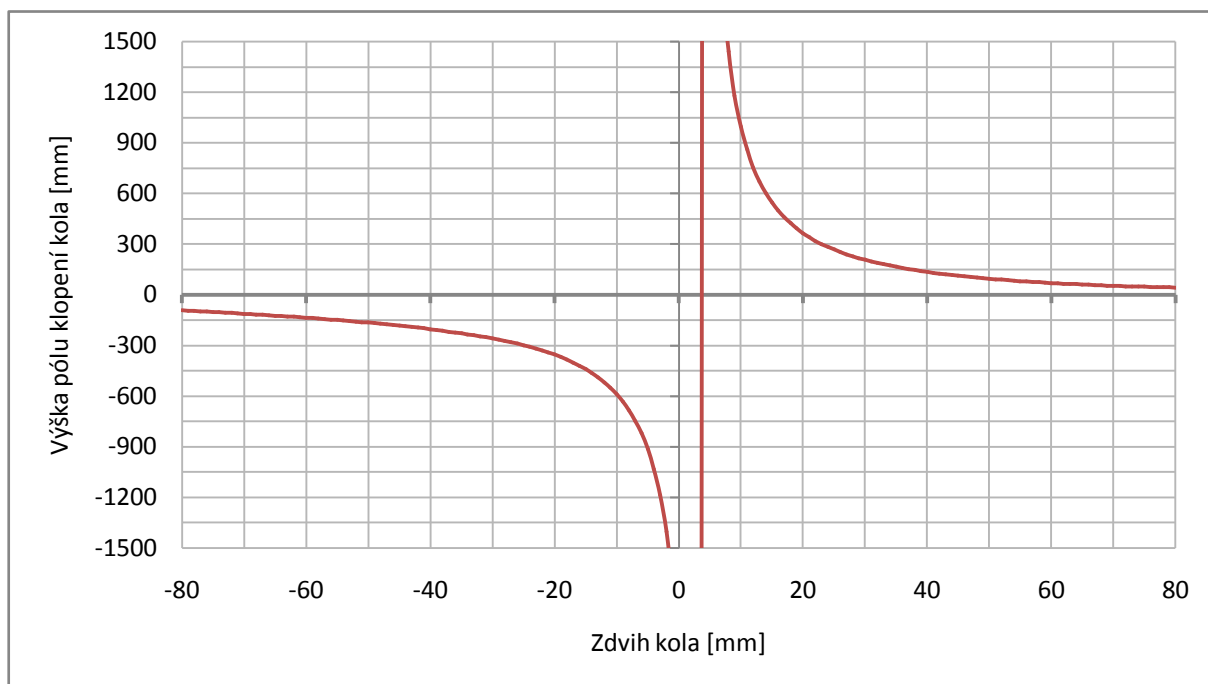


Graf 11 Závislost délky ramene pólu klopení kola na zdvihu kola

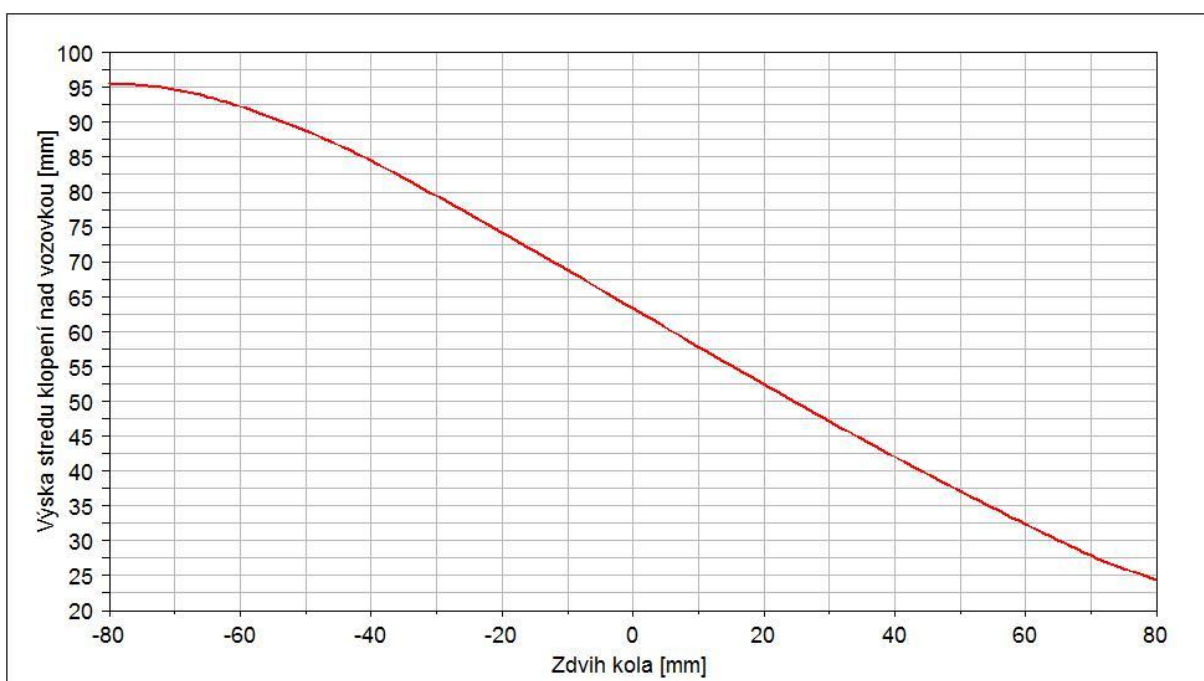


Délka ramene pólu klopení kola nabývá kladných hodnot, leží-li pól klopení na vnitřní straně vůči středu kola. Leží-li na straně vnější, pak nabývá hodnot záporných.

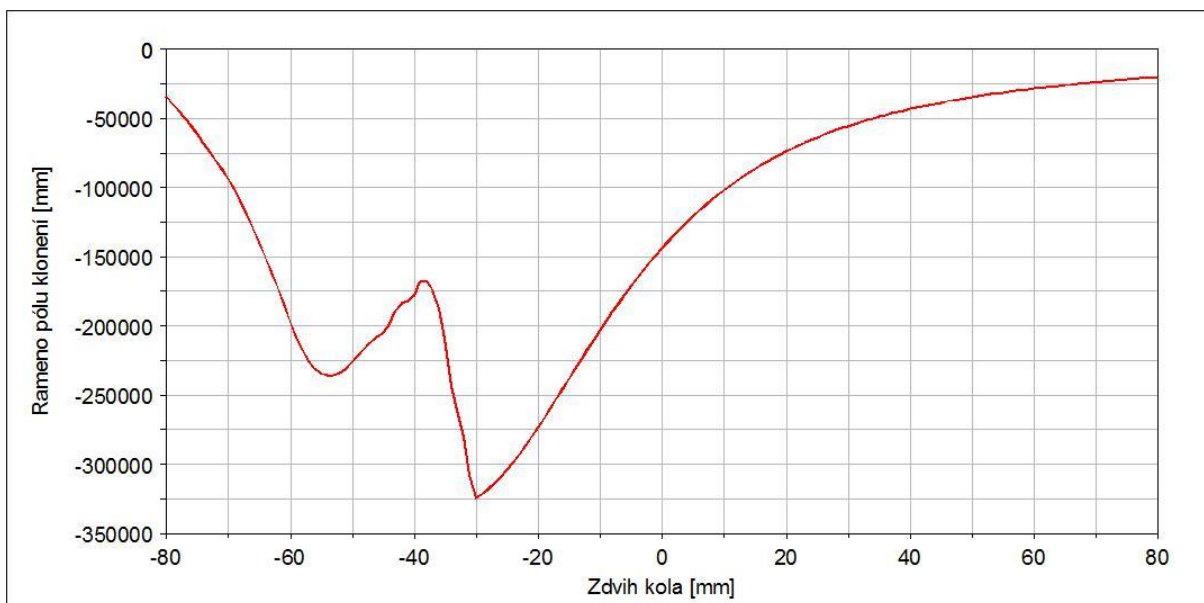
Graf 12 Závislost výšky pólu klopení kola nad vozovkou na zdvihu kola



Graf 13 Závislost výšky středu klopení nápravy nad vozovkou na zdvihu kola

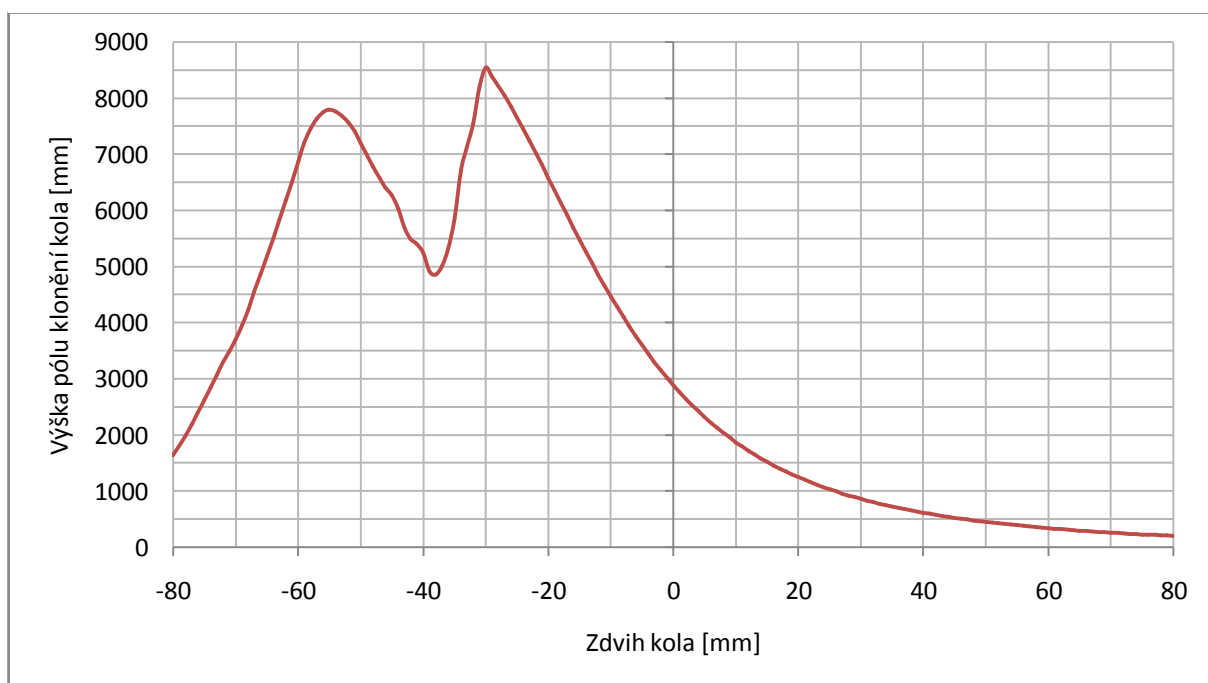


Graf 14 Závislost délky ramene pólu klonění kola na zdvihu kola

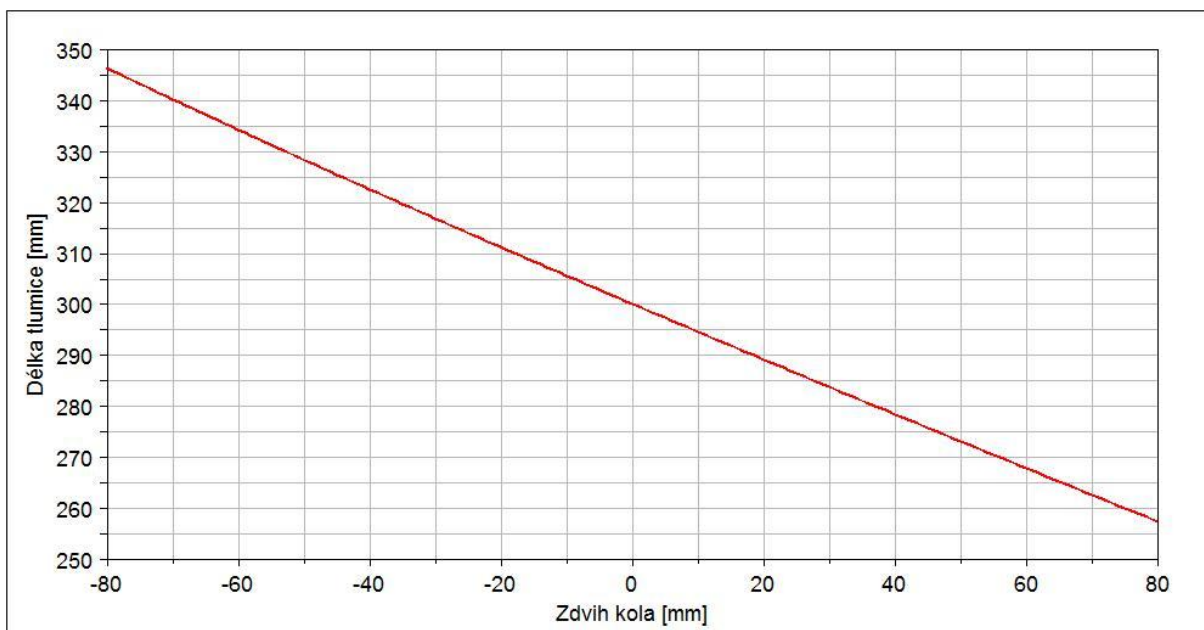


Záporné hodnoty délky ramene pólu klonění kola vykazují, že se pól klonění nachází před středem kola (před přední nápravou).

Graf 15 Závislost výšky pólu klonění kola nad vozovkou na zdvihu kola



Graf 16 Závislost délky tlumiče na zdvihu kola

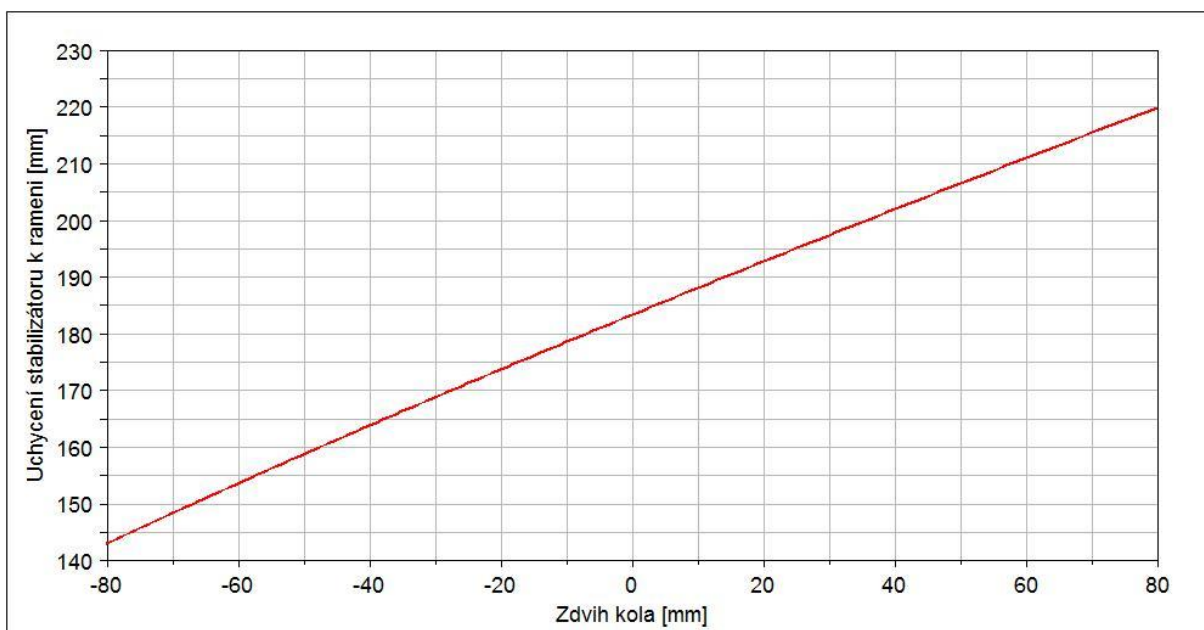


Jelikož stlačení tlumiče odpovídá stlačení pružiny, můžeme s využitím grafu vypočítat i převod mezi zdvihem kola a stlačením pružiny označovaný ve světové literatuře jako motion ratio (MR).

$$MR_{pružina} = \frac{H}{\Delta L}$$

$$MR_{pružina} \doteq 1,86$$

Graf 17 Závislost výšky bodu uchycení stabilizátoru k rameni na zdvihu kola

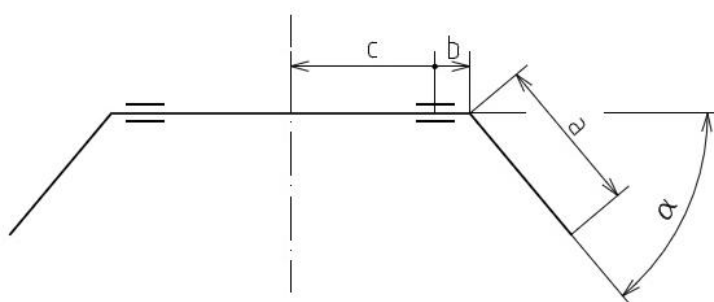


Z grafu můžeme také vypočítat převod mezi zdvihem kola a zvednutím ramene stabilizátoru vhodný pro stanovení silového účinku pod koly vlivem zkroucení stabilizátoru.

$$MR_{\text{stabilizátor}} = \frac{H}{\Delta z}$$

$$MR_{\text{stabilizátor}} \doteq 2,16$$

Jak již bylo zmíněno, důležitým prvkem silně ovlivňujícím jízdní chování a stabilitu vozidla je stabilizátor. Jeho základním charakteristickým parametrem je torzní tuhost. Torzní tuhost stabilizátoru závisí na typu použitého materiálu a na konkrétním konstrukčním provedení. Pro její zjednodušený analytický výpočet nahradíme výchozí stabilizátor výpočtovým modelem ilustrovaným na obr. 24.



Obr. 24 Výpočtový model stabilizátoru

Při výpočtu předpokládáme současné protiběžné propružení obou kol objevující se při průjezdu zatáčky, kdy stabilizátor vykazuje téměř dvojnásobnou tuhost než při jednostranném propružení. S využitím Castiglianovy věty a antisymetrického zatížení prutu byl pro torzní tuhost stabilizátoru odvozen následující vztah, který bere v potaz jeho namáhání v krutu i ohybu:

$$k_T = \frac{3 \sin^2(\alpha) E \pi d^4 G}{64 G \left[3 \cos^2(\alpha) b + c \cos^2(\alpha) + 2c \cos(\alpha) \frac{b}{a} + 3 \cos(\alpha) \frac{b^2}{a} + a + \frac{b^3 + cb^2}{a^2} \right] + 96E[b + c - b \cos^2(\alpha) - c \cos^2(\alpha)]} \quad (23)$$

kde a , b , c , α jsou parametry určující geometrii stabilizátoru, E je Youngův modul pružnosti v tahu, G modul pružnosti ve smyku a d je průměr tyče stabilizátoru.

V případě potřeby tuhosti stabilizátoru jako závislosti mezi silou na rameni a deformačním posuvem stačí použít jednoduchý přepočet:

$$k = \frac{k_T}{a^2 \sin^2(\alpha)} \quad (24)$$

S využitím zmíněných vztahů a znalosti průměru výchozího stabilizátoru, která činí 20 mm, byla přibližně vypočtena torzní tuhost 65 Nm/° a tuhost 160 N/mm.

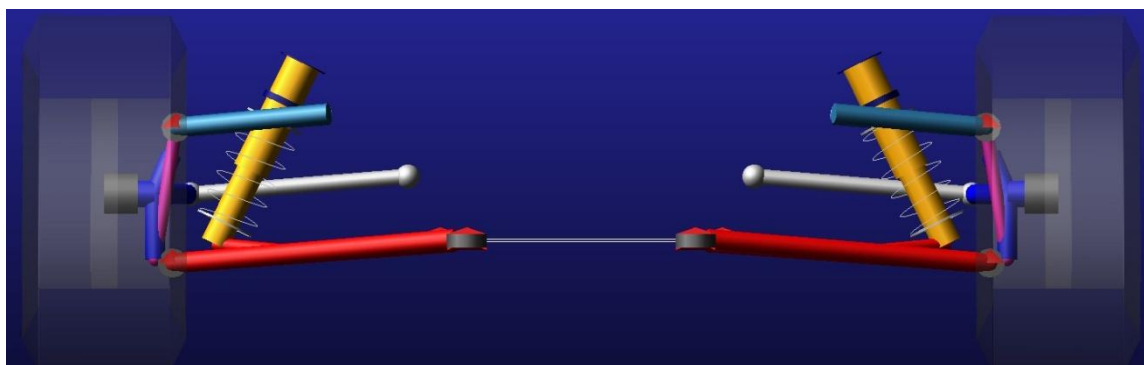
3 ÚPRAVA KINEMATIKY PRO ZLEPŠENÍ JÍZDNÍCH VLASTNOSTÍ VOZIDLA

Jedním z největších problémů výchozí nápravy je krátký zdvih tlumiče. Ten je způsoben připevněním spodního úchyty tlumiče velmi blízko k ose rotace spodního příčného ramene. Na základě toho dochází během jízdy k malé rychlosti pohybu pístu v plášti tlumiče a tím ke generaci malých tlumících sil a takřka neefektivitě tlumiče. Provizorně se snažilo dosáhnout většího zdvihu použitím delších pružin stejné tuhosti, které tak umožní intenzivnější pohyby zavěšení během jízdy a tím lepší přejezd nerovnosti s větším tlumením v tlumiči a tím i lepší kontakt kola s vozovkou. Současně však tímto zásahem dochází k narušení výchozí kinematiky zavěšení, zmenšení rozchodu kol, zvýšení polohy těžiště vozidla a nárůstu aerodynamického odporu. Proto zajistíme prodloužení zdvihu tlumiče jinou cestou a to úpravou jeho vedení. Mimo to bylo pro závodní účely omezeno klopení vozidla v zatáčkách použitím výrazně tužšího stabilizátoru, avšak jeho intenzivním působením může docházet k horšímu kopírování terénu koly a tím snížení podélných i bočních limitů pneumatiky.

3.1 ÚPRAVA VEDENÍ TLUMIČE

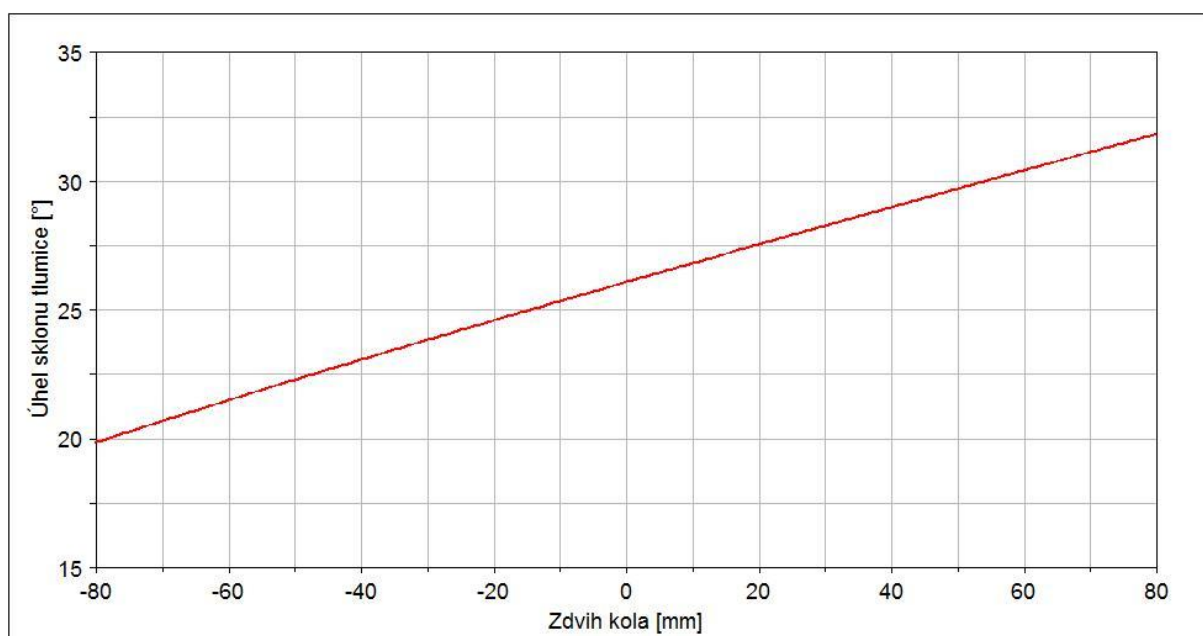
Za účelem prodloužení zdvihu tlumiče posuneme jeho spodní úchyt blíže k těhlici viz obr. 25. Posunutí nesmí být příliš velké, aby úhel sklonu tlumiče během propružení nepřekročil 45° jakožto limitní úhel sklonu pro dvouplášťový tlumič. Použití jednoplášťového tlumiče (s plovoucím pístkem) běžného provedení i varianty s externí nádobkou zde z prostorových důvodů není příliš výhodné. Poloha horního uchycení tlumiče ke karoserii musí zůstat zachována. Úprava má dále tyto následky:

- Zmenšení převodu mezi zdvihem kola a stlačením pružiny na $MR_{pružina} \doteq 1,43$ a tím k poklesu síly působící na pružinu, která je dána součinem $MR_{pružina}$ a svislé síly působící pod kolem. Můžeme pak snížit tuhost pružiny zmenšením průměru drátu, čímž zmenšujeme i hmotnost neodpružených hmot. Menší hmotnost neodpružených hmot má za následek menší přenos vibrací na karoserii. Adekvátním snížením tuhosti pružiny zabezpečíme při stejném počátečním stlačení na instalovanou délku stejnou světlou výšku vozu jako ve výchozím případě, kdy na pružinu působila síla mnohem větší.
- Nárůst klopné tuhosti nápravy zvětšením ramene síly působící v pružině vzhledem ke středu klopení (přibližně kvadratická závislost), čímž zpátky vyvážíme pokles klopné tuhosti v důsledku výhodného snížení tuhosti pružiny. Jinými slovy zachováme-li projev tuhosti pružiny ve svislé rovině procházející středem kola (wheel rate), pak se klopná tuhost nápravy úpravou vedení tlumiče nezmění.
- Pokles ohybového namáhání spodního ramene, což nám dovoluje zmenšit průřezy a tím opět snížit hmotnost zavěšení.
- Větší změny úhlu sklonu tlumiče během propružení a tím jeho zvýšené ohybové namáhání. Přesný průběh úhlu sklonu vykresluje graf 18.



Obr. 25 Úprava vedení tlumiče

Graf 18 Závislost úhlu sklonu tlumiče v příčném směru na zdvihu kola



3.2 ÚPRAVA POLOHY STŘEDU KLOPENÍ

Jak již bylo úvodem této kapitoly zmíněno, na vozidle je použit velmi tuhý stabilizátor za účelem omezení klopení vozidla. Ten však vede při rychlých průjezdech zatáčkou k poměrně velkému zvedání vnitřního kola nápravy, což je pro stabilitu a ovladatelnost vozidla velmi nežádoucí. Proto tuhost stabilizátoru snížíme a to konkrétně z výchozí klopné tuhosti od stabilizátoru 385 Nm/° na hodnotu 320 Nm/° (hodnota klopné tuhosti od výchozího stabilizátoru vypočtena s využitím softwaru MSC Adams/Car). Před započítáním následující analýzy bylo zapotřebí ještě zjistit výšku středu klopení zadní nápravy $h_r = 65 \text{ mm}$, výšku těžiště vozidla $h_T = 380 \text{ mm}$ a rozvor kol $L = 2400 \text{ mm}$, odkud byla určena výška těžiště nad osou klopení $h_1 = 315,9 \text{ mm}$. Dále bylo stanoveno silové zatížení pod předními a zadními koly s uvažováním řidiče ve vozidle $W_f = 3865,1 \text{ N}$ a $W_r = 5160,1 \text{ N}$. Poté bylo zapotřebí vypočítat

klopnou tuhost přední a zadní nápravy. Jak již bylo zmíněno během předchozí úpravy vedení tlumiče, wheel rate na přední nápravě byl zachován (konkrétně řešeno v kapitole 4.2 věnované návrhu odpružení) a klopná tuhost přední nápravy tedy zůstává $506,1 \text{ Nm/}^\circ$. Pro výpočet klopné tuhosti zadní nápravy byla nejprve zjištěna tuhost pružin na zadní nápravě vozidla $k_z = 30 \text{ N/mm}$ a převod mezi zdvihem kola a stlačením pružiny $MR_{\text{zadní_pružina}} = 0,87$, odkud byl vypočítán wheel rate zadní nápravy a z něj pak klopná tuhost zadní nápravy $696,3 \text{ Nm/}^\circ$. V následujících výpočtech budou hodnoty úhlu klopení a příčných přesunů tíhy počítány vždy pro průjezd zatáčkou s bočním zrychlením $1g$ ($9,81 \text{ ms}^{-2}$).

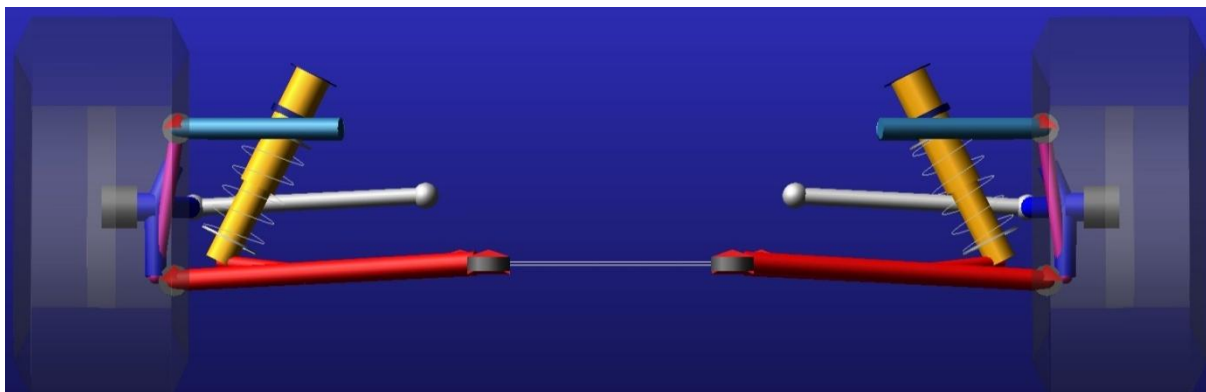
Nevýhodou snížení tuhosti stabilizátoru však je nárůst příčného přesunu tíhy na zadní nápravě a pokles příčného přesunu tíhy na přední nápravě jak vysvětlují i vztahy (16), (17) a (18). Dochází tak k poklesu celkové boční síly na zadní nápravě a jejímu nárůstu na přední nápravě. I přesto, že boční síla zůstala na přední nápravě pořád podstatně menší než na zadní nápravě, vede tato úprava k oslabení nedotáčivého účinku na vozidlo. To pro automobil s motorem vzadu, s přirozenou přetáčivostí, není příliš žádoucí. Samozřejmě došlo i k mírnému nárůstu klopení (z $1,85^\circ$ na $1,94^\circ$), které by u závodního vozidla taktéž mělo být co nejmenší. Proto provedeme další úpravy. Snížíme celou přední část vozu o 10 mm. Konkrétně se jedná o body připevnění příčných ramen k nápravnici, připevnění řídicí tyčky ke spojovací tyči a horní úchyt tlumiče. Dojde tak ke snížení těžiště vozidla, zmenšení jeho aerodynamického odporu a zmenšením úhlu sklonu spodního ramene i k menším změnám úhlu sklonu tlumiče během propružení a ke snížení okamžitého pólu klopení kola. I přes výhody, které nám snížení přední části vozidla přináší, jej nemůžeme provést o větší hodnotu, jelikož vede k mírnému zkracování délky tlumiče ve statickém stavu. V případě naší konkrétní úpravy došlo k jeho zkrácení o přibližně 7 mm a to na délku 293 mm, nicméně zdvih tlumiče zůstal zachován na přibližně stejné hodnotě. Současně se snížením zmíněných bodů došlo i ke snížení středu klopení nápravy. Proto jeho polohu opět zvýšíme. Omezíme tak klopení vozidla zmenšením výšky těžiště nad osou klopení a navíc zajistíme výrazný pokles příčného přesunu tíhy (elastické složky) na zadní nápravě při zachování přibližně stejného přesunu tíhy na přední nápravě (pouze se navýšila jeho geometrická složka a poklesla složka elastická). Došlo tak zpátky k posílení nedotáčivého účinku na vozidlo. Porovnání úhlů klopení a příčných přesunů tíhy pro stav před a po celkové úpravě lze vidět v následující tabulce 2.

Tab. 2 Porovnání úhlů klopení a příčných přesunů tíhy při boční zrychlení $1g$

	Výchozí	Upraveno
Φ [°]	1,85	1,84
ΔF_{zf} [N]	1336,2	1305,7
ΔF_{zr} [N]	1146,4	1137,1

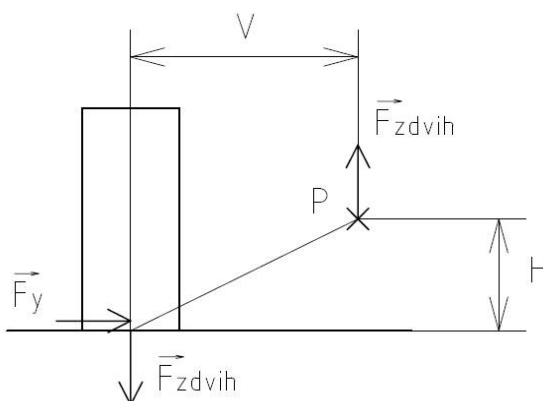
Zvýšení středu klopení přední nápravy bylo dosaženo změnou sklonu horního příčného ramene a to posunutím horního úchyty těhlice do vyšší polohy. Volbou úhlu sklonu horního ramene však silně ovlivňujeme i průběh odklonu kola během propružení. Výchozí náprava s rovnoběžnými skloněnými rameny se vyznačovala silným negativním odklonem kola při vyvážení, jak lze vidět na Grafu 3, který je příčinou výrazného zmenšování kontaktu vnitřního

kola s vozovkou během zatáčení. Proto výslednou polohu horního úchyty těhlice volíme takovou, aby horní příčné rameno zaujímalo ve statickém stavu vodorovnou polohu a to i přesto, že touto geometrií došlo k výraznějšímu zvýšení středu klopení nápravy, než jsme potřebovali, z 63 mm na 87 mm ve statickém stavu. Výslednou podobu zavěšení po snížení a změně sklonu horního ramene lze vidět na obr. 26.



Obr. 26 Úprava polohy středu klopení nápravy

Bohužel zvýšení středu klopení nápravy za účelem omezení klopení vozidla a současná úprava pro zajištění příznivého průběhu odklonu kola však se sebou přináší jistou nevýhodu a to nárůst sil vyvolávajících od vnějšího kola zdvihací a od vnitřního klesající efekt na vozidlo. Tyto síly jsou při průjezdu zatáčkou generovány bočními silami v kontaktech kol, jak ilustruje obr. 27.



Obr. 27 Generace zdvihací síly

Velikost zdvihacích resp. klesacích sil je tedy spojena s polohou pólu klopení kola. Konkrétní hodnota zdvihací síly na počátku klopení vozidla je pak s využitím momentové ekvivalence dána vztahem:

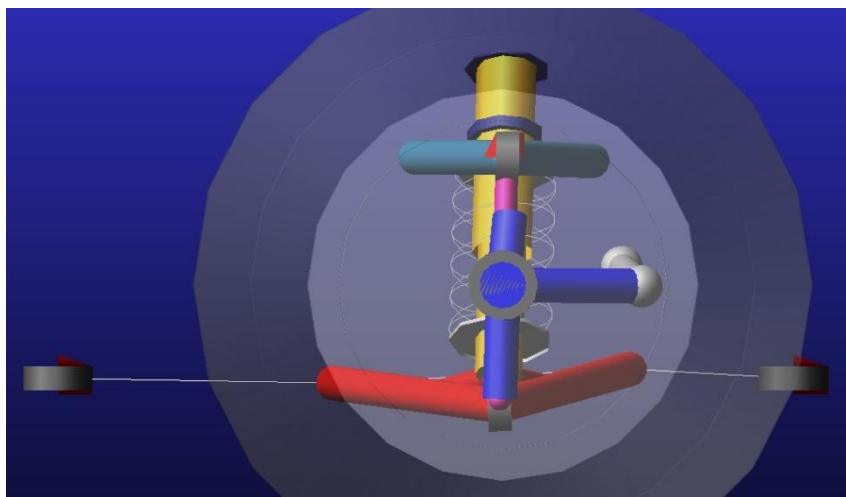
$$F_{zdvih} = F_y \cdot \frac{H}{V}, \quad (25)$$

kde F_y je boční síla v kontaktu kola a H , V jsou parametry určující polohu pólu klopení viz obr. 27.

Jelikož změna sklonu horního příčného ramene vedla ke snížení i přiblížení pólu klopení ke středu kola, došlo ve statickém stavu ke zvětšení podílu H/V z 0,075 na 0,119, a tedy ke zvětšení zdvihacích i klesacích sil. Nicméně tento negativní nárůst je dostatečně vyvážen výhodami, kterých jsme danou úpravou zavěšení dosáhli a to snížení tuhosti stabilizátoru při současném zachování malého klopení vozidla a výhodný průběh odklonu kola při vyvěšení.

3.3 ÚPRAVA POLOHY PÓLU KLONĚNÍ

Pól klonění výchozí nápravy se nachází před středem kola. Pohybuje se však v tak velké vzdálenosti před vozidlem (viz Graf 14), že můžeme příčná ramena přibližně uvažovat v podélném směru jako rovnoběžně uložená. Takto provedená geometrie zavěšení však není příliš výhodná, jelikož během brzdění nevykazuje žádné chování anti-dive. Ačkoliv se u vozidla objevuje pouze mírné předklánění dané výhodnou polohou jeho těžiště, přece jenom důsledkem negativního odklonu kol při jejich stlačování nastává zmenšování kontaktních ploch pneumatik s vozovkou, a tak zhoršování brzdného účinku. Proto je výhodné přesunout pól klonění kola za přední nápravu, aby tak vykazovala chování anti-dive. To provedeme změnou polohy bodů uchycení dolního příčného ramene k nápravnici. Jeho zadní úchyt posuneme výše a přední níže tak, že rozdíl v jejich výškové poloze je přibližně 12 mm. Uložení horního příčného ramene ponecháme stejné. Výsledkem pak získáme naprosto postačující chování pro koncepci našeho vozidla vykazující nepatrné klonění a to přibližně 25% anti-dive. Větší hodnoty anti-dive by vyžadovaly větší sklon příčných ramen v podélném směru, což by mělo za následek výrazné změny úhlu záklonu rejdové osy během propružení a tím i konstrukčního závleku. Podobu zavěšení po úpravě polohy pólu klonění můžeme pozorovat na obr. 28.



Obr. 28 Úprava polohy pólu klonění

Je zřejmé, že touto změnou polohy pólu klonění (snížení a přiblížení ke středu kola) došlo ke zvětšení zdvihacích sil působících na vozidlo během brzdění. Jejich konkrétní hodnotu lze podobně, jako tomu bylo v případě klopení vozidla, vypočítat ze vztahu:

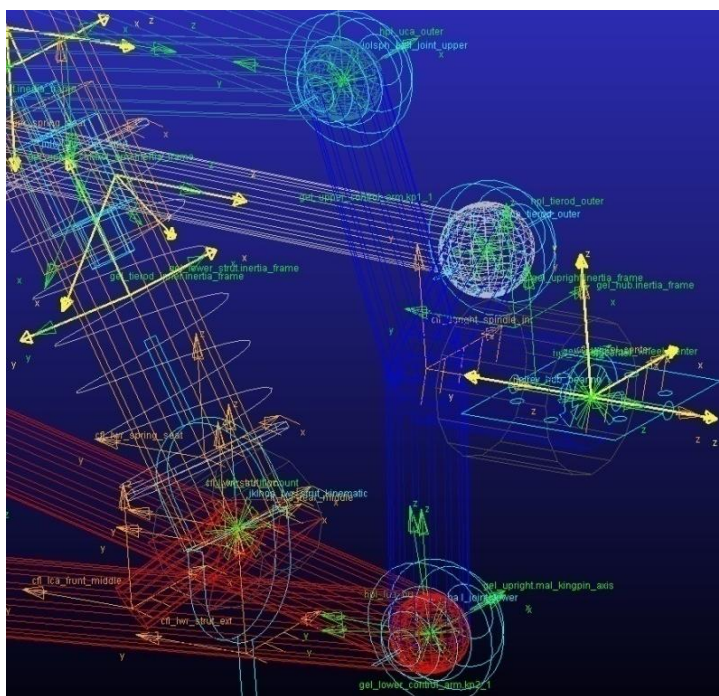
$$F_{zdvi h} = F_b \cdot \frac{H}{V}, \quad (26)$$

kde H představuje výšku pólu klonění nad vozovkou a V jeho vodorovnou vzdálenost od středu kola.

Úpravou polohy pólu klonění tedy došlo ke zvětšení podílu H/V ve statickém stavu na hodnotu 0,086. Takto nízká hodnota však nepředstavuje žádné riziko.

3.4 ÚPRAVA ULOŽENÍ TĚHLICE

Současné zavěšení má těhlici tvořenou tzv. otočným čepem nasunutým na rejdové čepu, který je shora přichycen k rameni rotačním silentblokem a ze spodu prosunut tzv. rejdovou hlavicí taktéž otočně uloženou ve spodním rameni rotačním silentblokem. I přesto, že použití silentbloků by teoreticky umožnilo změny záklonu rejdové osy, jsou příčná ramena výchozí nápravy, jak již bylo zmíněno, v podélném směru přibližně rovnoběžně uložena, a tak je změna záklonu rejdové osy téměř nulová viz Graf 6. Změny záklonu rejdové osy by totiž způsobily výrazné opotřebení rotačních silentbloků rejdového čepu, které by vedlo k malé tuhosti uložení a nejistotě v řízení. Proto současné provedení nahradíme těhlicí uloženou v horním a spodním rameni kulovými čepy, které umožní změny záklonu rejdové osy vyvolané geometrií anti-dive a přitom zajistí dostatečnou tuhost uložení. Změnu uložení těhlice ilustruje obr. 29.

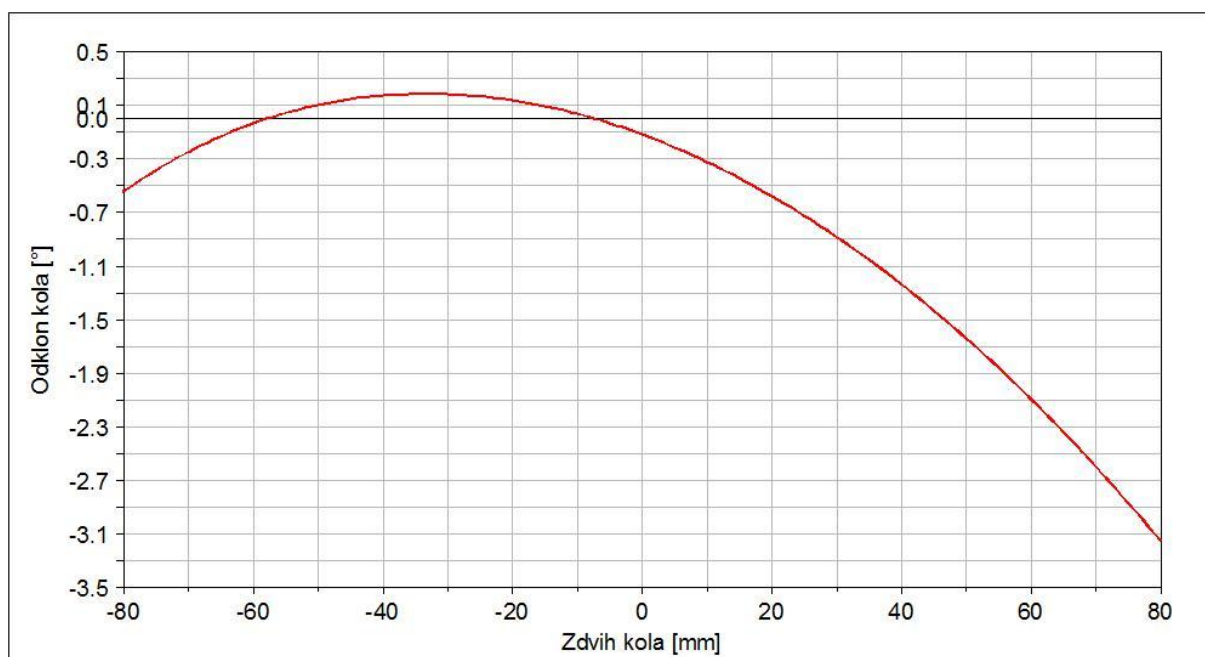


Obr. 29 Drátový model zavěšení s detailem na uložení těhlice

Následně bylo zapotřebí upravit horní a spodní úchyt těhlice tak, aby zavěšení vykazovalo vhodný průběh odklonu kola, záklonu a příklonu rejdové osy, poloměru rejdu a konstrukčního závleku během propružení. Došlo tedy k posunutí horního i spodního úchyty těhlice blíže ke kolu za účelem menších změn odklonu a rozchodu kol skrze prodloužení příčných ramen. Posunutí horního bodu však musí být menší, aby byl zachován dostatečný příklon rejdové osy a tím i vhodný poloměr rejdu. Dosáhneme tak ve statickém stavu příklonu rejdové osy 8° a

poloměru rejdu 54 mm. Známe-li pak statickou hmotnost pod předními koly 514 kg (plně obsazené vozidlo) a pro příklad uvažujeme střední úhel natočení předních kol 30° , pak je vratný moment daný příklonem rejdové osy s využitím vztahu (4) a (5) přibližně 32 Nm. Došlo tak k jeho mírnému zmenšení vůči výchozímu zavěšení, které při stejných podmínkách důsledkem většího příklonu generovalo vratný moment přibližně 37 Nm. Naproti tomuto jsme získali velmi výhodný průběh odklonu kola viz Graf 19.

Graf 19 Závislost úhlu odklonu kola na zdvihu kola



Zde se při vyvěšení pohybujeme v pozitivním odklonu, čímž při průjezdu zatáčkou zajišťujeme dobrý kontakt vnitřního kola s vozovkou a tím i jeho lepší podélné a boční limity. Vracení kol zpátky k negativnímu odklonu při velkém vyvěšení je způsobeno stále malou délkou horního ramene. To však z důvodu požadavku na zachování připevnitelnosti zavěšení ke stávajícímu vozidlu nelze více prodloužit. Navíc bude-li maximální vyvěšení kola omezeno přibližně na 55 mm, pak se do negativního odklonu při vyvěšení vůbec nedostaneme. Z důvodu mírně většího negativního odklonu kola při stlačení je zapotřebí výrazně zmenšit záklon rejdové osy a to z $5,4^\circ$ na $2,7^\circ$ ve statickém stavu, abychom tak omezili jeho důsledek ve zvětšování negativního odklonu vnějšího kola. Odklon kola ve statickém stavu zůstal zachován na výchozí hodnotě $-0,11^\circ$.

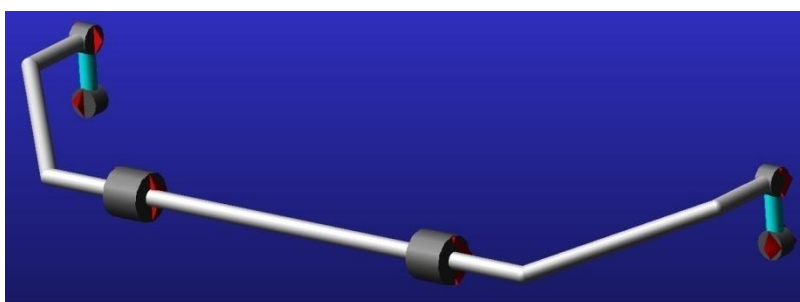
Vhodného záklonu rejdové osy a konstrukčního závleku bylo dosaženo posunutím horního úchyty těhlice směrem vzad. Poloha spodního úchyty těhlice zůstala v podélné rovině nezměněna a do téže polohy v podélném směru byl posunut i spodní úchyt tlumiče.

Nakonec bylo zapotřebí upravit polohu kulového čepu řídicí páky těhlice a vytvořit tak přijatelný průběh sbíhavosti kol během propružení. Přitom byl kladen důraz na zachování správné Ackermannovy geometrie řízení. Na základě mírného zvětšení poloměru rejdu vyvolanému menším příklonem rejdové osy vzhledem k výchozímu zavěšení bylo zapotřebí zvětšit úhel sbíhavosti kola ve statickém stavu na $0,3^\circ$, abychom tak zabránili možné rozbíhavosti kol během jízdy působením jízdních odporů. Následně bylo s kulovým čepem řídicí páky posunuto do takové polohy, aby zavěšení vykazovalo samořízení během klopení

(roll steer) a to ve smyslu posílení nedotáčivosti vozidla. Tím vynahradíme její oslabení dané menším příklonem rejdové osy, menším konstrukčním závlekem a průběhem odklonu s lepší přilnavostí kol. Poloha bodu uchycení řídicí tyčky ke spojovací tyči musí zůstat zachována.

3.5 ÚPRAVA STABILIZÁTORU

Výchozí stabilizátor byl ke spodním příčným ramenům vázán přímo prostřednictvím silentbloků, které se během většího propružení výrazně deformovaly a opotřebovávaly. Nahradíme tedy toto provedení stabilizátorem spojeným s dolními příčnými rameny pomocí táhel. Tato konstrukce nám navíc dává možnost použití stabilizátoru s variabilní tuhostí. Parametrické modely upraveného stabilizátoru ilustrují obr. 30 a 31.



Obr. 30 Stínovaný parametrický model stabilizátoru



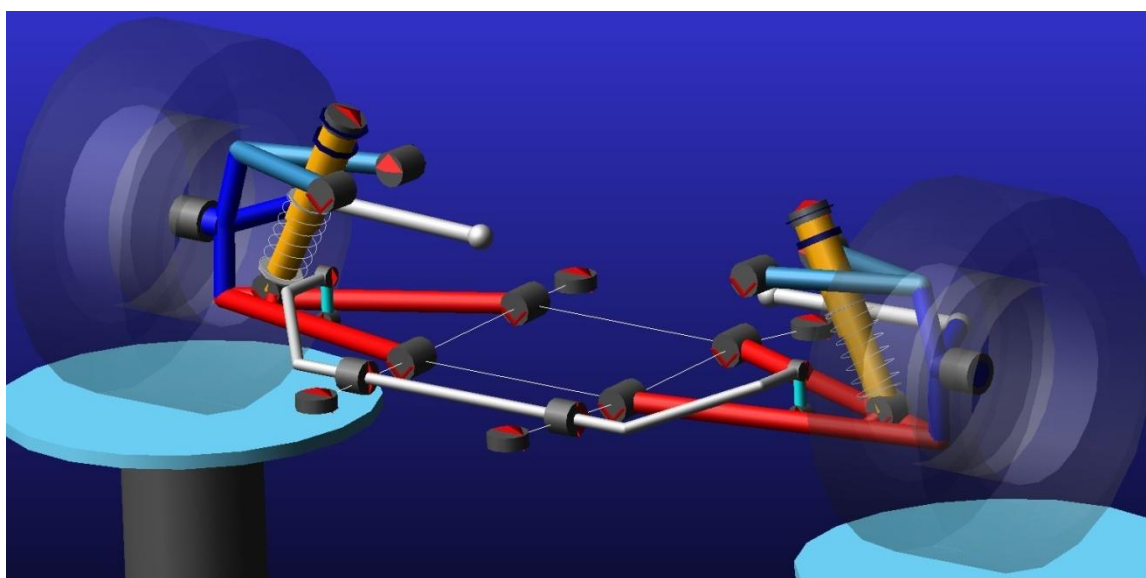
Obr. 31 Drátový parametrický model s detailem na levou stranu stabilizátoru

Poloha silentbloků uchycení stabilizátoru ke karoserii zůstala zachována. Body jeho připevnění k příčným ramenům však byly posunuty blíže ke kolu, a tak došlo ke zmenšení převodu mezi zdvihem kola a zvednutím ramene stabilizátoru na $MR_{stabilizátor} \doteq 2,05$. Z toho důvodu je pro získání stejného silového účinku pod kolem vyvolaného zkroucením stabilizátoru potřeba stabilizátoru menší tuhosti než v případě výchozího provedení a to konkrétně 144,12N/mm. Chceme-li však řešit vliv stabilizátoru na klopení vozidla, musíme si vyjádřit tzv. klopnou tuhost stabilizátoru, která závisí na tuhosti stabilizátoru a vzájemné vzdálenosti bodů jeho uchycení k táhlům popř. přímo ke spodním ramenům (výchozí náprava). Výrazně její hodnotu ovlivňuje i tvrdost silentbloků, ve kterých je stabilizátor uložen i případných silentbloků umožňujících spojení se spodními rameny. S využitím softwaru MSC Adams byla vypočtena klopná tuhost výchozího stabilizátoru 385Nm/°. Důvodem její poměrně nižší hodnoty vzhledem k tuhosti použitého stabilizátoru je právě menší boční vzdálenost bodů jeho uchycení a vazba se spodními příčnými rameny pomocí

měkkých silentbloků. Při volbě klopné tuhosti nového stabilizátoru uskutečněné již v podkapitole 3.2 byla s využitím rovnic (16), (17) a (18) volena pro upravený stabilizátor klopná tuhost $320\text{Nm}/^\circ$. Při daném provedení stabilizátoru požadovaná klopná tuhost přibližně odpovídá tuhosti $98,5\text{N/mm}$. Výsledné zavěšení nakonec po všech úpravách zajišťuje nejenom menší klopení vozidla, ale i celkový nárůst bočních sil pod předními i zadními koly.

3.6 VÝSLEDNÉ ZAVĚŠENÍ A JEHO KINEMATICKÉ CHARAKTERISTIKY

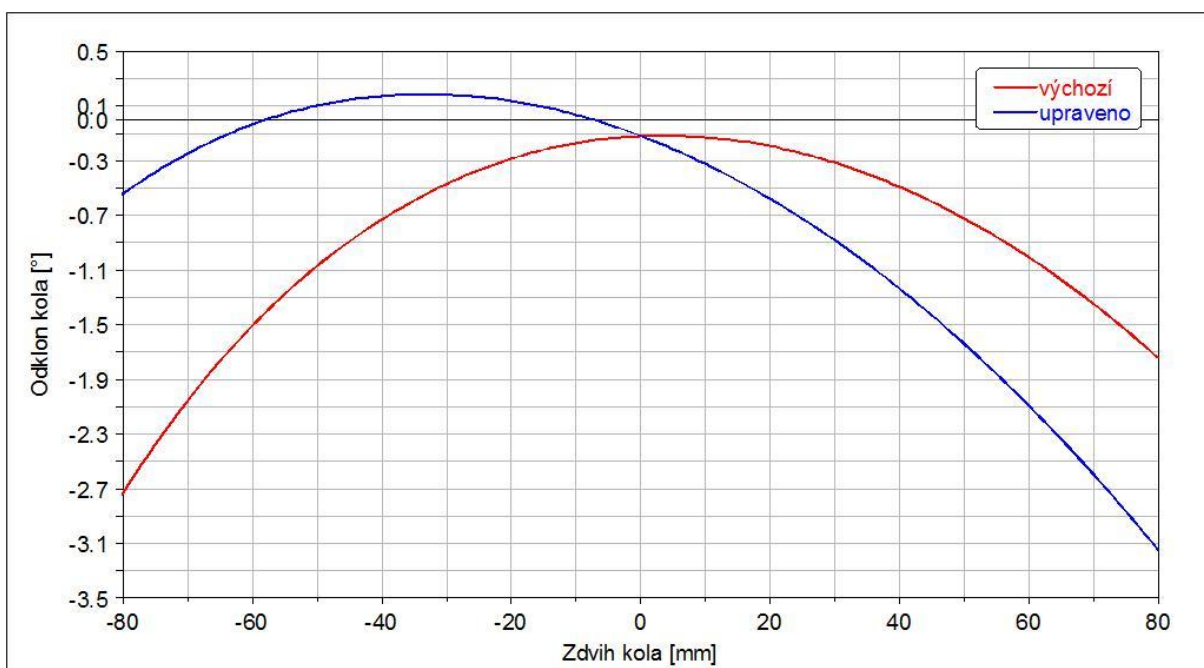
Spojením subsystémů upraveného zavěšení kol a nového stabilizátoru do sestavy vytvoříme kinematický model upravené nápravy, jehož podobu ilustruje obr. 32.



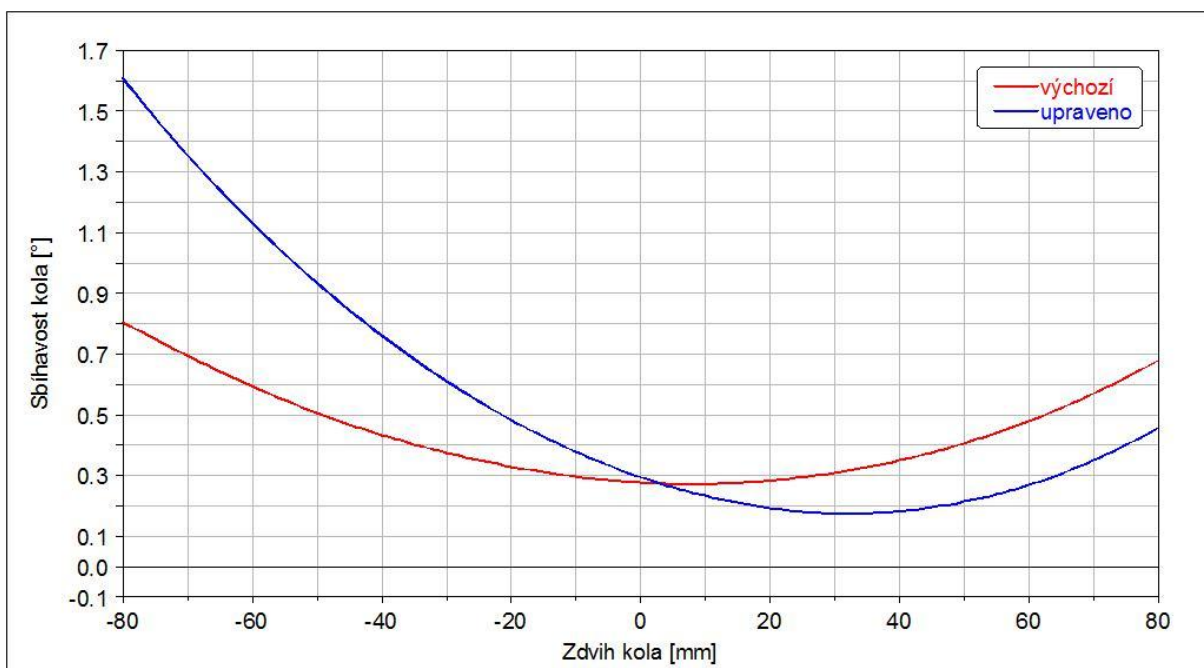
Obr. 32 Kinematický model upravené nápravy

Poté jsme s využitím simulace souběžného zdvihu kol v rozsahu $\pm 80\text{ mm}$ získali následující kinematické charakteristiky.

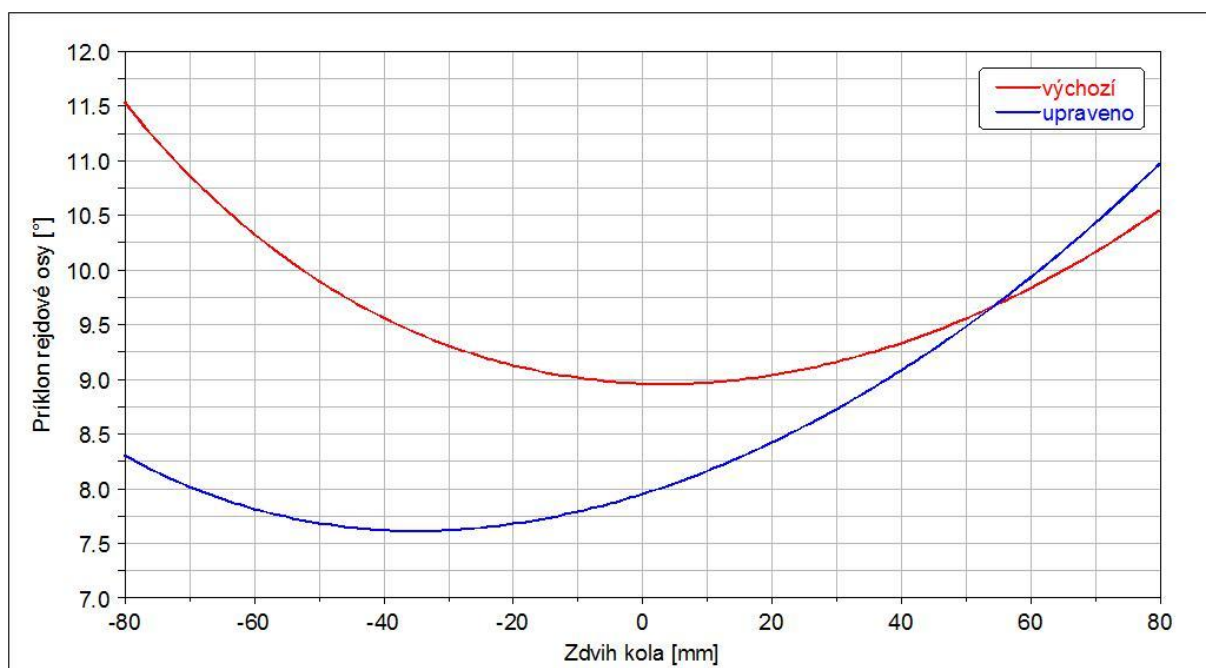
Graf 20 Závislost úhlu odklonu kola na zdvihu kola



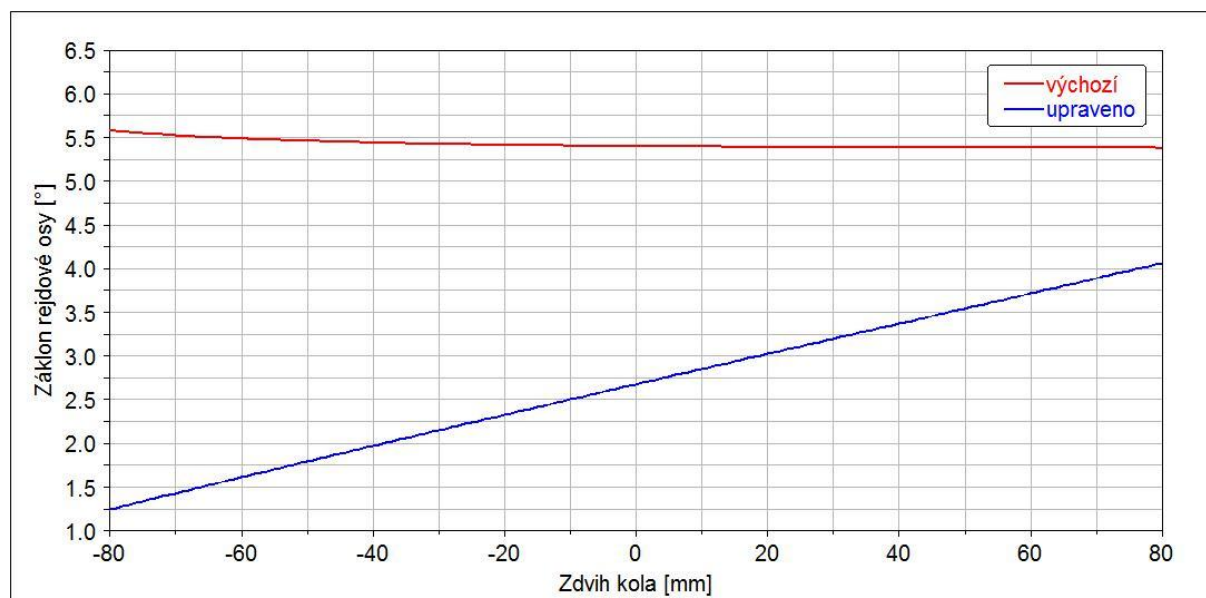
Graf 21 Závislost úhlu sbíhavosti kola na zdvihu kola



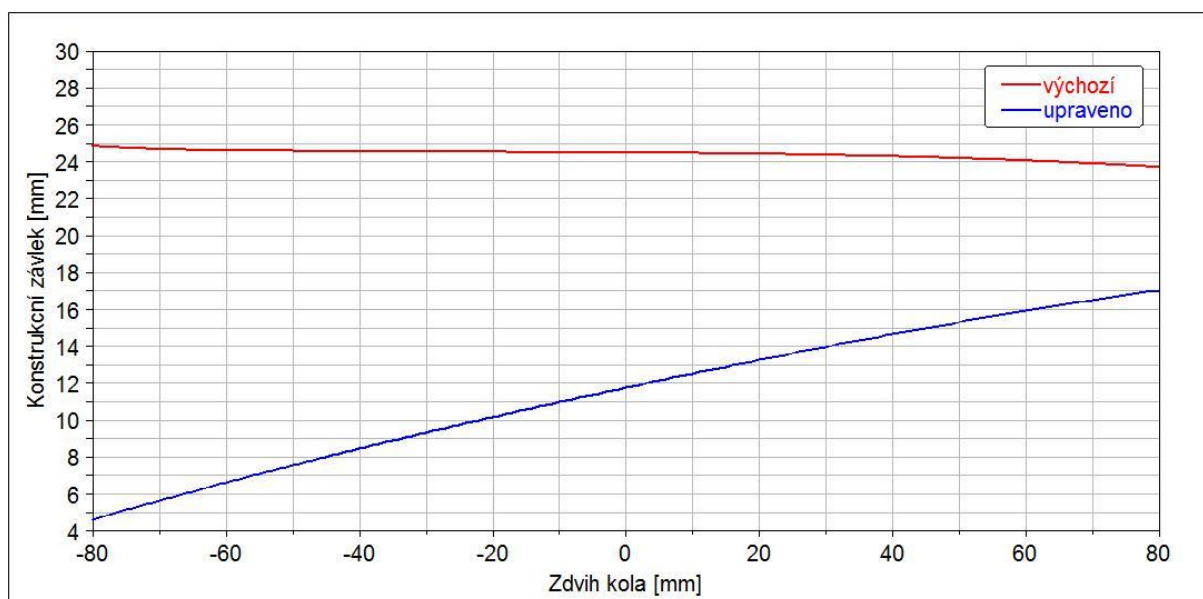
Graf 22 Závislost úhlu příklonu rejdové osy na zdvihu kola



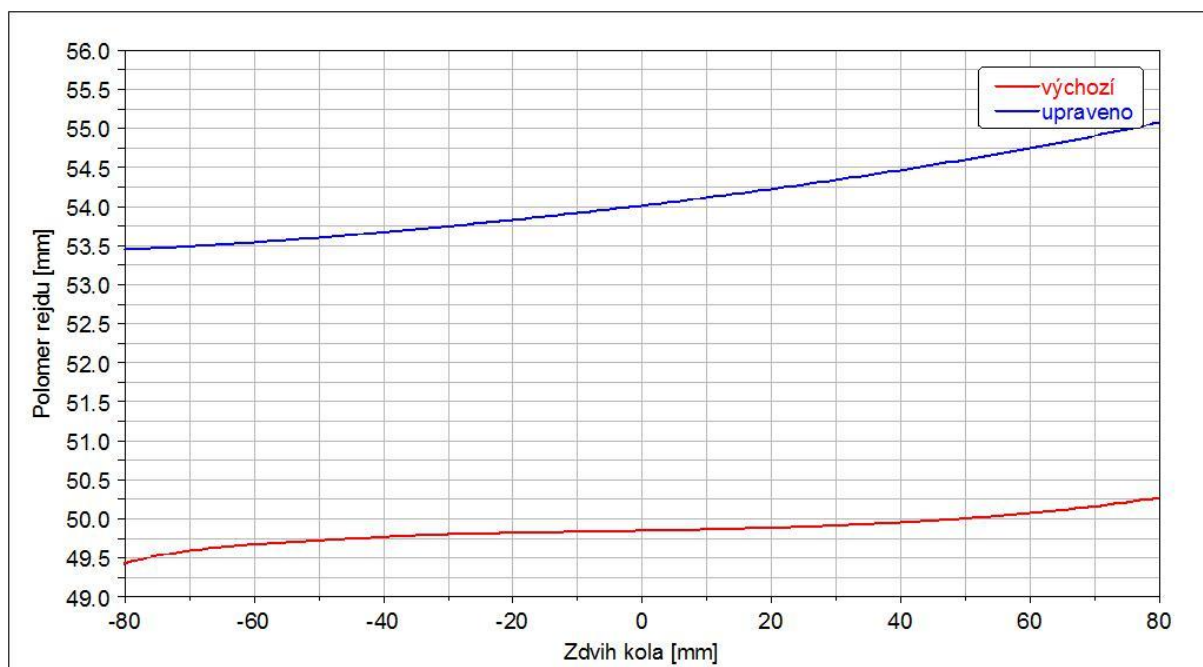
Graf 23 Závislost úhlu záklonu rejdové osy na zdvihu kola



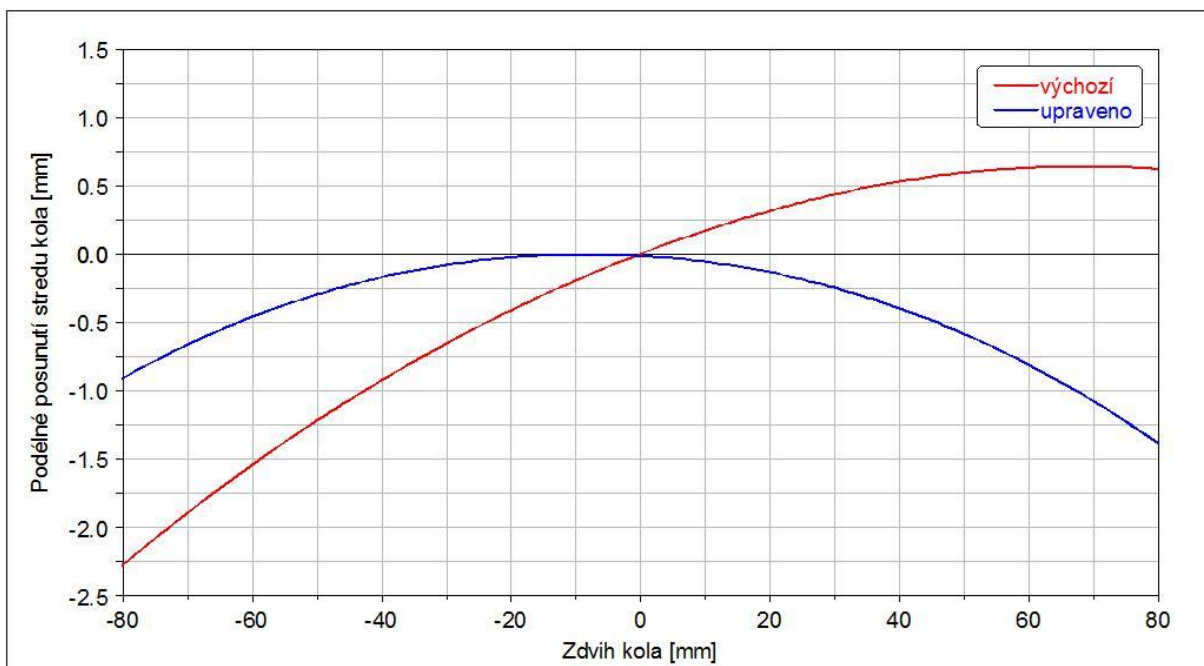
Graf 24 Závislost konstrukčního závleku na zdvihu kola



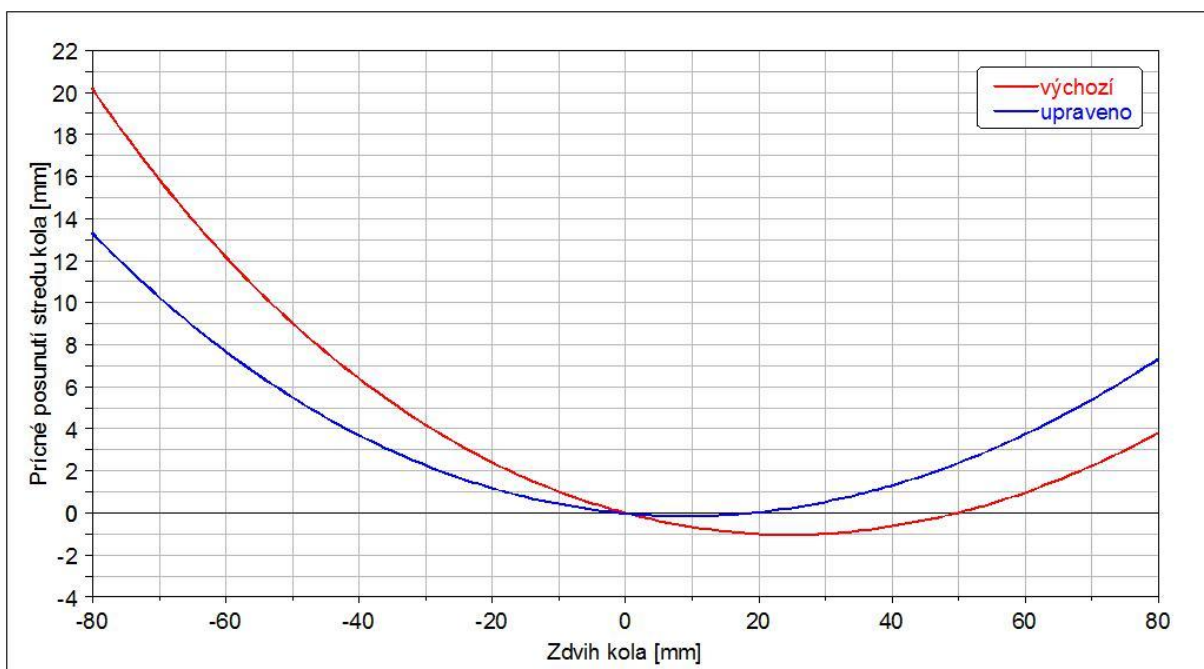
Graf 25 Závislost poloměru rejdu na zdvihu kola



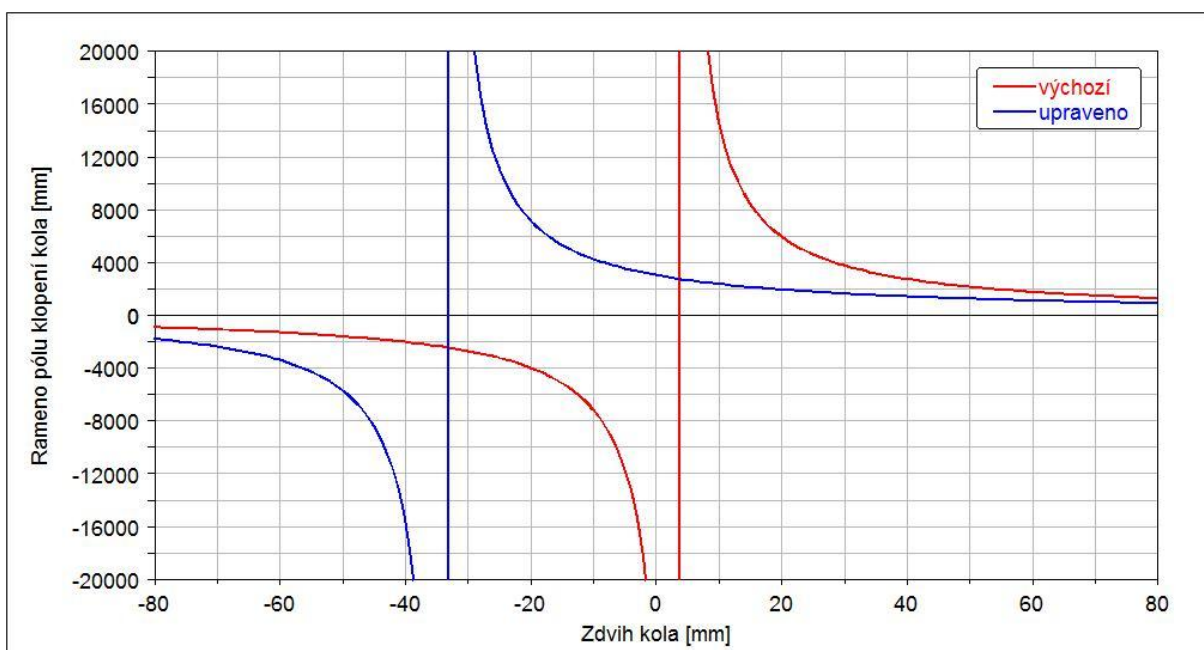
Graf 26 Závislost podélného posunutí středu kola na zdvihu kola



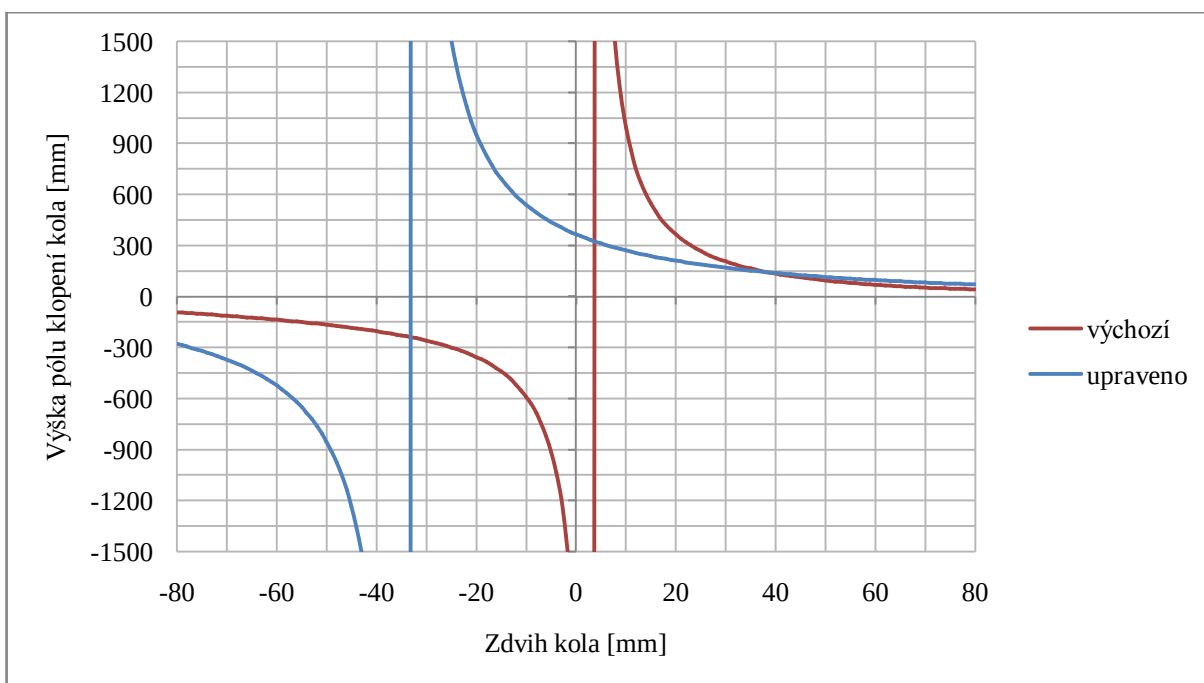
Graf 27 Závislost příčného posunutí středu kola na zdvihu kola



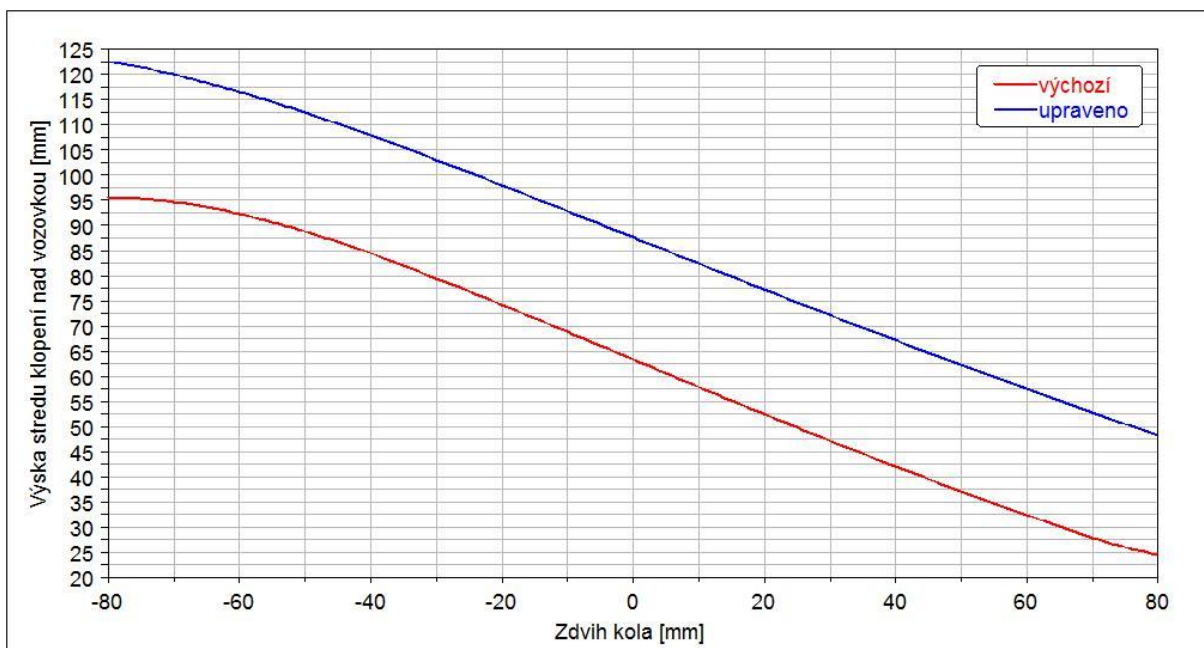
Graf 28 Závislost délky ramene pólu klopení kola na zdvihu kola



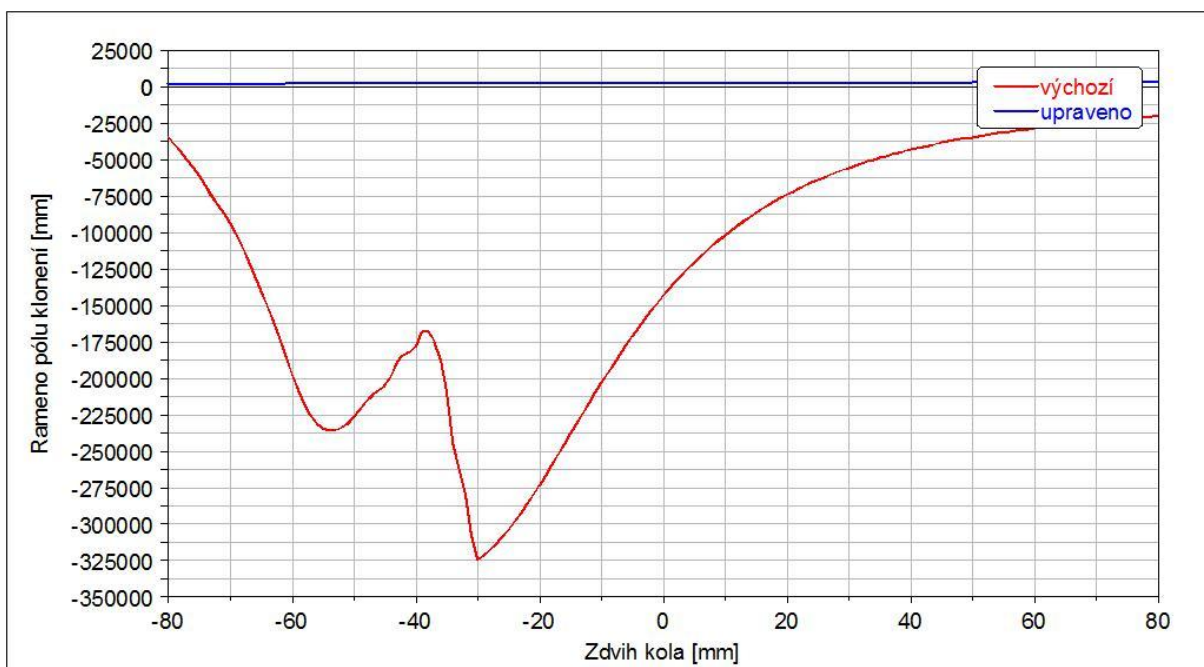
Graf 29 Závislost výšky pólu klopení kola nad vozovkou na zdvihu kola



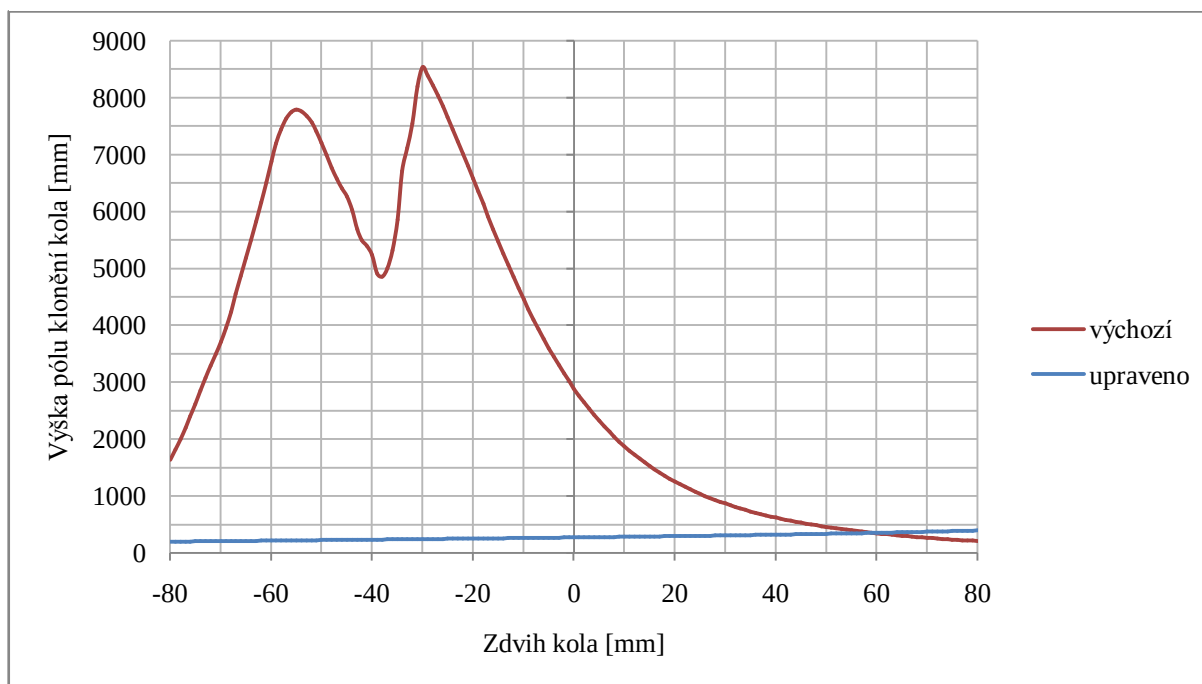
Graf 30 Závislost výšky středu klopení nápravy nad vozovkou na zdvihu kola



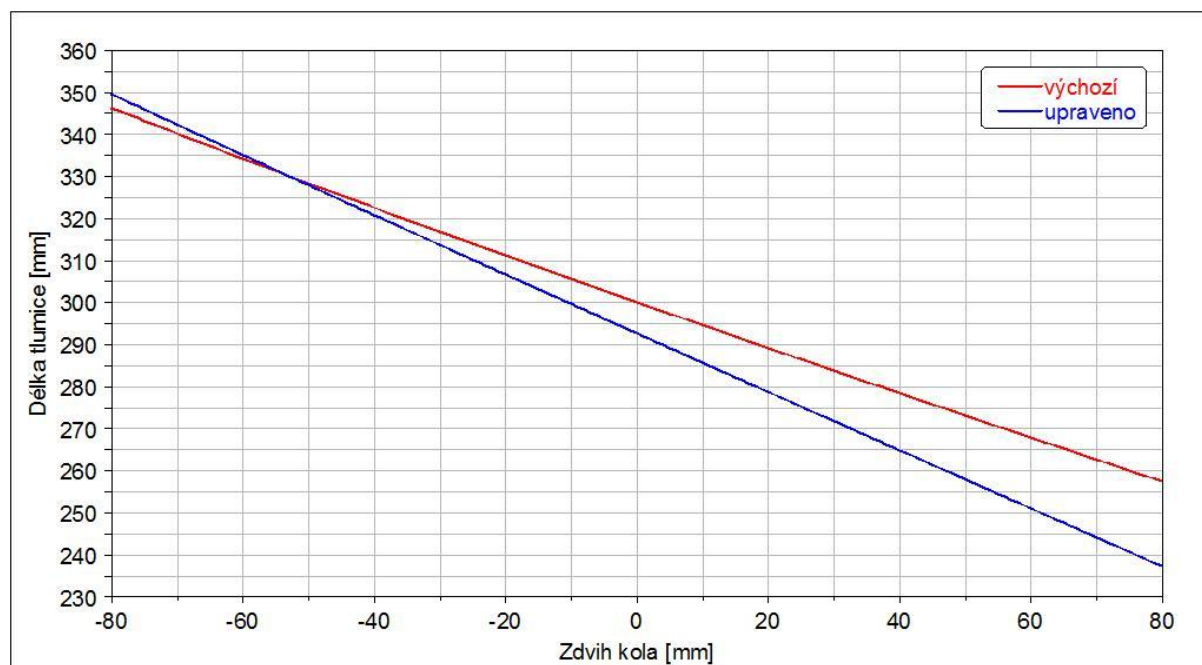
Graf 31 Závislost délky ramene pólu klonění kola na zdvihu kola



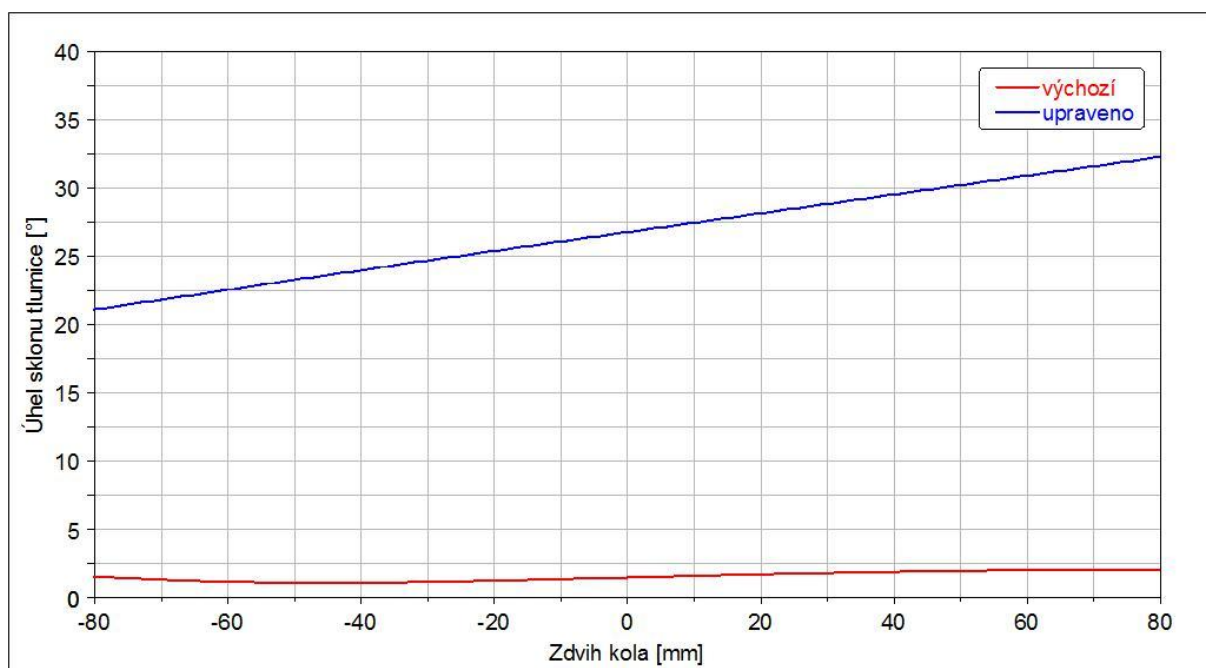
Graf 32 Závislost výšky pólu klonění kola nad vozovkou na zdvihu kola



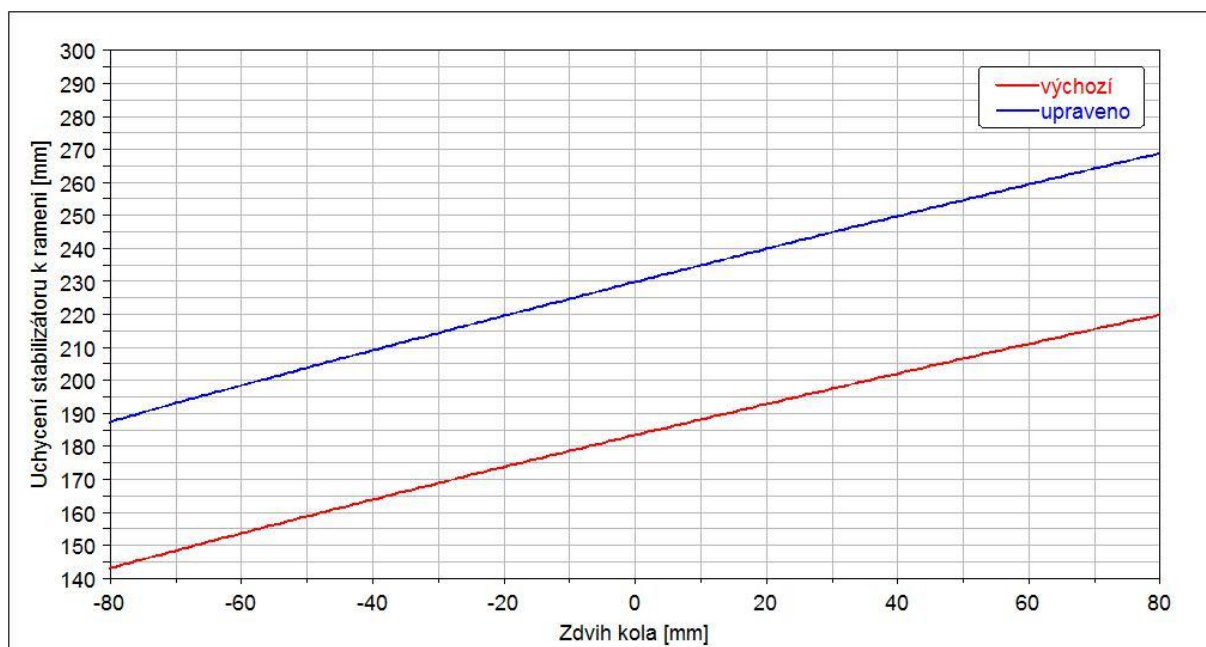
Graf 33 Závislost délky tlumiče na zdvihu kola



Graf 34 Závislost úhlu sklonu tlumiče v příčném směru na zdvihu kola



Graf 35 Závislost výšky bodu uchycení stabilizátoru k rameni na zdvihu kola



4 DYNAMICKÁ ANALÝZA ZAVĚŠENÍ

Podstatou dynamické analýzy zavěšení je provedení silového rozboru zavěšení a následně návrh odpružení a tlumení přední nápravy.

4.1 SILOVÝ ROZBOR ZAVĚŠENÍ

Určení silového působení na jednotlivé díly nového zavěšení je nezbytným vstupem pro jeho konstrukční návrh a provedení pevnostní analýzy. Pro tyto účely však musíme nejprve stanovit vnější zátěžné síly namáhající zavěšení, a tudíž síly v kontaktu kola s vozovkou, které jsou stejně tak nezbytné k návrhu odpružení a tlumení. Tyto síly jsou však velmi proměnlivé a jejich hodnoty závisí na stylu jízdy, nerovnostech na vozovce a aktuální jízdní situaci, ve které se nacházíme (zatáčení, akcelerace a intenzivní brzdění).

Při stanovení sil v kontaktu kola s vozovkou se omezíme na 4 základní jízdní stavy a to jízdu po středně kvalitní vozovce, přejezd nerovnosti – maximální spodní ráz a maximální boční ráz a stav intenzivního brzdění. Určení sil provádíme s využitím zdroje [17].

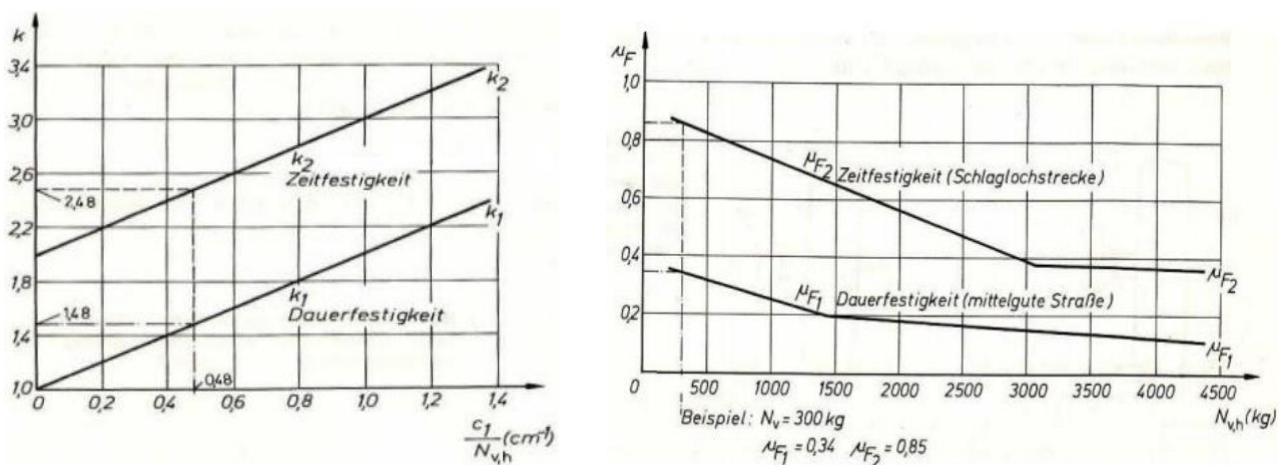
Výpočet vychází ze znalosti radiální tuhosti použitých pneumatik 240N/mm, ovlivňující svislé síly působící na kola a z hmotnosti připadající na jedno kolo. Ta pro potřebu zjištění maximálního možného namáhání zavěšení vychází ze stavu plně obsazeného vozidla posádkou a činí 257kg. Pro další potřeby je ještě nutné určit poměr radiální tuhosti pneumatiky k jejímu zatížení:

$$\frac{k_r}{N_h \cdot g} = 0,95 \text{ cm}^{-1} \quad (27)$$

kde k_r představuje radiální tuhost pneumatiky a N_h je hmotnost připadající na jedno přední kolo plně obsazeného vozidla.

Nyní s využitím následujících dvou grafů určíme koeficienty svislé síly k_1 , k_2 a koeficienty boční síly μ_{F1} , μ_{F2} nezbytné pro analýzu sil v kontaktu kola při jednotlivých jízdních stavech.

Obr. 33 Pomocné grafy pro stanovení koeficientů svislé síly (vlevo) a koeficientů boční síly (vpravo) [17]



Po odečtení z grafů pak $k_1 = 1,95$, $k_2 = 2,95$ a $\mu_{F1} = 0,35$, $\mu_{F2} = 0,86$.

4.1.1 STAV 1 – JÍZDA PO STŘEDNĚ KVALITNÍ VOZOVCE

Síly vznikající v kontaktu kola během tohoto jízdního stavu jsou využívány ke kontrole zavěšení na mezní stav únavové pevnosti (MSÚ), jelikož na zavěšení vytváří zátěžný cyklus objevující se při jízdě na obvyklých vozovkách. Při tomto jízdním stavu na kolo působí svislá síla a boční síla. Ta se však nevyskytuje pouze při zatáčení, ale důsledkem nerovností vozovky i v jízdě v přímém směru a největší nárůst namáhání zavěšení vyvolá, působí-li ve směru od karoserie ven. Proto bude při výpočtu sil v zavěšení i v tomto směru aplikována. K získání sil působících na kolo bylo využito koeficientů k_1 a μ_{F1} , přičemž u svislé síly působící na kolo bylo ještě zapotřebí odečíst účinek neodpružených hmot, jejichž hmotnost je 29 kg.

Boční síla:

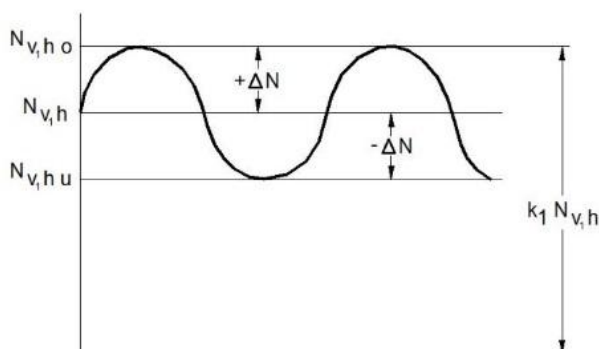
$$F_y = \mu_{F1} \cdot N_h \cdot g = 882,11N \quad (28)$$

Svislá síla:

$$F_z = k_1 \cdot N_h \cdot g - m_u \cdot g = 4630,21N \quad (29)$$

kde m_u je hmotnost neodpružených hmot.

Použitím koeficientu k_1 jsme získali maximální hodnotu svislé síly, která jinak důsledkem jízdy po nerovné vozovce přirozeně kolísá viz obr. 34. Z obrázku lze dále vidět, že účinkem svislé síly pod kolem je zavěšení teoreticky zatíženo pulzujícím zátěžným cyklem. Jelikož je však maximální hodnota svislé síly v našem konkrétním případě získána koeficientem zvyšujícím její statickou hodnotu o 95%, pak můžeme teoreticky uvažovat minimální hodnotu svislé síly o 95% menší než je hodnota statická. Jestliže navíc uvážíme, že boční síla pod kolem je generována skrze jeho svislé zatížení, pak můžeme v podstatě uvažovat namáhání zavěšení silami v kontaktu kola během tohoto jízdního stavu za téměř míjivé, a proto i tento způsob zatěžování budeme uvažovat při kontrole zavěšení na mezní stav únavové pevnosti. Mírné zjednodušení a chybu, kterou jsme tímto vnesli do výpočtu, budeme kompenzovat použitím konzervativnějšího únavového kritéria, Goodmanova.



Obr. 34 Kolísání svislé síly pod kolem [17]

4.1.2 STAV 2 – PŘEJEZD NEROVNOSTI (MAXIMÁLNÍ SPODNÍ RÁZ)

Tato situace může nastat v okamžiku přejezdu velmi výrazné nerovnosti na vozovce. Jelikož se však tato situace stává v ideálním případě výjimečně, není uvažována při kontrole zavěšení na mezní stav únavové pevnosti. Nicméně musí být zajištěno, aby v okamžiku tohoto rázu nenastala plastická deformace zavěšení, a proto je tento stav zahrnut ke kontrole zavěšení na mezní stav pružnosti (MSP). Pro výpočet sil v kontaktu kola během tohoto jízdního stavu je použito koeficientů k_2 a μ_{F1} .

Boční síla:

$$F_y = \mu_{F1} \cdot N_h \cdot g = 882,11N \quad (30)$$

Svislá síla:

$$F_z = k_2 \cdot N_h \cdot g - m_u \cdot g = 7150,52N \quad (31)$$

4.1.3 STAV 3 – PŘEJEZD NEROVNOSTI (MAXIMÁLNÍ BOČNÍ RÁZ)

Tato situace při jízdě nastává stejně jako maximální spodní ráz v ideálním případě výjimečně, a proto je taktéž uvažována pouze při kontrole zavěšení na mezní stav pružnosti. Výpočet sil v kontaktu kola je tentokrát realizován s využitím konstant k_1 a μ_{F2} .

Boční síla:

$$F_y = \mu_{F2} \cdot N_h \cdot g = 2167,47N \quad (32)$$

Svislá síla:

$$F_z = k_1 \cdot N_h \cdot g - m_u \cdot g = 4630,21N \quad (33)$$

4.1.4 STAV 4 – INTENZIVNÍ BRZDĚNÍ

Tento jízdní stav se uskuteční v případě velmi intenzivního brzdění, kdy dojde až k zablokování předních kol. Vzniká výrazná podélná deformace pneumatiky a součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou může dosáhnout až hodnoty $\mu_L = 1,25$. Působením setrvačné síly dochází při brzdění k podélnému přesunu tíhy a přetížení přední nápravy. Proto je pro výpočet svislé síly použito koeficientu k_1 . Jelikož stav intenzivního brzdění není až tak častý, budou síly vznikající v kontaktu kola opět využity pouze ke kontrole zavěšení na mezní stav pružnosti.

Podélná síla:

$$F_b = \mu_L \cdot N_h \cdot g = 3150,39N \quad (34)$$

Svislá síla:

$$F_z = k_1 \cdot N_h \cdot g - m_u \cdot g = 4630,21N \quad (35)$$

Pro přehlednost síly vznikající v kontaktu kola s vozovkou při jednotlivých jízdních stavech vypíšeme do následující tabulky:

Tab. 3 Síly v kontaktu kola pro jednotlivé jízdní stavy

	Svislá síla F_z [N]	Boční síla F_y [N]	Podélná síla F_x [N]
STAV 1 (MSÚ)	4630,21	882,11	0
STAV 2 (MSP)	7150,52	882,11	0
STAV 3 (MSP)	4630,21	2167,47	0
STAV 4 (MSP)	4630,21	0	3150,39

Nyní pro účel kontroly zavěšení na MSP jej budeme postupně zatěžovat silami v kontaktu kola odpovídajícími stavu 2, 3 a 4 a pro každou komponentu najdeme stav a konkrétní silové zatížení, při kterém je nejvíce namáhána. Tyto síly následně použijeme pro konstrukční návrh a pevnostní kontrolu daného dílu vůči vzniku plastické deformace. Obdobně budeme postupovat při kontrole zavěšení na MSÚ. V kontaktu kola jej zatížíme silami z jízdního stavu 1, vypočítáme silové působení na jednotlivé díly a to pak použijeme k závěrné kontrole vůči poškození únavou.

Jednotlivé síly ve vazbách byly vypočítány s využitím softwaru MSC Adams/Car a vypsány budou vždy u pevnostního řešení konkrétního dílu.

4.2 NÁVRH PRUŽINY A VOLBA TLUMIČE

Úkolem odpružení je co nejvíce zamezit přenosu kmitavých pohybů zavěšení na karoserii vozidla a tím výrazně zvýšit životnost jednotlivých komponent a jízdní komfort vozidla. Současně však zajišťuje i neustálý styk pneumatik s vozovkou a to i v případě přejezdu nerovnosti a tím umožňuje stálou přítomnost podélných a bočních sil v jejich kontaktu.

Při návrhu tuhosti pružiny zavěšení kola vycházíme ze čtvrtinového modelu vozidla. Určujícími parametry pro její návrh pak jsou hmotnost odpružené a hmotnost neodpružené hmoty, přičemž jelikož se jedná o závodní vozidlo, tak uvažujeme přítomnost jednočlenné posádky a to na místě řidiče. Na základě toho byly vážením zjištěny zatížení předního kola s uvažováním řidiče ve vozidle 197 kg a hmotnost neodpružené hmoty 29 kg. Rozdílem těchto hmotností pak získáme hmotnost odpružené hmoty 168 kg. Následně můžeme vypočítat optimální hodnotu tuhosti pružiny přepočítané do svislé roviny procházející středem kola (wheel rate) vycházející z požadavku dobré ovladatelnosti vozidla dle vztahu:

$$WR = \frac{k_r \cdot m_u \cdot m_s}{(m_u + m_s)^2} = 30,13 \text{ N/mm} \quad (36)$$

kde m_s představuje hmotnost odpružené hmoty.

Odtud s využitím převodu získáme tuhost pružiny zavěšení kola:

$$k_p = WR \cdot MR_{pružina}^2 = 61,61 N/mm \quad (37)$$

Jedním z důležitých ukazatelů pro vhodnost dané tuhosti pružiny jsou i hodnoty netlumených vlastních frekvencí odpružené a neodpružené hmoty. Během rezonance odpružené a neodpružené hmoty totiž dochází k největšímu přenosu vibrací od nerovností vozovky na odpruženou hmotu (karoserii) a je důležité, aby se tyto rezonance neprojevyly ve frekvenčním rozsahu $4 \div 8$ Hz. V tomto frekvenčním rozsahu svislých vibrací sedačky totiž dochází k rezonanci orgánů v břišní dutině lidského těla. Pro výpočet netlumené vlastní frekvence odpružené hmoty si musíme nejdříve vypočítat výslednou tuhost sériově řazených pružin s tuhostmi WR a k_r označovanou jako ride rate:

$$RR = \frac{WR \cdot k_r}{WR + k_r} = 26,77 N/mm \quad (38)$$

Nyní už můžeme vypočítat netlumenou vlastní frekvenci odpružené hmoty (f_s) i neodpružené hmoty (f_u):

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{RR}{m_s}} = 2,01 Hz \quad (39)$$

$$f_u = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{WR + k_r}{m_u}} = 15,36 Hz \quad (40)$$

Obě hodnoty odpovídají hodnotám typickým pro závodní vozidlo a jsou vyhovující. Nutné je však poznamenat, že předpokládáme, že vlastní frekvence odpružené hmoty na zadní nápravě je větší než na přední nápravě. Tím se sníží naklánění vozidla při přejíždění nerovností.

Nyní je zapotřebí navrhnout vinutou válcovou pružinu vykazující námi požadovanou tuhost $61,61 N/mm$. Tato pružina se bude na obou koncích opírat o dosedací plochy na tlumiči a spolu s ním bude tvořit pružící i tlumící jednotku. Důležitým požadavkem pro možnost použití této jednotky u našeho konkrétního vozidla je, aby pružina ve statickém stavu vozidla neměla délku větší než 123 mm a nebránila tak hornímu uchycení nápravnice ke karoserii. Na základě pevnostních výpočtů, viz příloha diplomové práce, byla zvolena pružina z kalené a popouštěné nízkolegované pružinové oceli $54SiCr6$ [11] s vnějším průměrem 75 mm, průměrem drátu 10 mm, celkovým počtem závitů 8 a délkou ve volném stavu $167,8$ mm. Dále bylo zapotřebí zvolit vhodný tlumič, který by umožnil své horní uchycení ve stávající karoserii. Jelikož však došlo k posunu dolního úchyty tlumiče blíže ke kolu, bude muset být provedena i mírná konstrukční úprava nápravnice. Odstraní se část nápravnice s pryžovým dorazem a příčka spojující dvojici přírub zajišťujících horní uchycení nápravnice včetně příčky na protikusu na karoserii. Tato úprava však nevyvolá žádný nárůst napjatosti v nápravnici při provozním zatížení. Naopak nápravnice už nyní neplní funkci horní opěrné plochy vozidlové pružiny. Zmíněné konstrukční úpravy ilustruje obr. 35.



Obr. 35 Konstrukční úpravy nápravnice s karoserií [13]

Hlavním úkolem vozidlového tlumiče je zajistit utlumení kmitavého pohybu zavěšení. Ocelové pružiny mají totiž velmi nízkou schopnost vnitřního útlumu. Tlumič tedy pohlcuje kinetickou energii pohybu, kterou pak nevratně přeměňuje na teplo a odvádí ven ze systému. Dále tlumič zvyšuje jízdní pohodlí a bezpečnost jízdy a to skrze zajištění co nejstálějšího svislého zatížení kola. Omezí tak kolísání podélných i bočních sil v kontaktu kola při jízdě po nerovné vozovce, čímž zkrátí brzdnou dráhu vozidla a zvýší jeho držení během průjezdu zatáčky.

Pro upravenou nápravu byl zvolen dvoupřístřový tlumič KONI 8010 Sport [14]. Jedná se o tlumič s externě nastavitelným tlumením pomocí ovládacího kolečka z horní strany tlumiče. Tímto kolečkem pak otáčíme jehlou vedenou tělem pístnice až k samotnému pístu tlumiče a provádíme regulaci. Výhodou tohoto provedení v případě našeho konkrétního vozidla je možnost nastavovat tlumení ze zavazadlového prostoru, k jehož vyztuženým stěnám je tlumič uchycen. Tento tlumič však ve srovnání s typem KONI 8000 Classic (obr. 36), neumožňujícím změnu tlumení bez demontáže z vozidla, není vybaven dosedacími plochami pro pružinu, a proto bylo zapotřebí nechat vyrobit speciální variantu tlumiče KONI 8010 Sport s možností nesení námi vyrobené pružiny. Důležitým požadavkem však bylo, aby se pružina nacházela ve spodní části tlumiče a nebránila tak jeho vedení otvorem v nápravnici. Tento tlumič má dále upravené pryžové dorazy tak, aby umožnil stlačení kola nejvýše 45 mm a jeho vyvěšení o 55 mm.



Obr. 36 Řada KONI 8000 Classic (vlevo)
a KONI 8010 Sport (vpravo) [15]

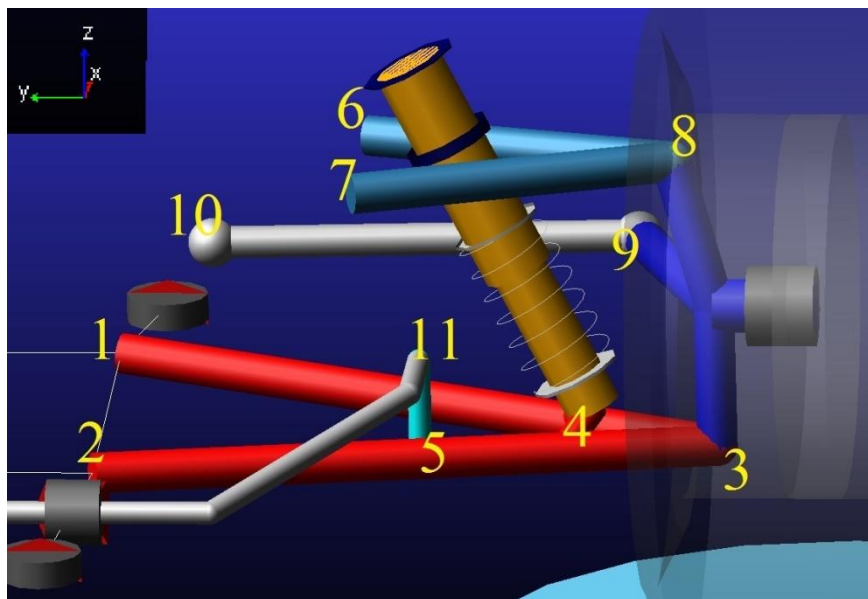
Konkrétní provedení tlumiče dodaného firmou KONI při použití námi navržené pružiny lze vidět na obr. 37. Jednoduchost montáže pružiny na tlumič je dána realizací spodní dosedací plochy pružiny pomocí opěrné matice závitově spojené s vnějším pláštěm tlumiče.



*Obr. 37 Tlumící a pružící
jednotka nové nápravy*

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁPRAVY S ANALÝZOU NAPJATOSTÍ NAVRŽENÝCH DÍLŮ

Během této kapitoly budeme postupně provádět konstrukční návrh jednotlivých dílů nápravy a současně je budeme ihned pevnostně kontrolovat vůči jednotlivým mezním stavům. Síly ve vazbách byly vypočteny s využitím softwaru MSC Adams/Car a jejich identifikační označení včetně orientace vztažného souřadného systému používaného během pevnostní analýzy ilustruje obr. 38.



Obr. 38 Identifikační označení vazeb

5.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SPODNÍHO PŘÍČNÉHO RAMENE

Před započítáním provádění konstrukčního návrhu je zapotřebí zjistit síly ve vazbách spodního příčného ramene, abychom měli představu o jeho namáhání. Při výpočtu těchto sil jsme navíc pro první 3 jízdní stavy (mimo intenzivní brzdění) uvažovali mírný průjezd vozidla zatáčkou, a tak spodní příčné rameno ohybově namáhali i důsledkem zkrouceného stabilizátoru. Hodnoty vazebných sil spodního příčného ramene pro jednotlivé jízdní stavy jsou vypsány v následující tabulce.

Tab. 4 Hodnoty vazebných sil spodního příčného ramene

		F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
STAV 1	Vazba 3	110	-2901	4585
	Vazba 4	-165	-2662	-4916
	Vazba 5	8	-24	-1096

STAV 2	Vazba 3	212	-3700	7449
	Vazba 4	-313	-4549	-7858
	Vazba 5	45	-38	-1385
STAV 3	Vazba 3	132	-4947	4685
	Vazba 4	-174	-2725	-4973
	Vazba 5	8	-29	-1214
STAV 4	Vazba 3	5374	-2079	4501
	Vazba 4	-112	-2773	-5172
	Vazba 5	0	0	0

Nyní můžeme provést konstrukční návrh spodního ramene, přičemž polohy jednotlivých vazeb reálné zkonstruované součásti musí odpovídat polohám uzlových bodů kinematického modelu upravené nápravy. Konstrukční návrh spodního příčného ramene a všech ostatních dílů zavěšení byl proveden v CAD softwaru Creo Parametric 2.0.

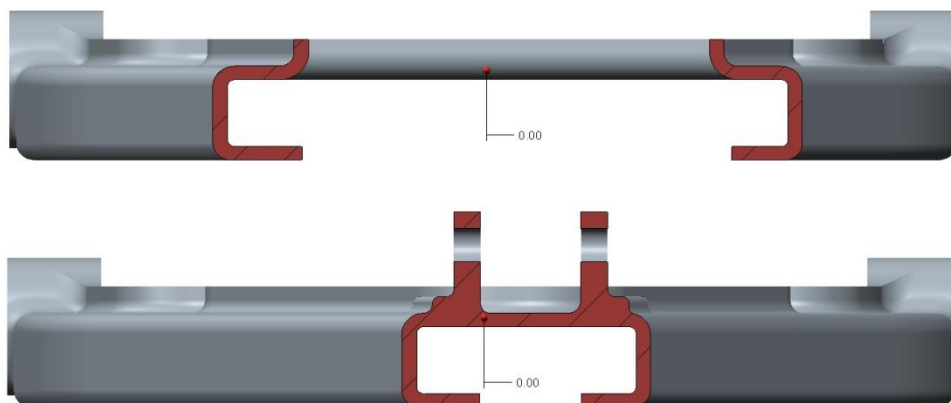
Spodní příčné rameno je jeden z nezatěžovanějších dílů zavěšení kol. Je mnohonásobně více namáháno podélnými a bočními silami generovanými pneumatikou než rameno horní, důsledkem polohy spodního kulového čepu, odkud se na rameno síly přenášejí, blíže kontaktu kola. Na rozdíl od horního ramene, které je namáháno především pouze v tlaku, je spodní rameno navíc namáháno i v ohybu důsledkem úchyty tlumiče s pružinou a stabilizátoru. Z těchto důvodů byla jako materiál pro výrobu příčných ramen zvolena nelegovaná ocel pro ocelové konstrukce S355J0. Ta vykazuje nejenom vyšší vrubovou houževnatost, ale i perfektní svařitelnost a zároveň přijatelnou cenu. Z této oceli pak byly jednotlivé části ramene vyrobeny tažením a ohýbáním plechu o tloušťce 4 mm do patřičných tvarů a následně svařovány s dalšími díly v jeden celek. Výsledné provedení spodního příčného ramene lze vidět na obr. 39. Za účelem zajištění kompatibility ramene se stávající nápravnicí jsou oka ramene provedena se stejnou šířkou a vnitřním průměrem. Je tak umožněno použití stávajících pryžových pouzder, které se z vnitřní strany do ok vsunou a následně po prosunutí čepu po obou stranách každého oka zajistí miskou a osazenou maticí (vnější strana) nebo držákem čepu (vnitřní strana), stejně jako tomu je u současné nápravy.

Po provedení analytických výpočtů bylo zjištěno, že důsledkem sil v kontaktu kola během stavu 2 (nejnebezpečnější stav) je spodní rameno po délce namáháno ohybovým momentem s maximem 682 Nm v místě spodního úchyty tlumiče, odkud ohybový moment mírně klesá směrem k úchytu táhla stabilizátoru, kde nabývá hodnoty 631 Nm a odtud pak už klesá směrem k nápravnicí až na nulu. Od spodního úchyty tlumiče směrem k nápravnicí se dále vyskytuje maximum normálové síly 8249 N namáhající rameno tahem. Na základě těchto zjištění jsme se zaměřili na místo spodního úchyty tlumiče a úchyty táhla stabilizátoru, jakožto dva nejnebezpečnější místa a určovali vhodný příčný průřez, který by zajistil spolehlivost ramene. Výsledkem bylo zvolení příčného průřezu ilustrovaného na obr. 40,

který vykazuje dostatečně velké osově kvadratické momenty průřezu pro pohlcení daného zatížení.



Obr. 39 Konstrukční provedení spodního příčného ramene



Obr. 40 Příčné průřezy ve dvou nebezpečných místech

Uchycení táhla stabilizátoru k rameni je realizováno šroubem do bloku, který je vložený a přivařený v profilu ramene z přední strany. Jelikož je zdvih ramene stabilizátoru při maximálním propružení kola pouze 48,8 mm, nemusíme situovat blok pro uchycení táhla tak, aby byla jeho čelní plocha kolmá na osu rotace spodního ramene za účelem příznivých pohybů táhla stabilizátoru. Bude postačující použít měkkí pryž v uchycení táhla ke spodnímu rameni. Při výpočtu dostatečného uchycujícího šroubu uvažujeme pouze síly působící v ose Z, ostatní složky mají zanedbatelnou hodnotu. Pro uchycení táhla stabilizátoru budeme volit šroub M10 pevnostní třídy 9.8 vykazující materiálové charakteristiky $R_e = 720\text{MPa}$ a $R_m = 900\text{MPa}$. Maximální síla působí kolmo na osu šroubu během stavu 2 a má hodnotu $F_5 = 1385\text{N}$. Aby šroub nebyl namáhán na smyk a otláčení, bude zde utažením vyvinuta dostatečná síla předpětí zabezpečující statickou třecí sílu větší, než jsou provozní síly působící kolmo na osu šroubu. Budeme-li požadovat návrhový součinitel $k_n = 1,3$ a předpokládáme

součinitel tření mezi spojovanými součástmi $f_s = 0,3$, pak nezbytnou sílu předpětí ve šroubu vypočteme dle vztahu:

$$F_i = \frac{k_n \cdot F_5}{f_s} = 6001,7N \quad (41)$$

Jelikož je šroub v provozu zatížen pouze statickou silou F_i , únava se u něj neprojevuje a bude pevnostně kontrolován pouze k MSP. Průměr válcové části dřívku šroubu je $d = 10\text{mm}$ odkud obsah příčného průřezu v této oblasti $S_d = 78,5\text{mm}^2$. Výpočtový průřez v jádru závitu $A_s = 58\text{mm}^2$ [12]. Nyní vypočteme normálové napětí od tahu a koeficient bezpečnosti k MSP ve válcové části dřívku šroubu:

$$\sigma_D = \frac{F_i}{S_d} = 76,4\text{MPa} \quad (42)$$

$$k_D = \frac{R_e}{\sigma_D} = 9,42 \quad (43)$$

Dále uvažujeme-li součinitel koncentrace napětí důsledkem závitu $\alpha = 3,8$, pak můžeme vypočítat normálové napětí a bezpečnost k MSP v jádru závitu:

$$\sigma_J = \frac{F_i}{A_s} = 103,5\text{MPa} \quad (44)$$

$$k_J = \frac{R_e}{\alpha \cdot \sigma_J} = 1,83 \quad (45)$$

Jelikož důsledkem uložení táhla stabilizátoru v pryžových pouzdrech na šroub v provozu nepůsobí jenom svislá síla, ale při naklápění táhla i další vazebné momenty vyvolávající cyklický nárůst tahového zatížení šroubu, vyžadujeme vyšší hodnotu koeficientu bezpečnosti k_J .

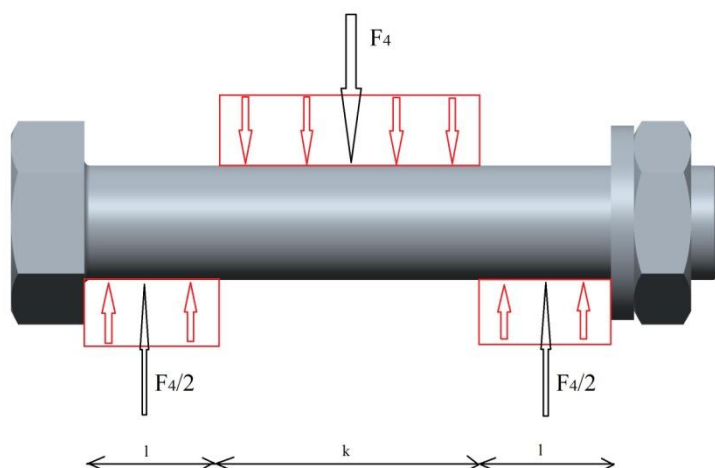
Nakonec při uvažování součinitele utahovacího momentu $K = 0,2$ vypočteme utahovací moment šroubu pro vytvoření potřebné síly předpětí:

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d = 12\text{Nm} \quad (46)$$

Podíváme-li se na úchyt tlumiče, lze vidět, že je realizován pomocí dvou přivařených profilů s postranními patkami. Ty dodávají uložení dostatečnou tuhost. Samotné uchycení tlumiče pak je pomocí šroubu M10 pevnostní třídy 9.8 jehož válcová část dřívku zasahuje až po konec uložení v profilech. Následné zatížení šroubu ilustruje obr. 41, kde rozměry $l = 8\text{mm}$, $k = 30\text{mm}$, průměr válcové části šroubu $d_4 = 10\text{mm}$, obsah jejího příčného průřezu $S_4 = 78,54\text{mm}^2$ a pro kontrolu k MSP uvažujeme zatížení šroubu dané stavem 2 (nejnebezpečnější), a tudíž s využitím Pythagorovy věty vypočteme ze složek F_{4y} a F_{4z} sílu $F_4 = 9079,73\text{N}$. Složka síly v ose X je pro výpočet díky své malé velikosti opět zanedbána. Po provedení výsledných vnitřních účinků zjišťujeme maximální posouvající sílu a ohybový moment ve šroubu:

$$T_{4_max} = \frac{F_4}{2} = 4539,9N \quad (47)$$

$$M_{o4_max} = \frac{F_4}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{k}{2} \right) - \frac{F_4}{2 \cdot k} \cdot \frac{k^2}{4} = 52,21\text{Nm}$$



Obr. 41 Zatížení šroubu uchycení tlumiče

Nyní vypočteme maximální smykové napětí v těžišti příčného průřezu v kontaktech dolního oka tlumiče s bočními profily a maximální normálové napětí na okrajích příčného průřezu ve středu délky šroubu:

$$\tau_{4_max} = \frac{4 \cdot T_{4_max}}{3 \cdot S_4} = 77,07 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$\sigma_{4_max} = \frac{32 \cdot M_{o4_max}}{\pi \cdot d_4^3} = 531,79 \text{ MPa}$$

Nyní má-li šroub $R_e = 720 \text{ MPa}$ a $R_m = 900 \text{ MPa}$, můžeme vypočítat bezpečnost k MSP pro normálové napětí i smykové napětí:

$$k_{k4} = \frac{R_e}{\sigma_{4_max}} = 1,35 \quad (49)$$

$$k_{ks4} = \frac{0,57 \cdot R_e}{\tau_{4_max}} = 5,33$$

Jak lze vidět, ohybové namáhání je nebezpečnější než smyk, a proto pro následnou kontrolu na MSÚ budeme kontrolovat pouze normálové napětí od ohybu. Před prováděním výpočtu si musíme nejprve stanovit součinitel vrubu $\beta_4 = 1$, součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_{v4} = 0,95$ a součinitel kvality povrchu $\varepsilon_{k4} = 1$. Nyní s využitím vztahů (52) a (53) vypočteme korigovanou mez únavy $\sigma_{co4} = 430,92 \text{ MPa}$. Dále budeme uvažovat, že se zde vyskytuje pulzující zátěžný cyklus, který při obvyklém propružení kola vykazuje amplitudu síly $F_{a4} = 1507,96 \text{ N}$ a střední hodnotu síly $F_{m4} = 2762,63 \text{ N}$ (viz výpočet odpružení v příloze diplomové práce). Pak můžeme vypočítat amplitudu a střední hodnotu normálového napětí:

$$\sigma_{a4} = \frac{32 \cdot \left(\frac{F_{a4}}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{k}{2} \right) - \frac{F_{a4} \cdot k}{4} \right)}{\pi \cdot d_4^3} = 88,32 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$\sigma_{m4} = \frac{32 \cdot \left(\frac{F_{m4}}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{k}{2} \right) - \frac{F_{m4} \cdot k}{4} \right)}{\pi \cdot d_4^3} = 161,81 \text{ MPa}$$

Nakonec vypočteme bezpečnost k MSÚ dle vztahu:

$$k_{u4} = \frac{1}{\frac{\sigma_{a4}}{\sigma_{co4}} + \frac{\sigma_{m4}}{R_m}} = 2,6 \quad (51)$$

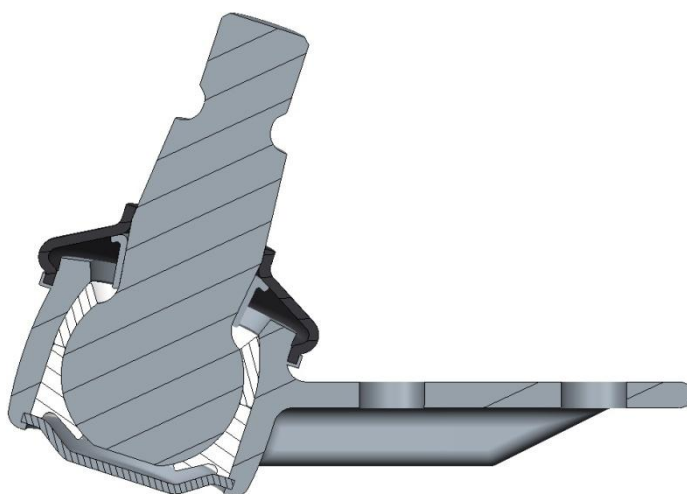
Zvolený šroub tedy snese dané zatížení a vše je v pořádku.

Nyní byl proveden konstrukční návrh hlavice se spodním kulovým čepem. Výslednou podobu jejich sestavy ilustruje obr. 42.



Obr. 42 Sestava hlavice spodního kulového čepu

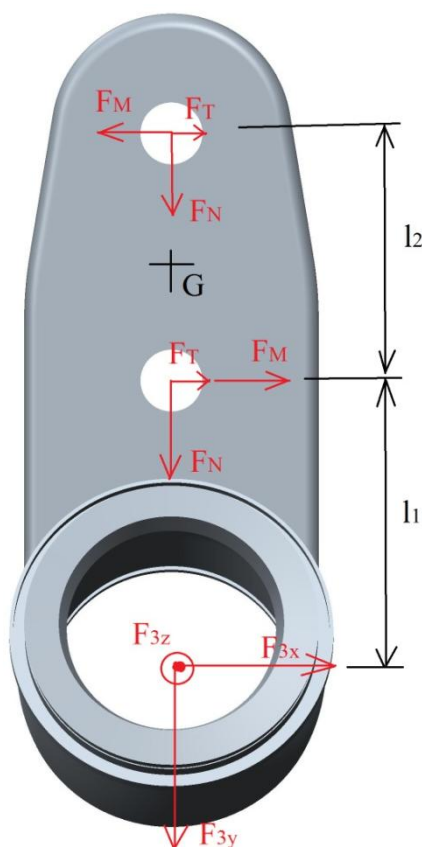
Kulový čep se uvnitř hlavice pohybuje v plastových miskách a pro zabránění vniku nečistot a vody je vše shora uzavřeno těsnící manžetou viz obr. 43.



Obr. 43 Řez sestavou hlavice spodního kulového čepu

Pevnostní kontrola jednotlivých dílu této sestavy není nutná, jelikož jsou vyrobeny ve standardních rozměrech běžně prodávaných podobných součástí. Pozornost si však zaslouží šrouby, pomocí kterých je hlavice spojena se spodním příčným ramenem. Pro tyto účely bylo

použito dvou vysokopevnostních šroubů M10 x 1,25 s pevnostní třídou 12.9. Tyto šrouby jsou poměrně hodně namáhány a jejich konkrétní silové zatížení ilustruje obr. 44, kde F_N představuje sílu od normálové síly, F_T sílu od posouvající síly, F_M sílu od ohybového momentu a G těžiště šroubového spoje. Pevnostní kontrola šroubového spoje je provedena v příloze diplomové práce.



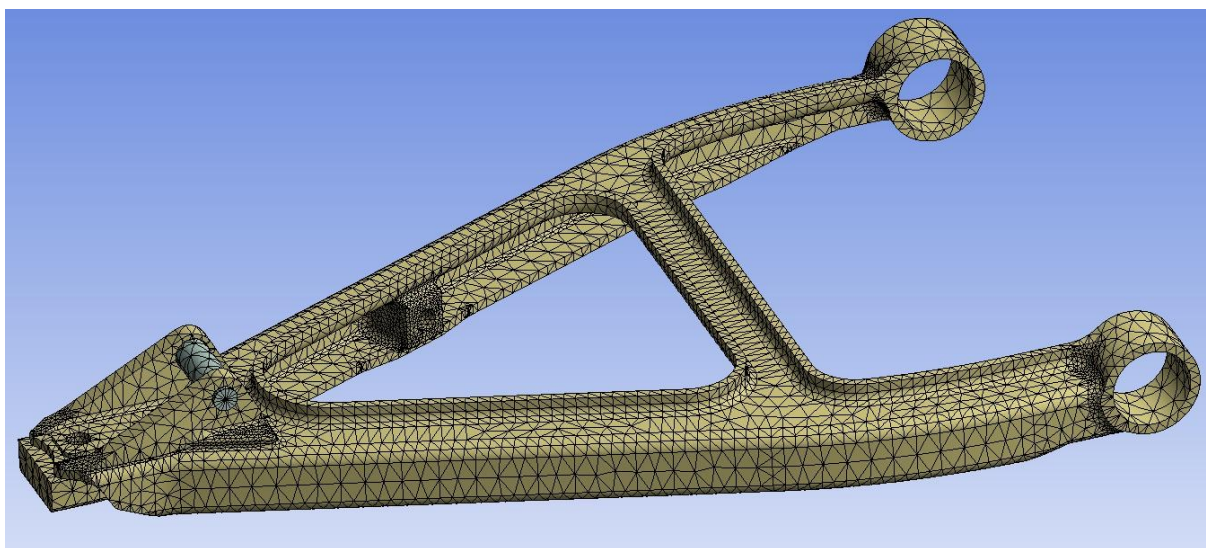
Obr. 44 Silový rozbor šroubového spoje

Na závěr konstrukčního návrhu spodního příčného ramene bylo zapotřebí provést taktéž analýzu jeho napjatosti v jednotlivých jízdních stavech. K tomuto účelu byl použit konečnoprvkový systém ANSYS Workbench.

Metoda konečných prvků (FEM) je numerická metoda umožňující řešit složité úlohy v oblasti strukturálních analýz, vedení tepla, modální, harmonické analýzy a další. Její podstata spočívá v nahrazení spojitého složitěho tělesa konečným počtem prvků jednoduchého tvaru. Tímto procesem diskretizace jsme zajistili, že řešení úlohy, které bylo dříve dáno nekonečně mnoha hodnotami v nekonečně mnoha bodech řešené oblasti, bylo popsáno konečným počtem hodnot, které už nyní lze zapsat do matic konečného rozměru. Takto diskretizovaná úloha pak už většinou vede pouze na řešení soustavy algebraických rovnic. Nutno však poznamenat, že během procesu diskretizace i následným numerickým řešením se do úlohy vnesla jistá chyba. Velikost této chyby můžeme ovlivnit zejména způsobem provedení diskretizace neboli způsobem vysítování. Konkrétně metoda konečných prvků v oblasti statických strukturálních analýz vede na řešení soustavy algebraických rovnic $\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F}$, kde $\mathbf{K}$ je globální matice tuhosti poskládaná z matic tuhostí jednotlivých prvků diskretizované úlohy, $\mathbf{U}$ je matice

deformačních posuvů ve všech uzlech a $\mathbf{F}$ je matice vnějšího zatížení taktéž sestavená z matic vnějšího zatížení jednotlivých prvků úlohy. Řešením této soustavy získáme posuvy a natočení ve všech uzlech, z nichž pak vypočteme přetvoření jednotlivých prvků. Odtud už je možné s využitím Hookova zákona jednoduše vypočítat napjatost v jednotlivých prvcích.

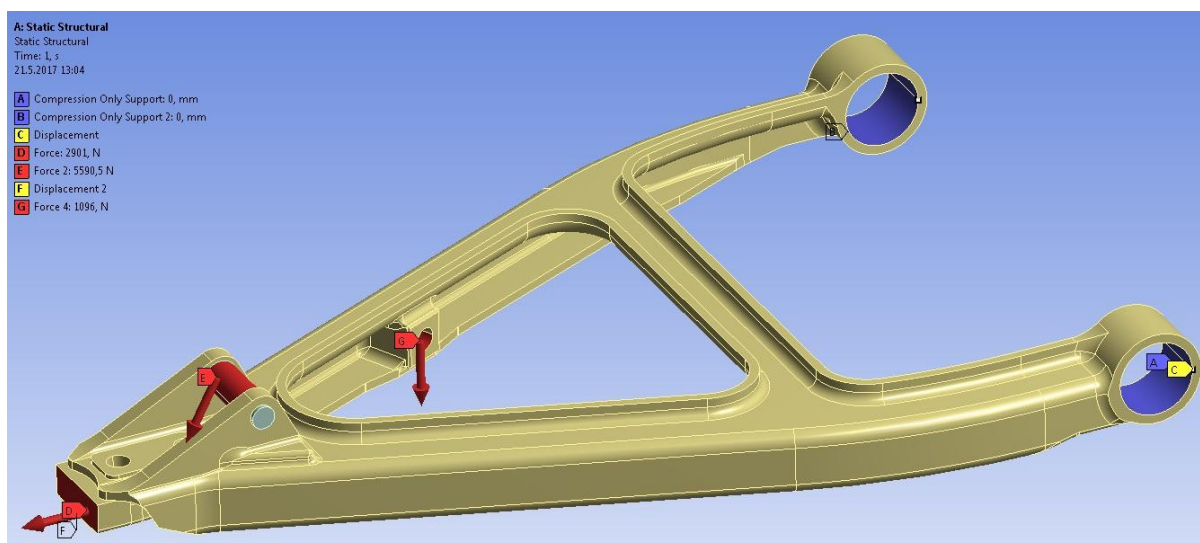
Před započítáním analýzy bylo nutné nejprve nastavit mechanické vlastnosti použitého materiálu, kde jsme zvolili jeho hustotu, modul pružnosti v tahu a Poissonův poměr. Následně jsme do softwaru importovali sestavu spodního ramene s osazeným čepem reprezentujícím spodní oko uchyceného tlumiče, čímž jsme zajistili větší přesnost získaných výsledků. Aby se nám sestava během simulace nerozhýbala a abychom tak zajistili řešitelnost úlohy, přimodelovali jsme k vnějšímu konci spodního ramene i část hlavice kulového čepu, s jejíž využitím rameno následně pohybově omezíme. Z horní strany spodního ramene byla také přimodelována výstužná podložka, která se normálně v sestavě vyskytuje pod hlavami obou šroubů hlavice. Dále bylo zapotřebí nastavit kontakt mezi profily uchycení tlumiče a pomocným osazeným čepem. Jeho typ jsme nastavili jako „Bonded“ neboli „slepeno“, jelikož se čep v reálném provozu taktéž téměř nepohybuje. Hodnotu penetrace a kontaktní tuhosti jsme ponechali na výchozí doporučené hodnotě. Nyní bylo zapotřebí provést diskretizaci (vysíťování). To jsme z důvodu komplikovanosti tvaru ramene volili pomocí „tetrahedronů“ se základní velikostí prvku 5 mm. Pro účely snížení chyby řešení byla síť v oblasti koncentrátorů napětí zjemněna na velikost 2 mm a dále pro lepší konvergenci kontaktní úlohy i v místě spoje osazeného čepu s ramenem taktéž na 2 mm. Výslednou diskretizaci úlohy lze vidět na obr. 45.



Obr. 45 Diskretizace spodního ramene

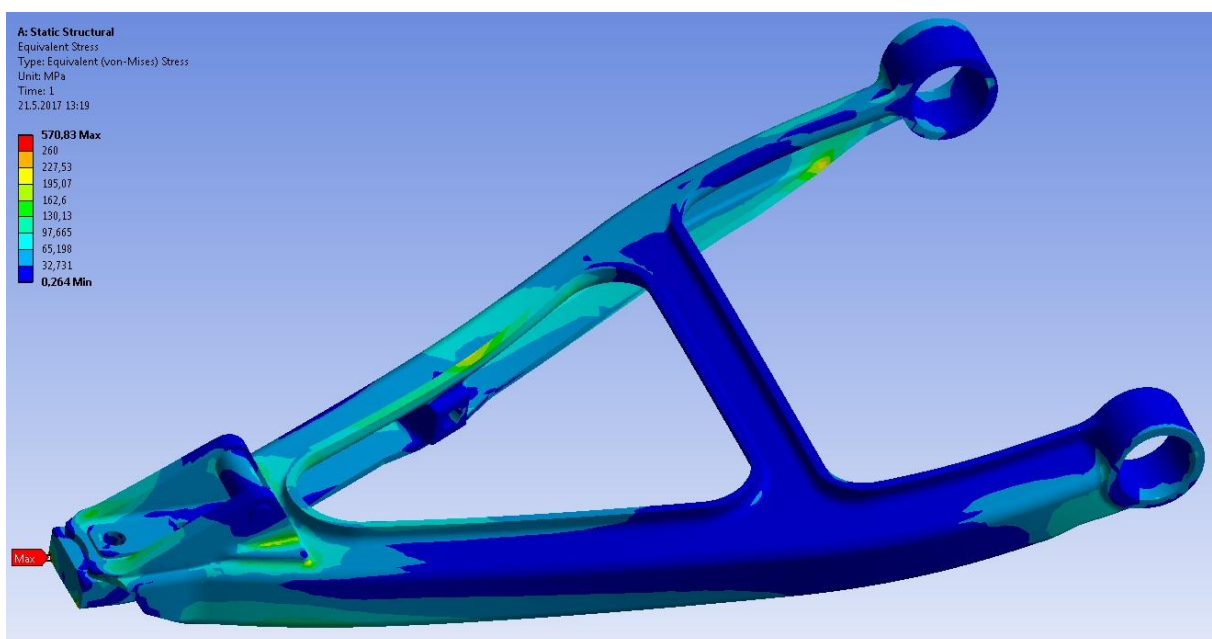
Následně jsme určovali okrajové podmínky a zatížení. Spodní rameno jsme v závěsných okách zavazbili pomocí válcových vazeb a dále na hranu předního i zadního oka v bodech aplikovali vazbu „displacement“, kterou jsme omezili posuv závěsných ok a tím i celého ramene podél osy jeho rotace. Pak jsme vazbu „displacement“ aplikovali na spodní hranu pomocné vytvořené části hlavice kulového čepu, kterou jsme omezili posuv pouze ve svislém směru. Nakonec jsme už pouze aplikovali zátěžné síly dle aktuálního zkoumaného jízdního stavu, přičemž v prvních třech jízdních stavech jsme zanedbali složky sil ve směru X díky jejich malé hodnotě. Síla F_{3x} během jízdního stavu 4 (intenzivní brzdění) však samozřejmě

zanedbána nebyla. Příklad určení okrajových podmínek a zatížení v jízdním stavu 1 ilustruje obr. 46.

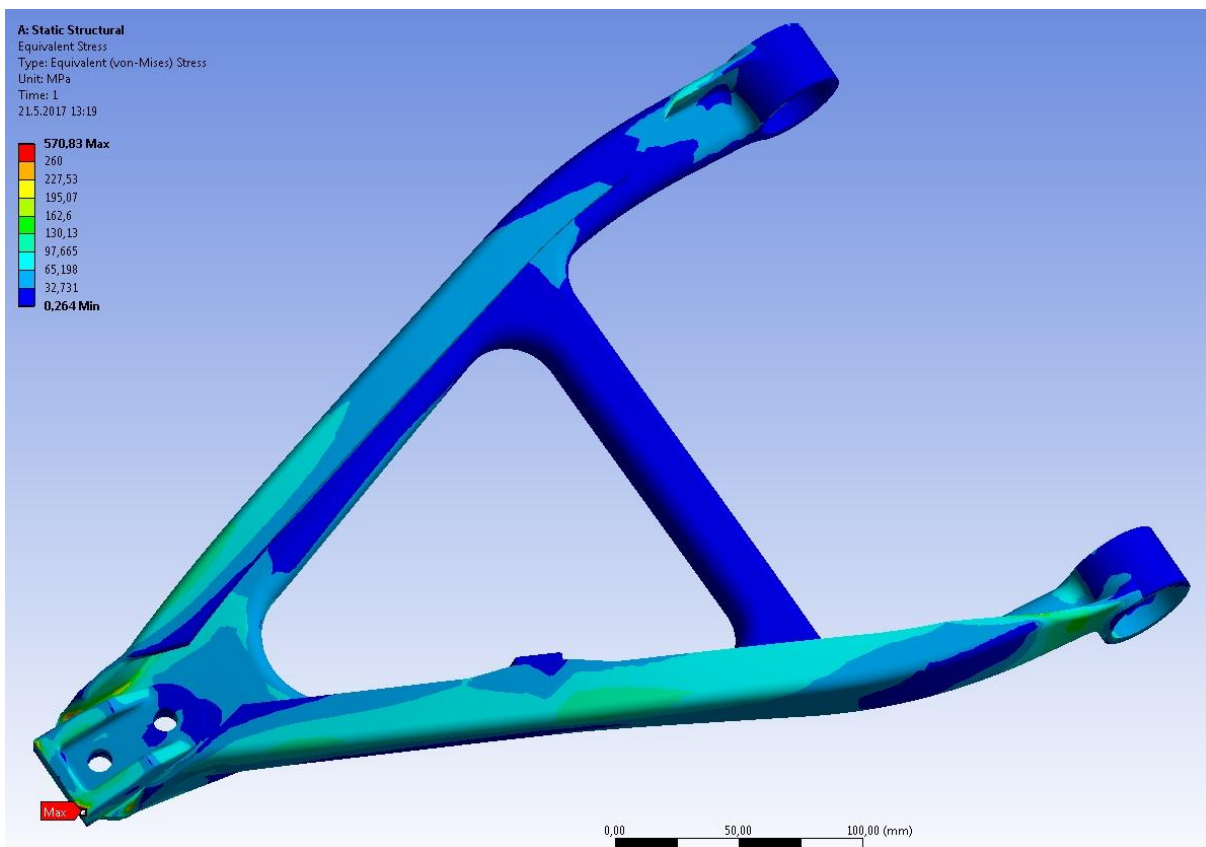


Obr. 46 Určení okrajových podmínek pro jízdní stav 1

Ještě před provedením simulace je zřejmé, že se zde projeví lokální extrém napětí v místě zavazbení hrany části hlavice. Toto těleso je však pouze pomocné a pro naši analýzu napjatosti spodního ramene tedy nemá žádný vliv. Po provedení numerického výpočtu pro zatížení v jízdním stavu 1 byl získán průběh napětí von-Mises ilustrovaný na následujících obrázcích 47 a 48.



Obr. 47 Rozložení napjatosti na spodním rameni (pohled shora)



Obr. 48 Rozložení napjatosti na spodním rameni (pohled zespodu)

Jak lze vidět na obrázcích, napětí na spodním rameni při jízdním stavu 1 (běžná jízda), kontrolovaném na MSÚ nepřesahuje hodnotu 260 MPa (konkrétně dosahuje maximální hodnoty 252 MPa ze spodní strany v blízkosti úchyty hlavičky).

Maximální hodnoty napětí pro všechny jízdní stavy včetně polohy nebezpečného místa a hodnoty vypočteného koeficientu bezpečnosti jsou vypsány v následující tabulce 5, přičemž pro výpočet koeficientu bezpečnosti bylo použito těchto materiálových charakteristik (dle zvolené oceli S355J0):

$$R_e = 355 \text{ MPa}$$

$$R_m = 550 \text{ MPa}$$

a dále byla vypočtena hodnota referenční meze únavy, odkud pak s uvažováním součinitele vrubu $\beta = 1,2$ (důsledek svarů), součinitele vlivu absolutní velikosti $\epsilon_v = 0,95$ a součinitele kvality povrchu $\epsilon_k = 1$ vypočteme hodnotu korigované meze únavy:

$$\sigma_{co_ref} = 0,504 \cdot R_m = 277,2 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\sigma_{co} = \sigma_{co_ref} \cdot \frac{\epsilon_k \cdot \epsilon_v}{\beta} = 219,45 \text{ MPa} \quad (53)$$

Modifikací Goodmanova únavového kritéria pro míjivý zátěžný cyklus získáme vztah pro výpočet koeficientu bezpečnosti k MSÚ:

$$k_u = \frac{\sigma_{co} \cdot R_m}{\frac{\sigma_{max}}{2} \cdot (R_m + \sigma_{co})} \quad (54)$$

Tab. 5 Zhodnocení napjatosti ve spodním rameni pro všechny jízdní stavy

	Maximální napětí von-Mises [MPa]	Poloha nebezpečného místa	Koeficient bezpečnosti [-]
STAV 1	252	Boční stěna z přední strany spodního ramene v blízkosti úchyty hlavice čepu	$k_u = 1,25$
STAV 2	297	Boční stěna z přední strany spodního ramene v blízkosti úchyty hlavice čepu	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,19$
STAV 3	290	Boční stěna z přední strany spodního ramene v blízkosti úchyty hlavice čepu	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,22$
STAV 4	286	Oblast okolo předního oka uchycení ramene	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,24$

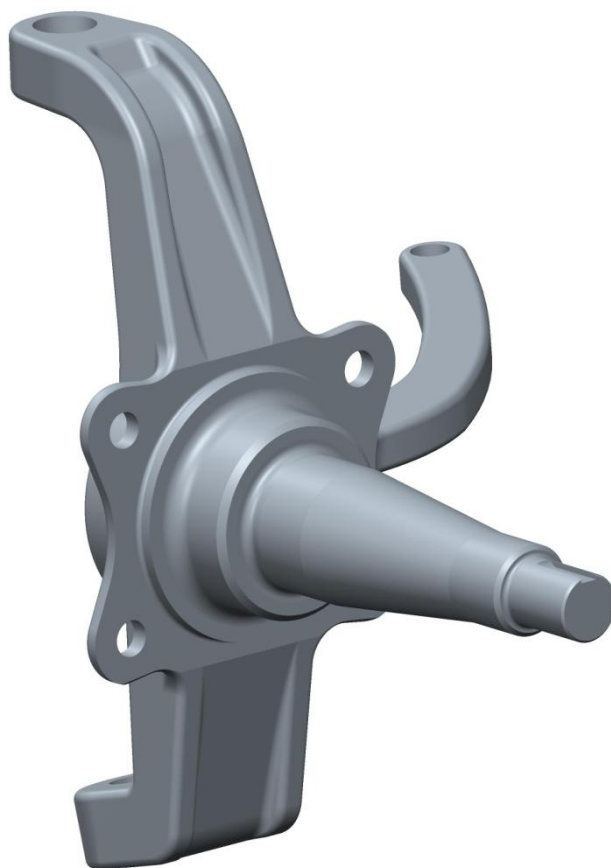
Koeficienty bezpečnosti sice dosahují nižších hodnot, ale pro potřeby závodního vozidla jsou vyhovující.

Výsledné provedení spodního příčného ramene má hmotnost 2402 g. Vzhledem k jeho výchozímu provedení s hmotností 2650 g tedy můžeme říci, že došlo k odlehčení spodního ramene o 248 g.

5.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TĚHLICE

Těhlice nápravy je konstrukční díl zprostředkující uložení kola a její hmotnost přímo ovlivňuje hmotnost neodpružených hmot. Tu se snažíme za cílem co nejlepších jízdních vlastností a co nejmenšího přenosu vibrací na karoserii v okamžiku rezonance neodpružených hmot vyvolané nerovnostmi vozovky snížit. Pro její konstrukční návrh a následnou pevnostní analýzu budeme vycházet ze zátěžných sil vznikajících v kontaktu kola s vozovkou během všech čtyř sledovaných jízdních stavů, jejichž hodnoty byly vypsány v Tab. 3. Směr boční síly budeme opět uvažovat od karoserie ven, kdy dochází k intenzivnějšímu namáhání těhlice. Jak již bylo vysvětleno u konstrukčního návrhu spodního příčného ramene, jsou vazebné síly působící v dolním kulovém čepu těhlice podstatně větší než síly v kulovém čepu horním. Dále je ještě nutné poznamenat, že síly v čepích vznikající důsledkem podélné síly (brzdné síly)

jsou větší než síly, které zde vznikají důsledkem svislé a boční síly. Proto i ohybové namáhání horní a spodní části těhlice je v podélném směru výraznější než ve směru příčném, na což budeme reagovat náležitou volbou příčného průřezu. Na tomto základě byl proveden konstrukční návrh ilustrovaný na obr. 49.



Obr. 49 Konstrukční provedení těhlice

S využitím výsledných vnitřních účinků lze konkrétně vidět, že důsledkem sil v bočním směru je horní část těhlice na vodorovném úseku namáhána tlakem a konstantním ohybovým momentem, který pak v následujícím svislém úseku začne ze stávající hodnoty lineárně vzrůstat. Působením sil v podélném směru se ve vodorovném úseku projevuje krouticí moment a lineárně rostoucí ohybový moment, který ve svislém úseku dále lineárně narůstá a opět krouticí moment, avšak podstatně větší hodnoty než v úseku vodorovném. Analogicky ve spodní části těhlice se působením sil bočním směrem projevuje v 1. úseku nepatrný lineárně rostoucí ohybový moment a tahová síla, ve svislém úseku pak výrazný lineárně rostoucí ohybový moment a výraznější tahová síla. Důsledkem sil v bočním směru vzniká v 1. úseku výrazný krouticí moment a opět lineárně rostoucí ohybový moment a v navazujícím úseku pak krouticí moment mnohem menší, avšak s výrazným rostoucím ohybovým momentem. Páka řízení těhlice je namáhána dominantně pouze rostoucím ohybovým momentem ve směru k náboji kola a nepatrným krouticím momentem. Zhodnotíme-li nakonec vazebné síly v jednotlivých jízdních stavech, pak můžeme říci, že největšího zatěžování se dosahuje v jízdním stavu 3 a 4.

Pro účely minimální hmotnosti a velké tuhosti konstrukce volíme jako technologii výroby těhlice odlévání a to z vysokopevné oceli na odlitky GE300. Jednotlivé funkční plochy byly následně dotvořeny třískovým obráběním. Provedení trnu těhlice a způsobu uchycení krytu brzdového kotouče spolu s nosičem brzdového třmene bylo zachováno z výchozího provedení nápravy za účelem možnosti použití výchozího náboje kola, brzdového třmene a dalších dílů. Pro účely menší napjatosti však byl přechod z válcové plochy na osazení pro vnitřní kuželíkové ložisko realizován pomocí zápichu typu F 4x0,3 namísto výchozího poměrně malého zaoblení R1. Konečné vnější zajištění náboje kola na trnu je realizováno pomocí opěrného kroužku u vnějšího kuželíkového ložiska a následně MB podložkou s KM maticí M15x1. Pro uchycení krytu brzdového kotouče s nosičem brzdového třmene bude použito čtyř šroubů M10 x 1,25 pevnostní třídy 12.9. Tyto šrouby jsou namáhány pouze při brzdění, a proto je budeme kontrolovat pouze na MSP v jízdním stavu 4. Pro výpočet je nejprve nutné zjistit sílu působící kolmo na osu šroubu. K tomu vycházíme ze znalosti poloměru nezátížené pneumatiky $r_u = 265$ mm, její radiální tuhosti $k_r = 240$ N/mm a svislé síly působící pod kolem při tomto jízdním stavu. Dynamický poloměr kola během brzdění pak je:

$$r_d = r_u - \frac{F_z}{k_r} = 245,7 \text{ mm} \quad (55)$$

Odtud při znalosti podélné síly pod kolem ve stavu 4 vypočteme brzdňý moment:

$$M_B = r_d \cdot F_x = 774,1 \text{ Nm} \quad (56)$$

Dále z konstrukčního modelu odečteme vzdálenost šroubu od těžiště šroubového spoje $R = 39,8$ mm a vypočteme sílu od brzdňého momentu působící kolmo na osu šroubu:

$$F_M = \frac{M_B}{4 \cdot R} = 4860,42 \text{ N} \quad (57)$$

Síla od posouvající síly směrem k vozovce zde nepůsobí, jelikož se nosič brzdového třmene vnitřní válcovou plochou opírá o vnější válcovou plochu trnu těhlice. Nyní ve šroubech vytvoříme utažením takovou sílu předpětí, aby nebyly namáhány na střih, ale tahem a spoj tak vykazoval mnohem větší trvanlivost. Součinitel tření mezi sevřenými díly uvažujeme $f = 0,3$ a dále vyžadujeme návrhový součinitel $k_n = 1,1$. Sílu předpětí šroubu pak vypočteme dle vztahu:

$$F_i = \frac{k_n \cdot F_M}{f} = 16201 \text{ N} \quad (58)$$

Průměr válcové části šroubu bez závitu je $d = 10$ mm, odkud vypočteme průřez válcové části dřívku $S_d = 78,5$ mm² a výpočtový průřez v jádru (se závitem) pro daný typ šroubu je $A_s = 61,2$ mm² [12]. Dále s využitím znalosti meze kluzu použitých šroubů $R_e = 1080$ MPa vypočteme normálové napětí a následně bezpečnost ve válcové části dřívku šroubu:

$$\sigma_D = \frac{F_i}{S_d} = 206,3 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$k_D = \frac{R_e}{\sigma_D} = 5,24 \quad (60)$$

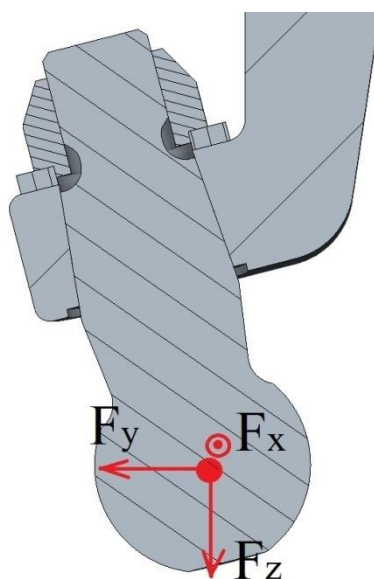
Nakonec vypočteme normálové napětí a bezpečnost v jádru závitu, přičemž uvažujeme součinitel koncentrace napětí důsledkem závitu $\alpha_J = 3,4$.

$$\sigma_J = \frac{F_i}{A_s} = 264,7 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$k_J = \frac{R_e}{\alpha_J \cdot \sigma_J} = 1,2 \quad (62)$$

Zvolený typ šroubu je dle výpočtů vyhovující.

Mezi další konstrukční díly vyžadující pevnostní kontrolu určitě patří kulové čepy. Ty jsou většinou namáhány na střih a ohybem. Během výpočtu nebudeme kontrolovat tahem namáhanou část čepu, ke které dochází důsledkem utažení matice. Toto tahové normálové napětí totiž není příliš velké. Podíváme-li se na kulový čep spodní, můžeme jeho silové zatížení popsat následujícím obrázkem 50.



Obr. 50 Silové zatížení spodního čepu

Tento kulový čep je nejvíce namáhán během jízdního stavu 4 a to silami $F_x = 5374 \text{ N}$, $F_y = 2079 \text{ N}$ a $F_z = 4501 \text{ N}$, a proto právě tento jízdní stav budeme uvažovat pro kontrolu na MSP. V následujících výpočtech bude zanedbán sklon čepu. Chyba tímto vzniklá bude nahrazena přísnějším hodnocením koeficientu bezpečnosti. Čep, který je zde použit, je vyrobený z oceli E295 s mezí kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 470 \text{ MPa}$. Průměr čepu v krčku je $d_1 = 18,4 \text{ mm}$ a průměr v místě jeho vstupu do těhlice $d_2 = 21 \text{ mm}$. Odtud pro daná místa vypočteme obsahy příčného průřezu $S_1 = 265,9 \text{ mm}^2$ a $S_2 = 346,4 \text{ mm}^2$. Dále s využitím Pythagorovy věty vypočteme ze složek X a Y výslednou vodorovnou sílu $F_v = 5762,1 \text{ N}$. Nyní provedeme kontrolu čepu na střih v místě jeho krčku, kde uvažujeme součinitel koncentrace napětí $\alpha_\tau = 1,4$. Maximální smykové napětí a koeficient bezpečnosti na střih pak je:

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F_v}{3 \cdot S_1} = 28,9 \text{ MPa} \quad (63)$$

$$k_{ks} = \frac{0,57 \cdot R_e}{\alpha_\tau \cdot \tau_{max}} = 4,15 \quad (64)$$

Dále provedeme kontrolu normálového napětí od ohybu v místě vsunutí čepu do tělesa těhlice, které je u spodního kulového čepu zvyšováno ještě napětím v tahu. Vzdálenost středu kulové části čepu od vstupu do těhlice je $l = 24$ mm. Výsledné redukované napětí vypočteme následovně:

$$\sigma_{red} = \frac{32 \cdot F_v \cdot l}{\pi \cdot d_2^3} + \frac{F_z}{S_2} = 165,1 \text{ MPa} \quad (65)$$

Nyní s uvažováním součinitele koncentrace napětí $\alpha_\sigma = 1,3$ vypočteme bezpečnost k MSP pro normálové napětí dané ohybem a tahem:

$$k_k = \frac{R_e}{\alpha_\sigma \cdot \sigma_{red}} = 1,37 \quad (66)$$

Jak lze vidět ohyb s tahem v místě vstupu čepu do těhlice je nebezpečnější než střih v krčku a proto na kontrolu k MSÚ nebude střih uvažován. Kontrolu budeme provádět pro síly vyskytující se během jízdního stavu 1 a tedy $F_x = 110$ N, $F_y = 2901$ N a $F_z = 4585$ N. Maximální vodorovná síla působící na čep pak je $F_v = 2903,1$ N. Nyní s využitím vztahů (52), (53) a uvažováním součinitele vrubu $\beta = 1,2$, součinitele vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_v = 0,95$ a součinitele kvality povrchu $\varepsilon_k = 1$ vypočteme korigovanou mez únavy $\sigma_{co} = 187,5$ MPa. Dle vysvětlení u jízdního stavu 1 viz kapitola 4.1.1 předpokládáme míjivý zátěžný cyklus s maximální hodnotou redukovaného normálového napětí:

$$\sigma_{redmax} = \frac{32 \cdot F_v \cdot l}{\pi \cdot d_2^3} + \frac{F_z}{S_2} = 89,9 \text{ MPa} \quad (67)$$

Bezpečnost k MSÚ pak je:

$$k_u = \frac{\sigma_{co} \cdot R_m}{\frac{\sigma_{redmax}}{2} (\sigma_{co} + R_m)} = 2,9 \quad (68)$$

Spodní kulový čep vyhovuje.

Následně analogicky obdobným způsobem kontrolujeme horní kulový čep. Ten však na rozdíl od spodního není namáhán tahem. Jeho největší zatížení uvažované pro kontrolu k MSP se objevuje během jízdního stavu 2 a to silami $F_x = 246$ N a $F_y = 3231$ N. Odtud maximální vodorovná síla na čep je $F_v = 3240,4$ N. Materiál pro výrobu je totožný s materiálem spodního čepu. Průměr čepu v krčku je $d_1 = 13$ mm, průměr v místě jeho vstupu do těhlice $d_2 = 14$ mm a vzdálenost středu kulové části čepu od vstupu do těhlice $l = 13,5$ mm. Odtud obsah příčného průřezu v krčku $S_1 = 132,7$ mm². Při uvažování součinitele koncentrace napětí pro smyk $\alpha_\tau = 1,4$ vypočteme s využitím vztahů (63) a (64) bezpečnost čepu na střih v místě krčku $k_{ks} = 3,69$. Dále při uvažování součinitele koncentrace napětí $\alpha_\sigma = 1,3$ vypočteme normálové napětí v ohybu a bezpečnost k MSP pro normálové napětí:

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot F_v \cdot l}{\pi \cdot d_2^3} = 162,4 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$k_k = \frac{R_e}{\alpha_\sigma \cdot \sigma_o} = 1,4 \quad (70)$$

Pro kontrolu k MSÚ bude opět uvažováno pouze normálové napětí v ohybu. Zátěžné síly působící na čep během jízdního stavu 1, užívaném pro hodnocení na únavu, jsou $F_x = 132$ N a $F_y = 2282$ N. Z nich pak výsledná síla $F_v = 2285,8$ N. Korigovaná mez únavy je u horního

čepu totožná s hodnotou u spodního čepu. Dále při uvažování míjivého zátěžného cyklu vypočteme hodnotu maximálního normálového napětí od ohybu a bezpečnost k MSÚ:

$$\sigma_{omax} = \frac{32 \cdot F_v \cdot l}{\pi \cdot d_2^3} = 114,5 \text{ MPa} \quad (71)$$

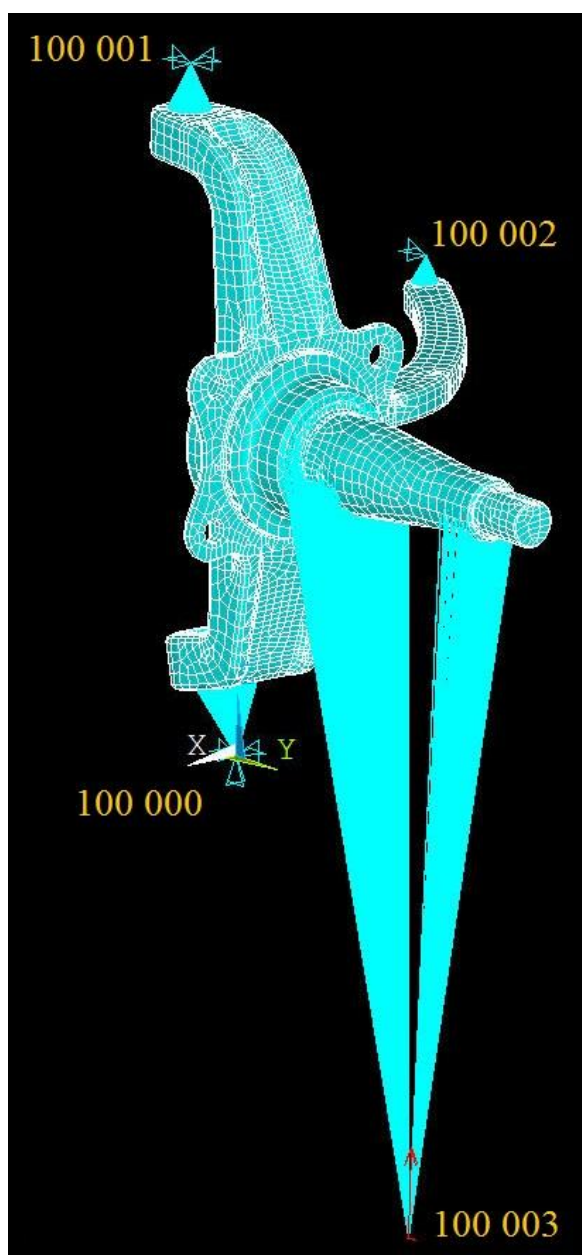
$$k_u = \frac{\sigma_{co} \cdot R_m}{\frac{\sigma_{omax}}{2} (\sigma_{co} + R_m)} = 2,34 \quad (72)$$

Horní kulový čep také vyhovuje.

Nakonec zkontrolujeme kulový čep páky řízení. Ten je namáhán totožným způsobem jako kulový čep horní. Maximální zatěžující síla působí na čep během jízdního stavu 4 a to s hodnotou $F_9 = 1187 \text{ N}$. Ta je následně i využita pro kontrolu čepu na MSP. Materiál čepu je opět totožný jako u čepů předešlých. Průměr čepu v krčku je $d_1 = 8 \text{ mm}$, průměr v místě jeho vstupu do páky řízení $d_2 = 8,6 \text{ mm}$ a vzdálenost středu kulové části čepu od vstupu do páky řízení $l = 9,5 \text{ mm}$. Odtud obsah příčného průřezu v krčku $S_1 = 50,3 \text{ mm}^2$. Nyní při uvažování součinitelů koncentrace napětí v krčku $\alpha_\tau = 1,4$ a v místě vstupu čepu do páky řízení $\alpha_\sigma = 1,3$ vypočteme s využitím vztahů (63), (64), (69) a (70) bezpečnost k MSP na sřih $k_{ks} = 3,81$ a pro ohyb $k_k = 1,26$. Kontrolu k MSÚ budeme opět provádět pouze pro normálové napětí v ohybu, přičemž síla z jízdního stavu 1 uvažovaná pro výpočet má hodnotu $F_9 = 265 \text{ N}$. Uvažujeme-li totožnou korigovanou mez únavy s hodnotou u čepů předchozích a míjivý zátěžný cyklus, pak s využitím vztahů (71) a (72) vypočteme bezpečnost k MSÚ $k_u = 6,65$. Důvodem takto vysokého koeficientu bezpečnosti je, že pro výpočet na únavu uvažujeme zátěžnou sílu vzniklou pouze při přímé jízdě po nerovné vozovce. Proto jsou boční síly velmi malé a tento kulový čep minimálně zatížen.

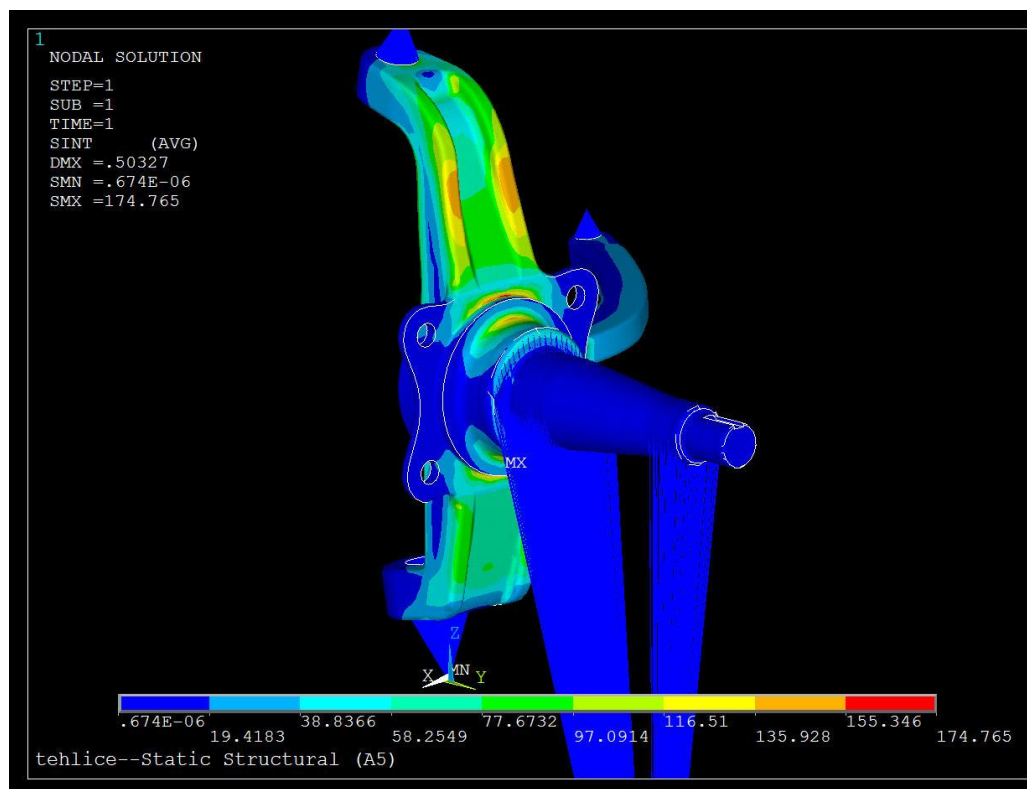
Nyní, když jsou všechny spojovací díly ověřeny a vyhovují, provedeme pevnostní kontrolu samotného tělesa těhlice. Ta musí být z důvodu konstrukční složitosti provedena metodou konečných prvků (FEM). Pro tyto účely bylo zpočátku využito systému ANSYS Workbench, kde jsme model součásti importovali, zadali materiálové charakteristiky nezbytné pro výpočet (hustota materiálu, modul pružnosti v tahu a Poissonův poměr) a provedli diskretizaci úlohy. Výsledný vysíťovaný model byl vytvořen pomocí kvadratických 3D prvků Solid 187 a Solid 186 o základní velikosti 5 mm. V oblastech koncentrátorů napětí (osazení na trnu těhlice, žebra ve spodní a horní části těhlice, otvory pro šrouby a kulové čepy a další nebezpečné přechody) však byla síť zjemněna na velikost prvku 2 mm. Poté byl diskretizovaný model z důvodu složitosti vystihnoutí a popisu skutečného provozního zatížení exportován do profesionálnějšího prostředí ANSYS Mechanical APDL. Zde bylo nejprve nutné zadat příslušné okrajové podmínky (adekvátně těleso zavazbit), aby se během simulace nerozpohybovalo a tím neselhalo řešení. Pro tyto účely byly nejprve vytvořeny pomocné uzly 100 000, 100 001 a 100 002 ve středech kulových částí pomyslných čepů těhlice a uzel 100 003 představující střed kontaktu kola. Poloha uzlu 100 003 byla stanovena s ohledem na záklon rejdové osy a dynamický poloměr kola během jízdy a představuje působíště kontaktních sil pneumatiky (závlek pneumatiky pro přesnou polohu působíště boční síly byl zanedbán). Z těchto jmenovaných uzlů pak byly tvořeny prutové náhrady ke kontaktním plochám kulových čepů (uzly 100 000, 100 001 a 100 002) a plochám uložení kuželíkových ložisek (uzel 100 003). Prutové náhrady byly tvořené pomocí makra pncn.mac, kde byl jako typ kontaktního prvku volen prvek MPC 184 a jednotlivým prutům byla zamezena deformace volbou vlastností „rigid beam“. Získáváme tak úlohu ilustrovanou na obr. 51. Na obrázku lze dále vidět zvolené okrajové podmínky. Uzlu 100 000 byly zamezeny posuvy ve všech

směrech, avšak rotace jsou všechny povolené. Uzlu 100 001 byly zamezeny pouze posuvy ve směru osy X a Y a uzel 100 002 má zamezen pouze posuv ve směru osy Y.

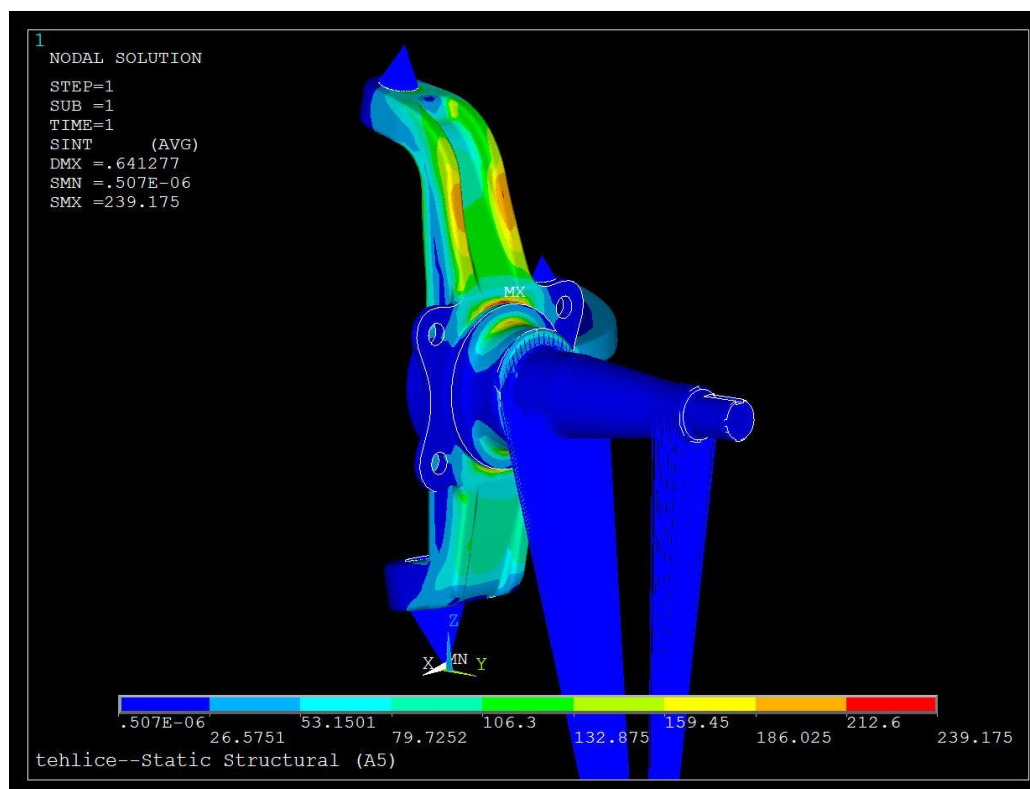


Obr. 51 Provedení okrajových podmínek těhlice

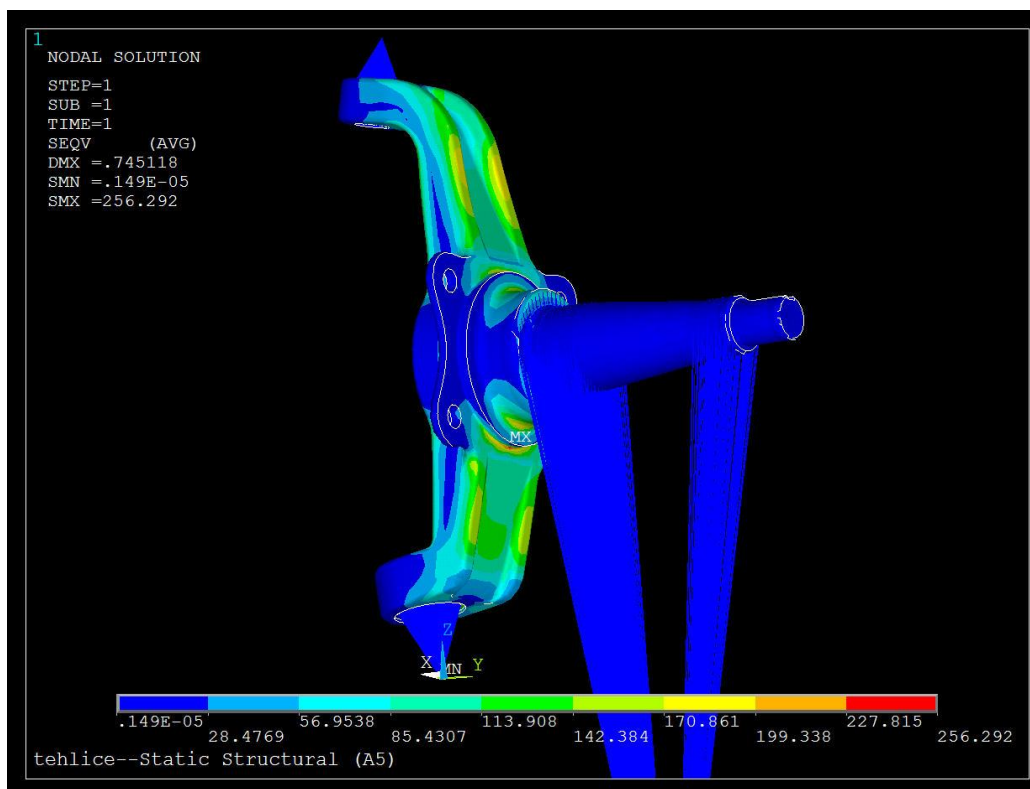
Nyní už pouze do uzlu 100 003 aplikujeme zátěžné síly náležící jednotlivým jízdním stavům. Nutno však podotknout, že svislé síly a podélnou sílu (brzdění) bylo zapotřebí vždy rozložit do složek X a Z, abychom tak nezanedbali záklon rejdové osy a svislé síly působily kolmo na vozovku a podélná síla v rovině vozovky. Následně po provedení řešení a použití podmínky plasticity HMM (von Mises) získáváme rozložení napjatosti na těhlici pro jednotlivé jízdní stavy viz následující obrázky 52 až 55 (z důvodu výrazného namáhání tohoto dílu budou vykresleny napjatosti pro každý jízdní stav).



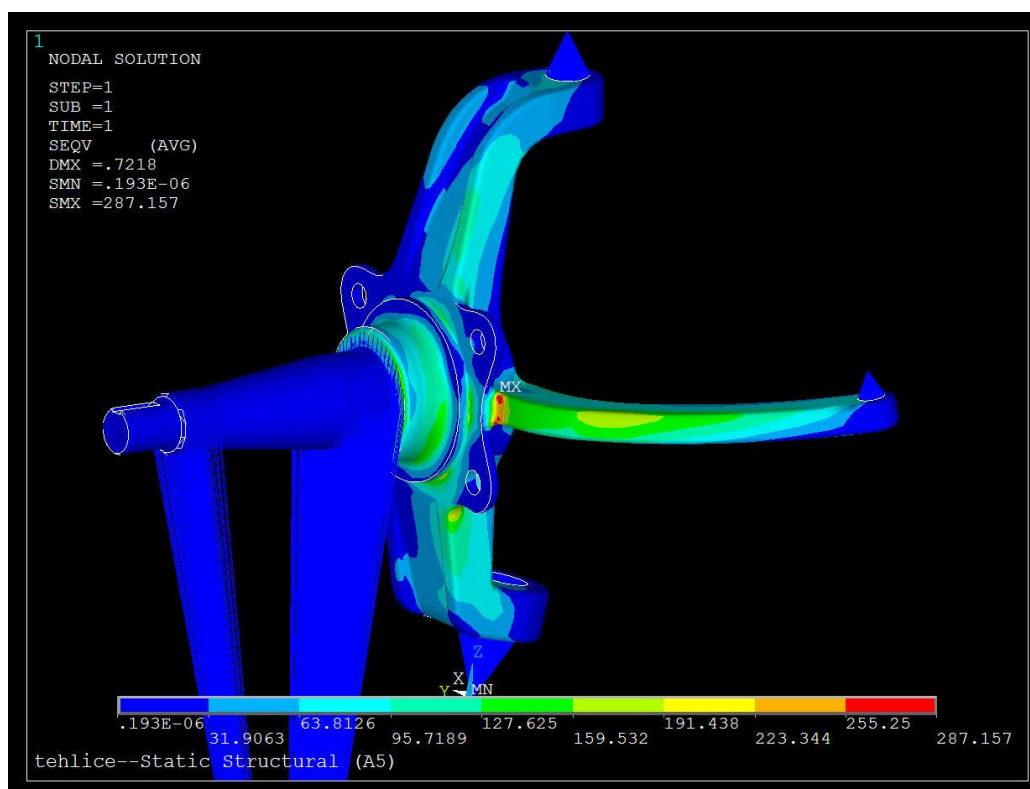
Obr. 53 Analýza napjatosti - jízdní stav 1



Obr. 52 Analýza napjatosti - jízdní stav 2



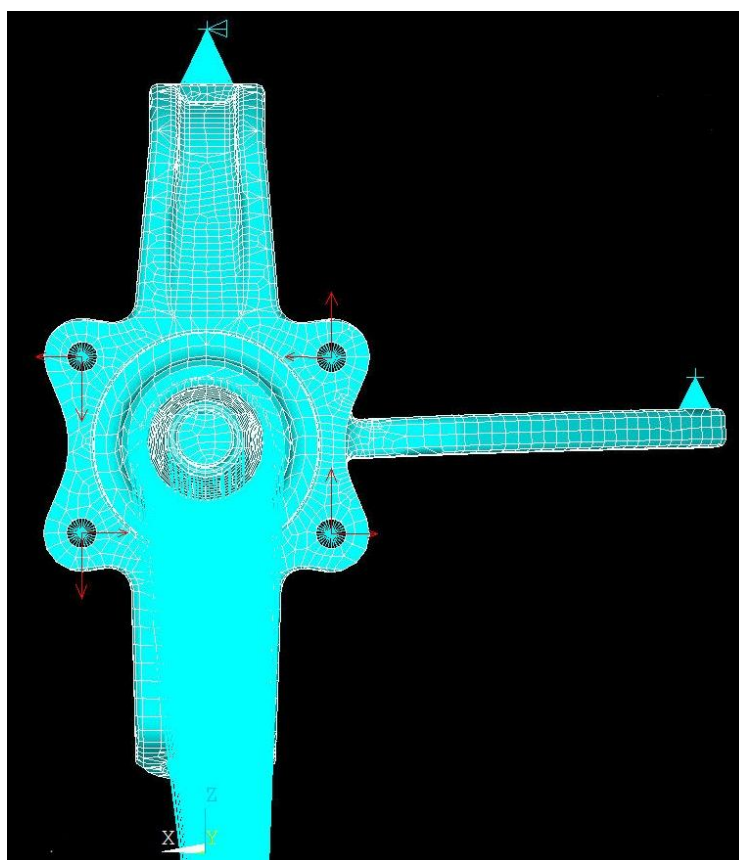
Obr. 54 Analýza napjatosti - jízdní stav 3



Obr. 55 Analýza napjatosti - jízdní stav 4

Pro simulaci jízdního stavu 4 byla brzdná síla aplikována do středu kontaktu kola. Tím však důsledkem prutové náhrady dochází k namáhání trnu těhlice krutem, který se zde reálně neobjevuje. Proto rozložení napjatosti v oblasti trnu ilustrované na obr. 55 neuvažujeme. Brzdná síla byla do kontaktu kola aplikována pouze za účelem zjištění skutečného rozložení napjatosti v horní a spodní části těhlice a na páce řízení.

Ve skutečnosti se během brzdění brzdný moment přenáší na přírubu těhlice sloužící k uchycení nosiče brzdového třmene, a proto tuto přírubu zvlášť zanalyzujeme. Z výsledku (57) víme, že síla působící kolmo na osu každého šroubu v přírubě je $F_M = 4860,4 \text{ N}$. Tato síla působí vždy kolmo na průvodič od těžiště šroubového spoje, a proto je nutné ji opět rozložit do složek X a Z. Následně tyto síly aplikujeme do nově vytvořených pilotních uzlů prutových náhrad v dírách pro šrouby viz obr. 56.

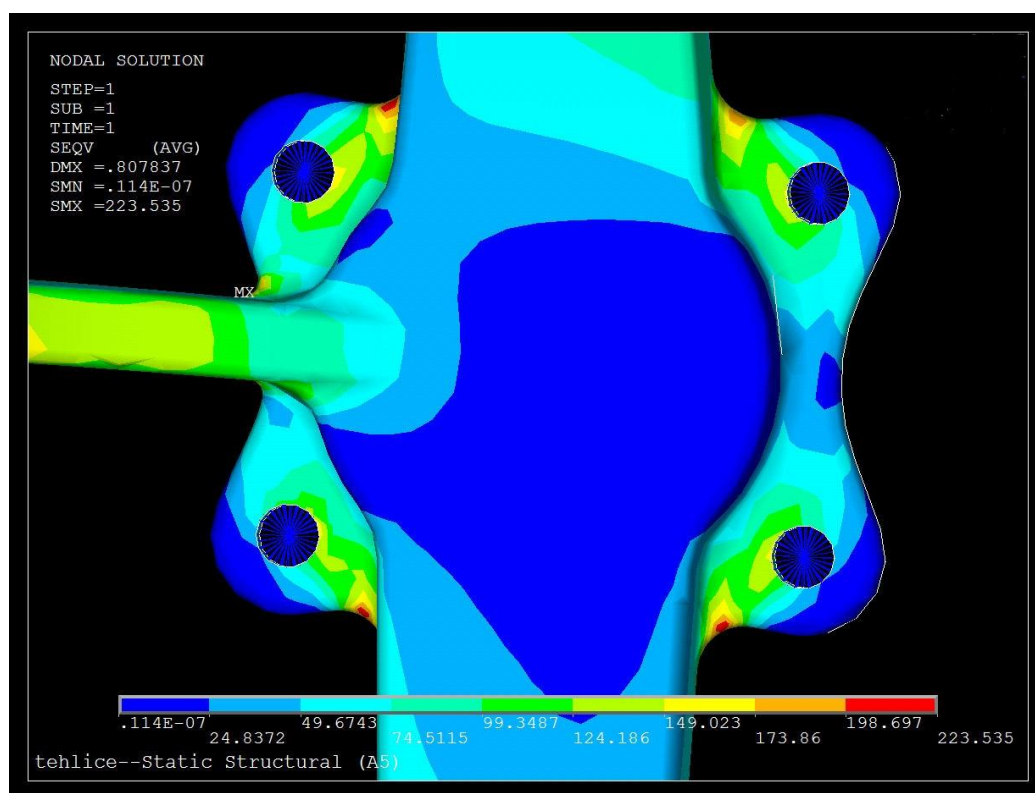


Obr. 56 Zatěžující síly na přírubě během brzdění

Řešením této úlohy pak získáme rozložení napjatosti v přírubě během intenzivního brzdění (jízdní stav 4) viz obr. 57. Nyní můžeme vypočítat bezpečnost k MSP těhlice během jízdních stavů 2, 3 a 4 a bezpečnost k MSÚ vycházející z napjatosti v jízdním stavu 1. Během výpočtu bylo vycházeno z materiálových charakteristik použité oceli GE300:

$$R_e = 300 \text{ MPa}$$

$$R_m = 520 \text{ MPa}$$



Obr. 57 Analýza napjatosti v přírubě během brzdění

Pro výpočet koeficientu bezpečnosti k MSÚ bylo ještě zapotřebí stanovit hodnotu korigované meze únavy. Ta byla vypočtena z referenční meze únavy s uvažováním součinitele kvality povrchu $\epsilon_k = 0,91$ (odlévání a následné broušení funkčních ploch) a součinitele vlivu absolutní velikosti $\epsilon_v = 0,93$.

$$\sigma_{co_ref} = 0,504 \cdot R_m = 262,1 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$\sigma_{co} = \sigma_{co_ref} \cdot \epsilon_k \cdot \epsilon_v = 221,8 \text{ MPa} \quad (74)$$

Dále dle jízdního stavu 1 uvažujeme míjivý zátěžný cyklus s maximální hodnotou redukovaného napětí $\sigma_{red_max} = 174,8 \text{ MPa}$ (viz obr. 52) a bezpečnost k MSÚ vypočteme pomocí vztahu (54). Výsledné koeficienty bezpečnosti pro všechny jízdní stavy jsou pak vypsány v následující tabulce 6.

Tab. 6 Koeficienty bezpečnosti těhlice pro všechny jízdní stavy

	Maximální redukované napětí von-Mises [MPa]	Koeficient bezpečnosti [-]
STAV 1	174,8	$k_u = 1,78$
STAV 2	239,2	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,25$

STAV 3	256,3	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,18$
STAV 4	287,2	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,06$

Velmi nízká hodnota koeficientu bezpečnosti během jízdního stavu 4 je způsobena nekvalitně vytvořeným zaoblením CAD systémem Creo Parametric, které se následně při analýze jeví jako koncentrace napětí. Ve skutečnosti zde bude zaoblení větší a lépe provedené a bezpečnost tedy bude v tomto jízdním stavu nabývat větší hodnoty.

Konstrukční provedení těhlice je vyhovující a má hmotnost 1841 g.

5.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH HORNÍHO PŘÍČNÉHO RAMENE

Horní příčné rameno, jakožto rameno podstatně méně namáhané než rameno spodní, bývá často doplněno prvky umožňujícími nastavení základní kinematiky nápravy dle požadavků řidiče a povahy závodní trati. Jedná se zejména o nastavení odklonu kola skrze změnu příklonu rejdové osy a nastavení záklonu rejdové osy. Jelikož je podmínkou, aby bylo nové zavěšení plně kompatibilní a připevnitelné ke stávajícímu vozidlu a provedení karoserie v oblasti uchycení horního ramene k nápravnici poskytuje velmi stísněný prostor, bude nutné prvky umožňující variabilitu nastavení realizovat v blízkosti horního kulového čepu. Navíc důsledkem příruby na nápravnici sloužící k jejímu hornímu uchycení k rámu vozidla by zde nebylo dostatek prostoru pro změnu záklonu rejdové osy skrze posuv celého horního ramene prostřednictvím excentrů a jiných příslušenství. Proto budeme změnu odklonu kola a záklonu rejdové osy realizovat pomocí speciální hlavice kulového čepu se stavitelnou polohou. Před provedením samotného konstrukčního návrhu je však nejprve nutné zjistit síly ve vazbě 8 působící na horní rameno. Tyto vazebné síly jsou pro jednotlivé jízdní stavy vypsány v následující tabulce 7, kde složka síly ve směru osy Z je rovna nule.

Tab. 7 Síly ve vazbě 8 působící na horní rameno

	F_x [N]	F_y [N]
STAV 1	-132	2282
STAV 2	-246	3231
STAV 3	-158	3195
STAV 4	-2112	894

Následně byl proveden konstrukční návrh horního příčného ramene ilustrovaný na obr. 58. Jak již vazebné síly vypsané v předchozí tabulce napovídají, je horní rameno namáháno dominantně ohybem jako důsledek síly F_y směřující ke karoserii. Dále pak tlakem, jehož projev postupně roste ve směru od čela ramene k jeho závěsným okům. Konkrétní průběh a hodnoty ohybového momentu závisí na tom, zdali má rameno v obou závěsných okách pevně zamezen posuv ve směru osy rotace nebo nikoli. Horní příčné rameno je k nápravnici uchyceno totožným způsobem, jako tomu bylo u výchozí nápravy. Do závěsných ok ramene se vtlačí pryžová pouzdra a do nich pak rozpěrné trubky, kterými se prosune čep. Ten je přes držáky uchycený k nápravnici. Z obou stran každého oka jsou vloženy miskky a z vnější strany je pak rameno na čepu zajištěno osazenou maticí. Odtud plyne, že jsou závěsná oka ve směru osy rotace ramene poměrně pevně zajištěna, nicméně důsledkem pryžových pouzder je zde možný nepatrný posuv. Nyní se omezíme pouze na jízdní stavy 2 a 4, jelikož během nich dochází k nejvýraznějšímu namáhání horního ramene. Budeme-li tedy například uvažovat stav 2 a předpokládat, že je posuv obou ok ve směru osy nulový, pak se maximum ohybového momentu vyskytuje v čele ramene a ve středech obou bočních stran se pak vyskytují menší lokální extrémy. Nastane-li za těchto podmínek uchycení jízdní stav 4, pak se maxima ohybového momentu vyskytují pouze ve středech obou bočních stran, přičemž větší ohybový moment se vyskytuje na straně blíže čelu vozidla. V opačném případě budeme-li předpokládat, že je posuv jednoho závěsného oka ve směru osy rotace ramene zamezen a u druhého oka posuv nastává, potom se při každém jízdním stavu v rameni objevují mnohem větší ohybové momenty než v případě předešlém a s maximy vždy v okolí čela horního ramene. Výjimku tvoří jízdní stav 4, kdy se toto maximum mírně přesouvá ke středu boční strany bližší zádí vozidla.

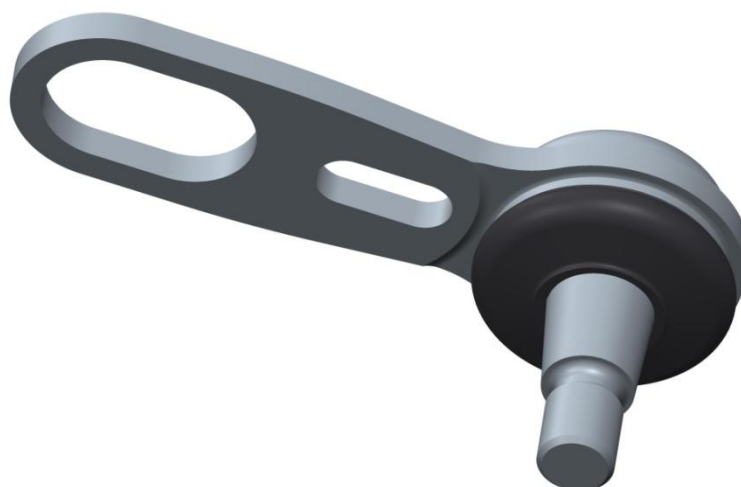


Obr. 58 Konstrukční návrh horního ramene

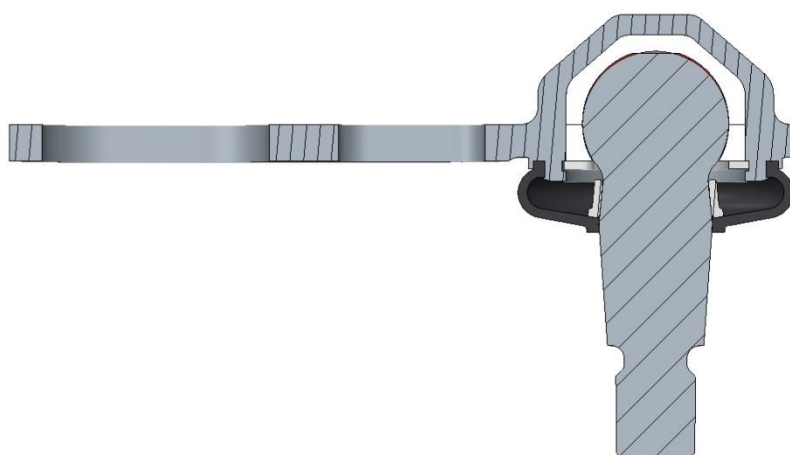
Horní příčné rameno je podobně jako rameno spodní vyráběno svařováním ocelového plechu tloušťky 4 mm upraveného tažením a ohýbáním na požadovaný tvar. Konkrétním použitým materiálem pro výrobu je stejně jako u spodního ramene ocel S355J0.

Dále byl proveden konstrukční návrh hlavice se stavitelnou polohou viz obr. 59, která konkrétně umožňuje změnu polohy z výchozí směrem ven i dovnitř o hodnotu 5 mm. Jelikož na čep uložený v hlavici nepůsobí žádná síla v ose Z, postačí, když jeho polohu určíme plastovými miskami zajištěnými pojistným kroužkem. Nakonec pro zamezení přístupu

nečistot vše ze spodu zakryjeme pomocí manžety. Vnitřní provedení celé sestavy hlavice čepu ilustruje obr. 60.



Obr. 59 Sestava hlavice horního čepu



Obr. 60 Řez sestavou hlavice horního čepu

Tato hlavice je s horním příčným ramenem následně spojena pomocí dvou šroubů M8x1 pevnostní třídy 12.9. Pro správnou funkci tohoto stavitelného prvku je však nutné dostatečným utahovacím momentem zajistit, aby se hlavice vůči rameni během jednotlivých jízdních stavů nepohybovala. Pro účely pevnostní kontroly takto předepjatých šroubů si musíme nejprve vypočítat největší sílu potenciálně působící kolmo na osu šroubu. Budeme postupovat totožným způsobem jako při kontrole šroubů uchycení hlavice spodního čepu viz obr. 44 a příloha diplomové práce. Největší silové zatížení se na šroubech vyskytuje při jízdním stavu 4 a to konkrétními silami $F_{8x} = 2112\text{N}$ a $F_{8y} = 894\text{N}$. Charakteristické rozměry šroubového spoje odpovídající nejnebezpečnější poloze hlavice vzhledem k rameni (tj. maximální vysunutí ven od karoserie) jsou $l_1 = 35\text{mm}$ a $l_2 = 32\text{mm}$. Potom moment vzhledem k těžišti šroubového spoje je:

$$M = F_{8x} \cdot \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) = 107,7 Nm \quad (75)$$

Odtud síla od ohybového momentu:

$$F_M = \frac{M}{l_2} = 3366 N \quad (76)$$

Síly od posouvající a normálové síly vypočteme dle vztahu:

$$F_T = \frac{F_{8x}}{2} = 1056 N \quad (77)$$

$$F_N = \frac{F_{8y}}{2} = 447 N \quad (78)$$

Nyní můžeme vypočíst výsledné celkové síly působící na vnitřní (blíže karoserii – 2) a vnější šroub (vzdálenější od karoserie – 1):

$$F_2 = \sqrt{F_N^2 + (F_M - F_T)^2} = 2352,9 N \quad (79)$$

$$F_1 = \sqrt{F_N^2 + (F_M + F_T)^2} = 4444,5 N \quad (80)$$

Vidíme, že největší síla působí na šroub vnější (1), a proto právě její hodnotu budeme používat k následnému výpočtu síly předpjetí ve šroubu. Abychom dosáhli její co nejmenší potřebné hodnoty a snížili tak namáhání šroubů, upravíme styčné plochy spojovaných součástí tryskáním a následným pokovením nástřikem zinku, čímž zabezpečíme statický součinitel tření mezi spojovanými součástmi $f = 0,5$ [12]. Pro dostatečnou spolehlivost zde navíc použijeme šrouby a matice s ozubeným límcem a požadujeme návrhový součinitel $k_n = 1,1$. Nezbytná síla předpjetí ve šroubu potom je:

$$F_i = \frac{k_n \cdot F_1}{f} = 9778 N \quad (81)$$

Dále je-li průměr válcové části šroubu bez závitu $d_s = 8 \text{ mm}$, pak plocha průřezu v této části je $S_d = 50,26 \text{ mm}^2$. Výpočtový průřez v jádru se závitem je $A_s = 39,2 \text{ mm}^2$ [12]. Materiálové charakteristiky použitého šroubu jsou $R_e = 1080 \text{ MPa}$ a $R_m = 1200 \text{ MPa}$. Dále lze vidět, že šrouby tvořící spojení součástí jsou namáhány pouze staticky a to zmíněnou silou předpjetí. Proto je budeme kontrolovat pouze na MSP. Normálové napětí a bezpečnost ve válcové části dříku šroubu vypočteme dle vztahů:

$$\sigma_D = \frac{F_i}{S_d} = 194,5 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$k_{kD} = \frac{R_e}{\sigma_D} = 5,55 \quad (83)$$

Následně vypočteme normálové napětí a bezpečnost v jádru závitu s uvažováním součinitele koncentrace napětí $\alpha_J = 3,6$:

$$\sigma_J = \frac{F_i}{A_s} = 249,4 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$k_{kJ} = \frac{R_e}{\alpha_f \cdot \sigma_f} = 1,23 \quad (85)$$

Vidíme, že šrouby pevnostně odpovídají danému zatěžování a jsou vyhovující. Nakonec s uvažováním součinitele utahovacího momentu $K = 0,2$ [12] a velkého průměru závitu $d = 8\text{mm}$ vypočteme utahovací moment zabezpečující zamezení posuvu hlavice vůči rameni:

$$M_u = K \cdot F_i \cdot d = 15,6\text{Nm} \quad (86)$$

Nyní provedeme pevnostní kontrolu hlavice kulového čepu. Té jsme totiž pro účel možnosti změny polohy vytvořili na uchycení poměrně velké díry, které se chovají jako nebezpečné koncentrace napětí. Při podrobnější analýze zjistíme, že je uchycení během jednotlivých jízdních stavů namáháno pouze tlakem a ohybem, přičemž největší napjatost se zde vyskytuje během stavu 4 viz obr. 61.



Obr. 61 Silový rozbor hlavice kulového čepu

Hlavice kulového čepu je vyrobena z oceli E335 vykazující materiálové charakteristiky $R_e = 335\text{MPa}$ a $R_m = 570\text{MPa}$. Dále předpokládáme, že k namáhání dochází pouze do polohy vnějšího šroubu, odkud dále už je vše vyrušeno důsledkem silného utažení šroubů hlavice a tím zamezení posuvu. Největší ohybový moment generovaný silou F_{8x} se zde vyskytuje při maximálním vysunutí hlavice ven od karoserie, kdy síla působí na rameni $R_{\max} = 35\text{mm}$. Kontrolu k MSP provedeme pro jízdní stav 4, kdy síly $F_{8x} = 2112\text{N}$ a $F_{8y} = 894\text{N}$. Maximální ohybový moment v místě vnějšího šroubu vypočteme vztahem:

$$M_{\max} = F_{8x} \cdot R_{\max} = 73,9\text{Nm} \quad (87)$$

Dále s využitím CADu zjistíme modul průřezu v ohybu $W_o = 416\text{mm}^3$ a obsah příčného průřezu $S = 72\text{mm}^2$ v nebezpečném místě. Je zřejmé, že důsledkem koncentrátoru napětí se maximální napjatost vyskytuje v okolí díry pro šroub a pro získání jeho hodnoty uvažujeme součinitel koncentrace napětí pro ohyb $\alpha_{\sigma o} = 1,2$ (nízká hodnota dána polohou díry na neutrální ose ohybu) a pro tlak $\alpha_{\sigma N} = 2,35$. Smykové napětí je díky své nízké hodnotě zanedbáno. Nyní vypočteme normálové napětí od ohybu, od tlaku a výsledné redukované normálové napětí:

$$\sigma_o = \frac{\alpha_{\sigma o} \cdot M_{\max}}{W_o} = 213,2\text{MPa} \quad (88)$$

$$\sigma_N = \frac{\alpha_{\sigma N} \cdot F_{8y}}{S} = 29,2 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$\sigma_{red} = \sigma_o + \sigma_N = 242,4 \text{ MPa} \quad (90)$$

Odtud bezpečnost k MSP:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 1,38 \quad (91)$$

Nyní provedeme kontrolu k MSÚ, kdy vycházíme z jízdního stavu 1 a sil $F_{8x} = 132 \text{ N}$ a $F_{8y} = 2282 \text{ N}$. Předpokládáme míjivý zátěžný cyklus, kde maximální ohybový moment je s využitím (87) $M_{max} = 4,62 \text{ Nm}$. Použijeme-li součinitel vrubu pro ohyb $\beta_{\sigma o} = 1,15$ a pro tlak $\beta_{\sigma N} = 2$, pak můžeme vypočítat maximální hodnoty normálových napětí pro ohyb a tlak vyskytující se během zátěžného cyklu a z nich pak hodnotu maximálního redukovaného napětí:

$$\sigma_{o max} = \frac{\beta_{\sigma o} \cdot M_{max}}{W_o} = 12,8 \text{ MPa} \quad (92)$$

$$\sigma_{N max} = \frac{\beta_{\sigma N} \cdot F_{8y}}{S} = 63,4 \text{ MPa} \quad (93)$$

$$\sigma_{red max} = \sigma_{o max} + \sigma_{N max} = 76,2 \text{ MPa} \quad (94)$$

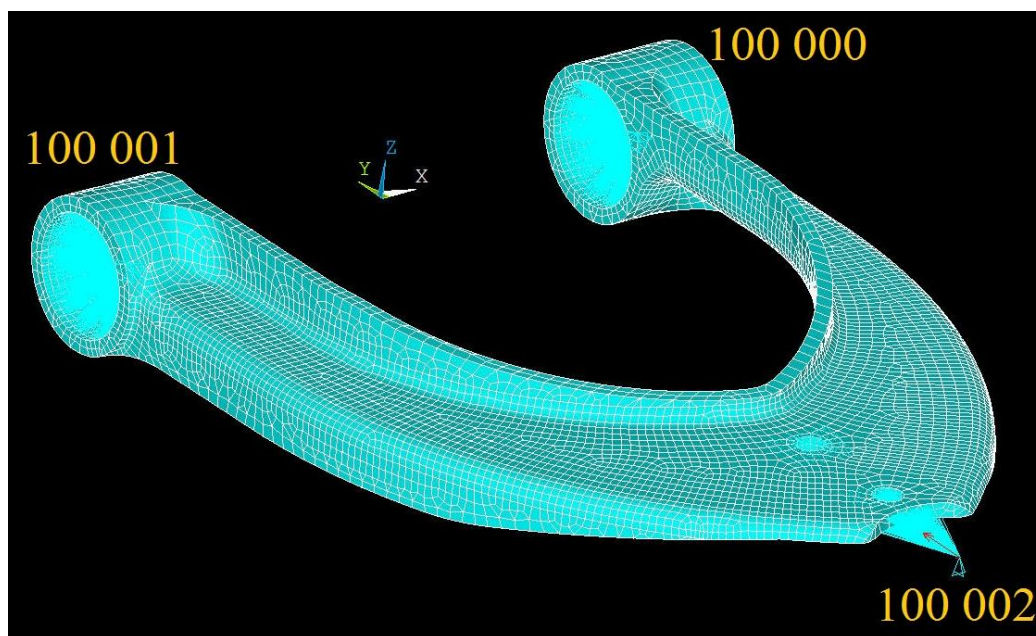
Pro následné výpočty stanovíme součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_v = 0,95$ a součinitel kvality povrchu $\varepsilon_k = 1$ a vypočteme s využitím vztahů (73), (74) referenční mez únavy $\sigma_{co_ref} = 287,3 \text{ MPa}$ a korigovanou mez únavy $\sigma_{co} = 272,9 \text{ MPa}$. Nakonec vypočteme bezpečnost k MSÚ:

$$k_u = \frac{\sigma_{co} \cdot R_m}{\frac{\sigma_{red max}(\sigma_{co} + R_m)}{2}} = 4,85 \quad (95)$$

Navržená hlavice snáší provozní zatížení a vše je v pořádku.

Na samotný závěr provedeme analýzu napjatosti horního ramene. Pro tento účel bude v důsledku náročnosti konstrukce opět použito metody konečných prvků v programovém systému ANSYS Workbench, kde horní rameno importujeme ve formátu IGES. Následně zadáme mechanické vlastnosti použitého materiálu a provedeme diskretizaci úlohy. K tomu bylo použito kvadratických 3D prvků Solid186 a Solid187. Globální velikost prvku byla volena 4 mm, avšak v místech koncentrace napětí (záhyby a díry pro šrouby) byla zmenšena na velikost 2 mm. Poté byla úloha exportována do prostředí ANSYS Mechanical APDL. Zde byly vytvořeny pomocné uzly 100 000 a 100 001 ve středech závěsných ok ramene a uzel 100 002 v místě pomyslného středu kulové části horního čepu. Následně z uzlů 100 000 a 100 001 provedeme prutové náhrady k uzlům tvořícím vnitřní válcové plochy závěsných ok a prutovou náhradu z uzlu 100 002 k uzlům náležícím dotykové ploše hlavice s horním ramenem a plochám dotyku obou horních podložek šroubů hlavice. Při vytváření prutových náhrad bylo použito kontaktního prvku MPC 184 a jednotlivým prutům byla přiřazena vlastnost „rigid beam“. Dále bylo zapotřebí zadat patřičné okrajové podmínky. Jak již bylo na počátku této kapitoly zmíněno, hodnoty ohybové momentu v rameni jsou silně závislé na zajištění závěsných ok ve směru osy rotace ramene. Podstatně větší ohybové momenty se zde vyskytují, je-li jednomu oku posuv zamezen a druhému umožněn než v případě, kdy jsou obě oka v ose zajištěna. Uchycení reálného ramene se však nachází někde mezi těmito dvěma

variantami. Pro začátek budeme předpokládat nebezpečnější stav, kdy má jedno oko posuv v ose rotace ramene umožněn. Proto uzlu 100 000 zamezíme posuv v ose X, Y i Z a uzlu 100 001 zamezíme pouze posuv v ose Y a Z. Nakonec, aby během analýzy nedošlo k rozpohybování ramene, zamezíme uzlu 100 002 posuv v ose Z. Výsledné provedení okrajových podmínek ilustruje obr. 62.



Obr. 62 Provedení okrajových podmínek na horním rameni

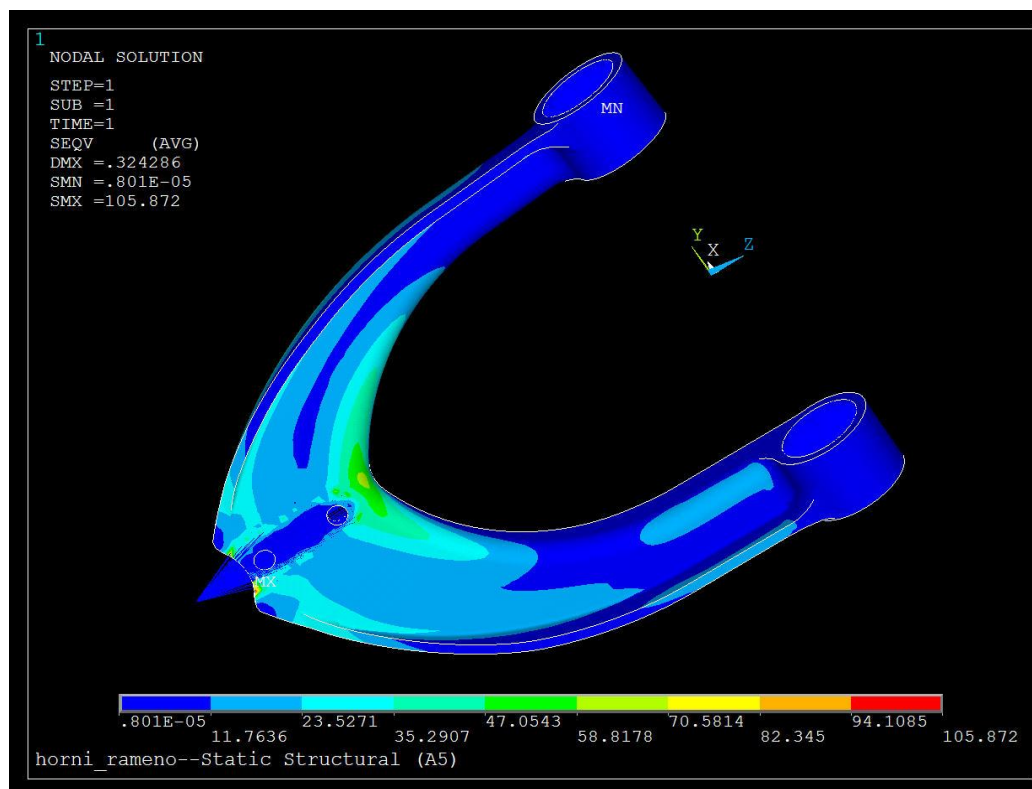
Nyní už pouze aplikujeme vazebné síly náležící jednotlivým jízdním stavům do uzlu 100 002 a provádíme řešení. K vykreslení průběhu napjatosti používáme podmínku plasticity HMH (von Mises), přičemž analýza napjatosti bude provedena pouze pro jízdní stav 1, 2 a 4. Jízdní stav 3 řešen nebude, jelikož vyvolává menší namáhání než stav 2. Výsledky numerické analýzy můžeme pozorovat na následujících obrázcích 63 až 66.

Nízké hodnoty napjatosti během jízdních stavů 1 a 2 (obr. 63 a 64) jsou dány zejména větší šířkou čela ramene. Tato šířka je však z konstrukčního hlediska nezbytná pro zajištění dostatečné kontaktní plochy s hlavicí čepu při všech nastaveních odklonu kola a záklonu rejdové osy. Největší napjatost v rameni vzniká během jízdního stavu 4. Její průběh lze vidět na obrázcích 65 a 66 pro dvě varianty okrajových podmínek. Jelikož se reálný stav vyskytuje někde mezi těmito dvěma případy, pak budeme uvažovat jako reálnou hodnotu maximální napjatosti střední hodnotu z maximálních napjatostí v těchto dvou případech, a tedy hodnotu 284,9MPa.

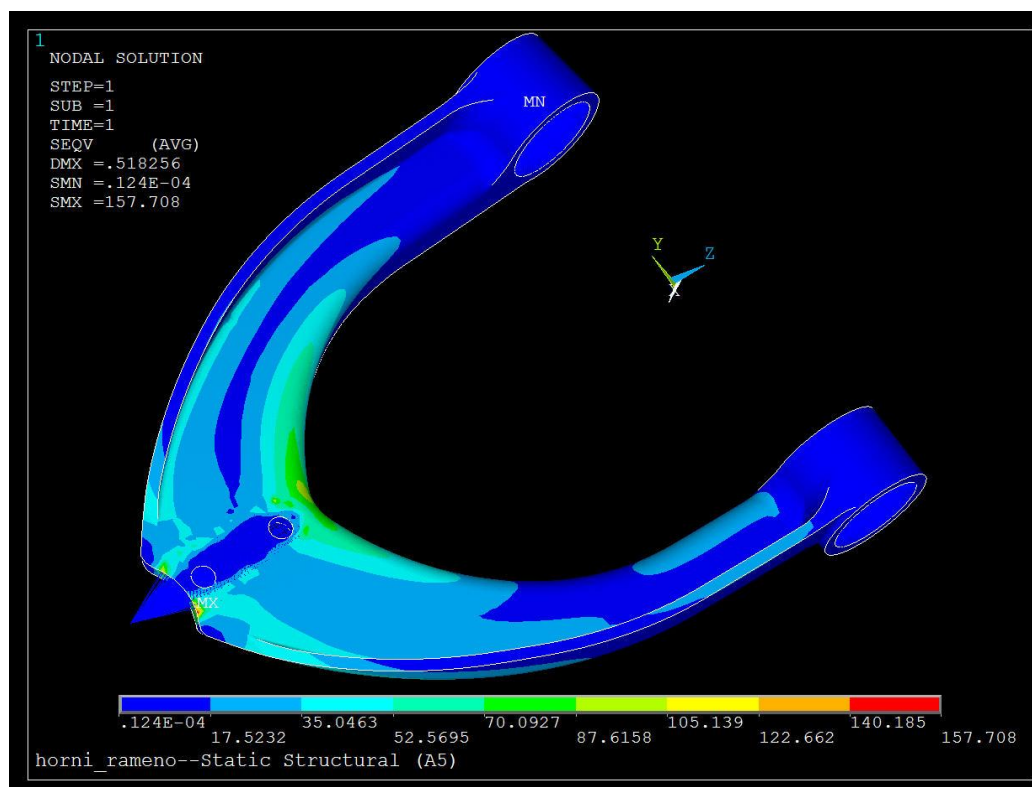
Na závěr vypočteme hodnoty koeficientů bezpečnosti k MSP během jízdních stavů 2 a 4 a bezpečnost k MSÚ vycházející z napjatosti v jízdním stavu 1. Při výpočtu vycházíme z materiálových charakteristik použité oceli S355J0:

$$R_e = 355\text{MPa}$$

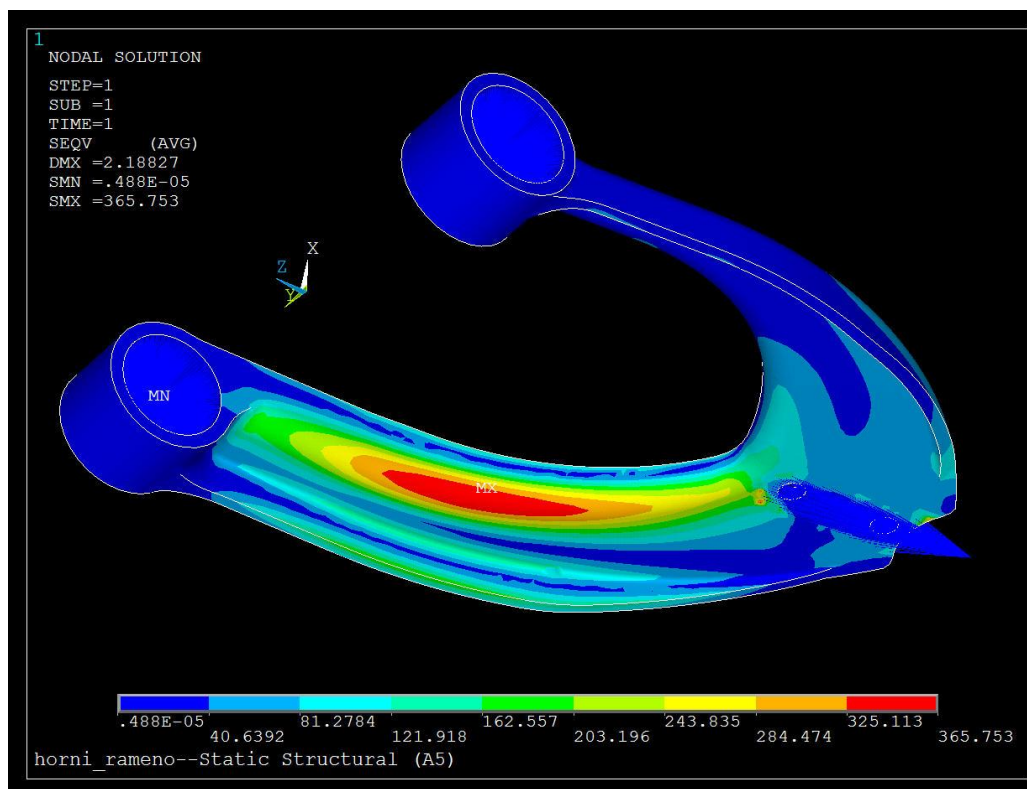
$$R_m = 550\text{MPa}$$



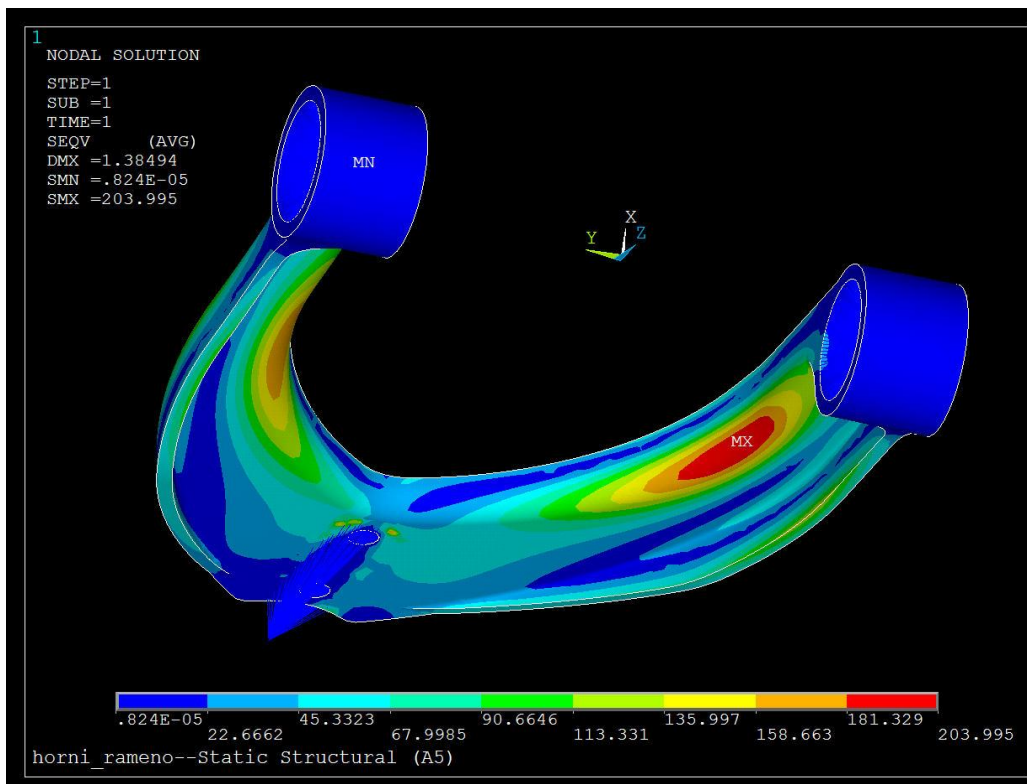
Obr. 63 Analýza napjatosti - jízdní stav 1 (zamezený posuv jednoho oka)



Obr. 64 Analýza napjatosti - jízdní stav 2 (zamezený posuv jednoho oka)



Obr. 65 Analýza napjatosti - jízdní stav 4 (zamezený posuv jednoho oka)



Obr. 66 Analýza napjatosti - jízdní stav 4 (zamezený posuv obou ok)

Hodnota korigované meze únavy je důsledkem stejného použitého materiálu a technologie výroby u horního ramene totožná s hodnotou u ramene spodního a tedy $\sigma_{co} = 219,45\text{MPa}$. Nyní při uvažování míjivého zátěžného cyklu můžeme s využitím vztahu (54) vypočítat pro jízdní stav 1 hodnotu koeficientu bezpečnosti k MSÚ. Maximální hodnoty napjatosti spolu s hodnotami koeficientů bezpečnosti pro kontrolované jízdní stavy jsou vypsány v následující tabulce 8.

Tab. 8 Koeficienty bezpečnosti horního ramene pro kontrolované jízdní stavy

	Maximální redukované napětí von-Mises [MPa]	Koeficient bezpečnosti [-]
STAV 1	105,9	$k_u = 2,96$
STAV 2	157,7	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 2,25$
STAV 4	284,9	$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,24$

Konstrukční návrh horního ramene je tedy vyhovující a celková hmotnost sestavy horního ramene s hlaví a kulovým čepem je 1075 g. Došlo tak k odlehčení horního ramene vzhledem k výchozímu zavěšení o 75 g.

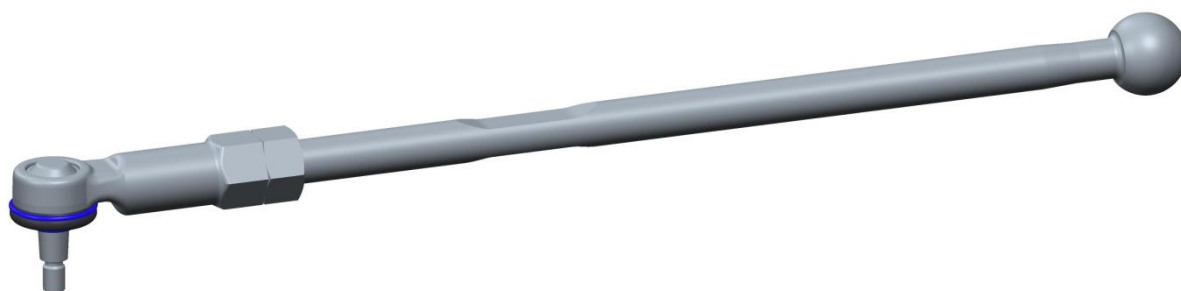
5.4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SESTAVY ŘÍDÍCI TYČE

Konstrukční návrh sestavy řídicí tyče bude opět realizován s ohledem na zachování připevnitelnosti ke stávajícímu provedení mechanismu řízení vozidla. Změna délky sestavy řídicí tyče pro účel nastavení sbíhavosti kol proto bude realizována pomocí závitového konce řídicí tyče, na něž je našroubována hlava řídicí tyče s kontra maticí. Samotný úkon se pak provede uvolněním objímky manžety kryjící axiální kulový kloub na straně jedné, uvolněním kontra matice na straně druhé a následně pootáčením řídicí tyče. Před prováděním konstrukčního návrhu si opět nejprve zjistíme silové účinky ve vazbě 9 působící na sestavu řídicí tyče. Jejich konkrétní hodnoty jsou vypsány v následující tabulce 9 a závisí na tom, zda boční síla v kontaktu kola působí směrem z vnějšího prostoru ke karoserii nebo naopak. V každém případě však v řídicí tyči během jednotlivých jízdních stavů nastává buďto tahové nebo tlakové namáhání. Nutno ještě poznamenat, že důsledkem záklonu rejdové osy má už samotná svislá síla pod kolem tendenci stáčet kola ve směru jejich sbíhavosti a tudíž vyvolává tahové namáhání řídicí tyče. Proto během jízdního stavu 1 a 2 i přes působení boční síly směrem z vnější strany ke karoserii dochází k namáhání řídicí tyče tahem.

Na základě znalosti silového namáhání sestavy řídicí tyče byl proveden její konstrukční návrh ilustrovaný na obr. 67. Jednotlivé díly sestavy se budou vyrábět z oceli E295 a to třískovým obráběním, dominantně soustružením. Pro uchycení řídicí tyče v hrdle spojovací tyče přes axiální kulový kloub bude použito spojovacího víka a krycí manžety z výchozí nápravy.

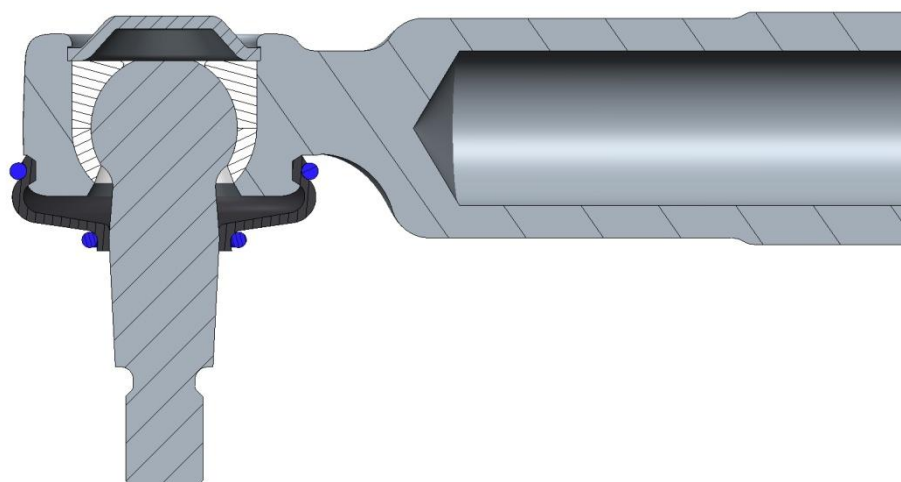
Tab. 9 Síly ve vazbě 9 působící na sestavu řídicí tyče

	Síla v ose řídicí tyče F_9 [N]	
	Boční síla od karoserie ven	Boční síla z vnější strany ke karoserii
STAV 1	265 (tah)	74 (tah)
STAV 2	407 (tah)	199 (tah)
STAV 3	418 (tah)	53 (tlak)
STAV 4	1187 (tlak, žádná boční síla)	



Obr. 67 Konstrukční návrh sestavy řídicí tyče

Spojení řídicí tyče s hlavou je uskutečněno závitem M12, a tudíž je pro nastavení sbíhavosti kol zapotřebí klíčů rozměru 18 a dále pro otáčení řídicí tyče kolem své osy klíče s rozměrem 8. Uložení kulového čepu v hlavě řídicí tyče je opět realizováno v plastových miskách a vše je zespodu zakryto manžetou, jejíž pevné držení zaručují dva stahovací kroužky viz obr. 68.



Obr. 68 Řez sestavou hlavy řídicí tyče

Jak lze vidět z konstrukčního návrhu, sestava řídicí tyče představuje dlouhé štíhlé těleso prutového charakteru, a proto je zapotřebí provést její kontrolu k meznímu stavu vzpěrné stability (MSVS). Během výpočtu vycházíme z materiálových charakteristik použité oceli $R_e = 295\text{MPa}$, $R_m = 470\text{MPa}$ a dále z modulu pružnosti v tahu $E = 207\text{GPa}$. Maximální tlaková síla představující nebezpečí ztráty vzpěrné stability sestavy řídicí tyče se objevuje během jízdního stavu 4 a to s hodnotou $F_{\max} = 1187\text{N}$. Dojde-li ke ztrátě vzpěrné stability, pak na tom bude mít největší příčinu zploštění řídicí tyče ve střední části a k vybočování dojde do strany s menším osovým kvadratickým momentem průřezu. Proto pro kontrolu k MSVS budeme uvažovat nejvíce nebezpečný případ, kdy je celá sestava řídicí tyče tvořená po celé délce prutem stálého průřezu totožného s průřezem ve střední části reálné řídicí tyče (v místě zploštění). Délka tohoto nahrazovacího prutu potom je $l = 312,6\text{mm}$ a má obsah příčného průřezu $S = 88,3\text{mm}^2$ a minimální osový kvadratický moment průřezu $J_{\min} = 437,1\text{mm}^4$ (odečteno z modelu v CAD systému Creo Parametric). Můžeme tedy vypočítat kritickou hodnotu štíhlosti prutu sloužící k určení následujícího způsobu kontroly prutu k MSVS:

$$\lambda_K = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{R_e}} = 117,7 \quad (96)$$

Nyní vypočteme poloměr kvadratického momentu průřezu nahrazovacího prutu:

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = 2,23\text{mm} \quad (97)$$

Odtud štíhlost nahrazovacího prutu je:

$$\lambda = \frac{l}{i} = 140,5 \quad (98)$$

Jelikož je štíhlost nahrazovacího prutu λ větší než kritická hodnota štíhlosti λ_K , použijeme pro následný výpočet hodnoty tlakové síly vyvolávající ztrátu vzpěrné stability vztah dle Eulera, přičemž uložení sestavy řídicí tyče odpovídá kloubovému uchycení nahrazovacího prutu z obou stran a proto:

$$F_V = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} = 9138,5\text{N} \quad (99)$$

Potom koeficient bezpečnosti k MSVS je:

$$k_V = \frac{F_V}{F_{\max}} = 7,7 \quad (100)$$

Takto vysokou hodnotu koeficientu bezpečnosti vyžadujeme, jelikož u reálně vyrobené řídicí tyče se vždy objevuje nějaká odchylka od přímosti a dále zátěžné tlakové síly nemusí ležet po celou dobu životnosti součásti přesně v ose řídicí tyče (důsledek opotřebení v uložení). Zejména je však vyšší hodnota k_V dána požadavkem velké vzpěrné tuhosti řídicí tyče mající nemalý vliv na elastokinematiku zavěšení a to především během stavu intenzivního brzdění, kdy by velká poddajnost řídicí tyče mohla zapříčinit rozbíhavost řízených kol.

Na samotný závěr ještě provedeme kontrolu napjatosti v místě závitů před vstupem řídicí tyče do hlavy. Jak již bylo zmíněno, je zde použit závit M12 s hrubou roztečí, a proto obsah příčného průřezu v jádru závitů je $A_s = 76,3\text{mm}^2$ a součinitel koncentrace napětí důsledkem

závitu $\alpha = 3,8$. Uvažujeme-li maximální sílu působící v ose řídící tyče $F_{\max} = 1187\text{N}$, potom můžeme vypočítat maximální normálové napětí v místě závitu a bezpečnost k MSP:

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{A_s} = 15,6\text{MPa} \quad (101)$$

$$k_k = \frac{R_e}{\alpha \cdot \sigma} = 4,99 \quad (102)$$

Totéž místo zkontrolujeme i vzhledem k MSÚ, kde pro výpočet napjatosti bude využito zátěžné tahové síly z jízdního stavu 1 a tedy $F_{\max_stav1} = 265\text{N}$. Působením této síly zde vzniká míjivý zátěžný cyklus s maximální hodnotou normálového napětí:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max_stav1}}{A_s} = 3,5\text{MPa} \quad (103)$$

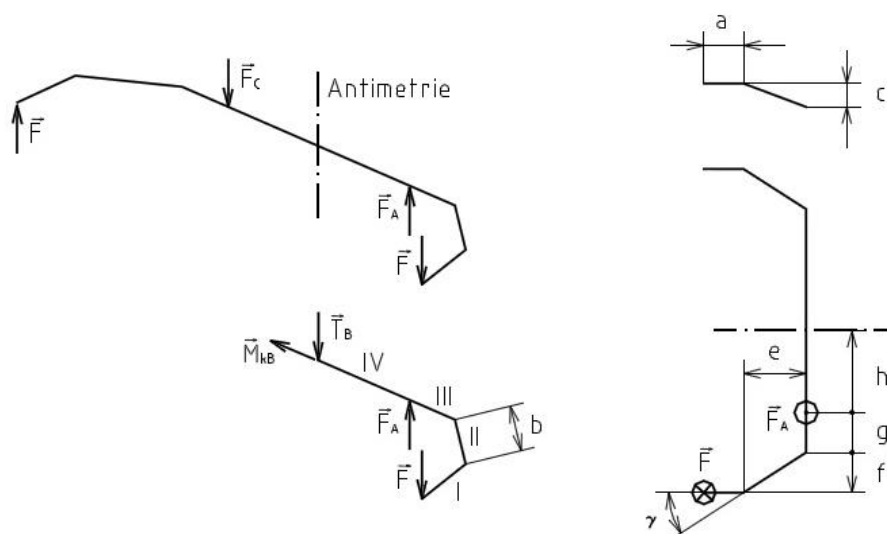
Předpokládáme-li součinitel vrubu v závitu $\beta = 3$, součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_v = 0,95$ a součinitel kvality povrchu $\varepsilon_k = 1$, pak můžeme vypočítat s využitím vztahů (52), (53) referenční mez únavy $\sigma_{co_ref} = 236,9\text{MPa}$ a korigovanou mez únavy $\sigma_{co} = 75\text{MPa}$. Nakonec pro míjivý zátěžný cyklus vypočteme bezpečnost k MSÚ:

$$k_u = \frac{\sigma_{co} \cdot R_m}{\frac{\sigma_{\max}}{2} (\sigma_{co} + R_m)} = 37,2 \quad (104)$$

Z hlediska napjatosti je tedy sestava řídící tyče v naprostém pořádku a hmotnost celé sestavy je 379 g.

5.5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH STABILIZÁTORU

Pro splnění navržené kinematiky nového zavěšení je zapotřebí provést konstrukční návrh stabilizátoru vykazujícího tuhost 98,5 N/mm viz kapitola 3.5. Tento návrh bude uskutečněn analytickou metodou vycházející z Castiglianovy věty a antimetrického zatížení stabilizátoru, jehož podobu nahradíme výpočtovým modelem ilustrovaným na obr. 69.



Obr. 69 Výpočtový model stabilizátoru

Cílem této metody je odvodit vztah popisující tuhost stabilizátoru, odkud pak jednoduše určíme jeho jednotlivé konstrukční parametry pro dosažení požadované tuhosti. Během odvození budeme brát v potaz jeho namáhání krutem i ohybem a dále předpokládáme protiběžný zdvih kol objevující se při průjezdu zatáčky. K sestavení analytického vzorce prostřednictvím Castiglianovy věty je zapotřebí nejprve určit výsledné vnitřní účinky v jednotlivých úsecích stabilizátoru:

$$\begin{aligned}
 \text{I. } x \in < 0, a) \\
 & N(x) = 0 \\
 & T(x) = F \\
 & M_o(x) = -F \cdot x \\
 & M_k(x) = 0 \\
 \text{II. } x \in < 0, b) \\
 & N(x) = -F \cdot \sin \beta \\
 & T(x) = F \cdot \cos \beta \\
 & M_o(x) = -F \cdot \cos \beta \cdot (a \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta + x) - F \cdot \sin^2 \beta \cdot a \cdot \cos \gamma \\
 & M_k(x) = F \cdot \cos \beta \cdot a \cdot \sin \gamma \\
 \text{III. } x \in < 0, g) \\
 & N(x) = 0 \\
 & T(x) = F \\
 & M_o(x) = -F \cdot (f + x) \\
 & M_k(x) = F \cdot (a + e) \\
 \text{IV. } x \in < 0, h) \\
 & N(x) = 0 \\
 & T(x) = F - F_A \\
 & M_o(x) = -F \cdot (f + g + x) + F_A \cdot x \\
 & M_k(x) = F \cdot (a + e)
 \end{aligned}$$

kde síla F_A a úhly β a γ jsou:

$$F_A = F \cdot \frac{f+g+h}{h} \quad (105)$$

$$\beta = \arcsin \frac{c}{b} \quad (106)$$

$$\gamma = \arccos \frac{e}{b \cdot \cos \beta} \quad (107)$$

Nyní vše dosadíme do deformační rovnice popisující deformační posuv na konci ramene stabilizátoru:

$$w = \int \frac{M_o}{E \cdot J_y} \cdot \frac{\partial M_o}{\partial F} ds + \int \frac{M_k}{G \cdot J_p} \cdot \frac{\partial M_k}{\partial F} ds \quad (108)$$

kde E představuje modul pružnosti v tahu, G modul pružnosti ve smyku, J_y osový kvadratický moment průřezu a J_p polární kvadratický moment průřezu. Po vyřešení této deformační rovnice už pouze výsledkem podělíme zátěžnou sílu F a získáme hledaný vztah pro tuhost stabilizátoru. Nakonec tento vztah doplníme o konkrétní charakteristiky J_y a J_p , přičemž pro účel maximálního odlehčení stabilizátoru volíme trubkový průřez namísto výchozí plné tyče. Po upravení má vztah následující podobu:

$$\begin{aligned}
 k = & \frac{3\pi bEG(D^4 - d^4)(b^2 - c^2)}{64G(-2hbfgc^2 + a^3b^3 + b^2c^4 - 2b^4c^2 + g^3b^3 + b^6 - 3aeb^2c^2 \\
 & + 2hb^3fg - 3fg^2bc^2 - 3f^2gbc^2 - hbf^2c^2 - hbg^2c^2 + 3f^2gb^3 + 3fg^2b^3 + hf^2b^3 + hg^2b^3 \\
 & - a^3bc^2 + 3aeb^4 + 3a^2e^2b^2 - g^3bc^2) + 96E(-2gbaec^2 - 2hbaec^2 + a^2b^4 + a^2c^4 + 2gb^3ae \\
 & + 2hb^3ae - gba^2c^2 - gbe^2c^2 - hba^2c^2 - hbe^2c^2 - 2a^2b^2c^2 + gb^3a^2 - a^2e^2b^2 + gb^3e^2 \\
 & + hb^3a^2 + hb^3e^2 + a^2e^2c^2)
 \end{aligned}
 \tag{109}$$

kde a, b, c, e, f, g, h jsou rozměry stabilizátoru viz obr. 69, D je vnější a d vnitřní průměr průřezu stabilizátoru.

S využitím tohoto vztahu pak byly určeny charakteristické rozměry stabilizátoru vykazujícího požadovanou tuhost 98,5 N/mm:

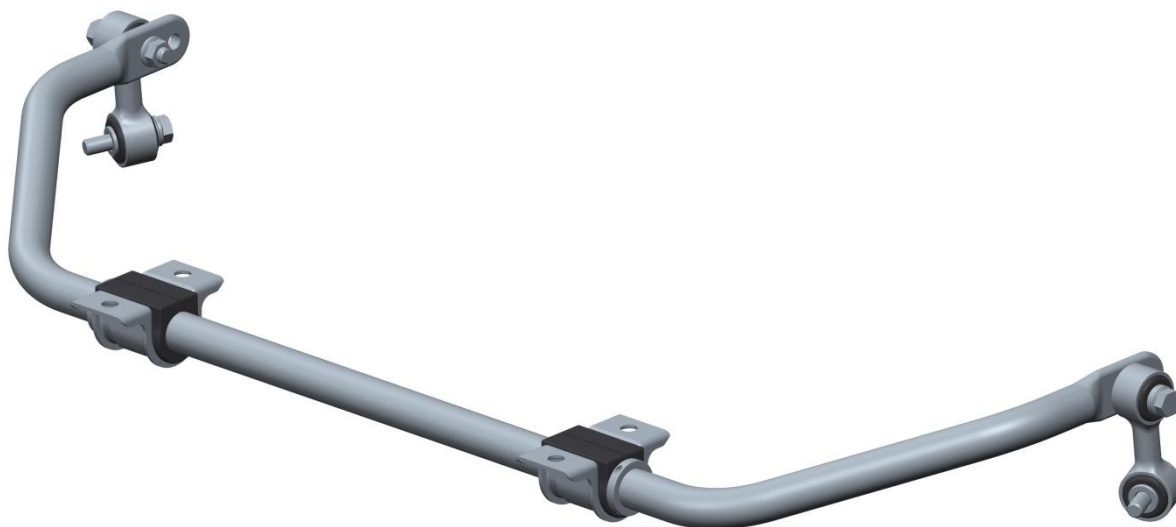
a = 88mm	D = 25mm
b = 190mm	d = 17mm
c = 45,3mm	(rozměry D, d voleny dle vyráběných trubek)
e = 141,2mm	E a G odpovídají pružinové oceli
f = 118,8mm	
g = 100,5mm	
h = 185,4mm	

Před provedením konstrukčního návrhu je ještě zapotřebí určit síly působící na stabilizátor od spodního příčného ramene (vazba 11) během jednotlivých jízdních stavů. Tyto síly působí pouze ve svislém směru a jejich hodnoty jsou vypsány v následující tabulce 10.

Tab. 10 Vazebné síly působící na stabilizátor od spodního příčného ramene

	F ₁₁ [N]
STAV 1	1096
STAV 2	1385
STAV 3	1214
STAV 4	0

Nyní byl proveden konstrukční návrh sestavy stabilizátoru, jejíž podobu lze vidět na obr. 70. Tento stabilizátor bude vyroben ohýbáním trubkového profilu ze středně legované ušlechtilé oceli 34CrNiMo6 (dle ČSN 16 343) vykazující vysokou odolnost vůči únavovému poškození. Stabilizátor je se spodními příčnými rameny spojen pomocí táhel, která mu umožňují nastavit svou tuhost dle povahy nadcházející jízdy a to volbou bližší nebo vzdálenější díry na rameni stabilizátoru pro spojení s táhlem. Je-li použita díra bližší k příčné tyči stabilizátoru, pak stabilizátor vykazuje vyšší tuhost, konkrétně námi navrženou tuhost 98,5N/mm, vhodnou pro sportovní jízdu. Použijeme-li však díru vzdálenější, stabilizátor vykazuje tuhost nižší, konkrétně 85N/mm a dochází tak k většímu klopení vozidla příjemnému pro běžnou jízdu. Současně však dochází i k oslabení nedotáčivého účinku na vozidlo.



Obr. 70 Konstrukční návrh sestavy stabilizátoru

Při provádění pevnostní kontroly stabilizátoru budeme uvažovat jeho spojení s táhlem přes díru vzdálenější příčné tyči stabilizátoru, kdy se ve stabilizátoru objevuje větší napjatost. Po vykreslení výsledných vnitřních účinků vyjádřených při výpočtu tuhosti zjišťujeme, že se ve stabilizátoru vyskytují 2 lokální extrémy napjatosti a to v místě přechodu z oblasti II do oblasti III (obr. 69) a v místě úchyty stabilizátoru ke karoserii. Nejnebezpečnější je však přechod z oblasti II do oblasti III, a proto ten bude kontrolován. Nejprve provedeme kontrolu k MSP, pro který uvažujeme maximální zátěžnou sílu působící na stabilizátor, a tudíž sílu $F_{stav2} = 1385\text{N}$. V nebezpečném místě pak výsledné vnitřní účinky dosahují těchto hodnot:

$$M_{o_max} = 370\text{Nm}$$

$$N_{max} = 330,2\text{N}$$

$$M_{k_max} = 345,1\text{Nm}$$

Dále byly pro stabilizátor vypočteny průřezové charakteristiky $S = 263,9\text{mm}^2$, $J_y = 15\,074,9\text{mm}^4$ a $J_p = 30\,149,9\text{mm}^4$ s jejichž použitím už můžeme vypočítat maximální normálové napětí od ohybu, normálové napětí od tahu/tlaku a maximální smykové napětí od krutu v nebezpečném místě:

$$\sigma_O = \frac{M_{o_max}}{J_y} \cdot \frac{D}{2} = 306,8 MPa \quad (110)$$

$$\sigma_N = \frac{N_{max}}{S} = 1,3 MPa \quad (111)$$

$$\tau_K = \frac{M_{k_max}}{J_p} \cdot \frac{D}{2} = 143,1 MPa \quad (112)$$

Odtud pomocí podmínky plasticity HMM vypočteme hodnotu maximálního redukovaného napětí v nebezpečném místě:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_O + \sigma_N)^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = 395,4 MPa \quad (113)$$

Jelikož se však nebezpečné místo vyskytuje v zakřivení stabilizátoru, dochází zde k mírnému navýšení napjatosti, které do výpočtu uměle vneseme pomocí součinitele koncentrace napětí $\alpha = 1,15$. Maximální napětí v nebezpečném místě potom je:

$$\sigma_{red_max} = \alpha \cdot \sigma_{red} = 454,7 MPa \quad (114)$$

Použitá ocel pro výrobu stabilizátoru 34CrNiMo6 vykazuje materiálové charakteristiky $R_e = 900 MPa$ a $R_m = 1100 MPa$ [18]. Nyní tedy můžeme vypočítat bezpečnost k MSP:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red_max}} = 1,98 \quad (115)$$

Dále provedeme kontrolu k MSÚ, pro který uvažujeme zatěžování stabilizátoru svislou silou objevující se v jízdním stavu 1 a tedy silou $F_{stav1} = 1096 N$. Výsledné vnitřní účinky v nebezpečném místě během tohoto jízdního stavu jsou:

$$M_{o_max} = 292,8 Nm$$

$$N_{max} = 261,3 N$$

$$M_{k_max} = 273,1 Nm$$

Odtud vypočteme maximální normálové napětí od ohybu, normálové napětí od tahu/tlaku a maximální smykové napětí od krutu v nebezpečném místě:

$$\sigma_O = \frac{M_{o_max}}{J_y} \cdot \frac{D}{2} = 242,8 MPa \quad (116)$$

$$\sigma_N = \frac{N_{max}}{S} = 1 MPa \quad (117)$$

$$\tau_K = \frac{M_{k_max}}{J_p} \cdot \frac{D}{2} = 113,2 MPa \quad (118)$$

Při běžné jízdě se důsledkem zatáčení ve stabilizátoru objevuje střídavý symetrický zátěžný cyklus, kde střední hodnota redukovaného napětí v nebezpečném místě je rovna 0 a amplituda redukovaného napětí je dána vztahem:

$$\sigma_{red_a} = \sqrt{(\sigma_O + \sigma_N)^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = 312,9 MPa \quad (119)$$

Nyní uvažujeme-li součinitel vrubu jako důsledek zakřivení v nebezpečném místě $\beta = 1,1$, součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_v = 0,95$ a součinitel kvality povrchu $\varepsilon_k = 1$, pak můžeme vypočítat s využitím vztahů (52), (53) referenční mez únavy $\sigma_{co_ref} = 554,4\text{MPa}$ a korigovanou mez únavy $\sigma_{co} = 478,8\text{MPa}$. Nakonec vypočteme bezpečnost k MSÚ:

$$k_u = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_{red,a}} = 1,53 \quad (120)$$

Navržený stabilizátor tedy bezpečně zvládá provozní zatěžování a jeho hmotnost je 2401 g.

Podíváme-li se na konstrukční návrh táhla stabilizátoru viz obr. 71, vidíme, že se jedná o svařovaný díl, kde dřík táhla je za účelem vyšší ohybové tuhosti při současném zachování nízké hmotnosti tvořen tenkostěnnou trubkou. Táhllo stabilizátoru je sice zejména namáháno střídavým tahem a tlakem, avšak důsledkem jeho uložení v pryžových pouzdrech zde dochází při jeho naklápění i ke generaci ohybových momentů. Spojení táhla se spodním ramenem a stabilizátorem je pak realizováno pomocí šroubů s límcem M10 pevnostní třídy 9.8. Oba tyto šrouby jsou přibližně stejně namáhané a jejich pevnostní kontrola byla provedena při návrhu spodního ramene.



Obr. 71 Konstrukční návrh
táhllo stabilizátoru

Pevnostní kontrolu si však zaslouží samotný dřík táhla stabilizátoru, při které budeme uvažovat pouze namáhání střídavým tahem a tlakem. Jako materiál pro výrobu táhla byla volena uhlíková ocel S235JR vykazující materiálové charakteristiky $R_e = 235\text{MPa}$ a $R_m = 435\text{MPa}$. Dřík táhla stabilizátoru je tvořen trubkou s vnějším průměrem $D = 16\text{mm}$ a vnitřním průměrem $d = 12\text{mm}$, odkud obsah příčného průřezu $S = 88\text{mm}^2$. Při kontrole na MSP budeme uvažovat zátěžnou sílu v ose táhla $F_5 = 1385\text{N}$ vyskytující se během jízdního stavu 2. Normálové napětí od tahu/tlaku a bezpečnost k MSP pak je:

$$\sigma = \frac{F_5}{S} = 15,8 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma} = 14,92 \quad (122)$$

Nyní provedeme kontrolu k MSÚ, při které uvažujeme zátěžnou sílu v ose táhla $F_{5_stav1} = 1096 \text{ N}$ vyskytující se během stavu 1. Je zřejmé, že tato síla při běžné jízdě důsledkem zatáčení v táhlu generuje střídavý symetrický zátěžný cyklus s amplitudou napětí:

$$\sigma_a = \frac{F_{5_stav1}}{S} = 12,5 \text{ MPa} \quad (123)$$

Uvažujeme-li pak součinitel vrubu $\beta = 1$, součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_v = 0,97$ a součinitel kvality povrchu $\varepsilon_k = 1$, můžeme vypočítat s využitím vztahů (52), (53) referenční mez únavy $\sigma_{co_ref} = 219,2 \text{ MPa}$ a korigovanou mez únavy $\sigma_{co} = 212,7 \text{ MPa}$. Následně vypočteme bezpečnost k MSÚ:

$$k_u = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_a} = 17,07 \quad (124)$$

Na závěr ještě ověříme, zdali u táhla nemůže při tlakovém zatížení dojít ke ztrátě vzpěrné stability. Délka táhla stabilizátoru nezbytná pro tuto kontrolu je $L = 64 \text{ mm}$ a uvažujeme modul pružnosti v tahu $E = 207 \text{ GPa}$. Kritická hodnota štíhlosti pak je:

$$\lambda_K = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{R_e}} = 131,9 \quad (125)$$

Nyní s využitím znalosti osového kvadratického momentu průřezu $J_y = 2199,1 \text{ mm}^4$ vypočteme poloměr kvadratického momentu průřezu:

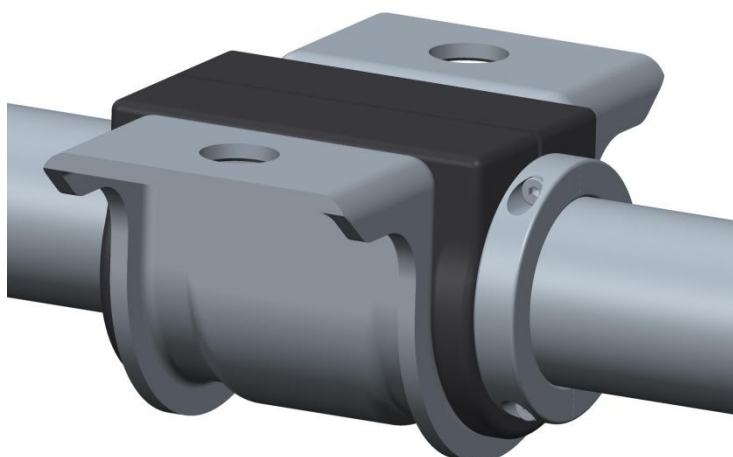
$$i = \sqrt{\frac{J_y}{S}} = 5 \text{ mm} \quad (126)$$

Odtud štíhlost dřívku táhla je:

$$\lambda = \frac{L}{i} = 12,8 \quad (127)$$

Vidíme, že štíhlost dřívku táhla λ je podstatně menší než kritická hodnota štíhlosti λ_K , a proto je zbytečné kontrolu vůči ztrátě vzpěrné stability provádět. Táhlo stabilizátoru je tedy v naprostém pořádku.

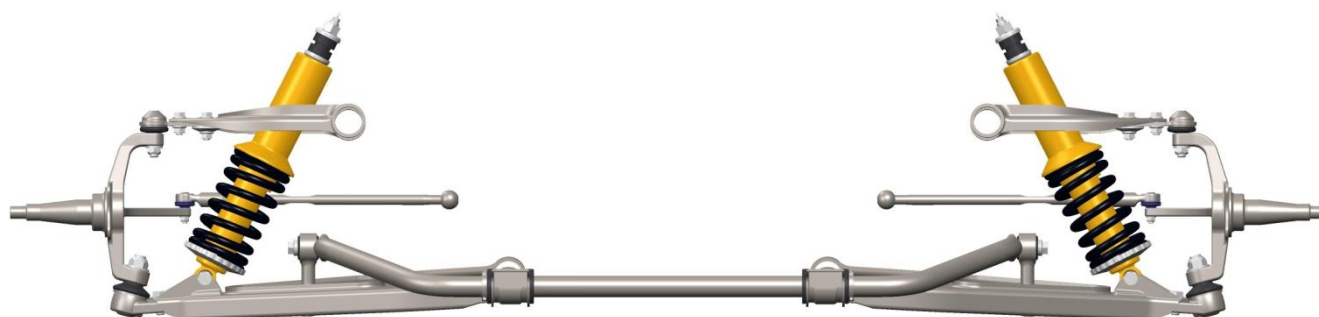
Točivé uložení stabilizátoru je uskutečněno pomocí pryžových pouzder, které jsou objímkami z ocelového plechu uchyceny ke karoserii viz obr. 72. Pro zamezení posuvu stabilizátoru v příčném směru jsou z vnější strany obou úložných silentbloků použity svěrné jisticí kroužky, jejichž sevření zabezpečují vždy 2 imbusové šrouby M2 délky 8 mm.



Obr. 72 Detail uchycení stabilizátoru ke karoserii

5.6 VÝSLEDNÁ SESTAVA NOVÉHO ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍCH KOL

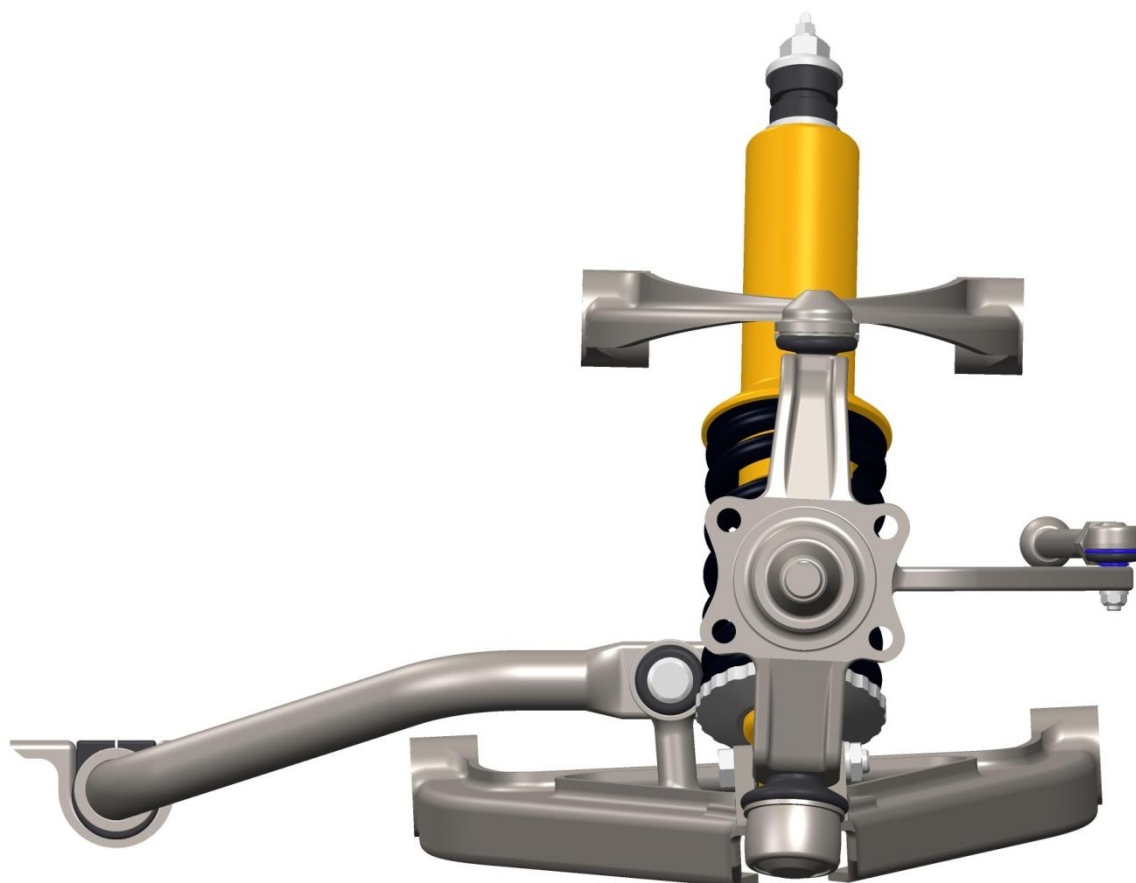
Složíme-li jednotlivé navržené díly a podsestavy dohromady v jeden celek, pak získáme výslednou sestavu nového zavěšení předních kol pro sportovní vůz Škoda 130RS. Podobu nového zavěšení lze vidět na následujících obrázcích 73 až 77.



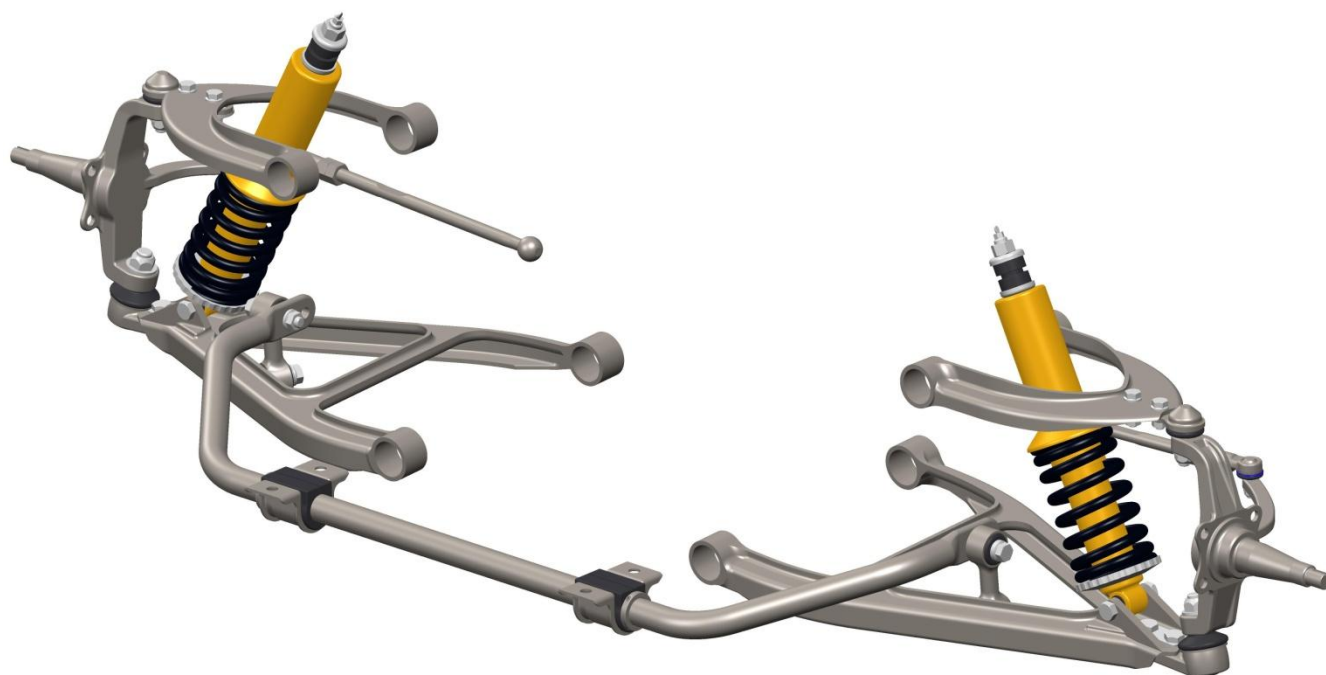
Obr. 73 Zavěšení předních kol - pohled zepředu



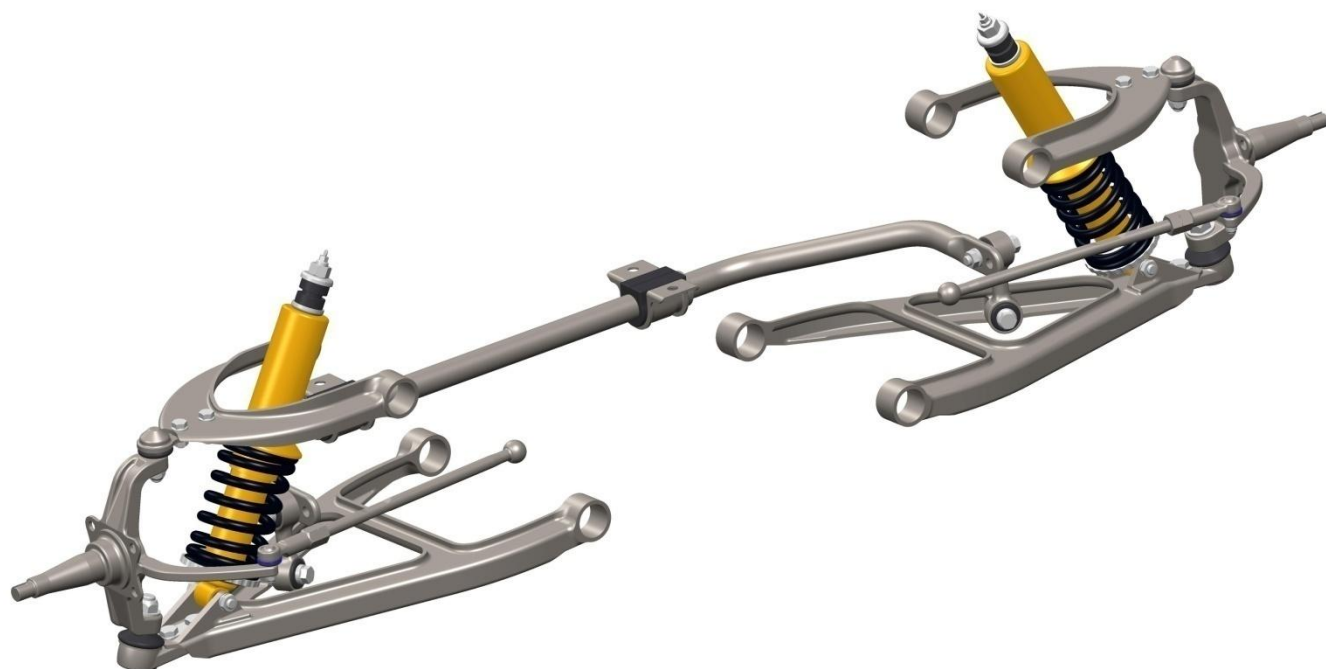
Obr. 74 Zavěšení předních kol - pohled shora



Obr. 75 Zavěšení předních kol - pohled zleva



Obr. 76 Zavěšení předních kol - izometrický pohled zepředu



Obr. 77 Zavěšení předních kol - izometrický pohled zezadu

ZÁVĚR

Tato diplomová práce obsahuje kompletní návrh nového zavěšení předních kol pro závodní automobil Škoda 130RS. K základním sledovaným cílům během návrhu přitom patřilo zlepšení kinematiky a elastokinematiky zavěšení, snížení jeho hmotnosti a rozšíření možností pro nastavení jízdního chování. Před započítím tohoto návrhu však bylo nutné nejprve analyzovat kinematiku výchozího zavěšení. To jsme provedli s využitím 3D scanneru, odkud jsme po následném zpracování získali polohy kinematických bodů zavěšení, které byly poté použity k vytvoření kinematického modelu v programu MSC Adams/Car. Provedením řady simulací pak byly získány kinematické charakteristiky výchozího zavěšení, které sloužily jako nezbytný vstup pro návrh nového zavěšení. Při následném návrhu byla zejména uskutečněna úprava vedení tlumiče vedoucí ke zmenšení převodu mezi zdvihem kola a stlačením pružiny, změna geometrie příčných ramen pro účel zvýšení polohy středu klopení a získání příznivějšího průběhu odklonu kola, úprava polohy pólu klonění za cílem dosažení dostatečného chování anti-dive, změna uložení těhlice dána použitím kulových čepů a následným zmenšením záklonu rejdové osy a vytvořením geometrie samořízení vlivem klopení (roll steer) a nakonec využití zvýšení středu klopení pro zmenšení tuhosti stabilizátoru. Uzlové body kinematického modelu upraveného zavěšení byly následně použity při konstrukčním návrhu reálného zavěšení vykazujícího totožné kinematické charakteristiky. Konstrukční návrh jednotlivých dílů byl prováděn v CAD systému Creo Parametric 2.0 a následně byly všechny podrobeny pevnostní kontrole k meznímu stavu pružnosti a meznímu stavu únavové pevnosti. Pevnostní kontroly dílů byly prováděny buď to analyticky nebo numericky pomocí metody konečných prvků uskutečňované v programovém prostředí ANSYS. Jednotlivé díly jsou konstruovány tak, aby zůstala zachována připevnitelnost zavěšení ke stávajícímu vozidlu a tím se minimalizovaly náklady a potřebné operace pro použití nového zavěšení. Dále byla sledována hmotnost navržených dílů. Ta musí být u všech osobních vozidel a zejména u závodních co nejmenší. Přispíváme tak k minimalizaci hmotnosti celého vozu a zmenšujeme přenos vibrací od zavěšení na karoserii. Nové zavěšení v porovnání s výchozím nabízí širokou škálu možností k nastavení kinematického chování. Mimo standardní nastavitelnost sbíhavosti kol skrze změnu délky řídicí tyče, umožňuje modifikaci odklonu kola i záklonu rejdové osy prostřednictvím speciální hlavice horního kulového čepu se stavitelnou polohou na horním příčném rameni. Nové zavěšení je dále vybaveno stabilizátorem nabízejícím volbu torzní tuhosti skrze své spojení s dolními příčnými rameny pomocí táhel a nakonec tlumicí a pružicí jednotkou s nastavitelným tlumením. Velkou výhodou této jednotky je, že díky své stavitelnosti z horní strany pomocí ovládací jehly vedené tělem pístnice až k samotnému pístu můžeme nastavovat tlumení tlumiče přímo ze zavazadlového prostoru. Možnost volby tlumení tlumiče může prosadit své výhody například při jízdě v zimním období, kdy ve srovnání s létem důsledkem nízké teploty dochází k nárůstu viskozity oleje v tlumiči a tím k samovolnému zvýšení tlumení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International, 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vyd. Brno: Nakladatelství VLK, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [3] FABIAN, Michal a Miroslav GALLO. Přední náprava osobního automobilu. *CAD* [online]. [cit. 2016-06-09]. Dostupné z: <http://www.cad.cz/strojirenstvi/38-strojirenstvi/4188-predni-naprava-osobniho-automobilu.html>
- [4] Porsche Media Gallery. *PORSCHE* [online]. [cit. 2016-06-11]. Dostupné z: <http://press.porsche.com/media/gallery2/v/photos/models/panamera/panamera-2010-2013/panamera/Panamera+front+suspension.jpg.html>
- [5] Nuova Audi A3 vendite sottotono. *QUATTORRUOTE* [online]. [cit. 2016-06-13]. Dostupné z: <http://forum.quattroruote.it/posts/list/165/90787.page>
- [6] SAJDL, Jan. Kliková náprava. *Autolexicon* [online]. 13.4.2011 [cit. 2016-06-25]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>
- [7] H&R Sway Bar. *USP motorsports* [online]. [cit. 2016-08-03]. Dostupné z: <http://www.uspmotorsports.com/Steering-and-Suspension/Sway-Bar/H-and-R-Sway-Bar-24mm-Rear.html>
- [8] ANDRT, Jaroslav. *Údržba a opravy automobilů ŠKODA*. Praha: Nakladatelství T. Malina, 1994. ISBN 80-900759-7-5.
- [9] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Nakladatelství VLK, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [10] Resource Centre: Downloads. *Avonmotorsport* [online]. [cit. 2017-03-06]. Dostupné z: <http://www.avonmotorsport.com/resource-centre/downloads>
- [11] Technical card. *Lucefin Group* [online]. [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: http://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/1.710254sizr6.pdf
- [12] SHIGLEY, Josef, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [13] Přední náprava na Škoda 100-130RS. *Hyperinzerce* [online]. 27.5.2014 [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <http://autobazar.hyperinzerce.cz/veterani-nahradni-dily/inzerat/4612045-predni-naprava-na-skoda-100-130rs-nabidka/>
- [14] *KONI* [online]. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: <http://koni-tlumice.cz/index.php>
- [15] Koni tlumiče pérování legenda. *Mjauto* [online]. [cit. 2017-03-11]. Dostupné z: http://www.mjauto.cz/KONI_legenda.htm

- [16] REIMPELL, Jornsens. *The automotive chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. ISBN 0-7506-5054-0.
- [17] REIMPELL, Jornsens. *Fahrmerktechnik 2*. Würzburg: Vogel - Verlag, 1973. ISBN 3-8023-0513-2.
- [18] Přehled vlastností oceli 34CrNiMo6. *Bolzano* [online]. [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: http://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_34CrNiMo6.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_s	[mm ²]	Výpočtový průřez v jádru závitu šroubu
a_y	[ms ⁻²]	Boční zrychlení
C_{af}	[N/rad]	Směrová tuhost předních pneumatik
C_{ar}	[N/rad]	Směrová tuhost zadních pneumatik
$C_{\gamma f}$	[N/rad]	Klopná tuhost předních pneumatik
$C_{\gamma r}$	[N/rad]	Klopná tuhost zadních pneumatik
d	[mm]	Průměr stabilizátoru
d_r	[mm]	Vnější průměr ráfku kola
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F_a	[N]	Amplituda síly
F_b	[N]	Brzdná síla ve stopě kola
F_b	[N]	Brzdná síla
F_i	[N]	Síla předpětí ve šroubu
F_m	[N]	Střední hodnota síly
F_M	[N]	Síla od ohybového momentu
F_N	[N]	Síla od normálové síly
F_o	[N]	Odstředivá síla
f_s	[Hz]	Netlumená vlastní frekvence odpružené hmoty
F_T	[N]	Síla od posouvající síly
f_u	[Hz]	Netlumená vlastní frekvence neodpružené hmoty
F_y	[N]	Boční síla v kontaktu kola s vozovkou
F_{yf}	[N]	Celková boční síla na přední nápravě
F_{yL}	[N]	Boční síla v kontaktu levého kola s vozovkou
F_{yR}	[N]	Boční síla v kontaktu pravého kola s vozovkou
F_{yr}	[N]	Celková boční síla na zadní nápravě
F_z	[N]	Svislá síla pod kolem
F_{zdvih}	[N]	Zdvihací síla
F_{zL}	[N]	Svislá síla pod levým kolem
F_{zR}	[N]	Svislá síla pod pravým kolem
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
H	[mm]	Zdvih kola

h_1	[mm]	Svislá výška těžiště vozidla nad osou klopení
h_f	[mm]	Výška středu klopení přední nápravy nad vozovkou
h_r	[mm]	Výška středu klopení zadní nápravy nad vozovkou
h_T	[mm]	Výška těžiště vozidla nad vozovkou
i	[mm]	Poloměr kvadratického momentu průřezu
J_p	[mm ⁴]	Polární kvadratický moment průřezu
J_y	[mm ⁴]	Osový kvadratický moment průřezu
K	[-]	Gradient nedotáčivosti (faktor stability)
k	[N/mm]	Tuhost stabilizátoru
k_1	[-]	Koeficient svislé síly 1
k_2	[-]	Koeficient svislé síly 2
k_k	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
K_{nom}	[-]	Gradient nedotáčivosti od nominální směrové tuhosti pneumatik
K_{odklon}	[-]	Gradient nedotáčivosti důsledkem odklonu kola
k_p	[N/mm]	Tuhost pružiny zavěšení kola
k_r	[N/mm]	Radiální tuhost pneumatiky
$k_{řízení}$	[N/mm]	Tuhost mechanismu řízení
$K_{samořízení}$	[-]	Gradient nedotáčivosti důsledkem samořízení klopením
k_T	[Nm/°]	Torzni tuhost stabilizátoru
$K_{transfer}$	[-]	Gradient nedotáčivosti důsledkem transferu zatížení
k_u	[-]	Bezpečnost k meznímu stavu únavové pevnosti
$K_{záklon}$	[-]	Gradient nedotáčivosti důsledkem záklonu rejdové osy
$K_{závlek}$	[-]	Gradient nedotáčivosti důsledkem závleku pneumatiky
K_ϕ	[Nm/°]	Klopná tuhost nápravy
$K_{\phi f}$	[Nm/°]	Klopná tuhost přední nápravy
$K_{\phi r}$	[Nm/°]	Klopná tuhost zadní nápravy
$K_{\phi s}$	[Nm/°]	Klopná tuhost stabilizátoru
L	[mm]	Rozvor kol
M_b	[Nm]	Brzdny moment
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_o	[Nm]	Ohybový moment
$MR_{pružina}$	[-]	Převod mezi zdvihem kola a stlačením pružiny
$MR_{stabilizátor}$	[-]	Převod mezi zdvihem kola a zvednutím ramene stabilizátoru

m_s	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty
MSP		Mezní stav pružnosti
$MSÚ$		Mezní stav únavové pevnosti
$MSVS$		Mezní stav vzpěrné stability
m_u	[kg]	Hmotnost neodpružených hmot
M_u	[Nm]	Utahovací moment
M_V	[Nm]	Vratný moment důsledkem záklonu rejdové osy
M_ε	[Nm]	Vratný moment důsledkem příklonu rejdové osy
M_g	[Nm]	Moment působící na řízení důsledkem záklonu rejdové osy
M_ϕ	[Nm]	Klopný moment
$M_{\phi f}$	[Nm]	Klopný moment přední nápravy
$M_{\phi r}$	[Nm]	Klopný moment zadní nápravy
$M_{\phi s}$	[Nm]	Klopný moment generovaný stabilizátorem
N_h	[kg]	Hmotnost připadající na jedno přední kolo
n_k	[mm]	Konstrukční závlek
p	[mm]	Závlek pneumatiky
R	[m]	Poloměr zatáčení
r_0	[mm]	Poloměr rejdu
r_d	[mm]	Dynamický poloměr kola
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
RR	[N/mm]	Ride rate
r_u	[mm]	Poloměr nezátížené pneumatiky
T	[N]	Posouvající síla
t_f	[mm]	Rozchod předních kol
t_r	[mm]	Rozchod zadních kol
W	[N]	Celková tíhová síla vozu
W_{fs}	[N]	Statické zatížení přední nápravy
WR	[N/mm]	Wheel rate
W_{rs}	[N]	Statické zatížení zadní nápravy
α	[-]	Součinitel koncentrace napětí
α_f	[°]	Úhel směrové úchytky na přední nápravě
α_r	[°]	Úhel směrové úchytky na zadní nápravě

β	[-]	Součinitel vrubu
γ	[°]	Úhel odklonu kola
δ	[°]	Úhel natočení předních kol
δ_0	[°]	Úhel sbíhavosti kola
ΔF_{zf}	[N]	Příčný přesun tíhy na přední nápravě
ΔF_{zr}	[N]	Příčný přesun tíhy na zadní nápravě
ΔL	[mm]	Stlačení pružiny
δ_s	[°]	Střední úhel natočení předních kol
Δz	[mm]	Zvednutí ramene stabilizátoru
ε	[°]	Příklon rejdové osy
ε_k	[-]	Součinitel kvality povrchu
ε_o	[°]	Podélný sklon osy klopení
ε_R	[-]	Koeficient samořízení vlivem klopení
ε_v	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti
ϑ	[°]	Záklon rejdové osy
λ	[-]	Štíhlost prutu
λ_K	[-]	Kritická hodnota štíhlosti prutu
μ_{F1}	[-]	Koeficient boční síly 1
μ_{F2}	[-]	Koeficient boční síly 2
σ	[MPa]	Normálové napětí
σ_a	[MPa]	Amplituda normálového napětí
σ_{co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy
σ_{co_ref}	[MPa]	Referenční mez únavy
σ_m	[MPa]	Střední hodnota normálového napětí
σ_N	[MPa]	Normálové napětí od tlaku
σ_o	[MPa]	Normálové napětí od ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované normálové napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí
ϕ	[°]	Úhel naklopení karoserie

SEZNAM PŘÍLOH

Pevnostní výpočet pružiny zavěšení kola.....	I
Pevnostní kontrola šroubového spoje hlavice spodního kulového čepu.....	IV

PEVNOSTNÍ VÝPOČET PRUŽINY ZAVĚŠENÍ KOLA

Maximální svislá síla pod kolem při jízdě po středně kvalitní vozovce:

$$F_{zmax_jízda} = 4630,21N$$

Maximální síla působící na pružinu s tlumičem při této jízdě:

$$F_{p+t_max} = F_{zmax_jízda} \cdot MR_{pružina} = 6621,2N$$

Jelikož tato hodnota síly vzniká důsledkem jízdy po nerovné vozovce, kdy dochází k intenzivním pohybům kola, je poměrně velká její část pojata tlumičem a samotná pružina pak už přenáší sílu mnohem menší. Navíc se jedná o závodní vozidlo, a proto se tyto silové impulzy objevují pod kolem výhradně při závodě a obsazení auta pouze řidičem. V takovém případě $F_{p+t_max} = 5783,5N$. Z těchto důvodů povolujeme, aby síla v pružině při jejím maximálním stlačení byla menší než celková maximální síla působící na dvojici pružina + tlumič.

Pro výpočet délky pružiny ve volném stavu budeme vycházet ze svislé síly pod kolem v okamžiku řidiče ve vozidle. Tím způsobíme, že bude vozidlo ve statickém stavu bez posádky sice s koly mírně vyvššenými, avšak při závodě s řidičem ve vozidle bude stlačení kol ve statickém stavu odpovídat nulovému zdvihu (dle kin. charakteristik).

Svislá síla pod kolem ve statickém stavu vozidla (s řidičem):

$$F_{zstat} = 197 \cdot 9,81 = 1931,91N$$

Síla působící na pružinu ve statickém stavu:

$$F_p = F_{zstat} \cdot MR_{pružina} = 2762,63N$$

Volím střední průměr pružiny:

$$D = 65mm$$

Volím průměr drátu:

$$d = 10mm$$

Vnější průměr pružiny:

$$D_e = D + d = 75mm$$

Vnitřní průměr pružiny:

$$D_i = D - d = 55mm$$

Modul pružnosti ve smyku pružinové oceli [11]:

$$G = 79000MPa$$

Počet činných závitů:

$$n_a = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot k_p} = 5,84$$

Volím počet činných závitů (zaokrouhlení na celé závity):

$$n_a = 6$$

Poměr vinutí:

$$C = \frac{D}{d} = 6,5$$

Bergstrasserův součinitel:

$$K_B = \frac{4C+2}{4C-3} = 1,217$$

Mez pevnosti pružinové oceli [11]:	$R_m = 1750 \text{ MPa}$
Dovolené smykové napětí:	$\tau_D = 0,75 \cdot R_m = 1312,5 \text{ MPa}$
Mezní amplituda smykového napětí dle Zimmerliho (povrch pružiny upraven kuličkováním):	$\tau_A = 398 \text{ MPa}$
Stlačení pružiny ve statickém stavu:	$x_{stat} = \frac{F_p}{k_p} = 44,84 \text{ mm}$
Maximální stlačení kola:	$Z_{max} = 45 \text{ mm}$
Maximální vyvěšení kola:	$Z_{min} = 55 \text{ mm}$
Maximální stlačení pružiny:	$x_{max} = x_{stat} + \frac{Z_{max}}{MR_{pru\ žina}} = 76,31 \text{ mm}$
Minimální stlačení pružiny:	$x_{min} = x_{stat} - \frac{Z_{min}}{MR_{pru\ žina}} = 6,38 \text{ mm}$
Maximální síla v pružině:	$F_{max} = k_p \cdot x_{max} = 4701,44 \text{ N}$
Minimální síla v pružině:	$F_{min} = k_p \cdot x_{min} = 392,98 \text{ N}$
Maximální smykové napětí v pružině:	$\tau_{max} = K_B \cdot \frac{8 \cdot F_{max} \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 947,36 \text{ MPa}$
Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti:	$k_k = \frac{\tau_D}{\tau_{max}} = 1,39$
Během běžné jízdy však obvykle dochází k propnutí kola v hodnotách nejvýše $\pm 35 \text{ mm}$, a proto pouze tato propnutí uvažujeme pro výpočet k meznímu stavu únavové pevnosti.	
Obvyklé propnutí:	$Z_{obv} = 35 \text{ mm}$
Obvyklé maximální stlačení pružiny:	$x_{max [obv]} = x_{stat} + \frac{Z_{obv}}{MR_{pru\ žina}} = 69,32 \text{ mm}$
Obvyklé minimální stlačení pružiny:	$x_{min [obv]} = x_{stat} - \frac{Z_{obv}}{MR_{pru\ žina}} = 20,36 \text{ mm}$
Obvyklá maximální síla v pružině:	$F_{max [obv]} = k_p \cdot x_{max [obv]} = 4270,59 \text{ N}$
Obvyklá minimální síla v pružině:	$F_{min [obv]} = k_p \cdot x_{min [obv]} = 1254,67 \text{ N}$
Amplituda síly v pružině:	$F_a = \frac{F_{max [obv]} - F_{min [obv]}}{2} = 1507,96 \text{ N}$
Střední hodnota síly v pružině:	$F_m = \frac{F_{max [obv]} + F_{min [obv]}}{2} = 2762,63 \text{ N}$
Amplituda smykového napětí:	$\tau_a = K_B \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 303,86 \text{ MPa}$

Bezpečnost k meznímu stavu únavové pevnosti (Sinesovo kritérium):

$$k_u = \frac{\tau_A}{\tau_a} = 1,31$$

Celkový počet závitů:

$$n_t = n_a + 2 = 8$$

Délka pružiny při dosednutí závitů na sebe:

$$L_s = d \cdot n_t = 80mm$$

Délka pružiny ve volném stavu musí být větší než:

$$L_0 = L_s + x_{max} = 156,31mm$$

Volím délku pružiny ve statickém stavu vozidla:

$$IL = 123mm$$

Volná délka pružiny:

$$FL = IL + x_{stat} = 167,8mm$$

Pevnostní kontrola byla provedena s využitím zdroje [12].

PEVNOSTNÍ KONTROLA ŠROUBOVÉHO SPOJE HLAVICE SPODNÍHO KULOVÉHO ČEPU

Charakteristické rozměry šroubového spoje (viz obr. 44):

$$l_1 = 37mm$$

$$l_2 = 31mm$$

Zátěžné síly působící na kulový čep ve stavu 1 (výpočet na MSÚ):

$$F_{3x} = 110N$$

$$F_{3y} = 2901N$$

$$F_{3z} = 4585N$$

Síla od normálové síly působící na šrouby:

$$F_N = \frac{F_{3y}}{2} = 1450,5N$$

Síla od posouvající síly působící na šrouby:

$$F_T = \frac{F_{3x}}{2} = 55N$$

Ohybový moment vzhledem k těžišti šroubového spoje:

$$M = F_{3x} \cdot \left(l_1 + \frac{l_2}{2}\right) = 5,78Nm$$

Síla od ohybového momentu působící na šrouby:

$$F_M = \frac{M}{l_2} = 186,3N$$

Výsledná síla působící kolmo na osu vnějšího šroubu (dále od karoserie):

$$F_1 = \sqrt{F_N^2 + (F_T + F_M)^2} = 1470,43N$$

Výsledná síla působící kolmo na osu vnitřního šroubu:

$$F_2 = \sqrt{F_N^2 + (F_M - F_T)^2} = 1456,43N$$

Při zátěžném stavu 1 (běžná jízda) budeme požadovat, aby síly působící kolmo na osu šroubu byly pohlceny silami třecími mezi spojovanými součástmi, které jsou generované na základě dostatečné síly předpětí ve šroubu získané jeho patřičným utažením. Šrouby při tomto jízdním stavu pak nejsou namáhány na střih, ale pouze tahem a nedochází k vytlačování děr.

Součinitel tření mezi spojovanými díly:

$$f = 0,3$$

Návrhový součinitel:

$$k_n = 1,1$$

Síla předpětí pro překonání sil působících kolmo na osu šroubu:

$$F_{iT} = \frac{k_n \cdot F_2}{f} = 5,34kN$$

Ve vnitřním šroubu navíc vzniká výrazná tahová síla důsledkem síly F_{3z} :

$$F_z = F_{3z} \cdot \frac{l_1}{l_2} = 5,47kN$$

Výsledná nezbytná síla předpětí ve šroubech:

$$F_i = F_{iT} + F_z = 10,81kN$$

Modul pružnosti v tahu šroubu:	$E_s = 207 GPa$
Průměr válcové části bez závitu:	$d_s = 10 mm$
Plocha průřezu válcové části dříku bez závitu:	$S_d = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = 78,54 mm^2$
Výpočtový průřez šroubu v závitu [12]:	$A_s = 61,2 mm^2$
Svěrná délka šroubu:	$l_o = 9,8 mm$
Délka válcové části šroubu bez závitu:	$l_v = 8,5 mm$
Délka závitové části šroubu nacházející se v sevření:	$l_z = l_o - l_v = 1,3 mm$
Tuhost šroubu:	$k_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E_s}{S_d \cdot l_z + A_s \cdot l_v} = 1598,86 kN/mm$
Modul pružnosti v tahu spojovaných součástí:	$E_o = 207 GPa$
Tuhost spojovaných součástí:	$k_p = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_o \cdot d_s}{2 \cdot \ln \left(5 \cdot \frac{0,5774 \cdot l_o + 0,5 \cdot d_s}{0,5774 \cdot l_o + 2,5 \cdot d_s} \right)} = 3395,7 kN/mm$
Tuhostní konstanta šroubového spoje:	$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0,32$
Maximální síla působící ve šroubu (vnitřní šroub) :	$F_s = F_i + C \cdot F_z = 12,56 kN$
<u>MSÚ – bezpečnost ve válcové části dříku šroubu</u>	
Maximální normálové napětí:	$\sigma_{Dmax} = \frac{F_s}{S_d} = 159,98 MPa$
Minimální normálové napětí:	$\sigma_{Dmin} = \frac{F_i}{S_d} = 137,67 MPa$
Střední hodnota normálového napětí:	$\sigma_{Dm} = \frac{\sigma_{Dmax} + \sigma_{Dmin}}{2} = 148,82 MPa$
Amplituda normálového napětí:	$\sigma_{Da} = \frac{\sigma_{Dmax} - \sigma_{Dmin}}{2} = 11,15 MPa$
Součinitel vrubu:	$\beta_D = 1$
Součinitel vlivu absolutní velikosti:	$\varepsilon_{Dv} = 0,98$
Součinitel kvality povrchu:	$\varepsilon_{Dk} = 1$
Mez pevnosti zvoleného šroubu:	$R_m = 1200 MPa$
Mez kluzu zvoleného šroubu:	$R_e = 1080 MPa$

Referenční mez únavy šroubu: $\sigma_{co_ref} = 0,504 \cdot R_m = 604,8 MPa$

Korigovaná mez únavy šroubu v dříku: $\sigma_{Dco} = \sigma_{co_ref} \cdot \frac{\varepsilon_{Dv} \cdot \varepsilon_{Dk}}{\beta_D} = 592,7 MPa$

Bezpečnost k MSÚ: $k_{Du} = \frac{1}{\frac{\sigma_{Da}}{\sigma_{Dco}} + \frac{\sigma_{Dm}}{R_m}} = 7,0$

MSÚ – bezpečnost v jádru závitu

Maximální normálové napětí: $\sigma_{Jmax} = \frac{F_s}{A_s} = 205,3 MPa$

Minimální normálové napětí: $\sigma_{Jmin} = \frac{F_i}{A_s} = 176,68 MPa$

Střední hodnota normálového napětí: $\sigma_{Jm} = \frac{\sigma_{Jmax} + \sigma_{Jmin}}{2} = 191 MPa$

Amplituda normálového napětí: $\sigma_{Ja} = \frac{\sigma_{Jmax} - \sigma_{Jmin}}{2} = 14,31 MPa$

Součinitel vrubu: $\beta_J = 3$

Součinitel vlivu absolutní velikosti: $\varepsilon_{Jv} = 0,98$

Součinitel kvality povrchu: $\varepsilon_{Jk} = 1$

Korigovaná mez únavy šroubu v jádru: $\sigma_{Jco} = \sigma_{co_ref} \cdot \frac{\varepsilon_{Jv} \cdot \varepsilon_{Jk}}{\beta_J} = 197,57 MPa$

Bezpečnost k MSÚ: $k_{Ju} = \frac{1}{\frac{\sigma_{Ja}}{\sigma_{Jco}} + \frac{\sigma_{Jm}}{R_m}} = 4,32$

Jelikož má zátěžný cyklus šroubu velké střední napětí a nepatrnou amplitudu napětí, pak je pravděpodobné, že nebezpečnější bude MSP, a proto provedeme kontrolu šroubu v jádru závitu pro jízdní stav 1 i vůči vzniku plastické deformace.

Maximální normálové napětí: $\sigma_{max} = \frac{F_s}{A_s} = 205,3 MPa$

Součinitel koncentrace napětí důsledkem závitu: $\alpha = 3,8$

Bezpečnost k MSP: $k_{k_stav1} = \frac{R_e}{\alpha \cdot \sigma_{max}} = 1,38$

Pro další jízdní stavy už dále nebudeme zvyšovat sílu předpětí ve šroubu za účelem zamezení smykového namáhání a povolíme, aby byla válcová část šroubu namáhána na střih. Při těchto jízdních stavech jsou šrouby kontrolovány pouze na MSP, přičemž největší hodnota smykového napětí v nich vzniká během jízdního stavu 4.

Výsledná síla působící kolmo na osu vnějšího šroubu (podstatně více zatížený) během stavu 4:

$$F_{1_stav4} = 11833,9N$$

Maximální smykové napětí vznikající ve šroubu při tomto stavu:

$$\tau_{stav4} = \frac{4 \cdot F_{1_stav4}}{3 \cdot S_d} = 200,9MPa$$

Bezpečnost k MSP:

$$k_{k_stav4} = \frac{0,57 \cdot R_e}{\tau_{stav4}} = 3,06$$

Pevnostní kontrola byla provedena s využitím zdroje [12].