

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Technické řešení zavěšení zadní hnané nápravy pro vozidla

Autor: Adam PETRÁŠ
Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D.

Akademický rok 2021/2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Adam PETRÁŠ**
Osobní číslo: **S19B0468P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Technické řešení zavěšení zadní hnané nápravy pro vozidla.**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem této práce je navrhnout základní řešení systému zavěšení hnané zadní nápravy pro silniční vozidla. Dále provést specifikaci požadavků s ohledem na správnou funkčnost a technickou jednoduchost. U výsledného řešení provést komplexní zhodnocení navržených technických parametrů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
2. Vypracování rozboru technických parametrů.
3. Zpracování vybrané varianty řešení
4. Zhodnocení vybraného konstrukčního návrhu.

Konzultant: Ing. Martin Mrázek, ZČU, FST –KKS

Rozsah bakalářské práce: **30-40**
Rozsah grafických prací:
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] VALA, M. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Univerzita Pardubice, Pardubice, 2003
 - [2] VLK, F. *Stavba motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2005
 - [3] ŘAŠA, J., ŠVERCL, J.: Strojnické tabulky. Scientia, Praha, 2004
 - [4] SHIGLLEY, J., E., MISCHKE, C., R., BUDYNAS, R., G. Konstruování strojních součástí. VUT v Brně, Brno, 2010
 - [5] MARTINEK, R. Senzory v průmyslové praxi. BEN, Praha, 2004
- Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2022**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2021

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu doc. Josefu Formánkovi za jeho ochotu, trpělivost a vstřícnost při řešení této práce. Jeho rady a připomínky byly velmi nápomocné. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za veškerou podporu, kterou mi v průběhu studia poskytují.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Petráš	Jméno Adam	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Jméno Josef	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU – FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Technické řešení zavěšení zadní hnané nápravy pro vozidla		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	45	TEXTOVÁ ČÁST	43	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Tato bakalářská práce je zaměřena na technický návrh zavěšení zadní hnané nápravy pro terénní vozidlo typu buggy. Obsahuje rešeršní část, koncepční návrh zvolené varianty zavěšení, specifikaci jednotlivých částí včetně zvolených materiálů a technologie výroby, základní výpočtovou kontrolu, pevnostní analýzu a finální návrh zavěšení. Práce je doplněna o část výkresové dokumentace a jejím výstupem je CAD model kompletní sestavy zavěšení.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Vozidlo, buggy, terénní, náprava, hnaná, zavěšení, nezávislá, lichoběžníková, návrh, kontrola, CAD, MKP, rám, rameno, těhlice, náboj

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Petráš	Name Adam
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Name Josef
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Delete when not applicable	
	Technical solution of rear driven axle suspension for vehicles	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	45	TEXT PART	43	GRAPHICAL PART	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis is focused on technical design of rear drive axle suspension for offroad buggy vehicle. It contains research part, conceptual design of selected suspension variant, specification of individual parts including selected materials and production methods, basic calculation control, strength analysis and final suspension design. Thesis also includes part of drawing documentation, and its output is a complete CAD model of suspension assembly.
KEY WORDS	Vehicle, buggy, offroad, axle, driven, suspension, independent, trapezoidal, design, control, CAD, MKP, frame, arm, upright, hub

Obsah

1	Úvod.....	12
2	Zavěšení kol	13
2.1	Druhy zavěšení kol	13
2.1.1	Tuhá náprava	13
2.1.2	Lichoběžníková náprava	14
2.1.3	Náprava McPherson	15
2.1.4	Více prvková náprava.....	16
2.1.5	Kyvadlová úhlová náprava.....	17
2.1.6	Kliková náprava	17
2.2	Volba konstrukční varianty zavěšení.....	18
3	Geometrie zavěšení kol a kinematika nápravy.....	19
3.1	Odklon kola	20
3.2	Poloměr rejdu	20
3.3	Sbíhavost	21
3.4	Příklon rejdové osy	22
3.5	Záklon a závlek rejdové osy	23
3.6	Střed klonění.....	23
3.7	Střed klopení.....	24
3.8	Změny geometrie a kinematiky u lichoběžníkové nápravy.....	25
4	Konstrukční návrh zavěšení	26
4.1	Koncepční návrh.....	26
4.1.1	Rám	27
4.1.2	Ramena zavěšení.....	27
4.1.3	Těhlice s nábojem kola.....	28
4.2	Základní výpočtová kontrola navrženého zavěšení.....	30
4.2.1	Kontrola navržené velikosti ramene.....	30
4.2.2	Kontrola v místě nejslabšího průřezu.....	33
4.2.3	Kontrola kloubové hlavice na otláčení.....	35
4.2.4	Závěr výpočtové kontroly	36
4.3	Pevnostní analýza MKP.....	37
4.3.1	Výsledné napětí	38
4.3.2	Výsledná deformace	39
4.3.3	Zhodnocení výsledků pevnostní analýzy	40

4.4	Finální návrh zavěšení	40
5	Závěr.....	41
6	Seznam použité literatury.....	42
6.1	Knižní publikace.....	42
6.2	Internetové publikace	42

Přehled použitých zkratk a symbolů

MKP	Metoda konečných prvků
CAD	Computer aided design
F	Síla
m	Hmotnost
g	Gravitační konstanta ($g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)
sin	Goniometrická funkce sinus
cos	Goniometrická funkce kosinus
M	Moment síly
R	Reakční síla
S	Plocha
M_o	Ohybový moment
W_o	Modul průřezu v ohybu
σ	Normálové napětí
k	Koeficient bezpečnosti proti mezi kluzu
p	Kontaktní tlak
mm	Milimetr
MPa	Megapascal
N	Newton
Nmm	Newton-milimetr

Další zkratky jsou popsány či znázorněny v jednotlivých kapitolách.

Seznam obrázků

Obrázek 2.1 - Příklad tuhé nápravy s odpružením vinutou pružinou a tlumičem [4]	14
Obrázek 2.2 - Schéma lichoběžníkové nápravy [5]	15
Obrázek 2.3 - Příklad provedení nápravy McPherson [6].....	16
Obrázek 2.4 - Schéma nápravy McPherson [6].....	16
Obrázek 2.5 - Schéma více prvkové nápravy [7]	16
Obrázek 2.6 - Příklad konstrukčního řešení kyvadlové úhlové nápravy [8]	17
Obrázek 2.7 - Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem [9]	18
Obrázek 3.1 - Pozitivní (odklon) a negativní (příklon) odklon kol [10]	20
Obrázek 3.2 - Poloměr rejdu [10].....	21
Obrázek 3.3 – Ukázka pozitivní a negativní sbíhavosti na přední nápravě vozidla [10].....	22
Obrázek 3.4 - Příklon rejdové osy [10]	22
Obrázek 3.5 - Záklon (τ) a závlek (n) [10].....	23
Obrázek 3.6 – Konstrukce středu klonění kola a karoserie [2]	24
Obrázek 3.7 - Konstrukce středu klopení kola a karoserie [5].....	25
Obrázek 4.1 - Schéma lichoběžníkové nápravy – pohled zepředu (nahore) a pohled shora (dole)	26
Obrázek 4.2 – CAD model části nosného rámu	27
Obrázek 4.3 – CAD model horního ramene.....	28
Obrázek 4.4 – CAD model spodního ramene	28
Obrázek 4.5 - CAD model těhlice s nábojem.....	29
Obrázek 4.6 - Řez nábojem	29
Obrázek 4.7 - Schéma nosníku pro výpočet.....	30
Obrázek 4.8 - Schéma rozložení sil.....	31
Obrázek 4.9 - Schéma průřezu trubky.....	32
Obrázek 4.10 - Rozměry metrických závitů.....	34
Obrázek 4.11 - Výkres kloubové hlavice SKF SALKAC 25 s rozměry	35
Obrázek 4.12 - Zasít'ovaný model s vazbami a zatížením	37
Obrázek 4.13 - Výsledky pevnostní analýzy.....	38
Obrázek 4.14 - Kritická místa s nejvyššími hodnotami napětí	39
Obrázek 4.15 - Grafické vyobrazení hodnoty deformace	39
Obrázek 4.16 - CAD model sestavy zavěšení	40

1 Úvod

Stejně jako je tomu u všech systémů, které jsou součástí vozidel, tak i zavěšení náprav prošlo během let velkou evolucí. Důvodem je především snaha navrhnout toto zavěšení tak, aby bylo dosaženo optimální kinematiky a co nejlepších jízdních vlastností, samozřejmě za co nejmenší náklady. Díky obrovské konkurenci v automobilovém průmyslu šel tento vývoj velmi rychle dopředu, kladl se čím dál tím větší důraz na pohodlí při cestování a zároveň na minimalizaci nežádoucích účinků při průjezdu zatáčkou či terénem.

Tato práce je věnována zavěšení zadní nápravy u lehké terénní buggy. Nejprve budou rozpracovány druhy zavěšení od tuhých náprav po více prvkové nezávislé zavěšení kol a vlastnosti těchto systémů. Jelikož se jedná o návrh pro terénní vozidlo, hlavní požadavky budou kladeny na stabilitu při průjezdu terénem a přejíždění nerovností. Zavěšení terénního vozidla musí umožnit poměrně velký rozsah pohybu kola vzhůru a udržet kolo v neustálém kontaktu s povrchem. Zároveň však nejsou kladeny tak vysoké požadavky na pohodlí řidiče, potažmo na rázy přenášené do karoserie, a to díky tomu, že na rozdíl například od osobních automobilů není buggy určena pro dlouhé cesty ani jako užitkové vozidlo, ale je konstruována především pro sport, či zábavu.

V poslední části bude zvolena vhodná varianta řešení a její návrh bude dále rozpracován. Následně bude doplněn o výpočty, pevnostní analýzu metodou konečných prvků, 3D modely a výkresovou dokumentaci vytvořené v softwaru NX.

2 Zavěšení kol

Hlavním úkolem zavěšení kol je spojení kol s rámem či karoserií vozidla. Musí však umožnit relativní pohyb kola vůči rámu nebo karoserii a zároveň eliminovat nebo minimalizovat pohyby nežádoucí, jako boční posuv či naklápění kola. Mluvíme tedy o tzv. vedení kola a zajištění kinematiky pohybu kola. Dále pak zavěšení přenáší zatížení od hnacích a brzdných sil v podélném směru a jejich momentů. Značné je pak zatížení od tíhy vozidla ve svislém směru a od odstředivé síly ve směru příčném. Všechny tyto účinky je nutno zahrnout do výpočtu pevnostní kontroly.

2.1 Druhy zavěšení kol

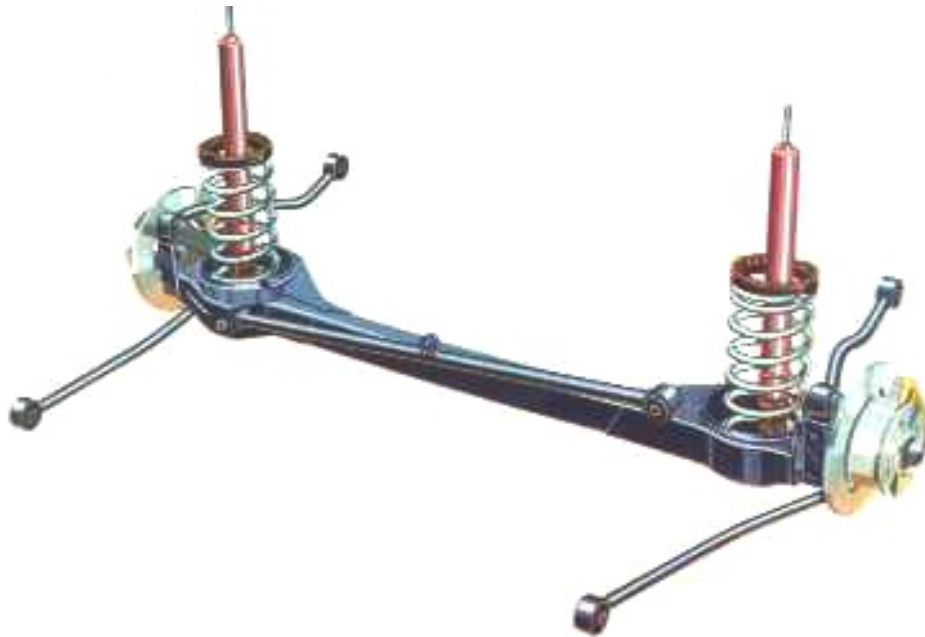
V této kapitole budou zmíněny některé z možných řešení připojení kol k rámu a rozebrány jejich vlastnosti, výhody a nevýhody. Základní rozdělení je pouze na dva druhy:

- Závislé zavěšení (tuhá náprava)
- Nezávislé zavěšení

U závislého zavěšení je uložení kol provedeno připojením na společný nosník neboli most nápravy. Celá náprava je pak v podstatě jedním tělesem. Pokud dojde ke svislému pohybu jednoho kola, přeneše se tento pohyb i na kolo druhé – závislost zavěšení. Kdežto u nezávislého zavěšení je každé kolo uloženo samostatně a nejsou tedy k sobě nijak vázané a vzájemně se neovlivňují.

2.1.1 Tuhá náprava

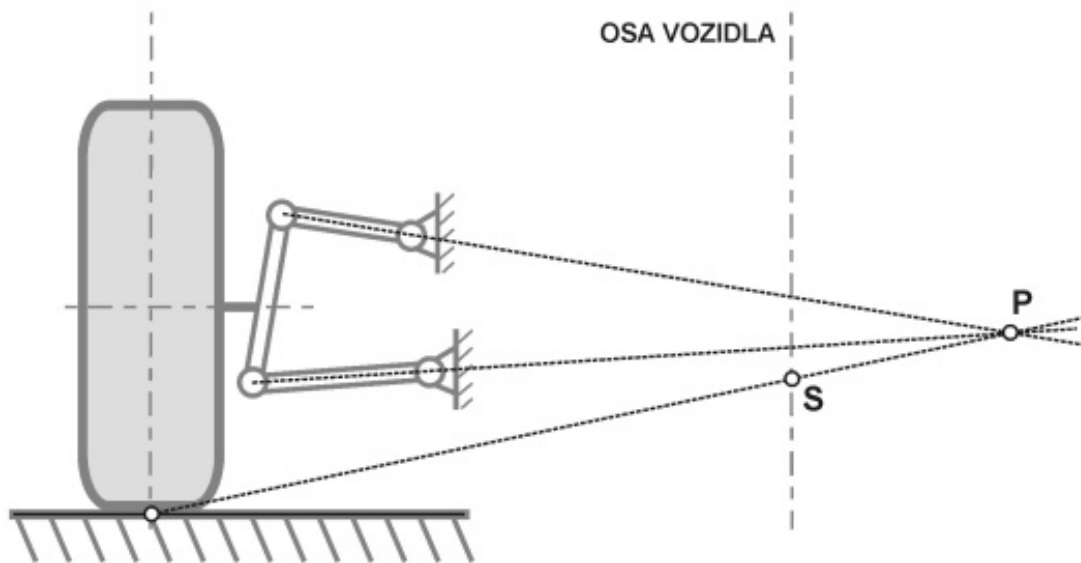
Jedná se o nejstarší způsob zavěšení kol, který je dodnes užíván zejména u nákladních automobilů, velkých terénních vozidel, autobusů, dodávek nebo u přívěsů. Jak je možno vidět na obrázku 2.1, tuhá náprava je tvořena profilovým nosníkem, tzv. nápravnicí, ke které jsou po stranách připojena kola. Může být odpružena listovými pružinami, které mají samo tlumící schopnost díky tření mezi jednotlivými listy nebo pomocí vinuté pružiny, která už vyžaduje tlumící prvek, jelikož její samo tlumící účinky jsou minimální. Tento způsob řešení je konstrukčně velmi jednoduchý, zvláště u varianty s listovými pružinami, které zastávají funkci vedení nápravy, odpružení i tlumení. Díky tomu klade minimální požadavky na údržbu. Jedná se o velmi tuhé uložení, které udržuje konstantní rozchod kol. Naproti tomu představuje velkou hmotu, která není součástí karoserie nebo rámu a je tedy neodpružená. Navíc vyžaduje velký zástavbový prostor a vzhledem k tomu, že k propružení dochází na celém celku nápravy případně rozvodovky a hnacích hřídelů, tím pádem je nutno vytvořit prostor pro tento pohyb. Z toho vyplývá vyšší stavba vozidla a logicky vyšší těžiště, které má nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti a dále také větší čelní plocha automobilu, na které je přímo závislý odpor vzduchu. Oproti nezávislému zavěšení kol má tuhá náprava značně horší vedení kola.



Obrázek 2.1 - Příklad tuhé nápravy s odpružením vinutou pružinou a tlumičem [4]

2.1.2 Lichoběžníková náprava

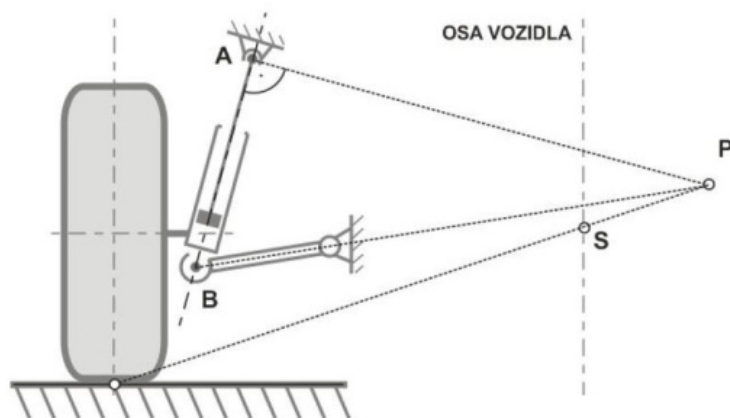
Zavěšení je provedeno dvojicí nestejně dlouhých příčných ramen umístěných nad sebou, jak je patrné na obrázku 2.2. Při pohledu zepředu má pak schéma tvar lichoběžníku, což dalo název tomuto druhu nápravy. Svislé síly u této varianty přenáší na rám zejména pružina a pro nápravu je tedy můžeme zanedbat. V uložení ramen tedy uvažujeme zatížení silovou dvojicí, tudíž musí být uložení provedeno jako dvoubodové, z toho důvodu se velmi často používají trojúhelníková ramena. Pro co nejmenší síly musí být rozměr mezi uloženími co největší, čehož se dosahuje tak, že spodní rameno je konstrukčně řešeno jako dva díly – příčné rameno a šikmá surná vzpěra. Mezi výhody tohoto druhu uložení patří malý zástavbový prostor, zejména v prostoru kratšího horního ramene. Proti tuhé nápravě nebo v následující kapitole popsané nápravě McPherson je možné lichoběžníkové zavěšení konstrukčně vyřešit na značně menší výšce zástavby, ovšem za cenu složitější, a tedy dražší konstrukce. Další dobrou vlastností je, že lze určit kinematiku (střed klonění a klopení) pomocí polohy ramen. Při uchycení spodního konce pružiny na spodní rameno se díky malým úhlovým pohybům způsobených velkou délkou ramene může pružina pevně vetknout. Uchycení pružiny na vrchní rameno se u větších vozidel obvykle nepoužívá, protože by pak bylo nutné pružinu uchytit pomocí kloubu, aby nedocházelo k jejímu přílišnému vyboulení do strany. Díky jednoduchosti konstrukce ale toto řešení bývá používáno u lehkých vozidel. Propružení u tohoto typu zavěšení způsobuje změny rozchodu kol a jejich odklonu. Vhodným nastavením geometrie lze tyto nežádoucí účinky minimalizovat.



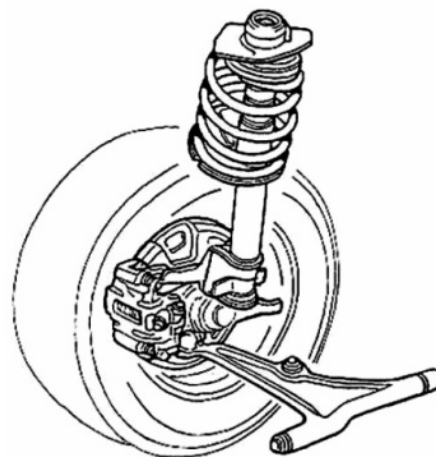
Obrázek 2.2 - Schéma lichoběžníkové nápravy [5]

2.1.3 Náprava McPherson

Jedná se o variantu zavěšení odvozenou z lichoběžníkové nápravy, kde horní rameno nahrazuje posuvné vedení. Od uložení kola k tomuto posuvnému vedení, případně axiálnímu ložisku v případě řízené nápravy, je vztyčena takzvaná „tlumičová vzpěra McPherson“. Tato komponenta je úpravou hydraulického teleskopického tlumiče. Kvůli příčnému zatížení tento tlumič disponuje zesílenou pístnicí. Jako pružící prvek zde slouží vinutá pružina, která je navinuta na vnější plášť tlumiče a miska jejího spodního uložení je s ním pevně spojena. Praktické provedení je na obrázku 2.3. Spodní rameno je stejně jako u lichoběžníkové nápravy provedeno jako trojúhelníkové kvůli zachycení podélných a bočních sil a jejich momentů. Ve variantě s axiálním ložiskem je náprava velmi vhodná jako řídicí. Pokud je konstruována jako náprava zadní, příčná ramena mohou mít značnou délku a příznivý vliv na sbíhavost a odklon kol, jak je patrné ze schématu na obrázku 2.4. Nespornou výhodou je další zmenšení potřebného zástavbového prostoru díky absenci horního ramene, čímž se uvolňuje místo pro motor v případě přední nápravy nebo pro zavazadlový prostor v případě nápravy zadní. Nevýhodou je pak možnost „zaseknutí“ hydraulického tlumiče vlivem zvýšeného tření mezi pístnicí a jejím vedením a taktéž mezi pístem a vnitřním průměrem válce tlumiče. Toto tření je způsobeno silami při akceleraci, brždění nebo zatáčení, čímž je logicky vyvozena větší přitlačná síla v těchto kluzných místech.



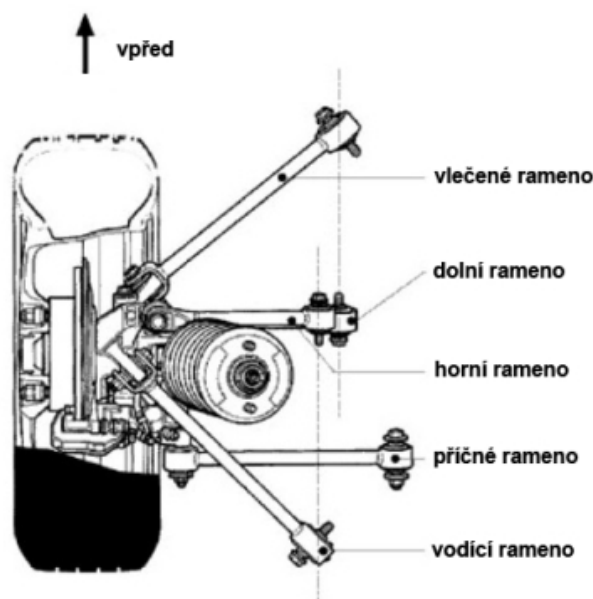
Obrázek 2.4 - Schéma nápravy McPherson [6]



Obrázek 2.3 - Příklad provedení nápravy McPherson [6]

2.1.4 Více prvková náprava

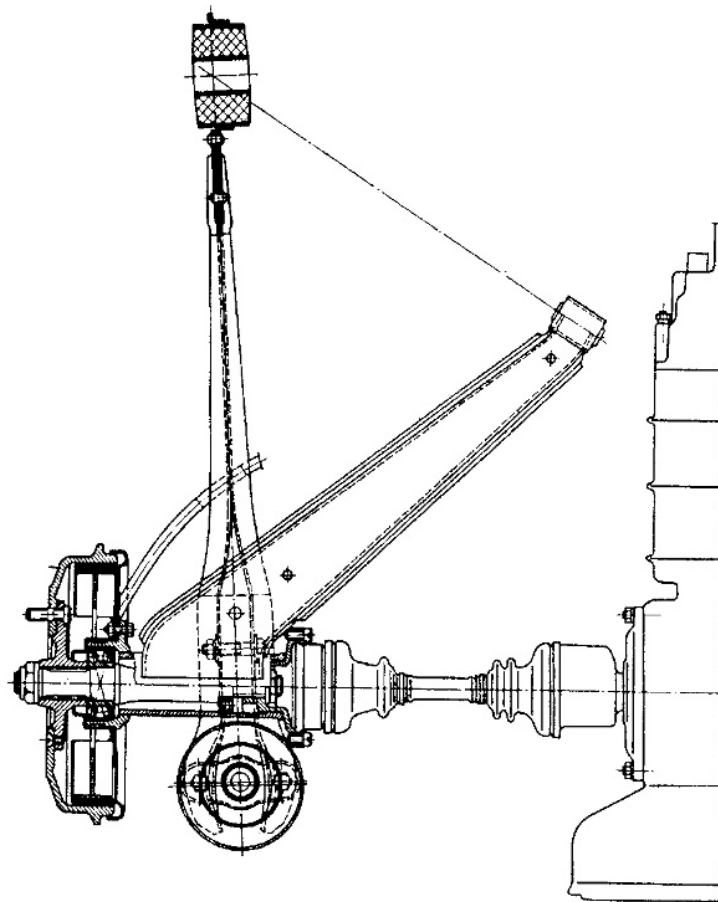
U tohoto řešení je zavěšení kola provedeno několika (až pěti) rameny. Tento způsob vznikl z požadavku na co největší stabilitu vozidla a jízdní komfort. Jedná se o konstrukčně značně složitě řešení, které se však vyznačuje optimální kinematikou nápravy. Také umožňuje lepší naladění podvozku nastavením parametrů každého z ramen. Náprava dále vyniká přesným vedením kol a výborným využitím prostoru. Mezi další klady patří nízká hmotnost, tlumení hluku a vibrací přenesených z jízdního povrchu. Kombinace příčných ramen pod různými úhly, jak jsou zobrazeny na obrázku 2.5. zachycuje veškeré síly, které při jízdě působí na kolo a tlumič má tudíž nízké hodnoty tření a může disponovat daleko menšími rozměry. Naproti tomu je tento typ zavěšení díky své konstrukční složitosti náchylnější k poruchám a k rozladění nastavení podvozku.



Obrázek 2.5 - Schéma více prvkové nápravy [7]

2.1.5 Kyvadlová úhlová náprava

Upevnění kol je řešeno dvěma rozvidlenými rameny, které směřují od kol dopředu po směru jízdy. Toto vcelku jednoduché řešení plní funkci pouze zadní nápravy. Při pohledu shora, který můžete vidět na obrázku 2.6. je osa kývání šikmá a v nárysu tomu bývá stejně. Tím ovšem dochází k samořízení při propružení, které způsobuje nedotáčivost. Celkově je kinematika tohoto řešení ne zcela příznivá, jelikož opět dochází ke změnám velikosti rozchodu a odklonu kol při propružení.

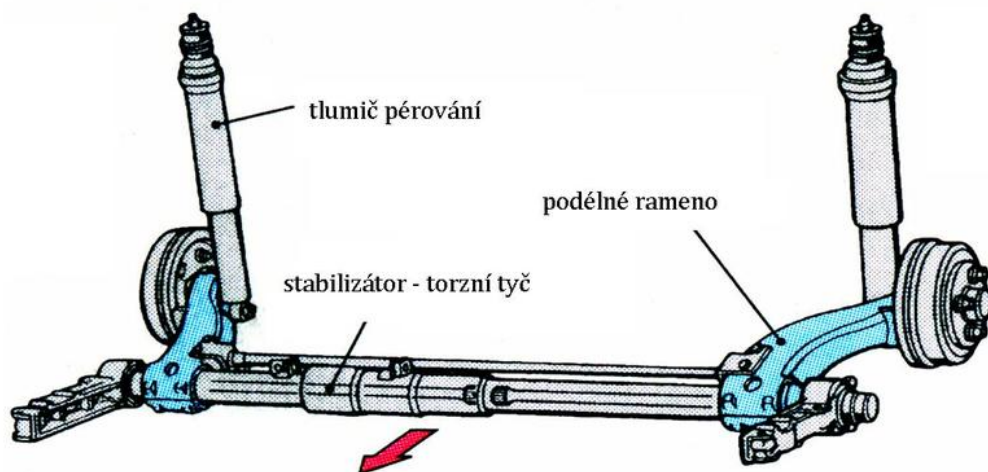


Obrázek 2.6 - Příklad konstrukčního řešení kyvadlové úhlové nápravy [8]

2.1.6 Kliková náprava

Tato náprava je tvořena podélnými rameny, jejichž osa kývání je však příčná díky otočnému uložení v tomto směru. Je vhodné umístit pružinu co nejbližší ke středu kola, aby se minimalizovalo svislé zatížení ložisek. Vodorovné zatížení lze pak snížit zvětšením vzdálenosti právě mezi uložení ložisek. Použití této konstrukce je vhodné pro nepoháněné zadní nápravy. Kliková náprava vyžaduje malý zástavbový prostor, je velmi nízká a nezužuje podlahu vozu, čímž se hodí pro vozidla s velkým zavazadlovým prostorem. Nevýhoda pak tkví v jízdních vlastnostech, které jsou zhoršeny vlivem velkého klopení karoserie při průjezdu zatáčkou. Při propružení sice nedochází ke změně odklonu kola, ale děje se tak, pokud dojde ke klopení karoserie.

U klikové nápravy existuje jedna zvláštní konstrukční varianta, kde jsou podélná ramena propojena torzně poddajným, avšak na ohyb tuhým nosníkem většinou tvaru U. Tato konstrukční varianta je na obrázku 2.7. Při protiběžném propružení tato příčka působí jako torzní příčný stabilizátor, avšak při souběžném se nijak nedeformuje, tudíž se jedná o jakýsi přechod mezi tuhou a klikovou nápravou. Z malého počtu dílů vyplývá snadná montáž, nízká hmotnost neodpružených částí a malý zástavbový prostor. Náprava má relativně malou změnu sbíhavosti, odklonu a rozchodu kol, ale má tendenci k přetáčivosti a nižší přípustné zatížení z důvodu velmi namáhaných svarů.



Obrázek 2.7 - Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem [9]

2.2 Volba konstrukční varianty zavěšení

Pro lehké terénní vozidlo jsou z výše uvedených variant nejvíce vhodná tři řešení:

- Více prvková náprava
- Náprava McPherson
- Lichoběžníková náprava

Při jízdě v terénu je velmi důležité, aby byla kola v neustálém kontaktu s jízdícím povrchem, proto připadají v úvahu jen nezávislá uložení kol. Závislé propružení by mohlo mít při jízdě nepříznivé účinky. Jiná řešení nezávislého zavěšení, než výše uvedené tři varianty se v dnešní době v podstatě nepoužívají, většinou z důvodu vysoké hmotnosti a nepříznivé kinematiky.

Více prvková náprava je nejmodernější, kinematicky optimální, avšak konstrukčně nejsložitější a nejdražší řešení. Další přednosti této varianty jako dobré tlumení vibrací a hluku přenášených do rámu vozidla jsou v tomto konkrétním případě nepodstatné, a tudíž nevyváží vysokou cenu. Též je zde větší možnost poruchy nebo změny nastavení geometrie při rázu.

Náprava McPherson je konstrukčně mnohem jednodušší, ale přenášení příčných sil na odpružení klade vyšší nároky na tlumič, který musí mít zesílenou pístnici a speciálně upravený plášť a je tedy nákladnější než běžné tlumiče použitelné u více prvkového a lichoběžníkového

zavěšení. Navíc při jízdě po nerovném povrchu dochází ke značným rázům a je tedy možné, že by došlo k zaseknutí tlumiče vlivem tření v kluzných místech. Ze tří vybraných variant má toto uložení též nejvyšší hmotnost.

Jako finální varianta provedení zavěšení pro zadaný případ lehkého terénního vozidla – buggy byla zvolena lichoběžníková náprava. Toto zavěšení má nízké neodpružené hmoty a dobrou mechanickou odolnost. Mezi další důvody této volby patří její nízká hmotnost, variabilita, příznivá kinematika, malý potřebný prostor a možnost použití levnějšího běžného tlumiče s menšími rozměry.

3 Geometrie zavěšení kol a kinematika nápravy

Významem pojmu geometrie zavěšení je zjednodušeně poloha kola vůči vozovce. Rozlišujeme tyto pojmy:

- odklon kola
- poloměr rejdu
- sbíhavost
- příklon rejdové osy
- záklon (závlek)

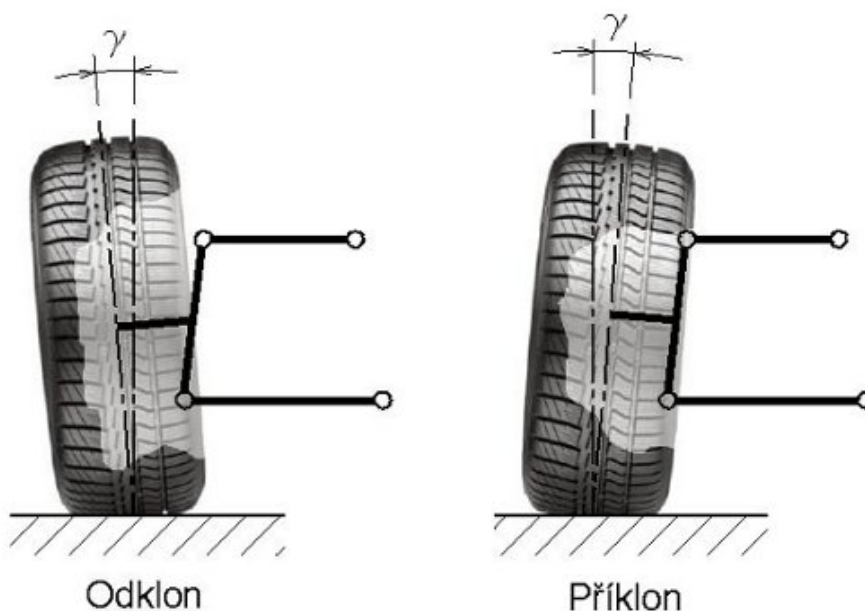
Hodnoty těchto parametrů mají vliv na chování vozidla při jízdě, tedy na příčnou stabilitu a stabilitu v zatáčkách. Špatně nastavená geometrie kol může mít za následek nerovnoměrné sjíždění pneumatik, zhoršení jízdního komfortu a zvýšení valivého odporu, který výrazně ovlivňuje spotřebu paliva. Naopak správně nastavená geometrie nápravy dokáže eliminovat přetáčivost či naopak nedotáčivost nebo zvýšit rychlost a přesnost reakce na změnu polohy řízení.

Dále jsou pak definována dvě geometrická místa, která určují pohyb karoserie vozu, a tedy i kinematiku nápravy:

- Střed klonění
- Střed klopení

3.1 Odklon kola

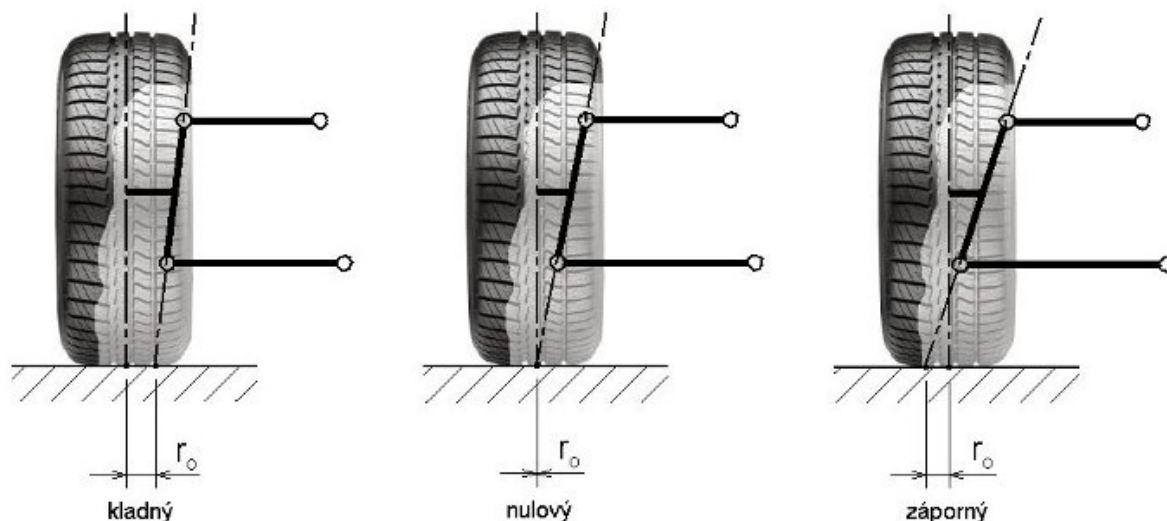
Jedná se o úhel mezi rovinou kolmou na vozovku a rovinou kolmou na osu kola. Tento úhel je tedy pozorovatelný, stojíme-li před nebo za vozidlem, jak je vidno na obrázku 3.1. Podle toho, jestli je tento úhel kladný (vršek kola se odklání od karoserie) nebo záporný (kolo se od karoserie odklání v místě dotyku s vozovkou), rozlišujeme pozitivní a negativní odklon nebo také odklon a příklon. Teoreticky by pro rovnoměrné opotřebení pneumatik a celoplošný dotyk kola s vozovkou byl nejvhodnější nulový odklon. Reálná vozovka však většinou vykazuje mírně vyboulený tvar s vrcholem uprostřed. Aby tedy docházelo k dobrému styku při valení, měla by kola mít mírně pozitivní odklon. Ovšem při průjezdu zatáčkou má karoserie vozidla tendenci k naklánění vlivem odstředivých sil, což vhodně kompenzuje negativní odklon, který zajistí vyšší stabilitu a lepší přilnavost právě v zatáčkách. U moderních automobilů bývá z bezpečnostních důvodů nastaven právě mírný negativní odklon.



Obrázek 3.1 - Pozitivní (odklon) a negativní (příklon) odklon kol [10]

3.2 Poloměr rejdu

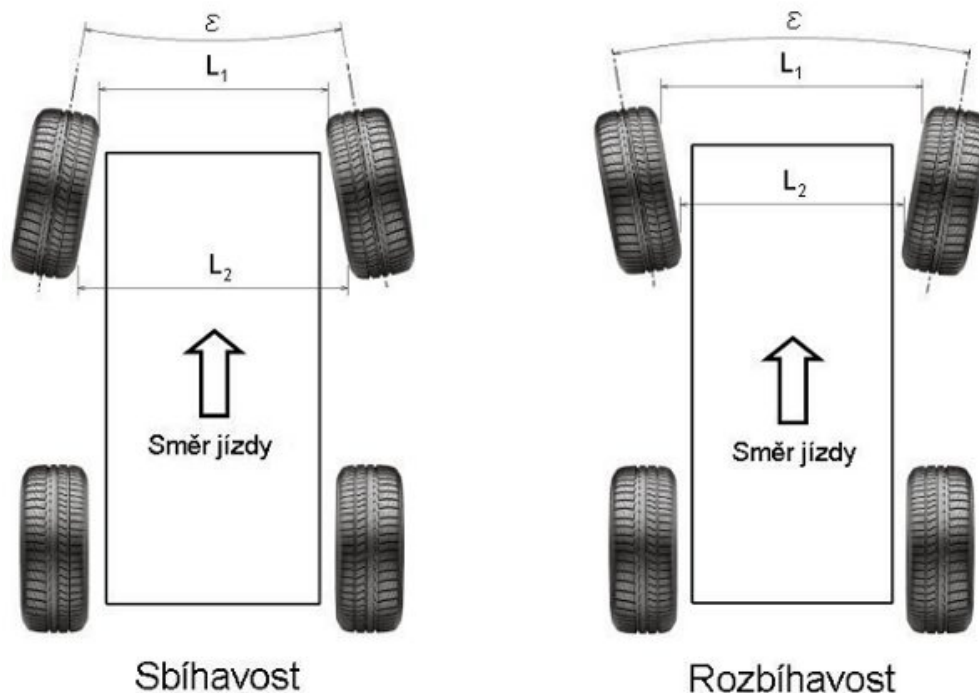
Jako poloměr rejdu bývá nazýváno rameno, na kterém působí akcelerační a brzdné síly, čímž vyvozují moment kolem rejdové osy (spojnice otočných čepů), který mění úhel sbíhavosti (popsán v kapitole 3.3). Jeho velikost je měřena mezi středem dotyku pneumatiky s vozovkou a průsečíkem prodloužené rejdové osy a povrchu vozovky. Grafická ukázka je na obrázku 3.2. Pokud je tento poloměr kladný, tedy zmíněný průsečík rejdové osy s vozovkou ležící mezi středem dotyku a karoserií, pak má vyvozený moment snahu způsobit rozbíhavost kol, která má za důsledek nestabilitu vozidla zejména při přejezdu nerovností. Naopak je tomu u záporné hodnoty poloměru rejdu, který způsobuje sbíhavost, mající na pohybující se vozidlo stabilizační účinek (důvody jsou opět vysvětleny v kapitole níže). V případě nulového poloměru logicky nevznikají žádné momenty. V praxi je pak snaha o minimální záporný poloměr rejdu.



Obrázek 3.2 - Poloměr rejdů [10]

3.3 Sbíhavost

Tento úhel nastavení kol můžeme pozorovat při pohledu shora (obrázek 3.3.) mezi střední podélnou rovinou vozidla a průsečnicí střední podélné roviny kola a vozovky. Může být také vyjádřena jako rozdíl vzdáleností mezi okraji ráfku kola vpředu a vzadu. Měří se vždy ve výšce osy kola. Rozlišujeme pozitivní sbíhavost, nebo také jen sbíhavost, při které se střední podélné osy kol protnou v jednom bodě před nápravou a negativní sbíhavost, nebo také rozbíhavost, kdy se tyto osy protnou za příčnou osou nápravy. Mluvíme samozřejmě o statickém úhlu či vzdálenosti měřených na vozidle za klidu a s koly stočenými rovně. Při pohybu vozidla a nápravy se tento parametr může měnit. Při propružení může docházet k jevu zvanému „samořízení“, kdy se mění natočení kol, potažmo sbíhavost bez zásahu řidiče. Sbíhavost má vliv na směrovou stabilitu. Negativní sbíhavost má při přejezdu nervností snahu vyvést vozidlo z rovnováhy a zatočit a vyžaduje tedy zásah řidiče. Dále způsobuje přetáčivost. Pozitivní sbíhavost má naopak stabilizační účinek, ovšem také zhoršuje reakci vozidla na zatočení a způsobuje nedotáčivost. Nadměrné hodnoty sbíhavosti, ať už kladné či záporné, způsobují větší opotřebení krajů pneumatik vlivem odvalování kol šikmým směrem. Poháněná náprava má při jízdě tendenci nabírat pozitivní sbíhavost vlivem hnací síly. U nepoháněné nápravy převládají valivé odpory a děje se tedy opak, kola se mírně rozbíhají. Tyto změny při jízdě lze s výhodou kompenzovat vhodným nastavením statické sbíhavosti. Samozřejmě existují i zvláštní situace, například u závodních automobilů, kdy požadujeme velmi rychlé reakce vozu na změnu směru a zkušený řidič zvládne vyrovnat nestabilitu vozidla. V takovém případě se přímo nabízí nastavení nápravy na negativní sbíhavost.



Obrázek 3.3 – Ukázka pozitivní a negativní sbíhavosti na přední nápravě vozidla [10]

3.4 Příklon rejdové osy

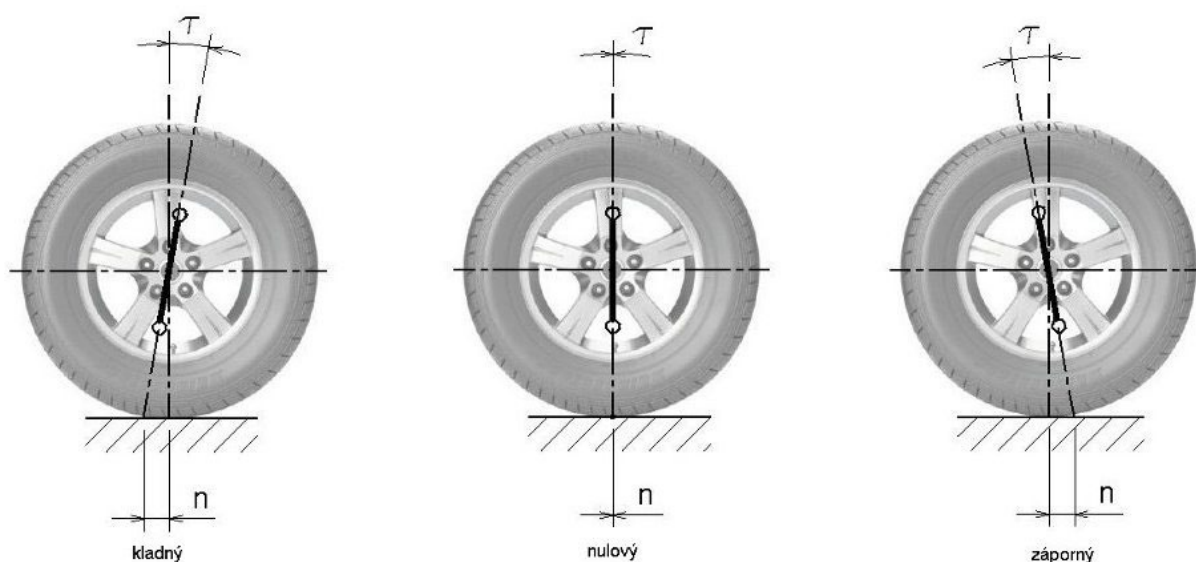
Jedná se o úhel mezi rejdovou osou a svislicí ve středu kola. Je jedním z určujících parametrů poloměru rejdu. Velmi často se používá pozitivní příklon rejdové osy, protože při zatočení dochází k nadzvednutí karoserie a vznikne tedy vratná síla, která se pokouší srovnat kola do směru jízdy. Se zvětšujícím se úhlem příklonu se tedy zvedá i odpor proti zatočení a řízení se stává těžším. Pozice úhlu je na obrázku 3.4.



Obrázek 3.4 - Příklon rejdové osy [10]

3.5 Záklon a závlek rejdové osy

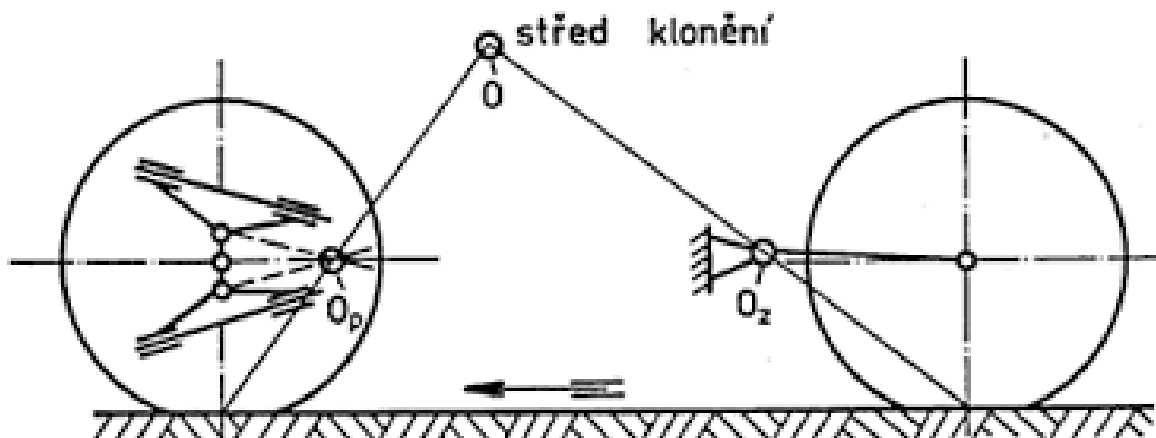
Záklon je úhel, který můžeme měřit mezi rejdovou osou a svislicí vedenou osou kola při pohledu z boku (obrázek 3.5). Závlek je pak vzdálenost mezi bodem, kde rejdová osa pomyslně protne vozovku a kontaktním bodem pneumatiky s vozovkou, potažmo středem kontaktní plochy. Pokud průřezík rejdové osy s vozovkou leží před osou ve směru pohybu, jedná se o pozitivní záklon/závlek, negativní je pak analogicky opačně. Pozitivní záklon se s výhodou používá pro stabilizaci vozidla při průjezdu zatáčkou, kdy u vnějšího kola způsobí negativní odklon a u vnitřního pozitivní, přičemž obě tyto změny odklonu jsou velmi žádoucí. Vozidlo tak získává stabilitu v zatáčkách a zároveň není nutné nastavovat statický odklon a tím zmenšovat kontaktní plochu pneumatiky a vozovky při jízdě přímým směrem. Závlek je pak velikost ramene, na kterém působí síly vracející natočená kola zpět do roviny. Závlek obecně zvyšuje náchylnost na boční síly jako například sklon terénu nebo boční vítr. Malé hodnoty závleku snižují negativní vlivy přenášené z nerovností a terénu do řízení. Větší hodnoty naopak mohou být příčinou vibrací a chvění v řízení. Pozitivní závlek má dobrý vliv na stabilizaci řízení, díky silám, které při zatočení vrací kola zpět do rovné polohy.



Obrázek 3.5 - Záklon (τ) a závlek (n) [10]

3.6 Střed klonění

Kloněním nazýváme natačení v podélné rovině vozu, tedy tento jev lze pozorovat při pohledu z boku. Při akceleraci se karoserie vpředu zvedá a vzadu klesá, a naopak při deceleraci. Stejně tak jako se šasi vozu pohybuje kolem středu klonění karoserie, tak i náprava vozidla se pomyslně otáčí kolem virtuálního bodu zvaného střed klonění kola. Tyto dva body leží v rovnoběžné rovině s podélnou rovinou symetrie vozidla, která prochází kontaktním bodem mezi pneumatikou a vozovkou. Tyto body můžeme vidět na obrázku 3.6.

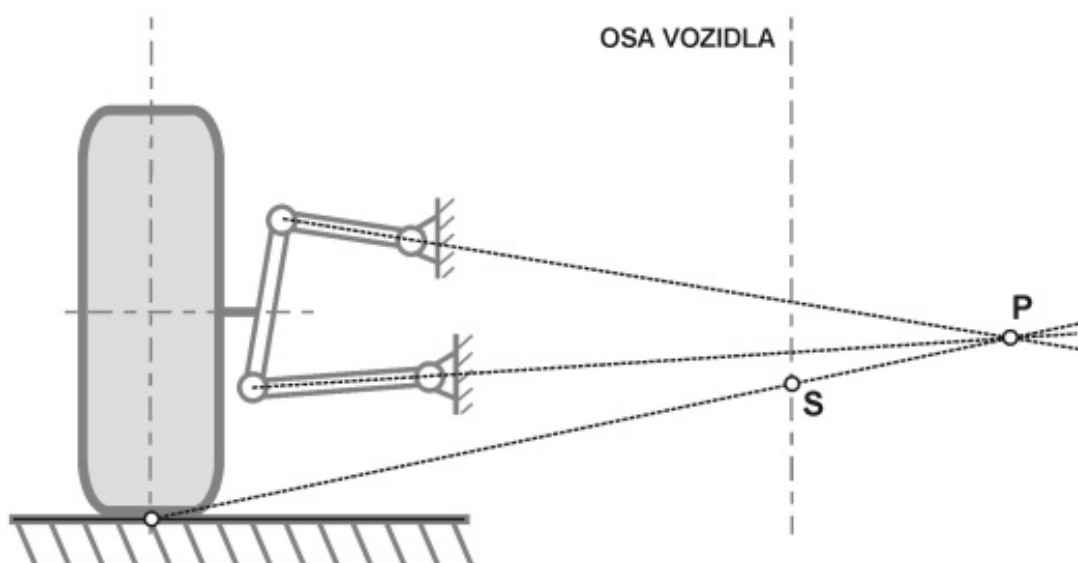


Obrázek 3.6 – Konstrukce středu klonění kola a karoserie [2]

Střed klonění kola u lichoběžníkové nápravy se určuje následovně: v bočním pohledu na vozidlo nejprve vedeme rovnoběžku s osou vnitřních čepů horního ramene tak, aby protínala vnější kloub tohoto ramene. Tento postup opakujeme i pro spodní rameno a v místě, kde se tyto rovnoběžky protnou, leží hledaný střed klonění kola. Pro nalezení středu klonění karoserie musíme u přední i zadní nápravy (na obrázku 3.6 nakreslena kliková náprava) spojit střed klonění kola s dotykovým bodem pneumatiky s vozovku. Tyto dvě vzniklé přímky svým průsečíkem určují polohu středu klonění karoserie.

3.7 Střed klopení

Je to myšlený bod, kolem kterého se v příčné rovině otáčí opět buď karoserie, pokud jde o její střed klopení, či jednotlivá zavěšení, pokud jde o střed klopení kola. Jelikož příčinou klopení karoserie je klopný moment, který je dán bočními silami a ramenem, které tvoří vzdálenost mezi těžištěm vozidla, a právě středem klopení karoserie, je zřejmé, že čím je menší vzdálenost těchto bodů, tím menší je naklonění například při průjezdu zatáčkou či při bočním větru. Extrémním případem je tedy taková poloha středu klopení, že splyne s těžištěm vozidla a ke klopení nedochází. Vzdálenost středu klopení od povrchu vozovky má pak vliv na velikost vertikální složky boční síly, která má při průjezdu zatáčkou na svědomí nadzvedání karoserie. Tato vertikální složka vzniká na obou kolech, zato v opačném smyslu. Protože je ale vnější kolo při zatáčení více zatíženo než to vnitřní, je výsledná síla směřována nahoru a karoserie je tedy nadzvedána. Opět zde existuje extrémní případ, kdy střed klopení splývá s vozovkou a nevzniká žádná vertikální síla. Ovšem malá velikost této síly je prospěšná, protože zabraňuje dosednutí tlumících prvků a pružin na nápravě.



Obrázek 3.7 - Konstrukce středu klopení kola a karoserie [5]

Pro zjištění polohy okamžitého středu klopení kola (obrázek 3.7) je nutné zkonstruovat přímku, která je spojnicí vnějšího a vnitřního kloubu horního ramene lichoběžníkové nápravy. Tento postup poté zopakovat pro rameno spodní. Průsečík těchto přímek je pak hledaný bod. Pokud tento bod spojíme s dotykovým bodem pneumatiky s vozovkou, získáme přímku, na které leží střed klopení karoserie, a to právě v místě, kde tato přímka protíná podélnou rovinu nebo osu symetrie vozidla.

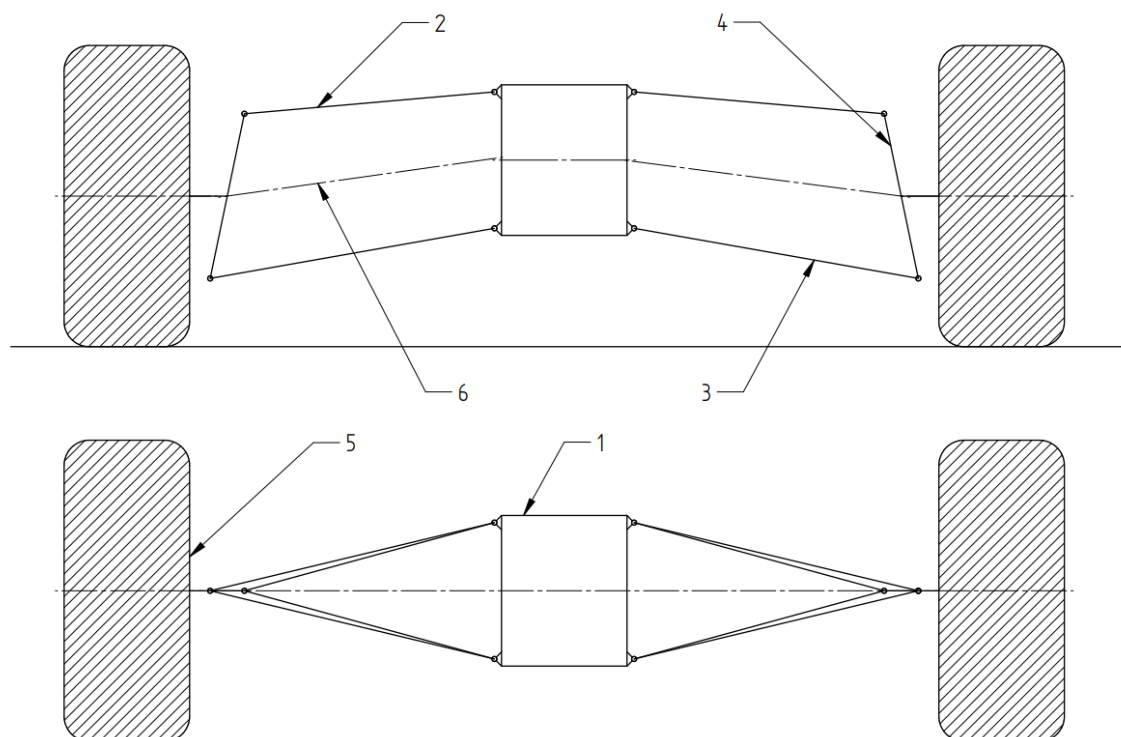
3.8 Změny geometrie a kinematiky u lichoběžníkové nápravy

Při změně polohy karoserie vůči kolu či kola vůči karoserii, tedy při propružení dochází u lichoběžníkového zavěšení vlivem nestejně dlouhých ramen ke změně odklonu kol, bočnímu posuvu kola a také k samořízení, negativnímu jevu popsanému v kapitole 3.3. K samořízení a bočnímu posuvu kola dochází i při klopení karoserie. Střed klopení kola je velmi důležitým bodem, jelikož změna rozchodu je zřejmá při opsání kružnice se středem v tomto bodě a poloměrem ke středu kola a změna odklonu je určena okamžitým úhlem natočení kola po této kružnici (platí pouze pro malé výchylky). Pokud by byla ramena zavěšení rovnoběžná, nastala by zvláštní situace, kdy by se střed klopení kola nacházel v nekonečnu a střed klopení karoserie by ležel v rovině vozovky. Při malých výchylkách kola z výchozí polohy vůči karoserii by pak nedocházelo k žádné změně odklonu kol a jen k nepatrné změně jejich rozchodu. Polohou ramen je tedy možné u lichoběžníkové nápravy měnit výšku středu klopení i výšku středu klonění. Pro vhodnou polohu středu klonění se používá šikmé uložení trojúhelníkových ramen v podélném směru.

4 Konstrukční návrh zavěšení

4.1 Koncepční návrh

Jak již bylo zmíněno výše v kapitole 2.2, jako základní varianta konstrukce bylo zvoleno nezávislé lichoběžníkové zavěšení, a to z důvodu nižší hmotnosti, vyšší variability nastavení geometrie oproti jednodušší variantě McPherson, která má také nevýhodu v tom, že vyžaduje speciální tlumič, který je dražší a náchylnější na poškození při jízdě v terénu. Tato volba byla učiněna také z důvodu celkové vhodnosti vzhledem k potřebě velkého rozsahu pohybu nápravy při jízdě v terénu. Na obrázku 4.1 je pak vyobrazeno základní schéma lichoběžníkové nápravy.

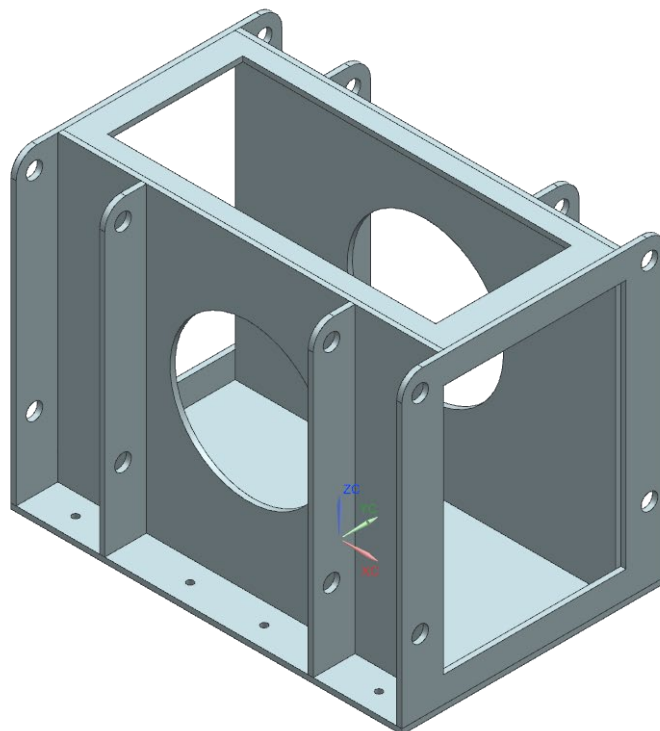


Obrázek 4.1 - Schéma lichoběžníkové nápravy – pohled zepředu (nahore) a pohled shora (dole)

Celá konstrukce je upevněna k rámu zavěšení označenému pozicí 1. V našem případě variabilní nápravy, která může sloužit jako hnaná i hnací je uvnitř prostor pro uložení rozvodovky. Pozice 2 značí kratší horní rameno a pozice 3 delší spodní rameno. Tato dvě ramena jsou na obou koncích otočně uložena tak, aby umožňovala pohyb nápravy směrem vzhůru při propružení, respektive dolů, pokud kolo klesne například z důvodu díry v terénu. Zároveň jsou navržena tak, aby zachycovala boční síly a síly ve směru jízdy a v těchto směrech tedy neumožňovala pohyb nápravy, což je názorně vidět na pohledu shora. Pod pozicí 4 se skrývá těhlice, která je pevně spojena s nábojem kola, které je označeno pozicí 5. Osa označená pozicí 6 pak naznačuje kudy bude veden pohon v případě varianty hnací nápravy. V následující části budou rozebrány návrhy řešení jednotlivých částí nápravy.

4.1.1 Rám

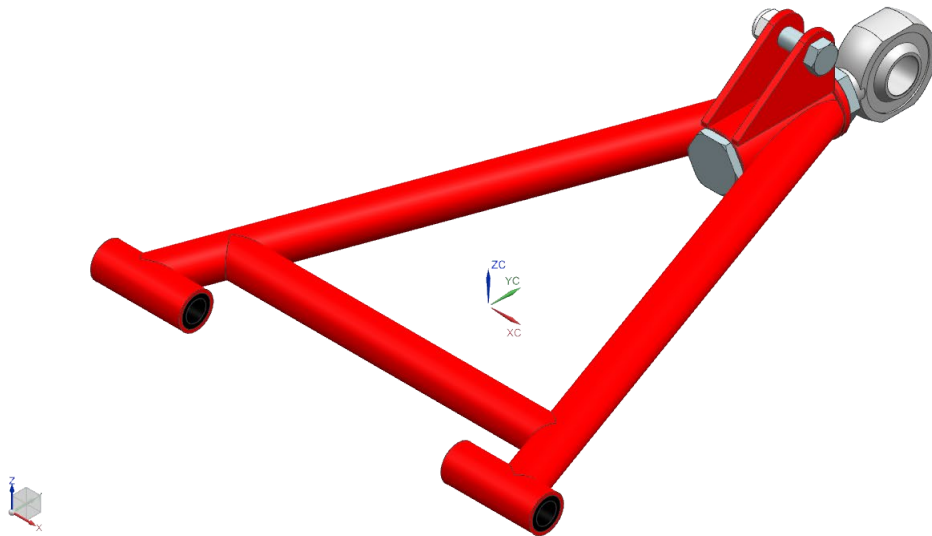
Těleso části nosného rámu je koncipováno jako svařenec z plechu. Řešení dalších částí rámu vozidla není předmětem této práce. Otočné upevnění ramen je zajištěno pomocí pásků s předvrtanými otvory, které vystupují z rámové konstrukce. Základní box rámu má pak po bocích otvory, kterými může být veden případný pohon nápravy a samozřejmě umožňuje řádné upevnění rozvodovky a celého pohonného ústrojí. Jako materiál rámu byla zvolena ocel s označením 11 523, která disponuje zaručenou svařitelností a dostatečnou pevností. CAD model rámu je na obrázku 4.2.



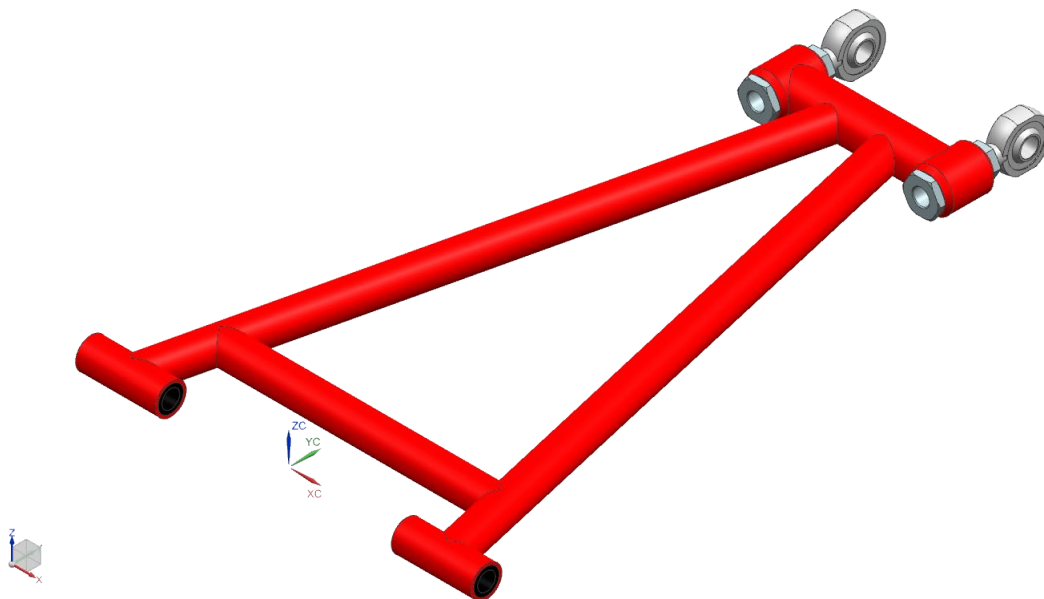
Obrázek 4.2 – CAD model části nosného rámu

4.1.2 Ramena zavěšení

Jak již bylo zmíněno výše, jedná se o dvě nestejně dlouhá ramena trojúhelníkového tvaru se vzpěrou, jejich tvar tedy připomíná písmeno A. Pro kusovou výrobu, či menší sérii je vhodné tento tvar vyrobit svařením z ocelových trubek. Pokud budeme vyrábět velkou sérii vozidel, čítající tisíce kusů, pak se vyplatí vyrobit ramena technologií lisování. Trubky jsou ze stejného materiálu jako rám, tedy z oceli 11 523. Ve finálním provedení je vhodné ramena povrchově ošetřit lakováním. Na rozdvojeném konci jsou obě ramena opatřena nalisovanými pryžovými pouzdry, zajišťující tlumení rázů přenášených do rámu přes klasické otočné čepy. Na opačném konci kratšího horního ramene (Obrázek 4.3) nalezneme jeden kloubový čep, který umožňuje jednak otočení ramene kolem osy čepu, ale také malé natočení do zbylých směrů. K delšímu spodnímu rameni (Obrázek 4.4) je těhlice připevněna dvěma takovými čepy. Tyto kloubové hlavice jsou nakupovanými komponenty. V tomto případě produkt SALKAC od společnosti SKF. K tělesu horního ramene jsou dále přivařeny dva plechy s otvory, do kterých je následně namontován lícovaný šroub pro spodní uložení tlumiče.



Obrázek 4.3 – CAD model horního ramene

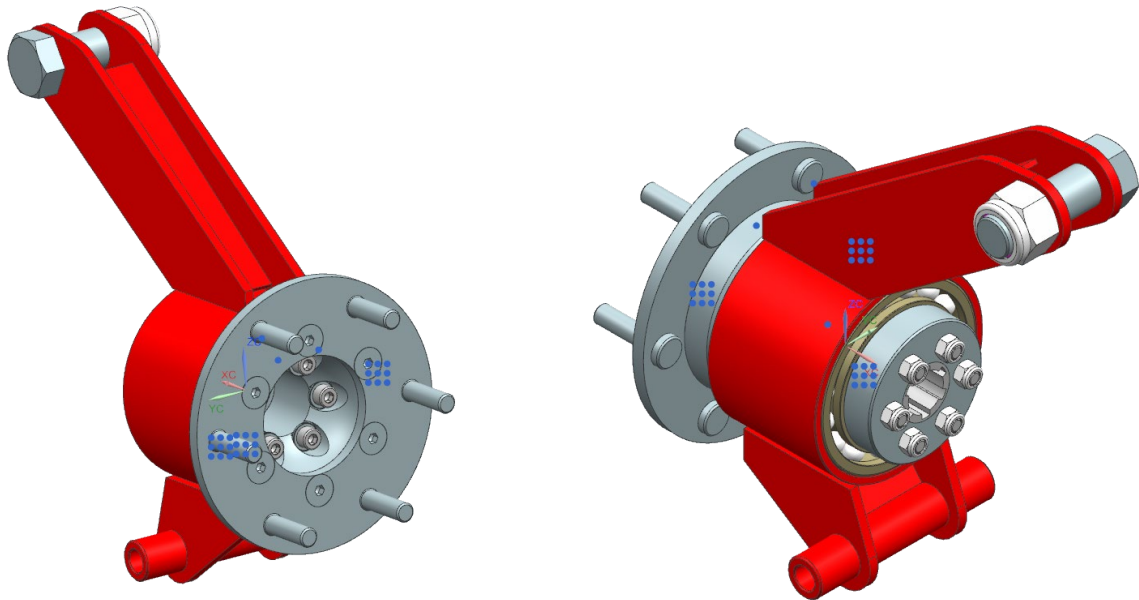


Obrázek 4.4 – CAD model spodního ramene

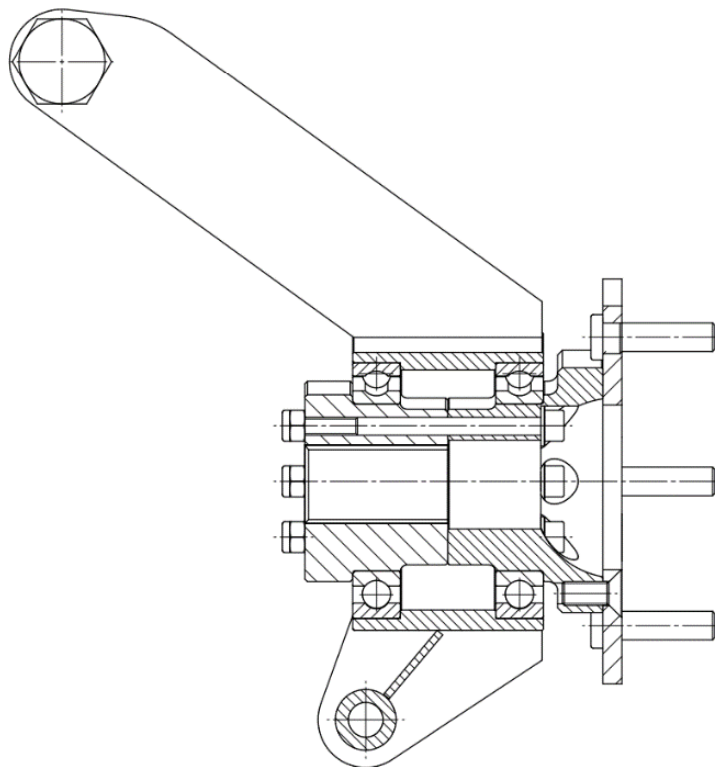
4.1.3 Těhlice s nábojem kola

Těhlice je opět svařovaný díl. Na obrázku 4.5 je zvýrazněna červenou barvou. Základní částí je kruhová součást, do které jsou svým vnějším průměrem vložena dvě ložiska, opět nakupovaná od společnosti SKF, stejně jako kloubové čepy. K této části náboje jsou přivařeny dva páry plátů. Horní pár disponuje otvory pro čep spojený s kloubovou hlavicí horního ramene. Připojení kloubových hlavic spodního ramene je řešeno pomocí šroubů, které se upevní v závitem opatřeném čepu. Tento čep je se spodním párem plátů spojen opět svarovým spojem. Náboj sestává ze dvou kruhových součástí, které po stažení šrouby vytvářejí opěru pro vnitřní

kroužky ložisek. K vnější části je upevněna ještě příruba s čepy pro upevnění kola. Hlavy šroubů spojujících jednotlivé části náboje jsou na vnější straně a jsou dotaženy maticemi z vnitřní strany náboje. Vnitřní průměr části náboje, která je směrem dovnitř, je pak opatřen drážkováním, přes které by byl přenášen výkon na kolo z kloubového hřídele v případě, kdy by byla náprava využita jako hnací. Sestava náboje s těhlicí je znázorněna v řezu na obrázku 4.6.



Obrázek 4.5 - CAD model těhlice s nábojem

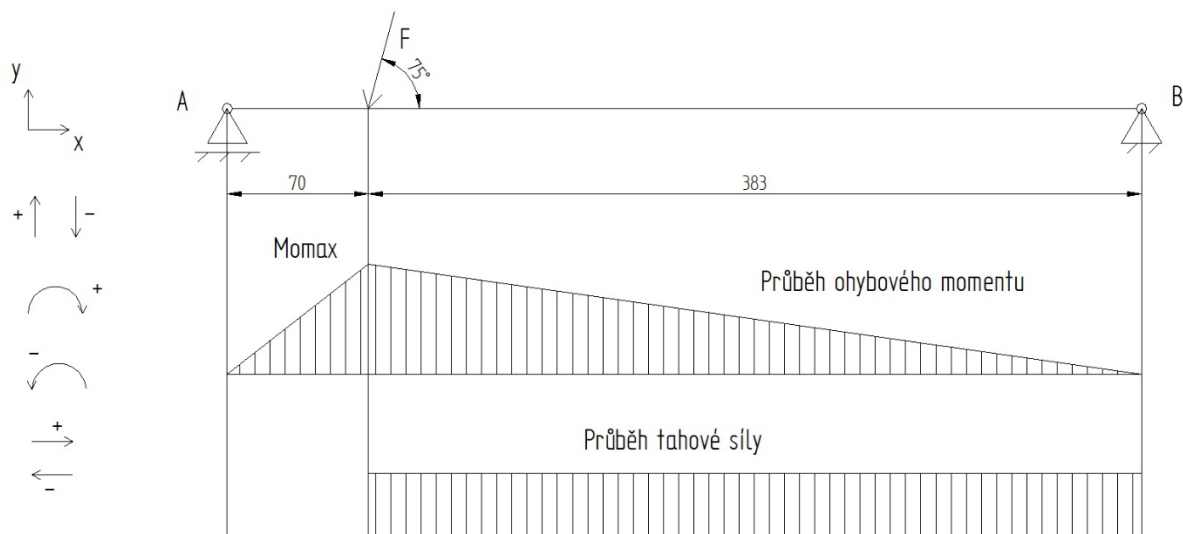


Obrázek 4.6 - Řez nábojem

4.2 Základní výpočtová kontrola navrženého zavěšení

Pro základní návrhový výpočet bylo uvažováno pouze statické zatížení od tíhy vozidla. Dynamika jízdy není předmětem této práce. Výpočtový model byl vytvořen pro situaci, kdy celá tíha vozidla působí pouze na jedno kolo. Základní hmotnost řešeného terénního vozidla se spalovacím motorem je 375 kg. Pro náš případ pak však byla uvažována i varianta, kdy bude mít vozidlo elektrický pohon a zdrojem energie budou akumulátory, které značně zvýší hmotnost vozila. Po dohodě s vedoucím práce byla tato celková hmotnost stanovena na 600 kg. Nejzatíženější částí sestavy zavěšení je bezpochyby horní rameno, na které je přes spodní uložení tlumiče převedena právě tíha vozidla. Pro jednoduchost výpočtu byl vytvořen idealizovaný výpočtový model, který vychází z předpokladu, že na rozdvojeném konci ramene budou obě uložení shodně zatížena, a těhlice je považována za nekonečně tuhou, díky čemuž bylo možné převést soustavu na jednoduchý nosník o dvou podporách, se silou působící v místě spodního uložení tlumiče pod úhlem 75° . Tento nosník je schematicky zobrazen na obrázku 4.7.

4.2.1 Kontrola navržené velikosti ramene



Obrázek 4.7 - Schéma nosníku pro výpočet

Výpočet síly F a její rozklad:

$$F = m \times g$$

$$F = 600 \times 9,81$$

$$F = 5886N$$

$$F_x = F \times \cos(75^\circ)$$

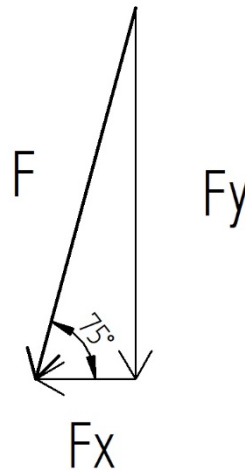
$$F_x = 5685,4 \times \cos(75^\circ)$$

$$F_x = 1523,4N$$

$$F_y = F \times \sin(75^\circ)$$

$$F_y = 5685,4 \times \sin(75^\circ)$$

$$F_y = 5685,4N$$



Obrázek 4.8 - Schéma rozložení sil

Rovnováha sil ve směru x:

$$\sum x = 0: R_{Bx} - F_x = 0$$

$$R_{Bx} = F_x$$

$$R_{Bx} = 1523,4N$$

Rovnováha momentů k bodu A:

$$\sum M_A = 0: F_y \times 70 - R_{By} \times (70 + 383) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_y \times 70}{70 + 383}$$

$$R_{By} = \frac{5685,4 \times 70}{453}$$

$$R_{By} = 878,5N$$

Rovnováha sil ve směru y:

$$\sum y = 0: R_{Ay} - F_y + R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = F_y - R_{By}$$

$$R_{Ay} = 5685,4 - 878,5$$

$$R_{Ay} = 4806,9N$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

Maximum ohybového momentu na nosníku se nachází v místě působení síly F.

$$M_{Omax} = R_{Ay} \times 70$$

$$M_{Omax} = 4806,9 \times 70$$

$$M_{Omax} = 336\,483\text{Nmm}$$

Průřezové charakteristiky nosníku:

Jako nosný průřez byla zvolena bezešvá ocelová trubka 28 x 2,5 ČSN 42 5715 – 11 523

Jelikož se rameno skládá ze dvou těchto trubek, je ve výpočtu napětí každá průřezová charakteristika vynásobena dvěma. Použité značky rozměrů vysvětluje obrázek *Obrázek 4.9*.

$$S = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4}$$

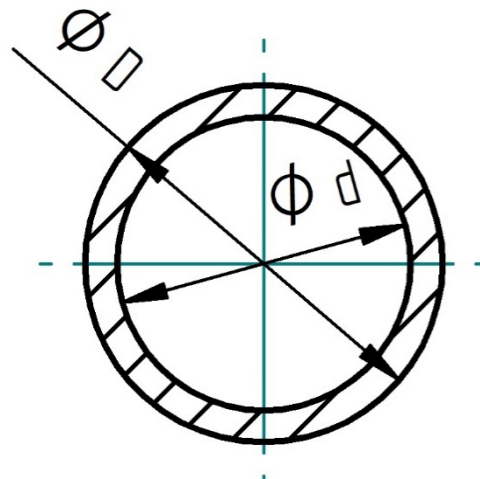
$$S = \frac{\pi \times (28^2 - 23^2)}{4}$$

$$S = 200,277\text{mm}^2$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{28^4 - 23^4}{28} \right)$$

$$W_o = 1173,942\text{mm}^3$$



Obrázek 4.9 - Schéma průřezu trubky

Výpočet tahového napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_x}{2 \times S}$$

$$\sigma_t = \frac{1523,4}{2 \times 200,277}$$

$$\sigma_t = 3,8\text{MPa}$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{2 \times W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{336\,483}{2 \times 1173,942}$$

$$\sigma_o = 143,3\text{MPa}$$

Výpočet celkového napětí:

Tah i ohyb jsou normálová napětí, pro výsledné celkové napětí je tedy stačí pouze sečíst.

$$\sigma_c = \sigma_o + \sigma_t$$

$$\sigma_c = 143,3 + 3,8$$

$$\sigma_c = 147,1 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti proti mezi kluzu:

Hodnota meze kluzu pro materiál 11 523 činí minimálně 300MPa.

$$k = \frac{\sigma_{K11523}}{\sigma_c}$$

$$k = \frac{300}{147,1}$$

$$k = 2,04$$

4.2.2 Kontrola v místě nejslabšího průřezu

Kritickým místem na nosníku je průřez závitu na čepu kloubové hlavice. V tomto místě působí pouze ohybové napětí. Vzdálenost kriického místa od osy uložení činí 39mm. Rozměr je možné dopočítat z hodnot výkresu přiloženého v kapitole níže.

Ohybový moment v kritickém místě:

$$M_{Okrit} = R_{Ay} \times 39$$

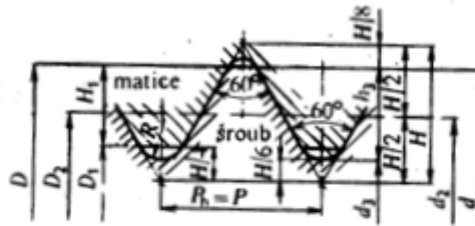
$$M_{Okrit} = 4806,9 \times 39$$

$$M_{Okrit} = 187\,469 \text{ Nmm}$$

Nosný průřez závitu:

Navržená kloubová hlavice SKF SALKAC 25 je na čepu opatřena závitem M24. Rozměry závitů jsou uvedeny v tabulce na obrázku 4.10. Pro tento výpočet jsou potřeba malý průměr šroubu d_3 a střední průměr závitu d_2 .

METRICKÉ ZÁVITY
VÝBĚR PRO ŠROUBY A MATICE



Rozměry v mm

Průměr závitu $d=D$	Závit s hrubou roztečí						Závit s jemnou roztečí					
	P	$d_2 = D_1$	d_3	D_1	R	A_s	P	$d_2 = D_1$	d_3	d_1	R	A_s
1	0,25	0,838	0,693	0,729	0,036	0,46						
1,2	0,25	1,038	0,893	0,929	0,036	0,73						
1,6	0,35	1,373	1,171	1,221	0,050	1,27						
2	0,4	1,740	1,509	1,567	0,058	2,07						
2,5	0,45	2,208	1,948	2,013	0,065	3,39						
3	0,5	2,675	2,387	2,459	0,072	5,03						
4	0,7	3,545	3,141	3,242	0,101	8,78						
5	0,8	4,480	4,019	4,134	0,115	14,2						
6	1	5,350	4,773	4,917	0,144	20,1						
8	1,25	7,188	6,466	6,647	0,180	36,6						
10	1,5	9,026	8,160	8,376	0,217	58,0						
12	1,75	10,863	9,853	10,106	0,253	84,3						
(14)	2	12,701	11,546	11,835	0,289	115						
16	2	14,701	13,546	13,835	0,289	157						
20	2,5	18,376	16,933	17,294	0,361	245						
24	3	22,051	20,319	20,752	0,433	353						
30	3,5	27,727	25,706	26,211	0,505	561						
36	4	33,402	31,093	31,670	0,577	817						
42	4,5	39,077	36,479	37,129	0,650	1 121						
48	5	44,752	41,866	42,587	0,722	1 473						
56	5,5	52,428	49,253	50,046	0,794	2 030						
64	6	60,103	56,639	57,505	0,866	2 520						
72	6	68,103	64,639	65,505	0,866	3 460						
80	6	76,103	72,639	73,505	0,866	4 344						
90	6	86,103	82,639	83,505	0,866	5 591						
100	6	96,103	92,639	93,505	0,866	6 995						
							1	7,350	6,773	6,917	0,144	39,2
							1,25	9,188	8,466	8,647	0,180	61,2
							1,25	11,188	10,466	10,647	0,180	92,1
							1,5	13,026	12,160	12,376	0,217	125
							1,5	15,026	14,160	14,376	0,217	167
							1,5	19,026	18,160	18,376	0,217	272
							2	22,701	21,546	21,835	0,289	384
							2	28,701	27,546	27,835	0,289	621
							3	34,051	32,319	32,752	0,433	865
							3	40,051	38,319	38,752	0,433	1 206
							3	46,051	44,319	44,752	0,433	1 604
							4	53,402	51,093	51,670	0,577	2 144
							4	61,402	59,093	59,670	0,577	2 851
							4	69,402	67,093	67,670	0,577	3 658
							4	77,402	75,093	75,670	0,577	4 566
							4	87,402	85,093	85,670	0,577	5 842
							4	97,402	95,093	95,670	0,577	7 276

Obrázek 4.10 - Rozměry metrických závitů [3]

Výpočtový průměr:

$$d_n = \frac{d_3 + d_2}{2}$$

$$d_n = \frac{20,319 + 22,051}{2}$$

$$d_n = 21,185\text{mm}$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{On} = \frac{\pi}{32} \times d_n^3$$

$$W_{On} = \frac{\pi}{32} \times 21,185^3$$

$$W_{On} = 933,438\text{mm}^3$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{Okrit} = \frac{M_{Okrit}}{W_{On}}$$

$$\sigma_{Okrit} = \frac{187\,469}{933,438}$$

$$\sigma_{Okrit} = 200,84\text{MPa}$$

Kontrola bezpečnosti v kritickém průřezu:

Materiál ocelové části kloubové hlavice, a tedy i závitového čepu je 12 060 s uváděnou mezí kluzu v hodnotě 420MPa.

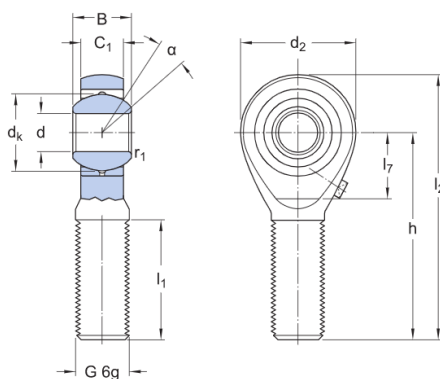
$$k_{krit} = \frac{\sigma_{K12060}}{\sigma_{Okrit}}$$

$$k_{krit} = \frac{420}{200,84}$$

$$k_{krit} = 2,09$$

4.2.3 Kontrola kloubové hlavice na otláčení

Jelikož v místě vnějšího uložení horního ramene působí poměrně velká svislá reakční síla R_{Ay} , která vyvolává kontaktní tlaky, je vhodné provést kontrolu bronzového pouzdra hlavice na otláčení. Z obrázku 4.11 jsou pro tento případ zásadní rozměry průměru oka „d“ a jeho šířka „B“.



ROZMĚRY

d	25 mm	Průměr díry
d ₂	max. 61 mm	Průměr hlavy
B	31 mm	Šířka vnitřního kroužku
G	M 24x2	Závit
C ₁	max. 23 mm	Šířka hlavy
h	94 mm	Výška bočního čela dříku – střed oka kloubové hlavice
α	15 °	Úhel naklopení
d _k	42.8 mm	Průměr oběžné dráhy vnitřního kroužku
l ₁	min. 55 mm	Délka závitů
l ₂	max. 127 mm	Délka (výška) tělesa
r ₁	min. 0.3 mm	Hodnota sražení hran díry

Obrázek 4.11 - Výkres kloubové hlavice SKF SALKAC 25 s rozměry

Stanovení průřezu:

$$S_{kont} = B \times d$$

$$S_{kont} = 31 \times 25$$

$$S_{kont} = 775mm$$

Kontaktní tlak:

$$p_{kont} = \frac{R_{Ay}}{S_{kont}}$$

$$p_{kont} = \frac{4806,9}{775}$$

$$p_{kont} = 6,2MPa$$

Kontrola bezpečnosti na otláčení:

Kluzné pouzdro umožňující natočení čepu je vyrobeno z bronzu, který disponuje dovoleným kontaktním tlakem 20MPa.

$$k_p = \frac{p_D}{p_{kont}}$$

$$k_p = \frac{20}{6,2}$$

$$k_p = 3,23$$

4.2.4 Závěr výpočtové kontroly

Z vypočtených hodnot vyplývá, že ve všech místech je bezpečnost proti mezi kluzu daných materiálů vyšší než 2, v případě kontaktního tlaku dokonce vyšší než 3. Můžeme tedy vyvodit závěr, že konstrukce je navržena správně, a i v nejvíce zatížených místech odolá danému statickému zatížení. Ověření tohoto tvrzení bude provedeno v následující kapitole pomocí počítačové simulace metodou konečných prvků.

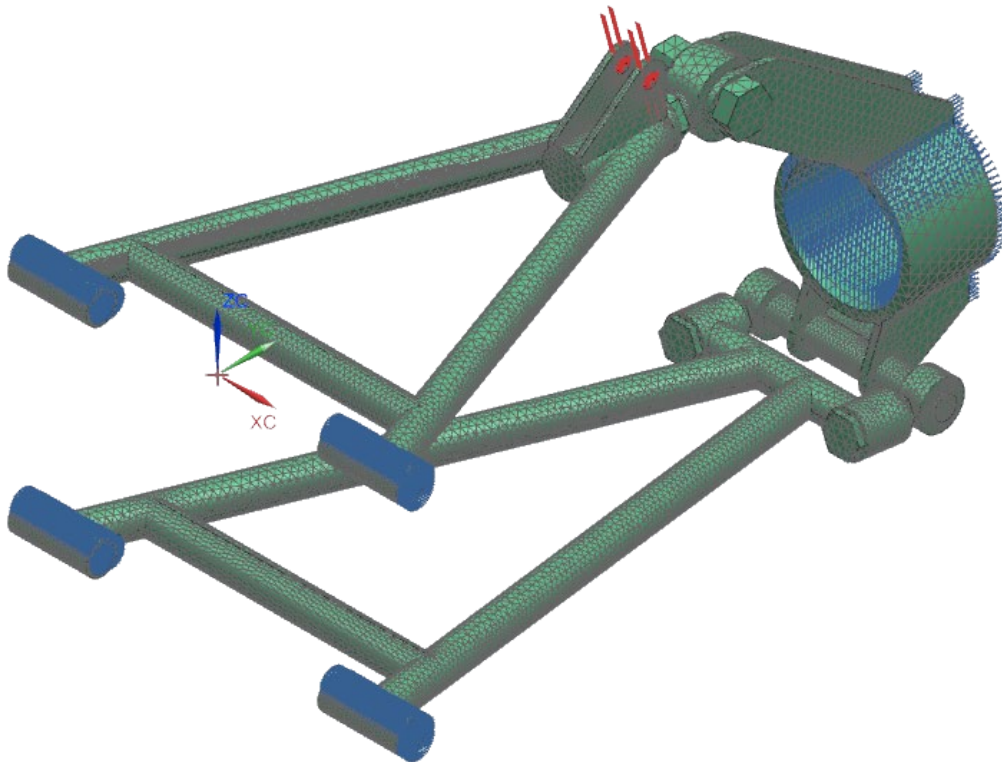
Hlavní navržené rozměry a materiály:

Svařence ramen – bežešvá ocelová trubka 28 x 2,5 ČSN 42 5715 – 11 523

Kloubová hlavice horního ramene – SKF SALKAC 25 se závitovým čepem M24

4.3 Pevnostní analýza MKP

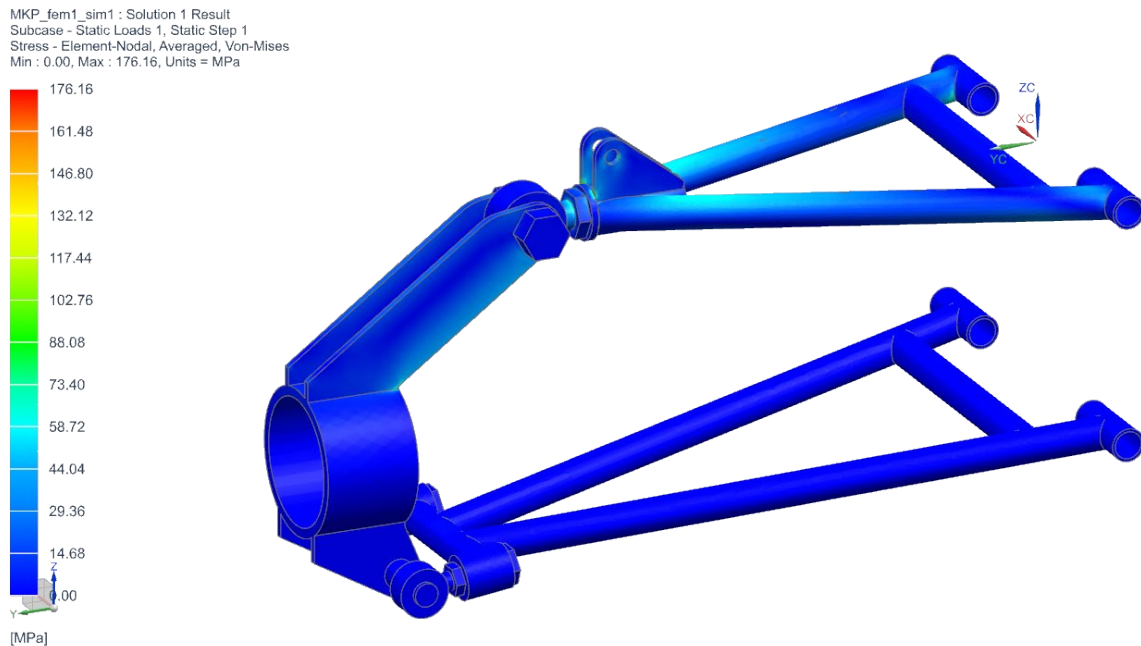
Simulace byla vytvořena pomocí modulu NX Nastran. Do pevnostní analýzy byla zahrnuta pouze ramena s těhlicí, jakožto nejvíce zatížené součásti sestavy. Zanedbáním některých osazení a menších hran vznikl idealizovaný model pro snazší zasítování a zkrácení doby výpočtu. Síť byla zvolena 3D tetrahedrální s uzly i v polovině stěn elementů CTETRA 10 o velikosti elementu 10mm. Stejně jako u výpočtové kontroly bylo uvažováno pouze statické zatížení od celé tíhy vozidla. Na obrázku 4.12 můžeme vidět, že síla o velikosti 5886 N pod úhlem 75° má působiště v otvorech pro uchycení tlumiče s pružinou. Takto zasítovaný model byl podepřen vazbami v uložení ramen v části nosného rámu a ve vnitřním průměru těhlice, kde byl zanedbán náboj.



Obrázek 4.12 - Zasítovaný model s vazbami a zatížením

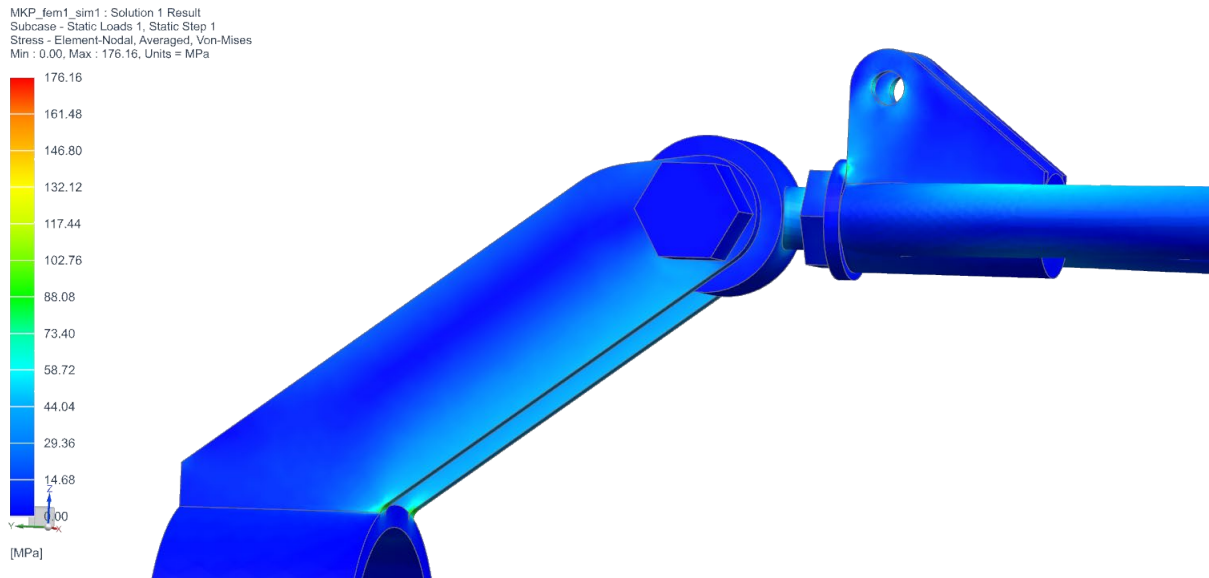
4.3.1 Výsledné napětí

Výsledky nodální napěťové analýzy získané metodou Von-Mises jsou graficky zobrazeny na obrázku 4.13. Pro zpřesnění byly výsledky zprůměrovány. Nejvyšší hodnota napětí 176,16MPa vznikla v místě vrubu uměle vytvořeného v modelu mezi deskami s otvory pro čep tlumiče a osazením na silné trubce horního ramene. Ve skutečnosti bude v tomto místě svár. Tím dojde k eliminaci vrubu a snížení napětí. I přesto je toto napětí proti mezi kluzu 300MPa vyhovující.



Obrázek 4.13 - Výsledky pevnostní analýzy

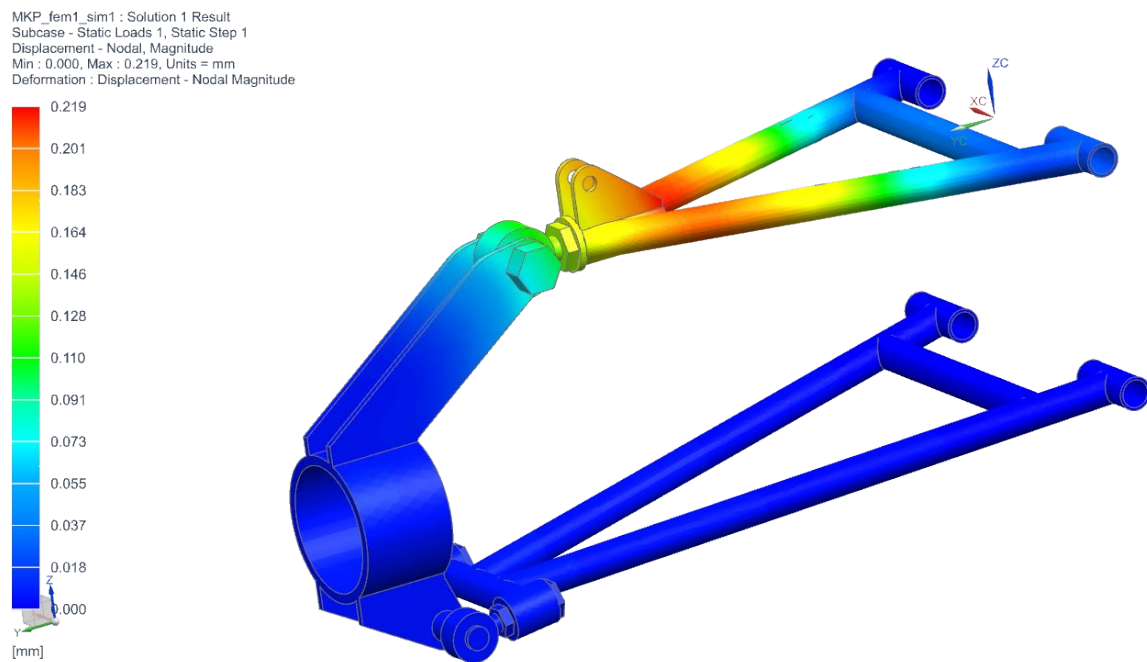
Podstatné hodnoty se nachází v kritických místech, kontrolovaných v kapitole 4.2. V místě nejslabšího průřezu – na čepu kloubové hlavice je napětí 82,66MPa. Mez kluzu materiálu 12 060, ze kterého je čep vyroben je 420MPa. Pokud prozkoumáme oblast dvou ramen, nalezneme nejvyšší napětí 58,34MPa. Trubky ramen jsou z materiálu 11 523 s mezí kluzu 300MPa. Další kritické místo se nachází na těhlice a je patrné na obrázku 4.14. Napětí zde dosahuje hodnoty 97,42MPa. Těhlice je stejně jako rameno svařena z oceli 11 523, jejíž mez kluzu je 300MPa.



Obrázek 4.14 - Kritická místa s nejvyššími hodnotami napětí

4.3.2 Výsledná deformace

Zajímavým výsledkem pevnostní analýzy je též deformace na zkoumaném modelu. Z obrázku 4.15 je patrné, že k největšímu průhybu dojde na nosných trubkách horního ramene. Maximum této hodnoty je 0,219mm.



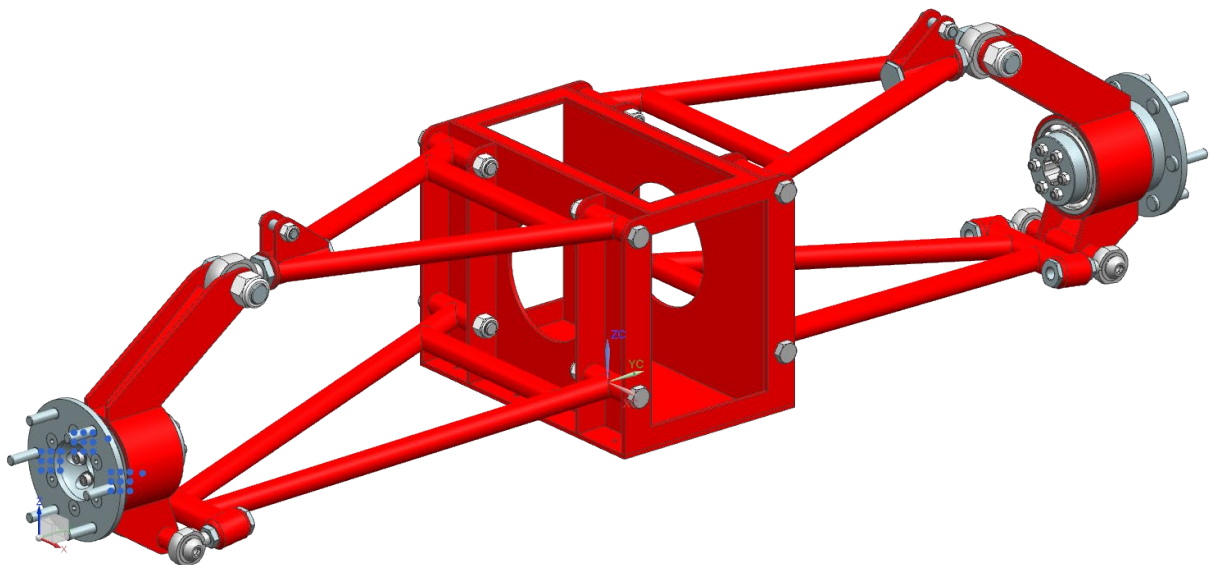
Obrázek 4.15 - Grafické vyobrazení hodnoty deformace

4.3.3 Zhodnocení výsledků pevnostní analýzy

Výsledná napětí zjištěná pomocí MKP jsou v porovnání s příčnými mezemi kluzu daných materiálů více než trojnásobně menší. Jedinou výjimkou je místo vrubu na horním rameni, kde však vychází nereálné hodnoty napětí. Porovnáme-li tato napětí s výsledky v kapitole 4.2, vyjde najevo, že jsou dokonce nižší než hodnoty získané idealizovaným výpočtem a bezpečnost je tedy ještě vyšší než vypočtená. Pevnostní analýza tedy potvrdila správnost tvrzení, že konstrukce je dostatečně dimenzovaná.

4.4 Finální návrh zavěšení

Na obrázku 4.16 je zobrazena finální konstrukce sestavy zavěšení. Svařované díly (nosná část rámu, ramena a těhlice) jsou zvýrazněny červeně. Funkčnost takto zkonstruované nápravy byla ověřena výpočty a měla by bez problémů odolat statickému zatížení při použití jakéhokoli pohonu lehkého terénního vozidla. Při samotné montáži je pak nutné doplnit sestavu tlumiči s pružinami, na jejichž připevnění jsou připraveny čepy na horním rameni. Dále je pak samozřejmě třeba zavěšení osadit koly a pneumatikami. Posledním úkonem je pak upevnění samotné části nosného rámu zavěšení na rám vozidla, a to buď pomocí šroubových spojů do předvrtaných děr, či pomocí svarového spoje. V hnací variantě je pak ještě potřeba ustavit pohon a spojit jej s drážkováním v nábojích kol.



Obrázek 4.16 - CAD model sestavy zavěšení

5 Závěr

Tato bakalářská práce měla za cíl navrhnout zadní hnanou nápravu pro lehké terénní vozidlo. Po získání informací v úvodní rešeršní části byla díky celkové vhodnosti pro jízdu v terénu zvolena jako varianta řešení lichoběžníková náprava. Tato varianta může být zkonstruována i jako hnací a tím se otevřela cesta ke konstrukci modulární nápravy. Ta je sice v základním návrhu bez pohonného ústrojí, ale část nosného rámu je upravena tak, aby jej do ní bylo možné přidat. Náboje jsou pak opatřeny drážkováním, do kterého může být zasazen konec kloubového hřídele. Náprava tak může fungovat v obou režimech.

V koncepčním návrhu bylo stanoveno, že rám zavěšení, ramena a těhlice budou vyráběny technologií svařování, což je výhodné vzhledem k tomu, že náprava nebude vyráběna ve velkých sériích. Jako materiál těchto součástí byla zvolena ocel 11 523 se zaručenou svařitelností. Dále bylo určeno, že ložiska a kloubové hlavice budou nakupovanými komponenty od společnosti SKF. V této části byly též vytvořeny CAD modely součástí pomocí softwaru NX.

Základní výpočtová kontrola zahrnovala statické zatížení od vlastní tíhy vozidla. Zlepšením oproti klasické koncepci je fakt, že bylo počítáno s hmotností vozidla, které obsahuje elektromotor a lithium-iontové akumulátory. Vozidlo, které bude na této nápravě zavěšeno, tak může být vybaveno buď spalovacím motorem nebo mít elektrický pohon. V této části byla zkontrolována kritická místa na nejzatíženější části sestavy zavěšení, tedy na horním rameni. Ověření tohoto výpočtu a pevnostní analýza celé konstrukce byly provedeny pomocí MKP řešiče NX Nastran. Obě tyto metody potvrdily, že konstrukce disponuje dostatečnou bezpečností a mohl tedy být zkonstruován finální návrh nápravy.

Na této práci lze dále stavět zohledněním dynamiky jízdy, návrhem pohonného ústrojí se spalovacím motorem, či elektromotorem, či rámu vozidla a jeho zbylých částí.

V návrhu bylo bráno zřetel na základní požadavky, jakými jsou pro lehké terénní vozidlo jako buggy zejména nízká hmotnost, mechanická odolnost a variabilita. Dále je při jízdě terénem důležité udržení stálého styku kola s povrchem, a naopak není kladen důraz na cestovní pohodlí řidiče, jelikož se jedná o vozidlo určené především pro zábavu.

6 Seznam použité literatury.

6.1 Knižní publikace

- [1] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J. *Automobily: Podvozky*, Avid, spol. s.r.o., Brno 2009. ISBN 978-80-87143-11-7
- [2] VLK, F., *Podvozky motorových vozidel*, Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, Brno 2006. ISBN 80-239-6464-X
- [3] VÁVRA, P. a kol., *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*, SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha 1983.

6.2 Internetové publikace

- [4] Schéma tuhé nápravy a její vlastnosti [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/tuha-naprava/>
- [5] Schéma lichoběžníkové nápravy a její vlastnosti [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [6] Schéma nápravy McPherson a její vlastnosti [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
- [7] Schéma více prvkové nápravy a její vlastnosti [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/>
- [8] Schéma kyvadlové úhlové nápravy a její vlastnosti [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/kyvadlova-uhlova-naprava/>
- [9] Schéma klikové nápravy a její vlastnosti [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1482>
- [10] Geometrie zavěšení kol včetně obrázků [online]. [cit. 2022-2-2]. Dostupné z: <http://www.autoznanosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/40-geometriezavesenikol.html>
- [11] Suspension geometry (geometrie zavěšení) [online]. [cit. 2022-2-22]. Dostupné z: <https://low-offset.com/workshop/car-suspension-geometry-explained/>
- [12] Kloubová hlavice s vnějším závitem SKF SALKAC 25 [online]. [cit. 2022-5-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-SALKAC%2025%20M?system=metric>
- [13] CAD model a rozměry ložiska 6015 [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6015>
- [14] CAD model ISO 7380-1 [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/cs/product/hexagon-socket-button-head-screw-iso73801-m10-x-30-a2070?Product=10-12062013-097764&PartNumber=ISO7380-1%20-%20d%20M10%20x%20l%2030%20-%20A2-070>
- [15] CAD model DIN 982 [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: https://b2b.partcommunity.com/3d-cad-models/sso?info=wuerth%2Fverbindungselemente%2Fmuttern%2Fsechskantmuttern%2Fsechskantmutter_sbh_hohe_form%2Fdin_982_a4.prj

[16] CAD model DIN 7991 [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/cs/product/din-hexagon-socket-countersunk-head-cap-screw-din-7991-m10-x-25-88?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01001013001003&Product=10-11062001-206839&PartNumber=DIN%207991%20-%20d%20M10%20x%201%2025%20-%208>

[17] CAD model SKF SALKAC 16 M [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/us/products/plain-bearings/spherical-plain-bearings-rod-ends/rod-ends/productid-SALKAC%2016%20M>

[18] CAD model DIN 912 [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: https://b2b.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/din-912-hexagon-socket-head-cap-screws-fabory?info=fabory%2F2_socket_products_and_set_screws%2Fdin_912.prj&cwid=9604

[19] CAD model DIN 931 [online]. [cit. 2022-5-17]. Dostupné z: https://b2b.partcommunity.com/3d-cad-models/sso/din-931-iso-4014-a4-hexagon-set-screws-with-shank-product-classes-a-and-b-wuerth?info=wuerth%2Fverbindungselemente%2Fschrauben_metrisch_zoll%2Fschrauben_sechskantkopf%2Fschraube_sechskantkopf_bb%2Fdin_931_bb_a4.prj&cwid=3098