Pevnostní analýza těhlice soutěžního vozu

Analysis of the Sportscar Upright

Bakalářská práce

Studijní program:	B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce:	Ing. Michal Vašíček Ph.D.

Václav Průcha

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Pevnostní analýza těhlice soutěžního vozu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Michala Vašíčka Ph.D, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze dne 8.6.2017 Václav Průcha

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této práce Ing. Michalu Vašíčkovi Ph.D. za cenné rady, strávený čas a ochotu při vytváření této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat Bc. Lukáši Pacoňovi za pomoc a ochotu při získávání potřebných informací o voze CTU CarTech FS 0.6.

Anotační list

Jméno autora:	Václav Průcha
Název BP:	Pevnostní analýza těhlice soutěžního vozu
Anglický název:	Analysis of the Sportscar Upright
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Michal Vašíček Ph.D.
Konzultant:	-
Bibliografické údaje:	počet stran 50
	počet obrázků 37
	počet tabulek 1
	počet příloh 1

Klíčová slova: CTU Cartech, Formula Student, těhlice, pevnostní analýza, MKP

Keywords: CTU Cartech, Formula Student, upright, strength analysis, FEM

Anotace: V této práci jsem provedl silový rozbor zatížení přední těhlice vozu CTU Cartech FS.06. Následně jsem vytvořil MKP model této těhlice a provedl tuhostní a pevnostní analýzu. Vyhodnotil jsem výsledky a navrhnul úpravy konstrukce dílu.

Abstract: In this paper I performed a load analysis of the CTU Cartech FS.06 front upright. Then I created a FEM model of the upright and I made a strength analysis. Finally I evaluated the results obtained and suggested some possible modifications of the part design.

Obsah

1 Úvod - Zavěšení kol ... 1
2 Cíle práce ... 2
3 Druhy zavěšení kol ... 3
3.1 Tuhá náprava ... 3
3.2 Nezávislé zavěšení kol ... 5
3.2.1 Lichoběžníková náprava ... 5
3.2.2 Náprava McPherson ... 8
3.2.3 Kyvadlová úhlová náprava ... 10
3.2.4 Kliková náprava ... 10
3.2.5 Kliková náprava s propojenými rameny ... 11
3.2.6 Výkyvná polonáprava ... 12
3.2.7 Víceprvková náprava ... 13
4 Souřadnicové systémy ... 14
4.1 Zemní souřadnicový systém ... 14
4.2 Vozidlový souřadnicový systém ... 14
5 Uložení kola ... 15
5.1 Zatížení uložení ... 15
5.2 Způsoby uložení ... 16
5.2.1 Uložení na mostě ... 16
5.2.2 Letmé uložení ... 16
5.2.3 Pololetmé uložení ... 16
6 Materiál těhlice ... 17
7 Vypočet sil působících na kolo ... 18
7.1 Tíhová síla ... 18
7.2 Hnací síla ... 19
7.3 Brzdná síla ... 19
7.4 Síla od brzdového třmenu ... 20
7.5 Odstředivá síla ... 21
8 MKP model těhlice ... 23
8.1.1 Geometrické okrajové podmínky ... 23
8.1.2 Silové okrajové podmínky ... 24

8.1.3 Síťování ... 25
8.1.4 Výpočet ... 25
9 Výsledky analýzy ... 26
9.1 Přímá jízda ... 26
9.2 Průjezd zatáčkou ... 27
9.3 Brzdění ... 28
9.4 Brzdění v zatáčce ... 29
10 Závěr ... 30
10.1 Zdroje nepřesností ... 30
10.2 Návrh úpravy geometrie součásti ... 30
10.3 Další pokračování ... 30
Seznam použitých zdrojů ... 31
Seznam obrázků ... 32
Seznam použitých veličin a jednotek ... 34
Příloha 1 - podrobné výsledky analýzy ... 36

1 Úvod - Zavěšení kol

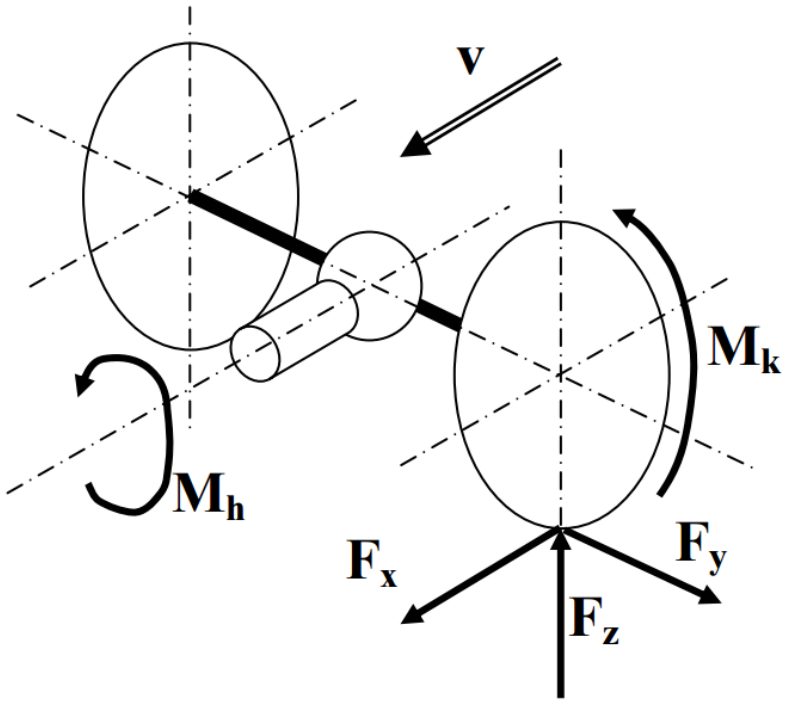
Pojem zavěšení kol je definován jako způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla.

Funkce zavěšení kola:

Umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu potřebný z hlediska odpružení a eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola).

Přenáší síly a momenty mezi kolem a karoserií (viz obr. 1.1)

- svislé (zatížení vozidla)
- podélné (hnací a brzdné síly)
- příčné (odstředivé síly)
- momenty podélných sil (hnací a brzdný moment)



-

Obr. 1.1 - Síly a momenty mezi kolem a karoserií (1)

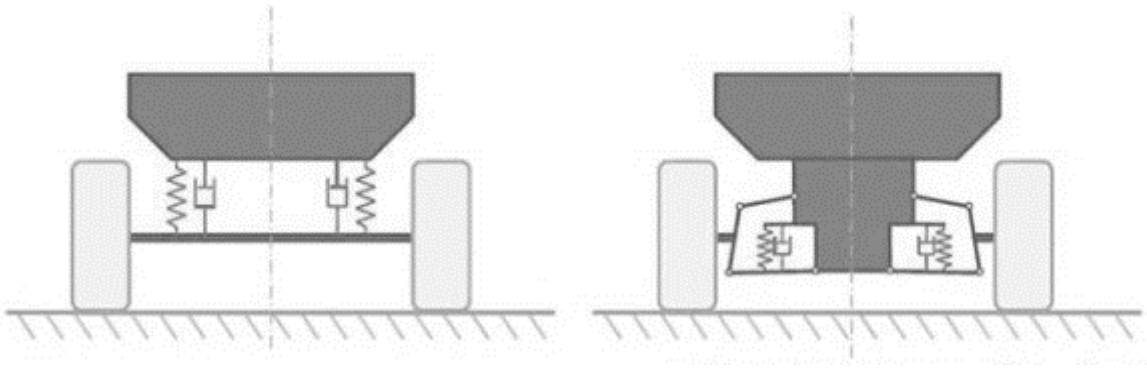
2 Cíle práce

Cíle této bakalářské práce:

- udělat silový rozbor přední těhlice vozu CTU Cartech FS.06
- vytvořit MKP model tohoto dílu
- analyzovat tuhost a pevnost ve zvolených zátěžných stavech
- výsledky analýzy kriticky zhodnotit a navrhnout případná řešení problematických míst

3 Druhy zavěšení kol

- závislé zavěšení (tuhá náprava)
- nezávislé zavěšení



Obr. 3.1 - Tuhá náprava (vlevo), nezávislé zavěšení (vpravo) (2)

3.1 Tuhá náprava

Nejstarší dnes stále užívaný druh zavěšení kol. Používá se především pro zadní nápravy osobních i užitkových automobilů.

Zavěšení tuhé nápravy musí splňovat tři požadavky:

- vedení tuhé nápravy
- odpružení
- tlumení (třením)

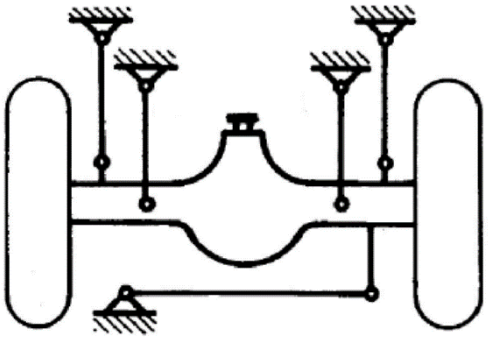
Dříve byla pro zavěšení tuhé nápravy osobních i nákladních automobilů používána listová pera, která dokážou splnit všechny tři požadavky. S postupem času vzrůstaly požadavky na pohodlí cestujících, a tak byla používána dlouhá listová pera s malým počtem listů. Dlouhé listové pružiny jsou ale bočně poddajné → horší držení vozidla v zatáčkách. Dalším důsledkem použití měkkých listových pružin je tzv. „S“ ráz, kdy při přenosu brzdného nebo hnacího momentu vzniká výrazné přídavné ohybové namáhání. Tímto krokem se také sníží schopnost tlumení v důsledku snížení tření, to pak není dostatečné pro vyšší jízdní rychlost, a tak je nutné použít přídavné hydraulické tlumiče. (3)

Dále již samotné listové pružiny nebyly schopny vyhovět zvyšujícím se nárokům, a tak došlo k rozdělení požadavků na zavěšení tuhé nápravy na jednotlivé konstrukční díly. Listové pružiny byly tedy dále využívány hlavně pro odpružení tuhé nápravy a dnes už se prakticky používají pouze pro těžší nákladní automobily. U osobních a lehčích nákladních automobilů byly nahrazeny šroubovými pružinami. Pro vedení nápravy v bočním a podélném směru se používají některé z těchto způsobů:

1) Čtyři podélná před nápravou umístěná ramena a jedno příčné (tzv. Panhardská tyč). Ramena musí být uložena jako kulové klouby, v praxi realizováno pryžovým uložením.

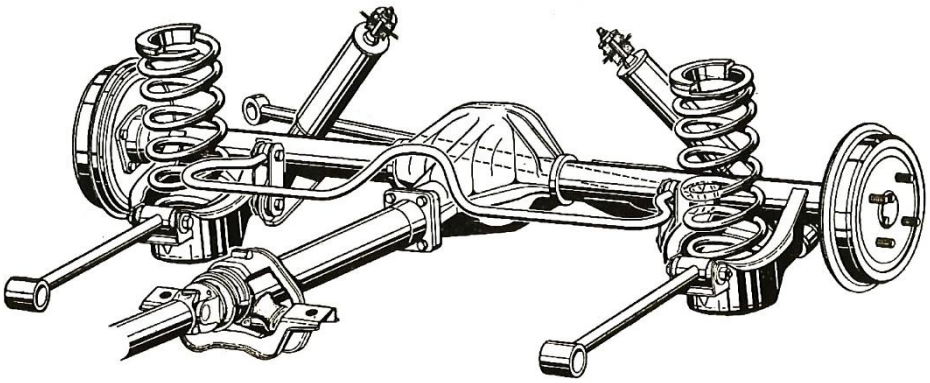
Panhardská tyč způsobuje při svislých pohybech mezi podvozkem a karoserií také boční posunutí a s ním spojené boční kmitání nástavby. Pro snížení tohoto kmitání musí být tato tyč co nejdelší a vodorovně uspořádaná.

2) Dvě podélná ramena umístěná před nápravou, dvě za nápravou a Panhardská tyč. Dvojice před a za nápravou umístěných podélných ramen vytváří tzv. Wattův přímovod. Ten se také využívá pro příčné vedení. Oproti předchozímu řešení je výhodou, že nedochází k bočnímu posunutí.
3) Dvě podélná vlečná ramena a střední trojúhelníkové rameno.



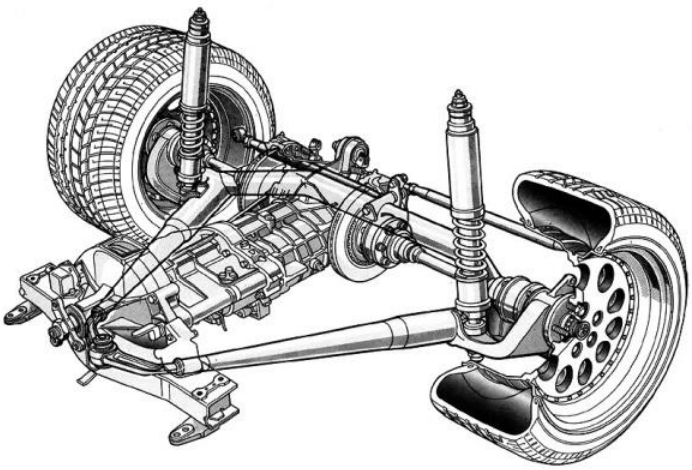
Obr. 3.2 - Schéma tuhé nápravy vedené dvěma páry podélných ramen a jedním příčným (3)

4) Ojnicové vedení doplněné o Panhardskou tyč nebo Wattův přímovod. Oproti předcházejícím řešení zavěšení tuhé nápravy dokáže eliminovat předklánění karoserie při brždění, resp. zaklánění při akceleraci vozidla.



Obr. 3.3 - Tuhá zadní náprava vozu Opel Record E - ojnicové vedení a Panharská tyč (4)

5) Náprava De-Dion má oproti ostatním provedením nižší hmotnost neodpružených částí, díky oddělení pohonu z mostu nápravy a jeho připevnění ke karoserii. Dalšího snížení neodpružených hmot lze dosáhnout umístěním brzd hned u rozvodovky. I přes zmenšenou hmotnost nápravy zůstává hlavní nevýhoda tuhé nápravy, a to třepetání. Navíc je tento druh zavěšení podstatně nákladnější. Náprava De-Dion vyžaduje, na rozdíl od normální tuhé nápravy, také kloubové hnací hřídele kol s možností osového posuvu.



Obr. 3.4 - náprava De Dion (5)

3.2 Nezávislé zavěšení kol

U nezávislého zavěšení kol již nejsou pohyby pravých a levých kol přímo vázány jako u tuhé nápravy, ale jen nepřímo přes karoserii. Proto zde nemůže nastat třepetání.

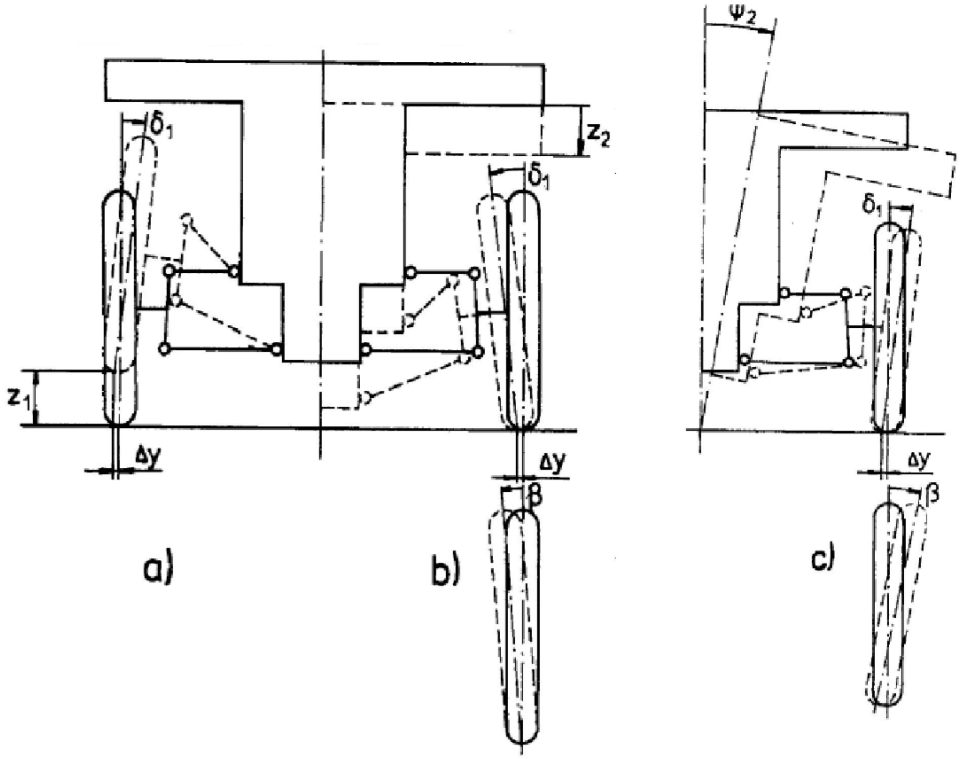
V současnosti používané druhy nezávislého zavěšení náprav:

3.2.1 Lichoběžníková náprava

Užívá se především pro přední nápravy nejen osobních automobilů (hnací i hnané). Lichoběžníkové zavěšení je realizováno pomocí dvou trojúhelníkových příčných ramen, přičemž horní rameno je zpravidla kratší (kvůli uložení motoru). Prostřednictvím těchto ramen jsou kola v pružných pouzdrech zavěšena k nápravnici, rámu, případně skříni rozvodovky. Vhodnou volbou vzájemného poměru délky obou ramen lze dosáhnout velmi příznivé kinematiky. Lichoběžníková náprava je vhodná jako řídící a zároveň může být použita i jako hnací. (6)

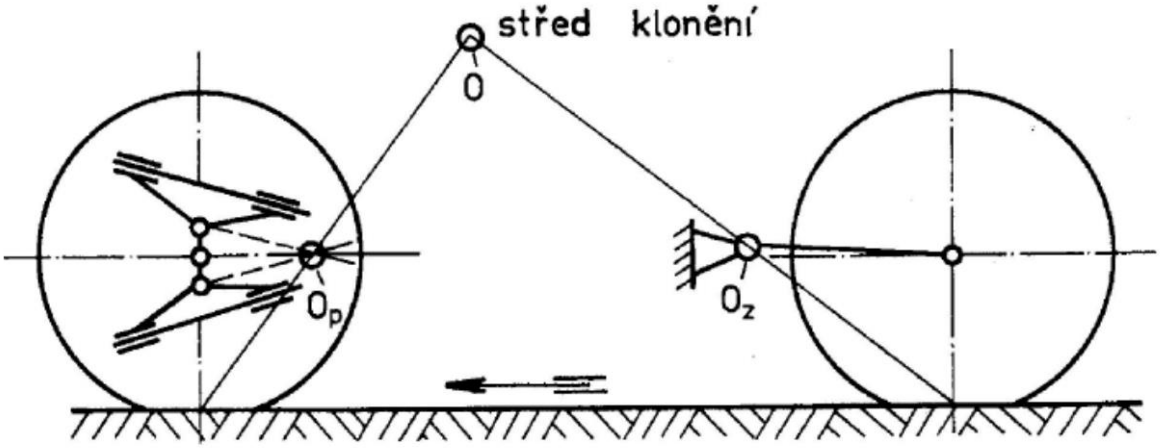
Při propružení kola z_1 vůči nehybné karoserii, resp. karoserie z_2 vůči pevnému kolu, dochází ke změně odklonu kol δ_1, bočním posuvům kola Δy a samořízení β. Kinematické změny změny veličin δ_1, Δy a β jsou způsobeny také při naklopení Ψ. (3)

Výhodou lichoběžníkových ramen je, že polohou ramen lze určit jak výšku středu klopení, tak vyšku středu klonění. Okamžitý střed klonění kola je myšlený bod, který je pevně spojen s karoserií a kolem něhož se kolo při svém propružení otáčí v podélné rovině. Střed klonění nápravy leží v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou symetrie vozidla a procházející dotykovým bodem pneumativy s vozovkou.



Obr. 3.5 - Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy: a) propružení kola; b) propružení karoserie; c) klopení karoserie a kola (3)

Na obr. 3.6 je znázorněna poloha středu klonění O_p pro přední lichoběžníkovou nápravu a středu klonění O_z pro zadní klikovou nápravu. Aby při brzdění nevnikalo předklánění (při rozjezdu zaklánění), musí ležet střed klonění karoserie ve výšce těžiště vozidla. Při brzdění pak setrvačná síla $m.\ddot{y}$ nevytváří žádný moment vzhledem ke středu otáčení karoserie a nevznikne předklánění. K tomu je nutné zešikmení podélných os uložení trojúhelníkových ramen (viz obr. 3.6).

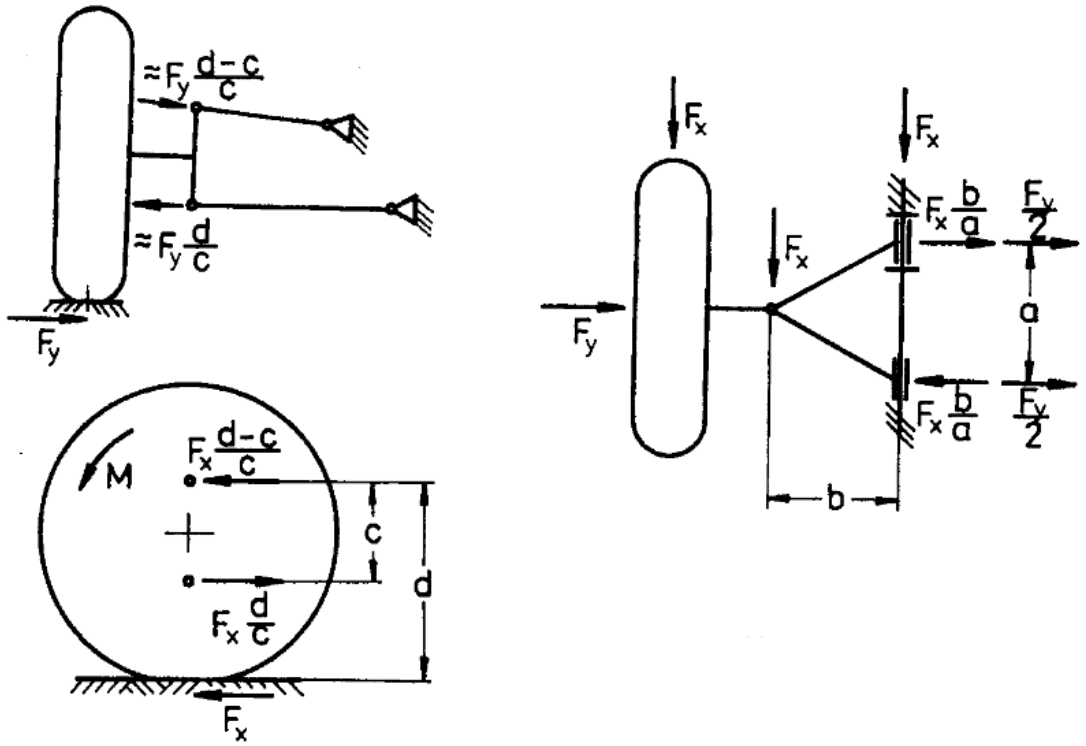


Obr. 3.6 - Určení okamžitých středů klopení náprav O_p a O_z a středu klopení karoserie O (3)

Přenos sil působících ve stopě (boční síla F_y, obvodová síla F_x) a hnacího, resp. brzdného momentu M přes ramena do karoserie vozidla je znázorněna na obr. 3.7. Zatížení kola Fz je zanedbatelné, neboť je do karoserie přenášeno hlavně pružinou. Protože v uložení ramen

musí být zachycovány dvojice sil, jsou pro každé rameno zapotřebí dvě místa uložení. Spodní rameno je zatěžováno silněji než horní, protože leží blíže k působišti sil. Aby byly v uložení i přesto malé síly, musí byt vzdálenost a co největší.

Pružiny jsou obvykle uloženy ve spodním ramenu lichoběžníkové nápravy. Protože vzhledem ke své délce koná při pohybu propružení jen malé úhlové pohyby, múže být pružina pevně vetknuta. (3)

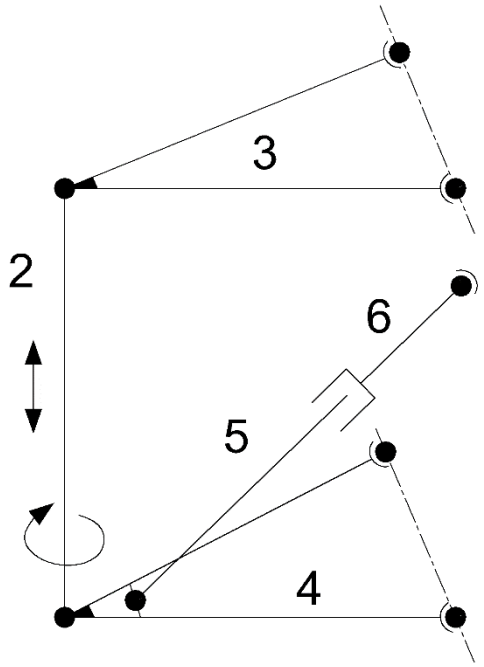


Obr. 3.7 - Zachycení bočních obvodových sil na lichoběžníkové nápravě (3)

Výpočet stupňů volnosti lichoběžníkové nápravy

$$6 * (6 - 1) - 2rot * 5 - 4sf * 3 - 1cyl * 4 =$$
$$4 - 2\ parazitické\ °vol. = 2°volnosti$$

Parazitické stupně volnosti jsou na tělesech 5 a 6. Stupně volnosti jsou vyznačené na obr. 3.8 a reprezentují pružení nápravy a otáčení kola.



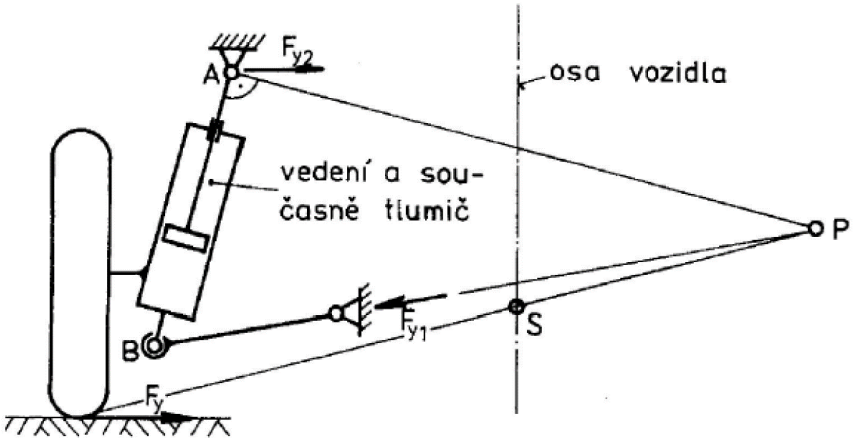
Obr. 3.8 - Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy

3.2.2 Náprava McPherson

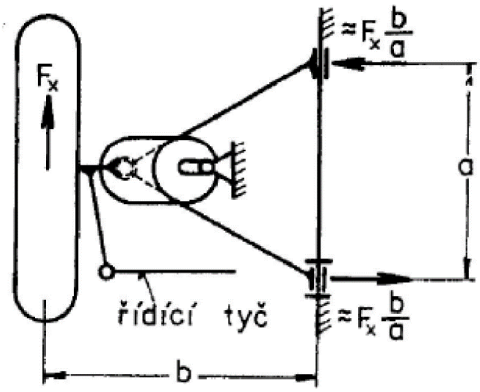
Náprava McPherson se používá především pro přední nápravy a je odvozena z lichoběžníkové nápravy, u které je horní rameno nahrazeno posuvným vedením. Tím se např. získá větší vnitřní prostor. Tuto nápravu navrhl Earle Steele McPherson ve čtyřicátých letech minulého století.

Jestliže je závěs McPherson použit na přední nápravě, natáčí se kolo při řídících pohybech kolem obou ložisek teleskopické vzpěry (viz obr. 3.8)

Podélné a boční síly i případně z nich plynoucí momenty jsou zachycovány silovými dvojicemi na karoserii. Z toho plyne pro nápravu McPherson zatížení momentem a zatížení příčnou silou. Ložisko B je více zatíženo než ložisko A, neboť leží blíže působiště sil. Pro přenos podélné síly Fx je nutné opět trojúhelníkové rameno.



Obr. 3.9 - Zachycení boční síly a poloha středu klopení nápravy McPherson (3)

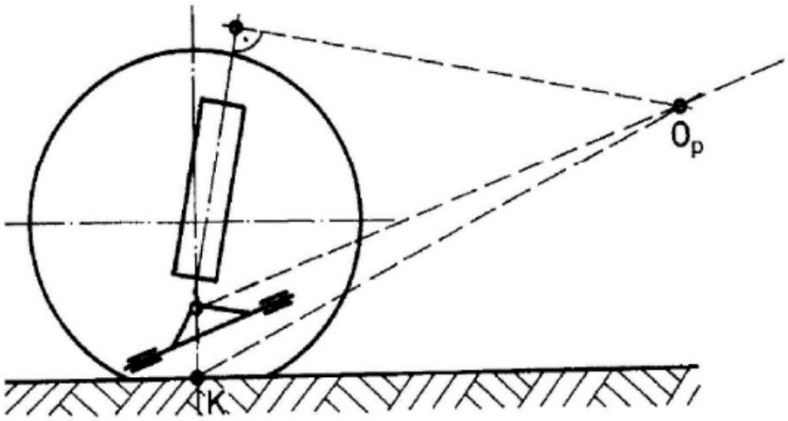


Obr. 3.10 - Zachycení podélných sil nápravy McPherson (3)

Vedení ve vzpěře McPherson je zásadně konstruováno jako hydraulický tlumič. Přitom je pístnice kvůli příčnému zatížení značně silnější než u normálního tlumiče. Vozidlová pružina je navinuta na vodící trubku tlumiče. Tím může být svislé zatížení kola realizováno přímo přes kolo, rejdový čep, vodící trubku a pružinu do karoserie, aniž by se zatěžovalo ložisko. Zatímco zde je následkem menšího zatížení také menší ložiskové tření, vzniká na kluzných místech píst-válec a pístnice-vedení zesílené tření kvůli příčným silám při brzdění, akceleraci a zatáčení.

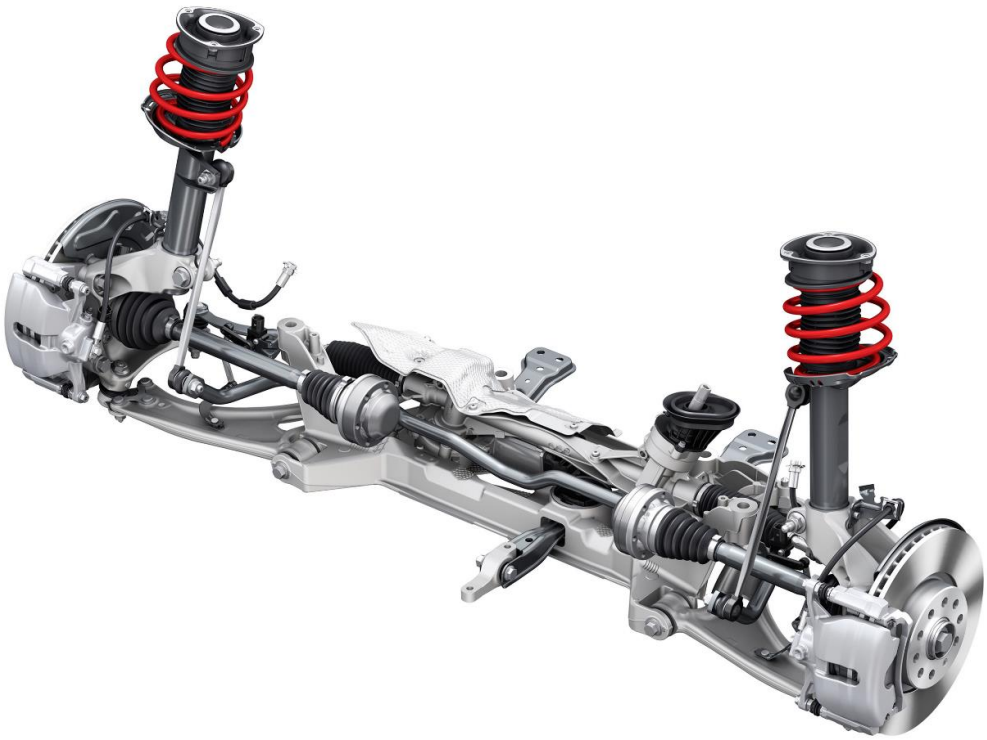
Toto zesílené tření může při malých nerovnostech zablokovat pohyb teleskopické vzpěry tak, že vozidlo kmitá jen na pneumatikách. Pro odstranění tohoto nežádoucího jevu se někdy šroubová pružina ukládá šikmo (působí proti bočním silám). Dalším opatřením je uložení horního kloubu pružiny do pryže, která umožňuje relativní pohyby mezi teleskopickou vzpěrou a karoserií.

Pro docílení vhodné polohy středu klopení nápravy McPherson (anti-dive efekt) musí mít podélná osa kývání spodního ramene šikmou polohu (obr. 3.11). Střed klonění karoserie *O* leží na prodloužené přímce vedené dotykovým bodem kola *K* se středem klonění nápravy O_p.



Obr. 3.12 - Střed klonění přední nápravy McPherson (3)

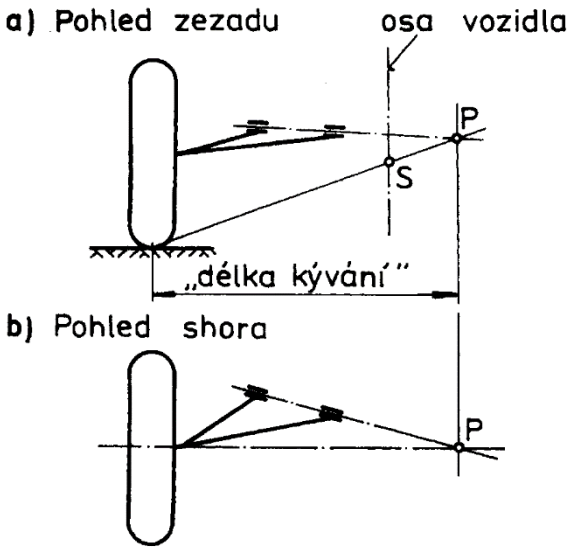
S nápravou typu McPherson se většinou setkáme ve vozech nižší a nižší střední třídy, kde je použita jako přední hnací náprava. Nicméně je ji možné použít, s mírnou změnou konstrukce, i jako zadní hnanou či hnací nápravu. Tohoto se využívá i v motorsportu, konkrétně v rallye. Náprava McPherson má nespornou výhodu ve své jednoduché a nenákladné konstrukci, která využívá minimální počet dílů. Nevýhodou je potřeba poměrně masivního a odolného tlumiče. Další nevýhodou jsou horší jízdní vlastnosti a jízdní komfort z důvodu velké změny odklonu kola při propružení a velkého ložiskového tření v tlumiči. Z toho důvodu se ve vozech vyšších tříd téměř nepoužívá. (7)



Obr. 3.11 - Přední náprava typu McPherson vozu Audi TT (11)

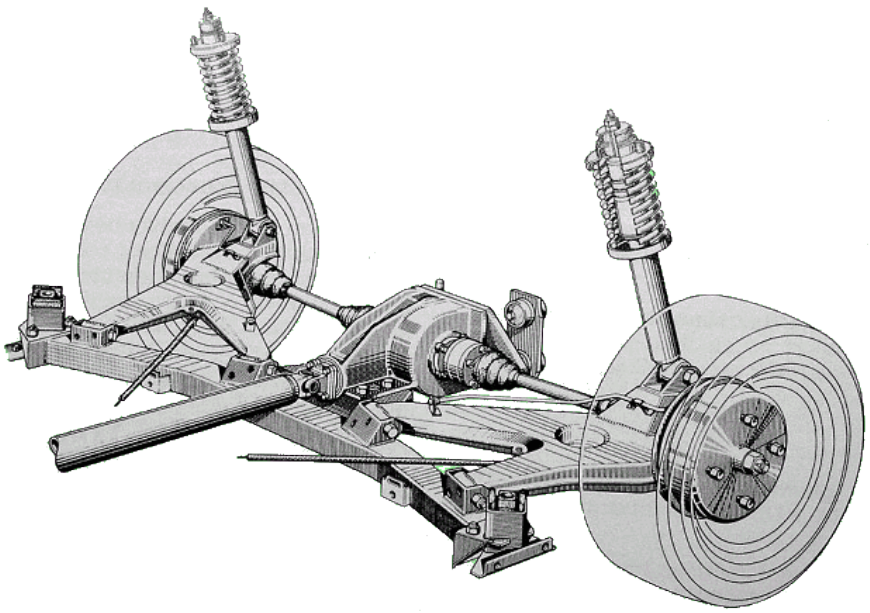
3.2.3 Kyvadlová úhlová náprava

Kyvadlová úhlová náprava se používá jako náprava zadní. Osa kývání ramene je v půdorysu šikmá, proto se někdy používá pro toto zavěšení kol název „šikmý závěs“. Většinou je osa kývání šikmá i v nárysu. Tímto opatřením vzniká při propružení samořízení, které má za následek nedotáčivost vozidla.



Obr. 3.13 - Schéma kyvadlové nápravy a poloha středů klopení karoserie S a kola P (3)

Okamžitý pól klopení kola je dán průsečíkem osy otáčení kola a osy kývání ramene (obr. 3.13). Ve spojitosti se zastaralou kyvadlovou nápravou je označována vzdálenost pól P - kolo jako „délka kývání“. Tato je u soudobých úhlových náprav přibližně stejná jako rozchod (mnohdy také větší). Tím vznikají při relativních pohybech mezi nápravou a nástavbou menší změny rozchodu a odklonu než u kyvadlových náprav, jejichž délka kývání je menší nebo maximálně rovna polovině rozchodu. U poháněných úhlových náprav musí být kvůli změnám rozchodu zajištěno vyrovnávání délky hnacích hřídelí. (7)



Obr. 3.14 - Úhlová náprava (17)

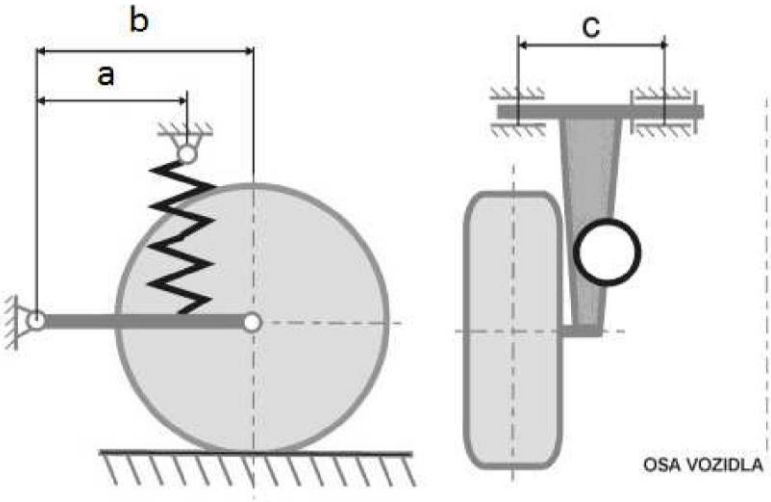
3.2.4 Kliková náprava

Kliková náprava má podélná ramena s příčnou osou kývání. Dnes se tento typ nápravy nejčastěji používá pro nepoháněné zadní nápravy. Hlavní výhodou klikové nápravy je její prostorová nenáročnost a konstrukční jednoduchost. Díly nápravy nezužují podlahu zadní

části vozu, proto může být podlaha kufru velmi nízko. Takové řešení je vhodné zejména pro automobily typu kombi s velkými pátými dveřmi.

Až na výjimky je uložení ramen realizováno pomocí pryžových ložisek. S ohledem na minimalizaci relativních pohybů ramen vůči karoserii, minimalizaci přenosu vibrací a hluku je dobré velikost sil v uložení nápravy snížit vhodnou geometrií ramen. Např. vozidlové pružiny by měly být co nejblíže nad stopou pneumatiky, tím se snižuje svislé namáhání ložisek (a=b). Pokud je rameno nápravy uchyceno dvěma ložisky, je dobré zachovat mezi nimi co největší rozestup (c=max). (8)

V porovnání s kyvadlovou nápravou, má kliková náprava nevýhodu v podobě většího klopení karoserie v zatáčce. Změny odklonu vznikají u podélných klikových náprav jen následkem klopení karoserie (nikoliv propružením kola při nehybné karoserii). (3)



Obr. 3.15 - Schéma klikové nápravy (8)

3.2.5 Kliková náprava s propojenými rameny

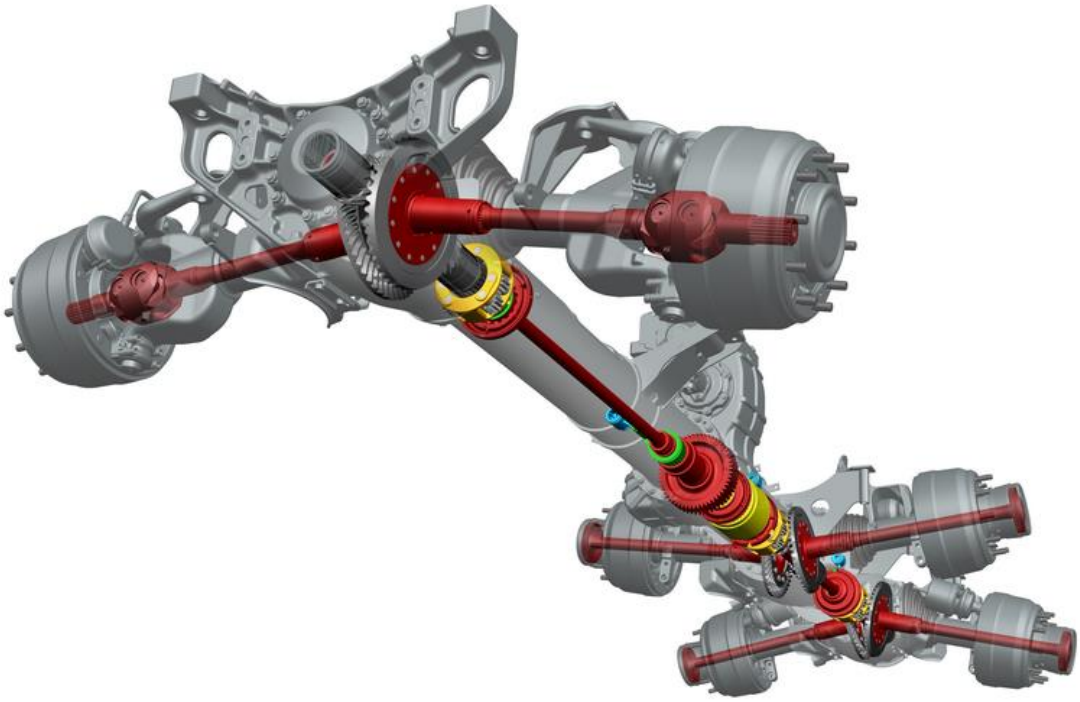
Kliková náprava s propojenými rameny je z kinematického hlediska přechodem mezi klikovou nápravou (nezávislým odpružením) a tuhou nápravou (závislým odpružením).

Obr. 3.16 - Zadní kliková náprava s propojenými rameny vozu VW Polo (8)

Příčka je ohybově poměrně tuhá. Spojovacím prvkem je většinou otevřený U-profil, který se při sousledném propružení nedeformuje. Naopak při protiběžném (nesousledném) propružení kol zadní nápravy je příčka torzně namáhaná a vlastně nahrazuje torzní stabilizátor. Pokud by byla příčka posunuta do středů kol, pak by takové provedení získalo vlastnosti tuhé nápravy. Spřažená kliková náprava má řadu výhod, mezi jinými je to např. snadná montáž a demontáž celé nápravy, malá prostorová náročnost, velmi málo konstrukčních dílů a snadné upevnění pružící a tlumící jednotky, malá neodpružená hmotnost, malá změna sbíhavosti, odklonu a rozchodu kol. Oproti klasické klikové nápravě „trpí“ spřažená kliková náprava méně na samořízení nápravy závislé na zatížení. Kliková náprava také umožňuje snazší umístění palivové nádrže a rezervního kola, čímž se získá prostor pro zadní sedadla a zavazadla. Mezi nevýhody spřažené klikové nápravy s vlečnými rameny patří např. prakticky nemožnost použití nápravy jako poháněné a vysoké namáhání nápravy omezující její nosnost. (8)

3.2.6 Výkyvná polonáprava

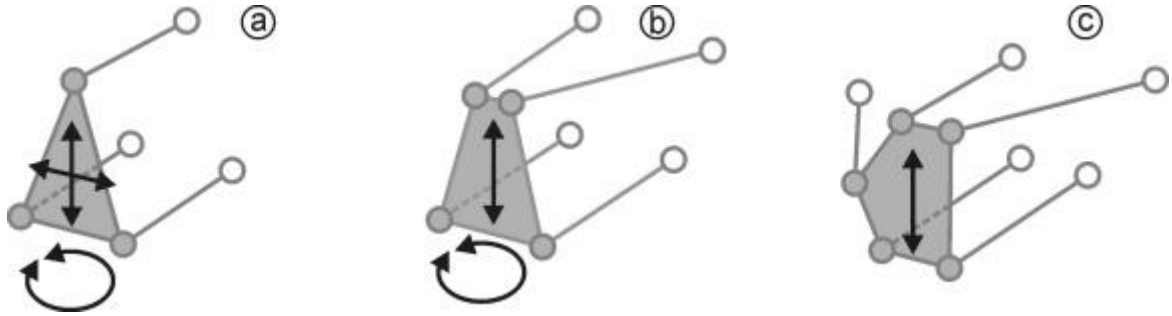
Velmi jednoduchá a poměrně levná nezávislá polonáprava vynalezená kontruktérem Hansem Ledwinkou v Kopřivnické Tatře. Poprvé byla použita roku 1923 u osobního vozidla T11. Je vhodná především pro jízdu v těžkém terénu, kde je její výhodou oproti v terénu často používaným pevným nápravám odolnost, malé množství neodpružených hmot a přizpůsobivost profilu terénu - každé kolo kopíruje terén nezávisle na ostatních v mezích maximálních výkyvů polonápravy. Z těchto důvodů se dnes používá pouze u nákladních a vojenských vozidel určených do težkého terénu. Mezi její nevýhody patří nerovnoměrné opotřebení pneumatik z důvodů změn v geometrii při výchylkách.



Obr. 3.17 - Páteřový rám s výkyvnými polonápravami vozidla Tatra Phoenix (9)

3.2.7 Víceprvková náprava

Víceprvková náprava představuje nezávislé zavěšení, které je realizováno pomocí několika trojúhelníkových ramen nebo tyčí. Přední víceprvková náprava vlastně vznikla modifikací lichoběžníkové nápravy. Díky vzájemné nezávislosti všech ramen zavěšení může být dosaženo optimálního kinematického pohybu kola. Počtem ramen a jejich polohou se dá docílit vysoké přesnosti vedení kola. (10)



Obr. 3.18 - Vliv počtu ramen na kinematiku víceprvkové nápravy (10)

Dalším příkladem použití víceprvkové nápravy je zavěšení zadních kol, např. pro pohon 4×4, kdy jsou kola uchycena pomocí dvou vlečných ramen a čtyř příčných ramen. Takovéto řešení dovoluje oddělení podélných a příčných sil přenášených od kol do karoserie. Zavěšení je v příčném směru velmi tuhé, což zlepšuje stabilitu jízdy v zatáčkách, ale poměrně poddajné v podélném směru, což přispívá k vyššímu cestovnímu komfortu. Svislé síly jsou zachyceny pružinou a tlumičem, které mohou být uloženy blízko ke kolům a neomezují velikost zavazadlového prostoru. Víceprvková zadní náprava bývá obvykle (stejně jako přední) vybavena torzním stabilizátorem, který omezuje naklánění karoserie v zatáčkách. (10)

Obr. 3.19 - Zadní víceprvková poháněná náprava vozu Audi TT (11)

4 Souřadnicové systémy

Rozeznáváme dva základní typy souřadnicových systémů:

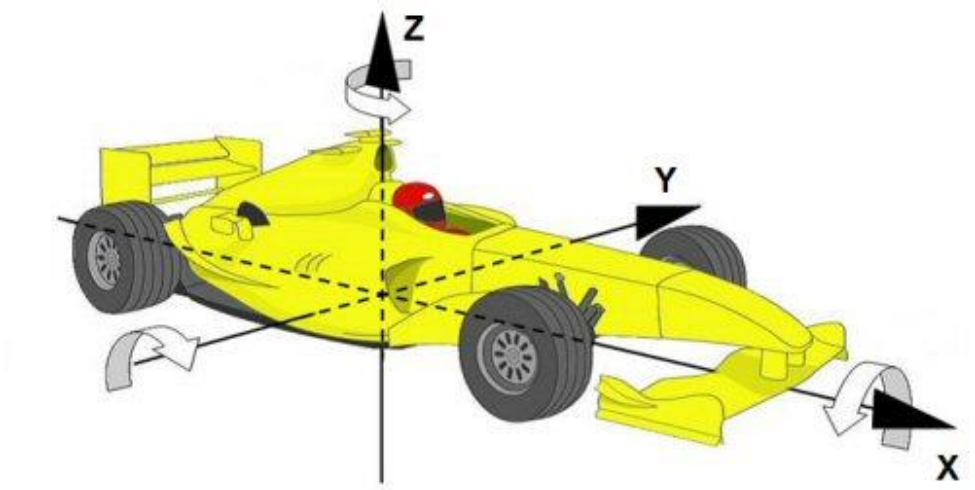
4.1 Zemní souřadnicový systém

Jak již název napovídá, tento souřadnicový systém je pevně ukotven se zemí (vozovkou), odebírá 3 stupně volnosti pohybu - X,Y,Z a je ortogonální. Používá se pouze v případech, kdy je potřeba vyjádřit nějakou vlastnost pohybu vozidla vůči neměnnému bodu nebo směru. Při řešení záležitostí spojených s pohybem vozidla vůči zemi je běžné začínat se shodným počátkem zemního a vozidlového souřadnicového sytému. (12)

4.2 Vozidlový souřadnicový systém

Tento typ souřadnicového sytému je pevně spojen s vozidlem, a tedy vykonává s ním i všechny pohyby. Taktéž je ortogonální. Setrvačné účinky zůstávají konstantní vůči tomuto souřadnicovému systému, avšak mění se při vztažení vůči zemnímu souřadnicovému systému. (12)

Tento souřadnicový systém je shodný pro odpružené i neodpružené hmoty vozidla.



Obr. 4.1 - Vozidlový souřadnicový systém (13)

5 Uložení kola

Uložení kola má dvě úlohy:

a) přenos sil působících ve stopě pneumatiky

b) uložit kolo tak, aby bylo zajištěno přesné otáčení

5.1 Zatížení uložení

Síly působící na kolo v radiálním směru:

- síla od zatížení kola Fz
- obvodová síla Fx
- moment od boční síly

V axiálním směru působí pouze boční síla Fy.

O přenos sil se starají ložiska. V praxi se používají dvě radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem/jedno dvouřadé (zachytí i axiální sílu) nebo pro větší namáhání 2 kuželíková ložiska (zejména u nákladních automobilů). (3)

Ložiska jsou zatěžována nahodile, obdobně jako u kola, pružiny atd. Ložiska se dimenzují podle zjednodušeného výpočtu.

Pro výpočet působících sil se rozlišují tři stavy:

a) Přímá jízda - dobrá vozovka - Ve stopě působí jen zatížení kola, proto platí $Fz = Fstat$

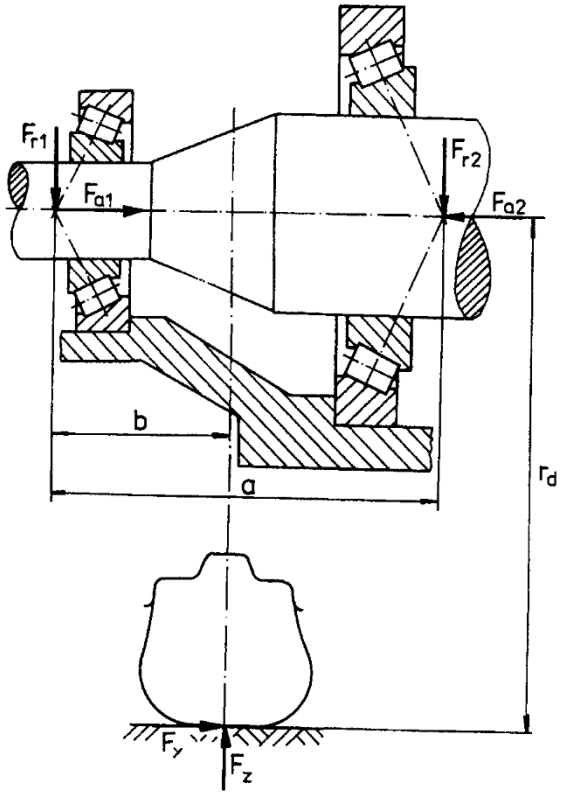
Síly zatěžující ložisko jsou $F_{r1} = \frac{a-b}{a} \cdot F_z$ (5.1)

$$F_{r2} = \frac{b}{a} \cdot F_z \quad (5.2)$$

b) Přímá jízda - špatná vozovka - Zde se předpokládá, že zatížení kola se zvýší vlivem rázového namáhání. Zavádí se rázový součinitel k, pro osobní automobily a autobusy k=1,3, pro dodávky a nákladní automobily k=1,5 a pro terénní vozidla k = 1,5 až 1,7. Pro svislé zatížení kola pak platí

$$F_z = k * Fstat \quad (5.3)$$

c) Zatáčení - vlivem odstředivé síly je nejvíce zatěžováno vnější kolo, proto se s ním uvažuje při výpočtu. Síly zatěžující ložiska jsou



Obr. 5.1 - Zatížení a základní rozměry uložení kola (3)

$$F_{r1} = \frac{a-b}{a} \cdot F_z - \frac{r_d}{a} \cdot F_y \quad (5.4)$$

$$F_{r2} = \frac{b}{a} \cdot F_z + \frac{r_d}{a} \cdot F_y \tag{5.5}$$

$$F_{a1} = 0 \; ; F_{a2} = F_y \tag{5.6) (5.7}$$

5.2 Způsoby uložení

5.2.1 Uložení na mostě

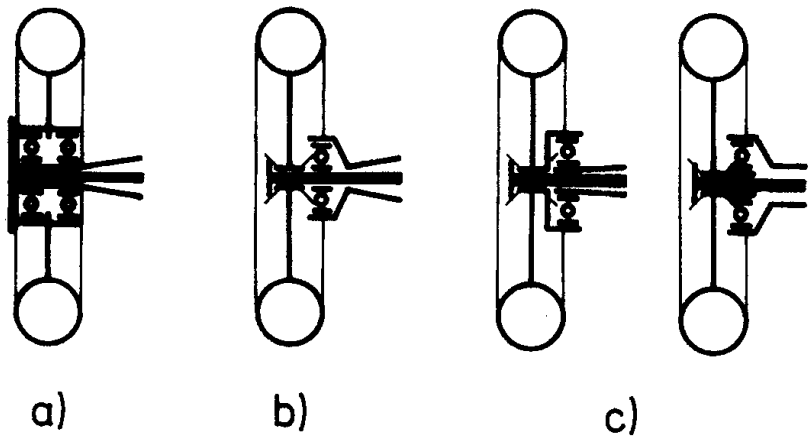
Kolo je uloženo na dvou valivých ložiskách na vnějším konci mostu nápravy, tzv. uložení s odlehčeným hřídelem. Hnací hřídel je namáhána jen krutem (ohybové namáhání nese náprava), díky tomu může mít menší průměr. Pro jedno kolo jsou potřeba dvě ložiska velkého průměru, která jsou přesto značně zatěžována momentem od vnějších sil. Tato konstrukce je objemná, těžká a drahá. Používá se u těžkých nákladních automobilů. (3)

5.2.2 Letmé uložení

Letmé uložení hlavy kola pevně přímo na hřídel, která se otáčí v ložisku uloženém uvnitř nápravy. Hnací hřídel je namáhána ohybem i krutem a zachycuje i velké rázy. Toto provedení se používá zejména u lehkých vozidel, kde namáhání ohybem a krutem je v mezích únosných pro hřídel nápravy. (3)

5.2.3 Pololetmé uložení

Hlava kola je pevně spojena s hnací hřídelí a současně se otáčí na valivém ložisku, které je uložené na vnějším povrchu trubkové nápravy, popř. uvnitř nápravy. Namáhání ohybovým momentem nese hnací hřídel jen částečně, část ohybového namáhání se přenáší na nápravu. (3)



Obr. 5.2 - Druhy uložení hnacích kol na tuhé nápravě: a) uložení na mostě; b) letmé uložení; c) pololetmé uložení (3)

6 Materiál těhlice

Těhlice je obrobena z vysokopevnostní slitiny hliníku - EN AW-7075 T6. Tato slitina má nižší odolnost vůči korozi, velmi dobrou obrobitelnost a je špatně svařitelná. Pro tyto svoje

EN AW -	Specifikovaná tloušťka mm		Pevnost v tahu N/mm²	0,2% mez kluzu N/mm²	Tažnost min. %		Poloměr oblouku (zakřivení) [1])	Tvrdost [1]) HBS
	nad	do	min.	min	50mm	A		
7075 T6	≥ 0,4	0,8	525	460	6		4,5 t	157
0,8	1,5	540	460	6		5,5 t	160	
	1,5	3,0	540	470	7		6,5 t	161
	3,0	6,0	545	475	8		8,0 t	163
	6,0	12,5	540	460	8		12 t	160
	12,5	25,0	540	470		6		161
	25,0	50,0	530	460		5		158
	50,0	60,0	525	440		4		155
	60,0	80,0	495	420		4		147
	80,0	90,0	490	390		4		144
	90,0	100,0	460	360		3		135
	100,0	120,0	410	300		2		119
	120,0	150,0	360	260		2		104

vlastnosti je hojně využívána v leteckém průmyslu a v automobilovém průmyslu v segmentu sportovních vozů.

Střední hodnota meze kluzu pro případ užití na těhlici soutěžního vozu Formula Student FS.06 je $R_{P0,2} = 470N * mm^{-2}$.

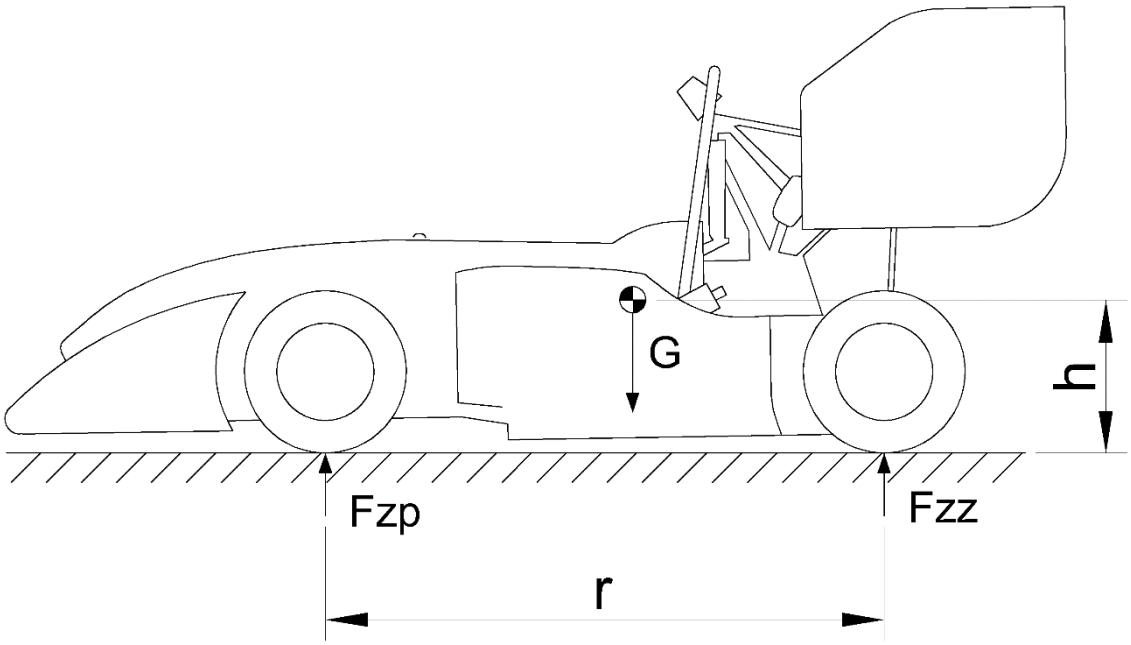
Složení: AlZnMgCu1,5

Pro výpočet důležité materiálové vlastnosti:

- Hustota: 2650 Kg*m^{-3}
- Poissonovo číslo: 0,33
- Youngův modul: 70 GPa

7 Vypočet sil působících na kolo

7.1 Tíhová síla



Obr. 7.1 - Boční pohled formule se zobrazením tíhových sil

$r_a = 858mm$ - Vzdálenost osy přední nápravy od těžiště vozidla

$r = 1578mm$ - Rozvor náprav vozidla

$h =$ 296mm - Výška těžiště od vozovky

$m_v = 197kg$ - Hmotnost vozidla

$m_j = 85kg$ - Hmotnost jezdce s výstrojí

m - Hmotnost vozidla s jezdcem

$$m = m_v + m_j \tag{7.1}$$

$$m = 197 + 85 = 282kg$$

$$F_G = m * g \tag{7.2}$$

$$F_G = 282 * 9{,}81 = 2766{,}42N$$

$$\sum F_Z = F_G - F_{Zp} - F_{Zz} = 0 \rightarrow F_{Zp} = F_G - F_{Zz} \tag{7.3}$$

$$\sum M_T = F_{Zp} * r_a - F_{Zz} * (r - r_a) = 0 \rightarrow F_{Zp} * r_a = F_{Zz} * (r - r_a) \tag{7.4}$$

$$F_{ZzS} = F_G \frac{r_a}{r} \tag{7.5}$$

$$F_{ZzS} = 2766{,}42 * \frac{858}{1578} = 1504{,}17N$$

$$F_{ZpS} = F_G * \left(1 - \frac{r_a}{r}\right) \tag{7.6}$$

$$F_{ZpS} = 2766{,}42 * \left(1 - \frac{858}{1578}\right) = 1262{,}24N$$

Síly na kolo jsou pak vždy rovny polovině sil na nápravu, tedy:

$$F_{Zp1S} = \frac{F_{Zp}}{2} \tag{7.7}$$

$$F_{Zp1S} = \frac{1262{,}24}{2} = 631{,}12N$$

F_{Zp1} je statická síla působící na přední kolo formule. Tato síla by na kolo působila při přímé jízdě po rovině, po ideálně hladké vozovce. Protože ale reálná vozovka ideálně hladká zdaleka není a vlivem jejích nerovností dochází k rázům a tím navyšování této statické síly, je ji nutné vynásobit tzv. dynamickým příčinkem. Hodnota dynamických příčinků se v praxi stanovuje měřením a jeho výsledkem je graf, ve kterém hodnota reálného zatížení osciluje kolem hodnoty statického zatížení. Pro pevnostní výpočet se pak použije maximální hodnota. Pro účely této práce byl použit kvalifikovaný odhad $P_Z = 3$.

$$F_{Zp1D} = F_{Zp1S} * P_Z \tag{7.8}$$

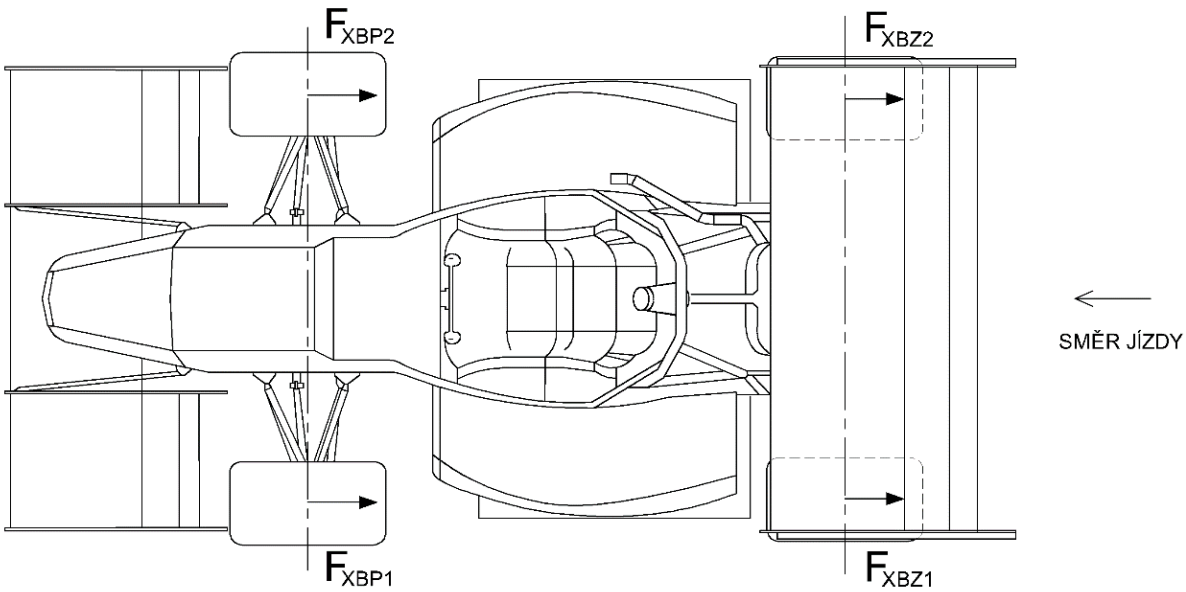
$$F_{Zp1D} = 631{,}12 * 3 = 1893{,}36N$$

7.2 Hnací síla

Působí pouze na zadní poháněná kola → přední těhlice se netýká.

$$M_k = F_k * r_d \rightarrow F_k = \frac{M_k}{r_d} \tag{7.9}$$

7.3 Brzdná síla



Obr. 7.2 - Horní pohled na formuli se zobrazením brzdných sil

Brzdná síla působí ve směru jízdy vozidla. Maximální brzdná síla nemůže být větší než adhezní síla v podélném směru. Velikost adheze je závislá na mnoha faktorech: povrch a teplota vozovky, míra opotřebení, typ a druh pneumatiky, rychlost jízdy, tlak v pneumatikách, míra znečištění vozovky a množství vody na vozovce. (14)

Vzhledem k tomu, že provádím výpočet pro závodní vůz Formula Student, lze předpokládat, že bude snaha ovlivnit faktory co nejvíce ve prospěch adheze - volím koeficient adheze v podélném směru $\mu_x = 0{,}95$.

$$F_{XBp1} = F_{Zp1S} * \mu_x \tag{7.10}$$

$$F_{XBp1} = 631{,}12 * 0{,}95 = 599{,}56N$$

Stejně jako přímá jízda, tak ani brždění neprobíhá na ideálně hladké vozovce → brzdnou sílu je nutné vynásobit dynamickým příčinkem v podélném směru $P_x = 2$.

$$F_{XBp1D} = F_{XBp1} * P_x \tag{7.11}$$

$$F_{XBp1D} = 599{,}564 * 2 = 1199{,}13N$$

7.4 Síla od brzdového třmenu

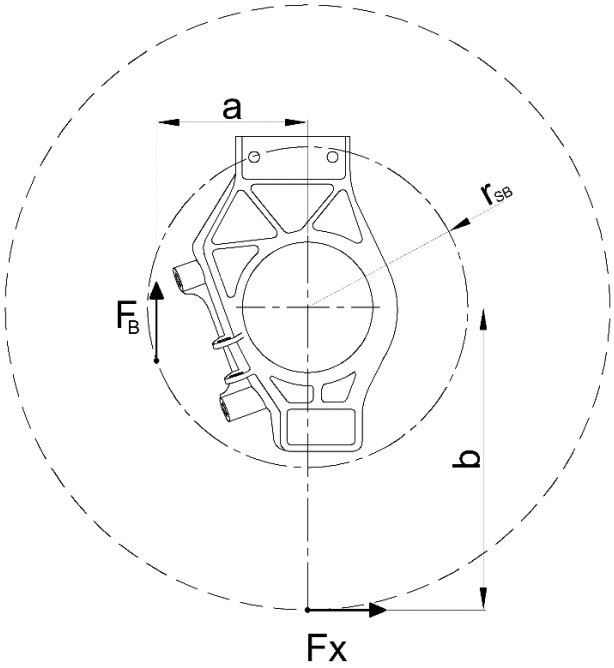
Na těhlici působí také síla od brzdového třmenu, která působí na středním poloměru brdového kotouče a je žádoucí, aby tato síla působila zejména v ose Z (kolmé na vozovku) a složka v ose X (ve směru jízdy) byla nejlépe nulová. Tyto požadavky jsou důležité proto, aby na rameni nevznikal mezi působištěm síly a rejdovou osou žádný moment, který by negativně ovlivňoval řízení. (15)

Velikost této síly vypočteme z momentové rovnice k ose těhlice, kdy víme, že moment vyvolaný silou od brzdného třmenu musí být rovný momentu od brzdné síly.

$$\Sigma M_0: F_B * a = F_{XBp1D} * b \rightarrow F_B = F_{XBp1D} * \frac{b}{a} \tag{7.12}$$

$$F_B = 1199{,}128 * \frac{223}{89{,}17} = 3001N$$

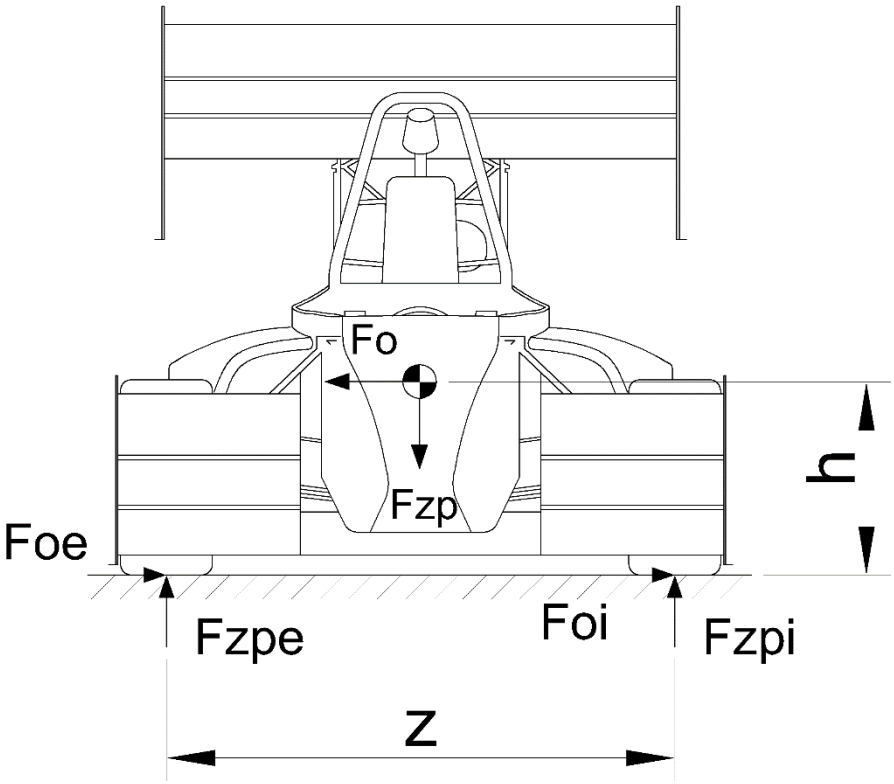
r_{SB} - střední poloměr brzdového kotouče



Obr. 7.3 - Momentová rovnováha brzdných sil

7.5 Odstředivá síla

Vlivem odstředivé síly je při průjezdu zatáčkou vždy více zatěžováno vnější kolo.



Obr. 7.4 - Přední pohled formule s vyznačenými odstředivými a tíhovými silami

$$F_o = \frac{F_{Zp}}{g} * \frac{v^2}{R} \tag{7.13}$$

$$F_{Zp} - F_{Zpe} - F_{Zpi} = 0 \tag{7.14}$$

$$F_o * h + F_{Zpi} * z - F_{Zp} * \frac{z}{2} \rightarrow F_{Zpi} = \frac{F_{Zp}}{2} - \frac{F_o * h}{z} = F_{Zp} * \left(\frac{1}{2} - \frac{v^2 * h}{R * g * z}\right) \tag{7.15}$$

$$F_{Zpe} = F_{Zp} - F_{Zpi} \tag{7.16}$$

Tímto výpočtem lze stanovit síly působící na kola při průjezdu zatáčkou o konkrétním poloměru a konkrétní rychlostí. Pro pevnostní výpočet je ale důležitá maximální síla působící na kolo a ta nemůže být větší než síla adhezní, neboť po jejím překonání bude docházet ke smyku a síla již neporoste. Adheze - viz kapitola 6.3.

$$F_{YO1} = F_{Zp1S} * \mu_y \tag{7.15}$$

$$F_{YO1} = 631{,}12 * 0{,}95 = 599{,}56N$$

I u odstředivé síly musíme počítat s vlivem dynamických účinků vyvolaných především nerovnostmi vozovky. Pro příčný směr byl kvalifikovaným odhadem určen dynamický příčinek $P_y = 2$.

$$F_{YO1D} = F_{YOp1} * P_y \tag{7.15}$$

$$F_{YO1D} = 599{,}564 * 2 = 1199{,}13N$$

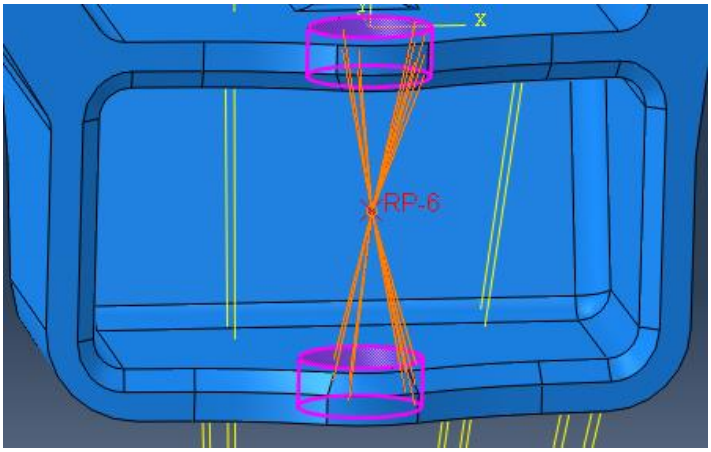
8 MKP model těhlice

Model samotné přední těhlice vozu FS.06 mi poskytl tým CTU CarTech. Výpočet probíhal v systému Abaqus.

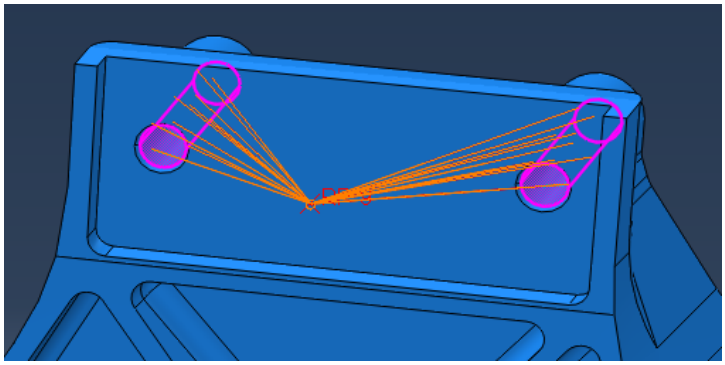
Po importu objemového tělesa a přiřazení příslušných materiálových vlastností (viz kapitola 6) následovalo zadefinování okrajových podmínek. V tomto případě jsem použil dva druhy okrajových podmínek:

8.1.1 Geometrické okrajové podmínky

- Uložení dolního a horního lichoběžníkového ramene - referenční bod je umístěný v působišti sil přenášených ramenem a je přes funkci Coupling „svázán“ s válcovými plochami jeho uložení, viz obr. 8.1 (dolní rameno) a 8.2 (horní rameno). V případě dolního ramene podmínka odebírá posuvy v osách X, Y a Z, v případě horní pouze posuvy v osách X a Y. Funkce Coupling zde zajišťuje přenos okrajových podmínek na všechny uzlové body označených ploch.

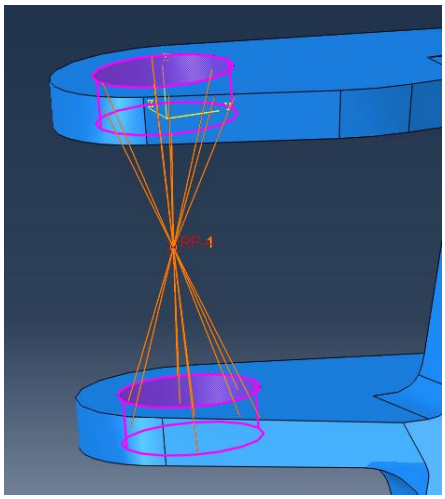


Obr. 8.2 - Uložení dolního lichoběžníkového ramene



Obr. 8.1 - Uložení horního lichoběžníkového ramene

- Uložení táhla řízení - referenční bod je opět umístěný v působišti sil přenášených táhlem a je přes funkci Coupling „svázán“ s válcovými plochami jeho uložení, viz obr. 8.3. V tomto případě okrajová podmínka odebírá pouze posuv v ose Y. Funkce Coupling zde funguje stejně jako v případě uložení lichoběžníkových ramen.

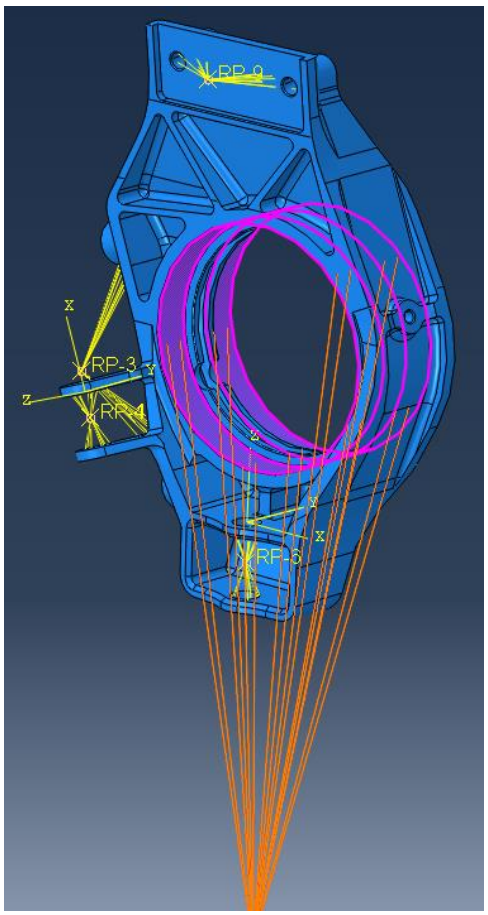


Obr. 8.3 - Uložení táhla řízení

Geometrické okrajové podmínky zůstávají stejné ve všech zátěžných stavech.

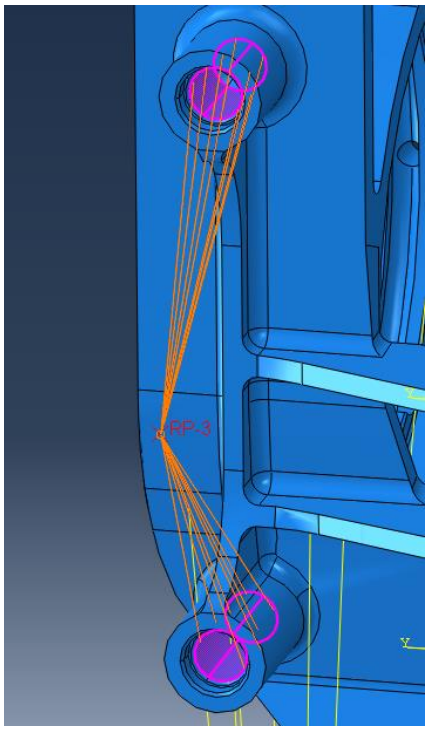
8.1.2 Silové okrajové podmínky

- Síly působící ve styčném bodě pneumatiky a vozovky - referenční bod umístěný v nejspodnějším bodě valivé kružnice kola, je pomocí funkce Coupling „svázán“ s válcovými plochami uložení ložisek kola, viz obr 8.4. V tomto případě tato funkce zajistí přenos sil zavedených do referenčního bodu do vybraných ploch.



Obr. 8.4 - Interakce mezi působiště sil působících ve styčném bodě pneumatiky a vozovky a příslušnou plochou

- Síla od brzdného třmenu - tato síla působí v bodě ležícím na průsečíku středního průměru brzdového kotouče a osy brzdové destičky. Tento bod je opět pomocí funkce Coupling „svázán“ s válcovými plochami, v nichž je připevněn brzdový třmen, viz obr. 8.5. Funkce Coupling zde funguje stejně jako v případě sil působících ve styčném bodě pneumatiky a vozovky.



Obr. 8.5 - Interakce mezi sílou od brzdného třmenu a příslušnými plochami

Silové okrajové podmínky byly rozděleny do jednotlivých kroků tak, aby byly postupně zanalyzovány všechny zátěžné stavy.

8.1.3 Síťování

V rámci síťování proběhlo zjednodušení sítě. Jeho účelem bylo zpřesnit výsledky analýzy. Pro konečný výpočet byla použita síť s délkou strany elementu 1,75mm. Při použití hustší sítě by sice bylo pravděpodobně možné dosáhnou přesnějších výsledků, ale z důvodu omezení maximálního počtu uzlových bodů použitých na plochách, na které byla aplikována funkce „Coupling“, nebylo možné hustší síť použít.

8.1.4 Výpočet

Závěrečnou fází byl samotný výpočet, jehož výsledky uvádím v následující kapitole.

9 Výsledky analýzy

Výsledky analýzy byly rozdělení do jednotlivých zátěžných stavů.

9.1 Přímá jízda

Při jízdě rovně na kolo působí pouze tíhová síla F_{Zp1D}. Maximální napětí působící na těhlici je $\sigma_{1max} = 149{,}9\ N * mm^{-2}$. Bezpečnost vůči mezi kluzu $k_{k1} = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{1max}} = \frac{470}{149{,}9} = 3{,}13$. Deformace na obrázku jsou pro větší názornost 360x zvětšeny.

Obr. 9.1 - Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 1. zátěžném stavu

9.2 Průjezd zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou na kolo působí tíhová síla F_{Zp1D} a adhezní síla v příčném směru F_{YO1D}. Maximální napětí působící na těhlici je $\sigma_{2max} = 170{,}4\ N * mm^{-2}$. Bezpečnost vůči mezi kluzu $k_{k2} = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{2max}} = \frac{470}{170{,}4} = 2{,}75$. Deformace na obrázku jsou pro větší názornost 320x zvětšeny.

Obr. 9.2 - Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 2. zátěžném stavu

9.3 Brzdění

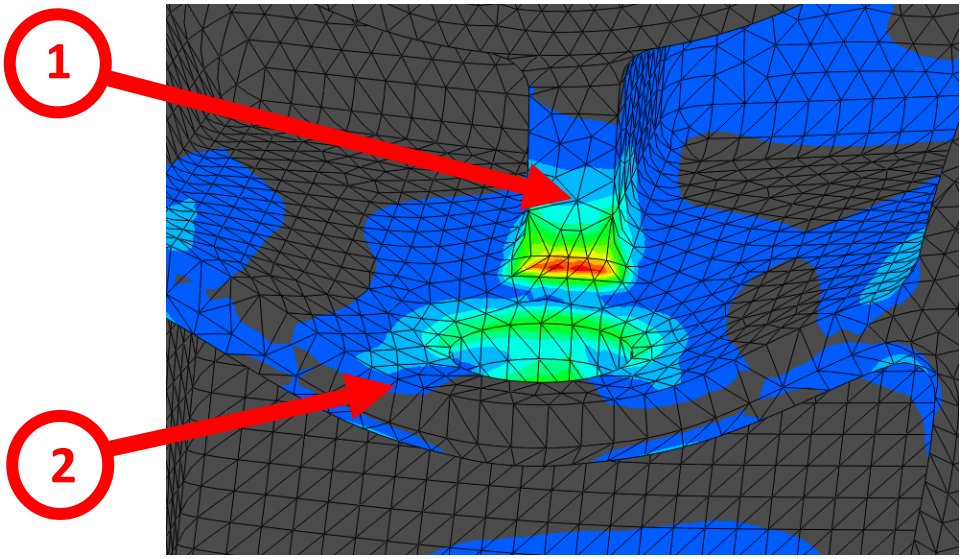
Při brzdění na kolo působí tíhová síla F_{Zp1D}, adhezní síla v podélném směru F_{XO1D} a síla od brzdného třmenu F_B. Maximální napětí působící na těhlici je $\sigma_{3max} = 367{,}3\ N * mm^{-2}$. Bezpečnost vůči mezi kluzu $k_{k3} = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{3max}} = \frac{470}{367{,}3} = 1{,}28$. Deformace na obrázku jsou pro větší názornost 120x zvětšeny.

Obr. 9.3- Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 3. zátěžném stavu

9.4 Brzdění v zatáčce

Při brzdění v zatáčce na kolo působí tíhová síla F_{Zp1D}, adhezní síla v příčném směru F_{YO1D} a adhezní síla v podélném směru F_{XO1D}. Maximální napětí působící na těhlici je $\sigma_{4max} = 387{,}6\ N * mm^{-2}$. Bezpečnost vůči mezi kluzu $k_{k4} = \frac{R_{P0,2}}{\sigma_{4max}} = \frac{470}{387{,}6} = 1{,}21$. Deformace na obrázku jsou pro větší názornost 110x zvětšeny.

Obr. 9.4 - Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 4. zátěžném stavu



Obr. 9.5 - Detail místa největší koncentrace napětí

10 Závěr

Nejdůležitější pro dimenzování těhlice je, dle předpokladů, čtvrtý zátěžný stav, kdy je těhlice zatížena nejvíce. Maximální napětí zde dosahuje hodnoty $387{,}6\ N * mm^{-2}$ a bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu $R_{P0,2} = 470 N * mm^{-2}$ je zde $k_{k4} = 1{,}21$. Tato hodnota je pro použití na civilních vozech příliš nízká, avšak pro závodní speciály je přijatelná.

Kompletní výsledky analýzy rozdělené podle jednotlivých zátěžných stavů:

Zátěžný stav	Maximální napětí σ_{imax} $[N * mm^{-2}]$	Bezpečnost vůči mezi kluzu k_{ki} $[-]$
1	149,9	3,13
2	170,4	1,75
3	367,3	1,28
4	387,6	1,21

Tabulka 1 - Výsledky analýzy

10.1 Zdroje nepřesností

Je pravděpodobné, že jsem se v průběhu výpočtů odchýlil od výpočtů týmu CTU CarTech, a to zejména v hodnotách koeficientu adheze v podélném a příčném směru a dynamických příčinků. Dalším zdrojem nepřesností může být MKP model (samotný import objemového tělesa, přesnost okrajových podmínek, hustota sítě, nastavení výpočtu).

10.2 Návrh úpravy geometrie součásti

Místem největší koncentrace napětí, je přechod mezi žebrem a dosedací plochou šroubu pro připevnění dolního lichoběžníkového ramena. Kvůli nutnosti dostatečně velké rovné plochy pro správné uchycení ramena je zde použit poměrně malý rádius zaoblení 0,5mm a z tohoto důvodu není možné rádius zvětšit.

Jako úpravu geometrie modelu pro snížení maximálního napětí navrhuji zvětšení šířky žebra (viz obr. 9.5 pozice 1) a zvětšení tloušťky v místě uchycení spodního ramene (viz obr. 9.5 pozice 2).

10.3 Další pokračování

Rád bych na tuto práci navázal v rámci svého dalšího studia analýzou těhlice z pohledu pevnostní životnosti. Tímto tématem se dle mých informací zatím nikdo nezabýval a mohl bych tak alespoň malým dílem přispět k dalšímu vývoji závodních vozů Formula Student na strojní fakultě ČVUT v Praze.

Seznam použitých zdrojů

1. Pavel, Němeček. old.kvm.tul. *Zavěšení kol.* [Online] 2009. [Citace: 14. 4 2017.] http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/5-Zaveseni_kol.pdf.

2. Ph.D., Ing. Jan Sajdl. Zavěšení kol. *Autolexicon.net.* [Online] [Citace: 14. 4 2017.] http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/.

3. Vlk, František. *Podvozky motorových vozidel.* Brno : Vlk, 2006. ISBN 80-2396-464-X.

4. Ph.D., Ing. Jan Sajdl. Tuhá náprava. *Autolexicon.net.* [Online] 2011. [Citace: 14. 4 2017.] http://www.autolexicon.net/cs/articles/tuha-naprava/.

5. Ph.D., Ing. Jan Sajdl. Náprava De Dion. *Autolexicon.net.* [Online] [Citace: 14. 4 2017.] http://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-de-dion/.

6. —. Lichoběžníkové nápravy. *autolexicon.net.* [Online] 11. 4 2011. [Citace: 26. 8 2016.] http://www.autolexicon.net/sk/articles/lichobeznikova-naprava/.

7. Okáník, František. Nápravy moderních automobilů. Brno : Vysoké učení technické v Brně,Fakulta strojního inženýrství, 2012.

8. Ph.D., Ing. Jan Sajdl. Kliková náprava. *Autolexicon.net.* [Online] 13. 4 2011. [Citace: 30. 9 2016.] http://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/.

9. Tatra. *Tatrovácká koncepce.* [Online] [Citace: 14. 4 2017.] http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/.

10. Ph.D., Ing. Jan Sajdl. Víceprvková náprava. *Autolexicon.net.* [Online] 19. 5 2011. [Citace: 25. 9 2016.] http://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava.

11. MixMotor. *Audi TT a Audi TTS - náhlaď pod kapotu.* [Online] [Citace: 14. 4 2017.] http://mixmotor.eu/6641/audi-tt-audi-tts-nahlad-pod-kapotu.

12. Millken F. Wiliam, Millken L. Douglas. *Race car vehicle dynamics.* místo neznámé : Society of Automotive Engineers, Inc., 1995. ISBN: 1-56091-526-9.

13. Güncel, Oto. Otoguncel. *Stabilizátory a jejich funkce.* [Online] [Citace: 14. 4 2017.] http://www.otoguncel.com/teknik-bilgiler/denge-cubugu-nedir-ne-is-yapar/.

14. Vopava, Lukáš. Adheze penumatik a její měření. Praha : České vysoké učení v Praze, Fakulta dopravní, 2013.

15. Bc. Hesterini, Pavel. Přední náprava a řízení pro vůz CTU CarTech. Praha : ČVUT Fakulta strojní, 2010.

16. Martin Fusek, Radim Halama. MKP a MHP. místo neznámé : VŠB, 2011.

17. Podvozek - nápravy. *auta5p.* [Online] [Citace: 14. 4 2017.] http://auta5p.eu/informace/podvozek/podvozek1.php.

Seznam obrázků

Obr. 1.1 - Síly a momenty mezi kolem a karoserií (1) 1
Obr. 3.1 - Tuhá náprava (vlevo), nezávislé zavěšení (vpravo) (2) 3
Obr. 3.2 - Schéma tuhé nápravy vedené dvěma páry podélných ramen a jedním příčným (3) 4
Obr. 3.3 - Tuhá zadní náprava vozu Opel Record E - ojnicové vedení a Panharská tyč (4) ... 4
Obr. 3.4 - náprava De Dion (5) 5
Obr. 3.5 - Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy: a) propružení kola; b) propružení karoserie; c) klopení karoserie a kola (3) 6
Obr. 3.6 - Určení okamžitých středů klopení náprav O_p a O_z a středu klopení karoserie O (3) 6
Obr. 3.7 - Zachycení bočních obvodových sil na lichoběžníkové nápravě (3) 7
Obr. 3.8 - Kinematické schéma lichoběžníkové nápravy 7
Obr. 3.9 - Zachycení boční síly a poloha středu klopení nápravy McPherson (3) 8
Obr. 3.10 - Zachycení podélných sil nápravy McPherson (3) 8
Obr. 3.11 - Přední náprava typu McPherson vozu Audi TT (11) 9
Obr. 3.12 - Střed klonění přední nápravy McPherson (3) 9
Obr. 3.13 - Schéma kyvadlové nápravy a poloha středů klopení karoserie S a kola P (3) .. 10
Obr. 3.14 - Úhlová náprava (17) 10
Obr. 3.15 - Schéma klikové nápravy (8) 11
Obr. 3.16 - Zadní kliková náprava s propojenými rameny vozu VW Polo (8) 11
Obr. 3.17 - Páteřový rám s výkyvnými polonápravami vozidla Tatra Phoenix (9) 12
Obr. 3.18 - Vliv počtu ramen na kinematiku víceprvkové nápravy (10) 13
Obr. 3.19 - Zadní víceprvková poháněná náprava vozu Audi TT (11) 13
Obr. 4.1 - Vozidlový souřadnicový systém (13) 14
Obr. 5.1 - Zatížení a základní rozměry uložení kola (3) 15
Obr. 5.2 - Druhy uložení hnacích kol na tuhé nápravě: a) uložení na mostě; b) letmé uložení; c) pololetmé uložení (3) 16
Obr. 7.1 - Boční pohled formule se zobrazením tíhových sil 18
Obr. 7.2 - Horní pohled na formuli se zobrazením brzdných sil 19
Obr. 7.3 - Momentová rovnováha brzdných sil 21
Obr. 7.4 - Přední pohled formule s vyznačenými odstředivými a tíhovými silami 21
Obr. 8.1 - Uložení horního lichoběžníkového ramene 23
Obr. 8.2 - Uložení dolního lichoběžníkového ramene 23
Obr. 8.3 - Uložení táhla řízení 24
Obr. 8.4 - Interakce mezi působiště sil působících ve styčném bodě pneumatiky a vozovky a příslušnou plochou 24
Obr. 8.5 - Interakce mezi sílou od brzdného třmenu a příslušnými plochami 25
Obr. 9.1 - Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 1. zátěžném stavu 26
Obr. 9.2 - Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 2. zátěžném stavu 27
Obr. 9.3- Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 3. zátěžném stavu 28
Obr. 9.4 - Přední a zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 4. zátěžném stavu 29

Obr. 9.5 - Detail místa největší koncentrace napětí 29

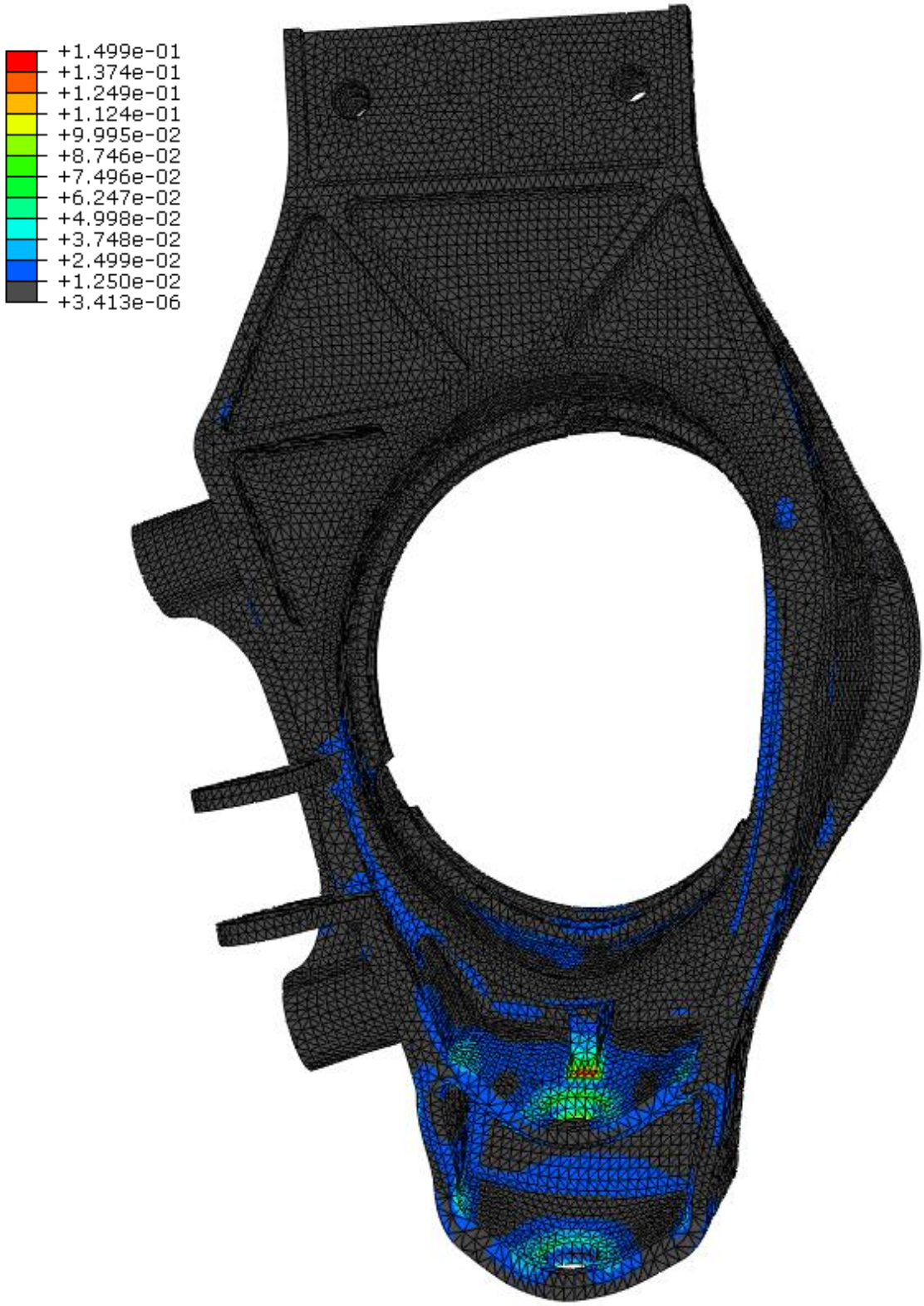
Seznam použitých veličin a jednotek

Značka	Veličina	Jednotky
F_{r1}	Radiální síla v bodě 1	*N*
F_{r2}	Radiální síla v bodě 2	*N*
a	Vzdálenost bodů 1 a 2	*mm*
b	Vzdálenost bodu 1 od středu kola	*mm*
r_d	Valivý poloměr kola	*mm*
F_{a1}	Axiální síla v bodě 1	*N*
F_{a2}	Axiální síla v bodě 1	*N*
F_x	Síla v ose x	*N*
F_y	Síla v ose y	*N*
r_a	Vzdálenost osy přední nápravy od těžiště vozidla	*mm*
r	Rozvor náprav vozidla	*mm*
h	Výška těžiště od vozovky	*mm*
m_v	Hmotnost vozidla	*Kg*
m_j	Hmotnost jezdce s výstrojí	*kg*
m	Hmotnost vozidla s jezdcem	*kg*
F_G	Tíhová síla	*N*
g	Gravitační konstanta	$m * s^{-2}$
F_Z	Síla v ose Z	*N*
F_{ZpS}	Tíhová síla na přední nápravu	*N*
F_{ZzS}	Tíhová síla na zadní nápravu	*N*
M_T	Moment vůči těžišti	$N * m$
F_{ZzS}	Statická síla na zadní nápravu	*N*
F_{ZpS}	Statická síla na přední nápravu	*N*
F_{Zp1S}	Statická síla na přední kolo	*N*
F_{Zp1D}	Dynamická síla na přední kolo	*N*
P_X	Dynamický příčinek v ose X	-
P_Y	Dynamický příčinek v ose Y	-
P_Z	Dynamický příčinek v ose Z	-
M_k	Kroutící moment	$N * m$
F_k	Síla od kroutícího momentu	*N*
μ_x	Koeficient adheze v ose X	-
μ_y	Koeficient adheze v ose Y	-
F_{XBp1}	Brzdná síla na levé přední kolo	*N*
F_{XBp2}	Brzdná síla na pravé přední kolo	*N*
F_{XBz1}	Brzdná síla na levé zadní kolo	*N*
F_{XBz2}	Brzdná síla na pravé zadní kolo	*N*

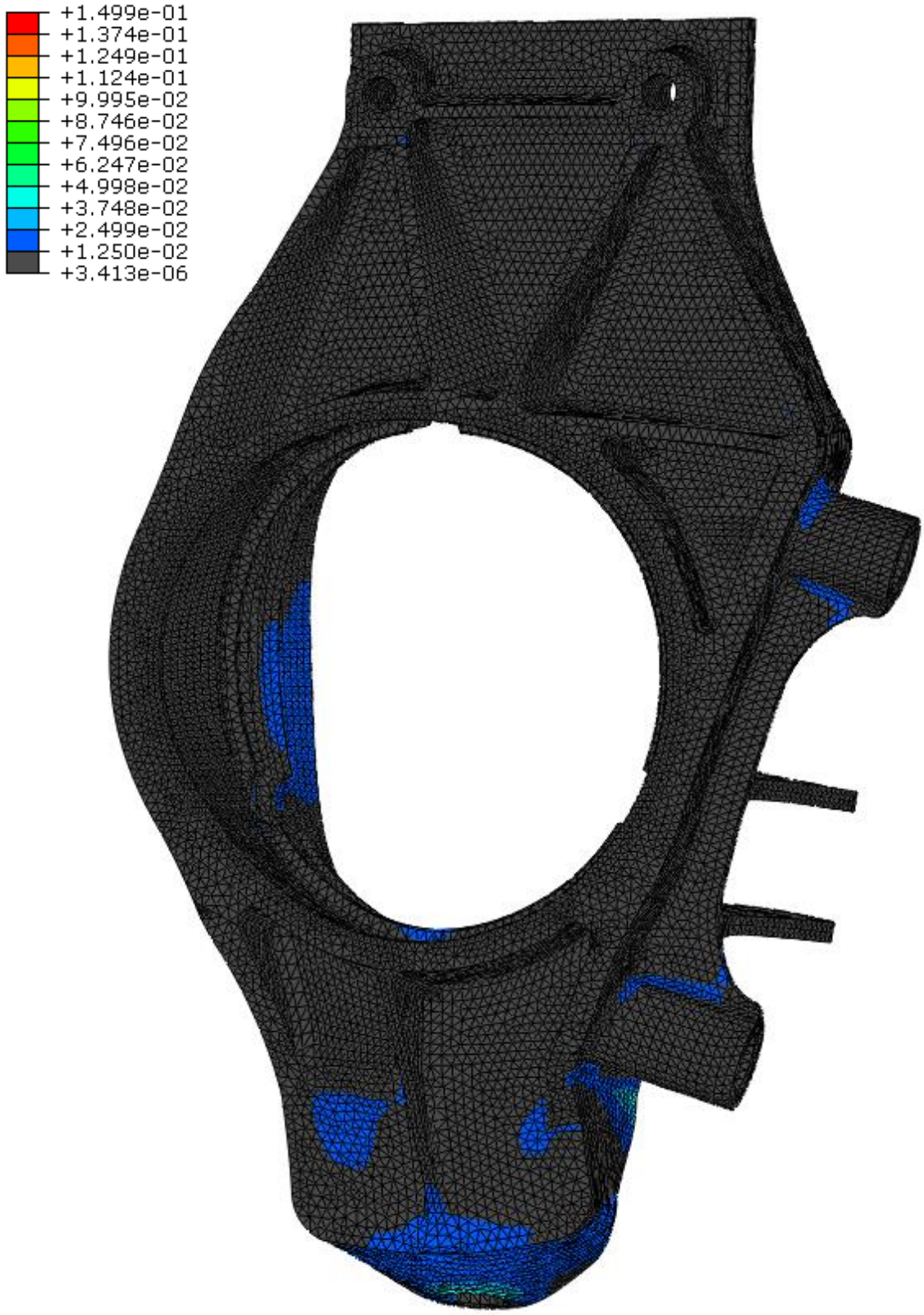
F_B	Síla od brzdového třmenu	N
r_{sb}	Střední poloměr brzdového kotouče	mm
F_o	Odstředivá síla	N
v	Rychlost	$m * s^{-1}$
R	Poloměr zatáčky	m
F_{oe}	Odstředivá síla na externí kolo	N
F_{oi}	Odstředivá síla na interní kolo	N
F_{Zpe}	Síla působící na externí kolo v ose Z při průjezdu zatáčkou	N
F_{Zpi}	Síla působící na interní kolo v ose Z při průjezdu zatáčkou	N
F_{YO1}	Maximální odstředivá síla působící na kolo	N
F_{YO1D}	Maximální dynamická odstředivá síla působící na kolo	N
F_B	Síla od brzdného třmenu	N
$R_{P0,2}$	Smluvní mez kluzu	$N * mm^{-2}$
σ_{1max}	Maximální napětí v prvním zátěžném stavu	$N * mm^{-2}$
σ_{2max}	Maximální napětí v druhém zátěžném stavu	$N * mm^{-2}$
σ_{3max}	Maximální napětí ve třetím zátěžném stavu	$N * mm^{-2}$
σ_{4max}	Maximální napětí ve čtvrtém zátěžném stavu	$N * mm^{-2}$
k_{k1}	Bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu v prvním zátěžném stavu	-
k_{k2}	Bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu v druhém zátěžném stavu	-
k_{k3}	Bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu ve třetím zátěžném stavu	-
k_{k4}	Bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu ve čtvrtém zátěžném stavu	-
M	Hmotnostní matice	-
$\ddot{U}$	Vektor zrychlení v čase t	-
K	Matice tuhosti	-
U	Vektor posuvů v čase t	-
$F(t)$	Vektor zatížení v čase t	-
$\ddot{U}_{n+1}$	Vektor zrychlení v čase $t_{\mathrm{n+1}}$	-
U_{n+1}	Vektor posuvů v čase $t_{\mathrm{n+1}}$	-
F_{n+1}	Vektor zatížení v čase $t_{\mathrm{n+1}}$	-

Příloha 1 - podrobné výsledky analýzy

- 1. zátěžný stav - přímá jízda



Příloha 1. 1 - Přední pohled na zdeformovanou těhlici v 1. zátěžném stavu



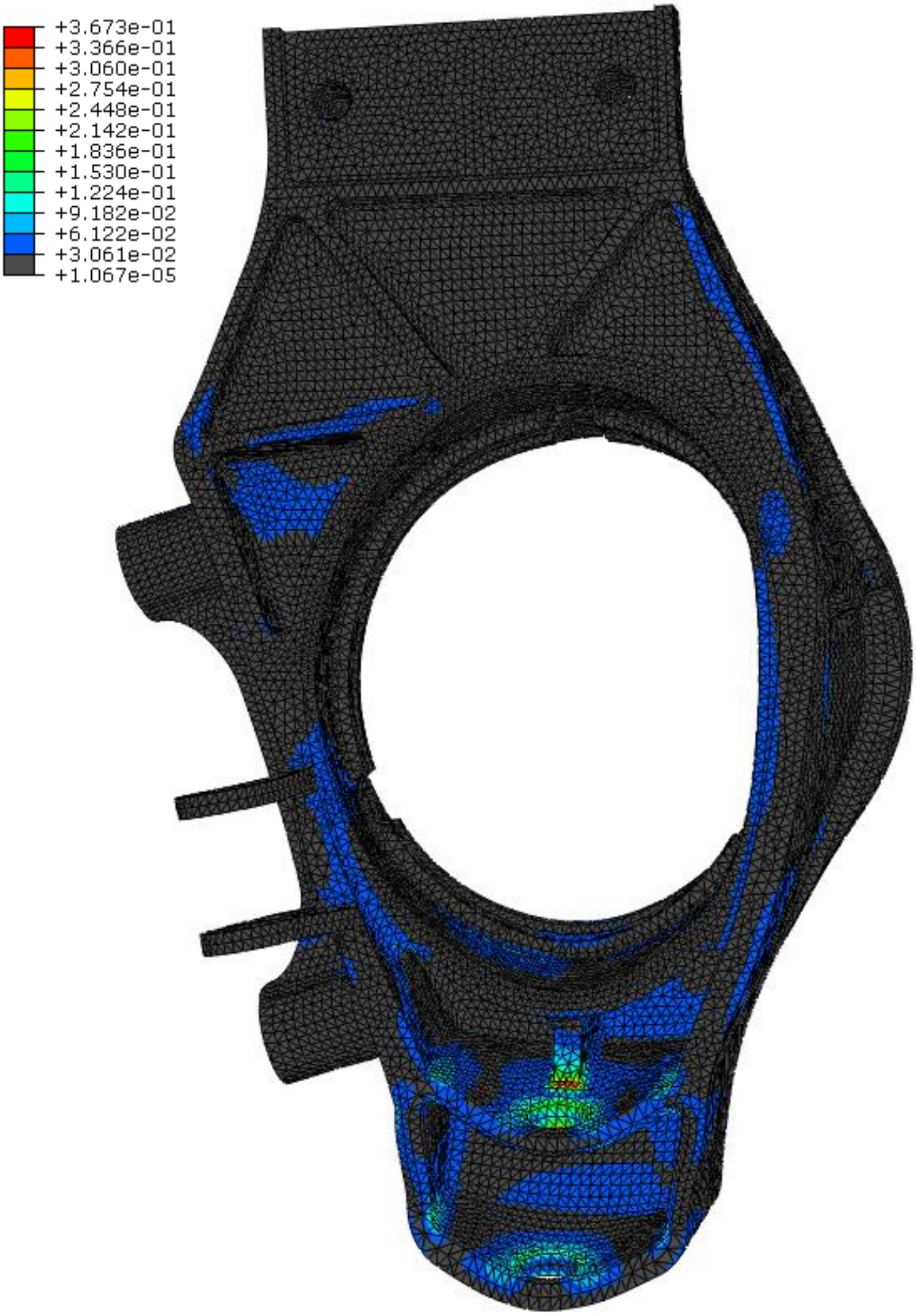
Příloha 1. 2 - Zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 1. zátěžném stavu

- 2. zátěžný stav - průjezd zatáčkou

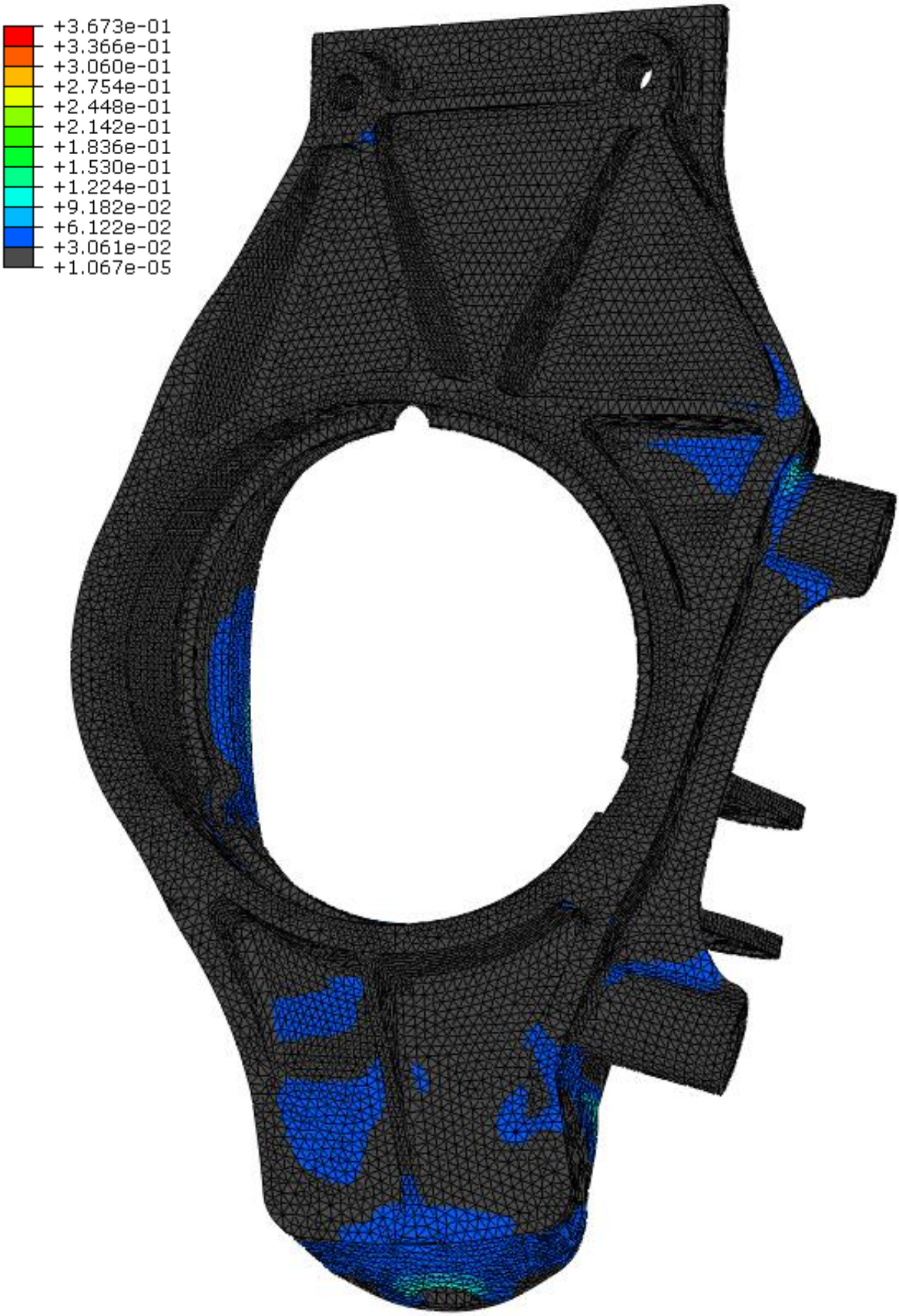
Příloha 1. 3 - Přední pohled na zdeformovanou těhlici v 2. zátěžném stavu

Příloha 1. 4 - Zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 2. zátěžném stavu

- 3. zátěžný stav - brzdění

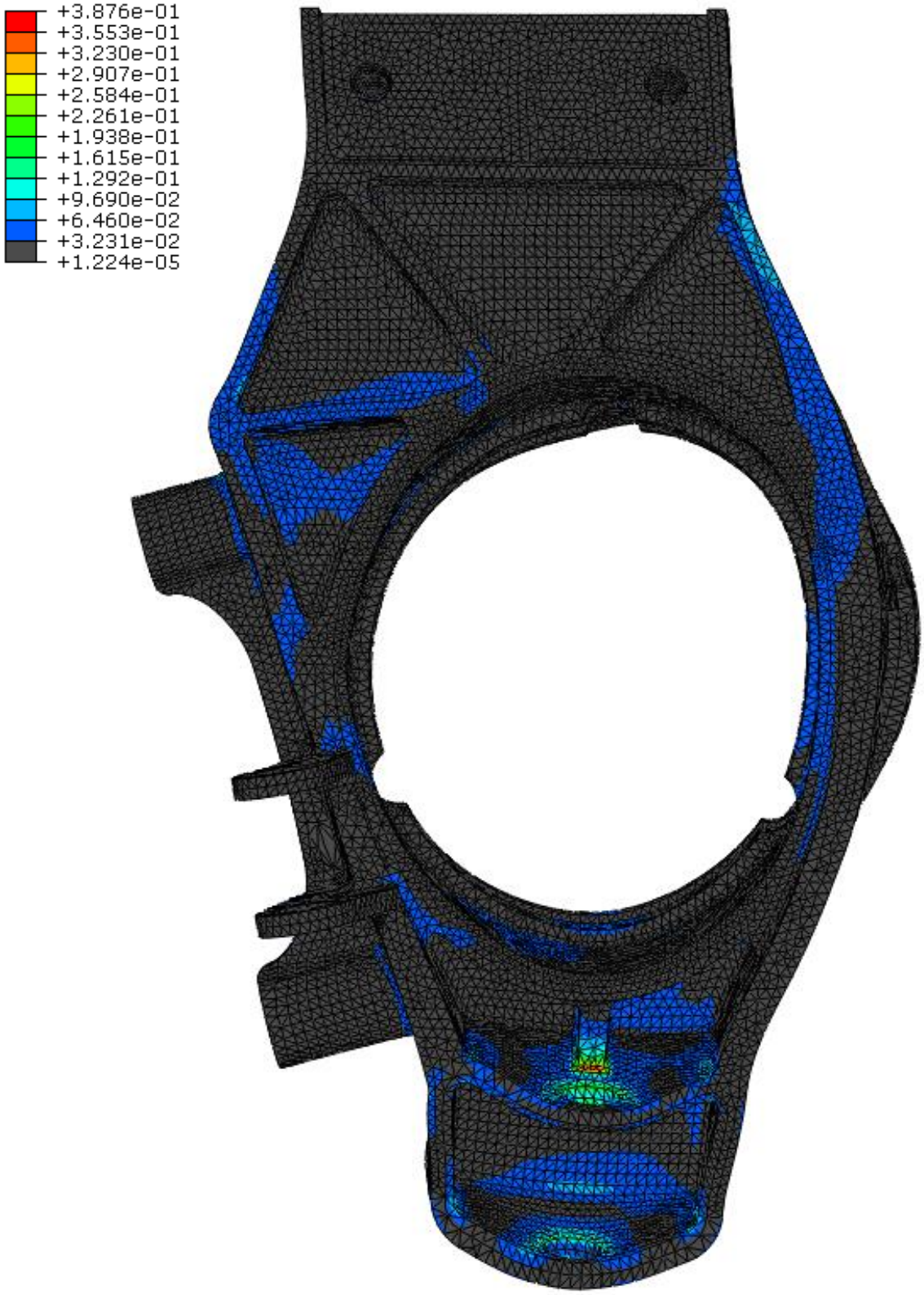


Příloha 1. 5 - Přední pohled na zdeformovanou těhlici v 3. zátěžném stavu



Příloha 1. 6 - Zadní pohled na zdeformovanou těhlici v 3. zátěžném stavu

- 4. zátěžný stav - brzdění v zatáčce



Příloha 1. 7 - Přední pohled na zdeformovanou těhlici ve 4. zátěžném stavu

Příloha 1. 8 - Zadní pohled na zdeformovanou těhlici ve 4. zátěžném stavu