



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE ZADNÍ NÁPRAVY SPORTOVNÍHO VOZIDLA SIGMA

REAR AXLE OPTIMIZATION OF SIGMA SPORTS CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Repka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Martin Repka
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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

Optimalizace zadní nápravy sportovního vozidla SIGMA

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Sportovní vozidlo SIGMA TN je dvousedadlový sportovní automobil s motorem uprostřed a poháněnou zadní nápravou. Navržen byl tak, aby splňoval nejvyšší technická kritéria a moderní design. Základním požadavkem při konstrukci byly dobré jízdní vlastnosti. I proto se tvůrci vozidla tyto jízdní vlastnosti snaží i nadále zlepšovat stejně jako další provozní parametry vozidla.

Cíle diplomové práce:

Analyzovat s využitím FEM stávající stav zadního a předního zavěšení (hliníkových těhlice, uložení ramen nápravy a tie-rodu).

Navrhnout zadní nápravu s úpravou těhlice a tie-rodu tak, aby došlo ke snížení zatížení uložení zadního tie-rodu a sjednocení zadní těhlice s přední těhlicí (levo / pravého provedení těhlic).

Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá analýzou a následnou optimalizáciou zavesenia kolies športového vozidla Sigma TN. Pri spracovaní optimalizácie boli využité znalosti z dynamiky vozidiel a pružnosti a pevnosti. K analýze silového pôsobenia a kinematických charakteristík bol využitý MBS Software Adams Car. FEM analýza bola spracovaná v prostredí Ansys Workbench. Predstavené boli tri konštrukčné koncepty, pri ktorých našla využitie aj topologická optimalizácia.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Tehlica, MBS, Multibody, MKP, Topologická optimalizácia, Sigma TN, Formula

ABSTRACT

This master's thesis deals with analysis and following optimisation of a Sigma TN sports car suspension. Knowledge of vehicle dynamics and strength of materials was used during the optimisation. Kinematic and force analysis was carried out in software ADAMS Car. A FEM analysis was processed in Ansys Workbench environment. Three design concepts were worked out, in which Topology optimisation also found use.

KEYWORDS

Upright, MBS, Multibody, FEM, Topology optimisation, Sigma TN, Formula car

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

REPKA, Martin. *Optimalizace zadní nápravy sportovního vozidla SIGMA*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132290>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Ondřeja Blaťáka, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname

V Brne dňa 21. mája 2021

.....

Martin Repka

POĎAKOVANIE

Týmto by som sa chcel poďakovať mojej rodine a najbližším, ktorí ma počas štúdia podporovali ako morálne, tak aj finančne a bez ktorých pomoci by nevznikla táto práca.

Chcel by som sa poďakovať vedúcemu mojej diplomovej práce Ing. Ondřejovi Blaťákovi, Ph.D. za odborné vedenie diplomovej práce, ktorý mi vždy v prípade nejasností ochotne venoval svoj čas. Ďalej by som sa chcel poďakovať Ing. Jozefovi Dluhošovi, Ph.D. za pomoc a ochotu mi objasniť nejasnosti týkajúce sa MKP analýz. V neposlednej rade by som sa chcel poďakovať Sigma MOTOR, s.r.o. v zastúpení Ing. Martina Straku, ktorý mi poskytol potrebné podklady a súčinnosť pri vypracovaní tejto práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Podvozok a jeho návrh	12
1.1 Nezávislé zavesenie kolies	13
1.1.1 Lichobežníkové zavesenie kolies	13
1.1.2 Kinematické charakteristiky a ich vplyv na jazdné vlastnosti	15
2 Analýza problematiky	21
2.1 Popis vozidla sigma TN	21
2.1.1 Základné informácie o vozidle	21
2.1.2 Popis podvozka vozidla	22
2.2 Konkurencia pre Sigma TN	22
2.2.1 Radical SR3	22
2.2.2 Praga R1	24
2.2.3 Caterham seven	25
2.2.4 Zenos E10S	26
2.2.5 Ariel Atom	27
2.3 Požiadavky Sigma MOTOR s.r.o. a zadanie práce	28
3 Analýza súčasného riešenia	29
3.1 Zátťažové stavy	29
3.2 FEM	33
3.3 Tehlice	33
3.3.1 Model zostavy	34
3.3.2 Tvorba siete	35
3.3.3 Okrajové podmienky a kontakty	37
3.3.4 Výpočet	39
3.3.5 Výsledky	39
3.4 Zhodnotenie súčasného riešenia	41
4 Konceptné riešenie	43
4.1 Návrh úpravy uloženia tie-rodu	43
4.2 Návrh úpravy tehlic	46
4.3 Koncept A	46
4.3.1 Analýza konceptu A	48
4.3.2 Zhodnotenie konceptu A	49
4.4 Koncept B	52
4.4.1 Analýza konceptu B	53
4.4.2 Zhodnotenie konceptu B	53
4.5 Koncept C	55
4.5.1 Okrajové podmienky a nastavenie výpočtu	56
4.5.2 Overovacia analýza konceptu C	59
4.5.3 Zhodnotenie konceptu C	60
4.5.4 Kombinácia stavov	60



5	Porovnanie konceptov.....	63
	Záver	65
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	69
	Zoznam príloh	70

ÚVOD

V súčasnosti sa automobilový priemysel orientuje na segment SUV a viac ako zážitok z jazdy zaujíma priemerného spotrebiteľa objem kufra a spotreba. Automobil sa pomaly stáva iba teleportom, ktorý slúži na dopravu z bodu A do bodu B. Z trhu tak pomaly odchádzajú modely značiek, ktorých zameraním bolo poskytnúť zážitok z jazdy. Existuje však značná skupina spotrebiteľov, ktorí takýto zážitok vyhľadávajú a nehľadajú na úžitkovú hodnotu auta, ale skôr na jeho správanie.

Projekt malého športového automobilu pre voľný čas Sigma TN začal podobne ako táto práca na papieri v podobe diplomovej práce. Postupným vývojom sa dostalo do prevádzkyschopného stavu a v súčasnosti ho človek môže stretnúť na cestách. Jeho hlavnou výhodou oproti niektorým konkurentom je možnosť prevádzky na pozemných komunikáciách a ponúknuť tak možnosť „víkendovej“ zábavy aj ľuďom, ktorí nemajú v blízkosti závodný okruh.

Uvedením vozidla na trh ale vývoj zďaleka neskončil. Zavesenie kolies bolo navrhnuté na základe znalostí odboru, ale doposiaľ nebolo podrobené podrobnej analýze. Mojou úlohou bolo pomocou FEM zhodnotiť súčasné zavesenie a navrhnuť jednu univerzálnu tehlicu tak, aby ju bolo možné použiť naprieč celým vozidlom.

1 PODVOZOK A JEHO NÁVRH

Pre predstavu pojmov, ktoré sa budú v tejto práci vyskytovať je vhodné si niektoré z nich opísať a zdefinovať. Taktiež je vhodné si predstaviť základnú stavbu zavesenia kolies vozidla a funkciu prvkov zavesenia, ktorým sa budem ďalej aj venovať.

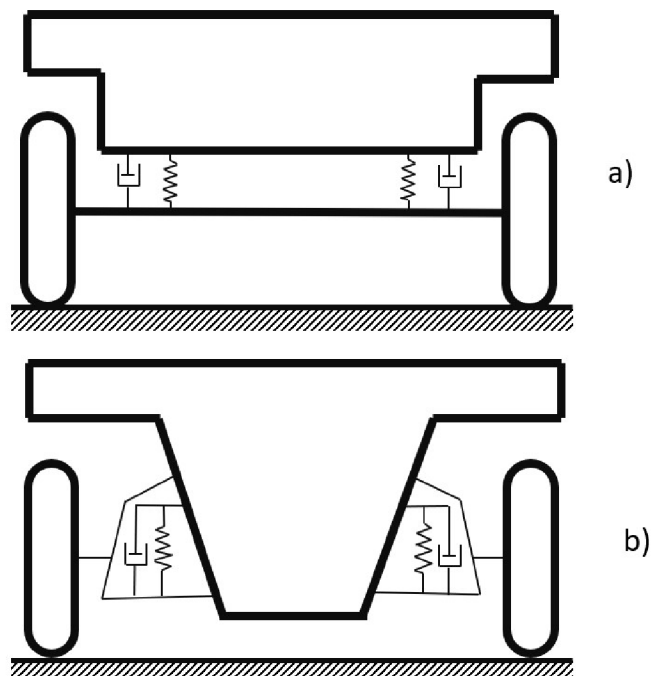
Hlavnou úlohou zavesenia je tzv. vedenie kolesa. Pomocou vedenia je totižto zabezpečený kontakt kolesa (pneumatiky) s vozovkou, ktorý je nevyhnutný pre správne a bezpečné vedenie vozidla po vozovke. Zavesenie taktiež prenáša sily a momenty medzi kolesom a karosériou, alebo v prípade rámovej konštrukcie tzv. rámom vozidla [1]. Sily a momenty delíme podľa osy ich pôsobenia na [1]:

- zvislé (zaťaženie vozidla),
- pozdĺžne (hnacie a brzdné sily),
- priečne (odstredivé sily),
- momenty pozdĺžnych síl (hnací a brzdný moment).

Taktiež rozlišujeme dva druhy zavesenia kolies [1], tými sú:

- závislé zavesenie (Obr. 1 a)),
- nezávislé zavesenie (Obr. 1 b)).

Na mnou rozoberanom automobile SIGMA TN je použitý vpredu aj vzadu nezávislý typ zavesenia kolies, a preto budem ďalej rozoberať len tento druh zavesenia.



Obr. 1 Tuhé a) a nezávislé b) zavesenie kolies [1]

1.1 NEZÁVISLÉ ZAVESENIE KOLIES

Hlavným zmyslom nezávislého zavesenia kolies je, aby sa kolesá na jednej náprave vzájomne neovplyvňovali pri prepružení iba jedného z nich. Pri prejazde zákrutou však nechceme, aby sa nám vozidlo príliš nakláňalo (ang. Body roll) a aby pneumatika na vnútornej strane zákruty nestratila svoj kontakt s vozovkou. Tento jav sa dá potlačiť použitím pružín s väčšou tuhosťou, umiestnením stredu klopenia čo najbližšie k ťažisku, alebo použitím tzv. stabilizátora (ang. Anti-roll bar) [2].

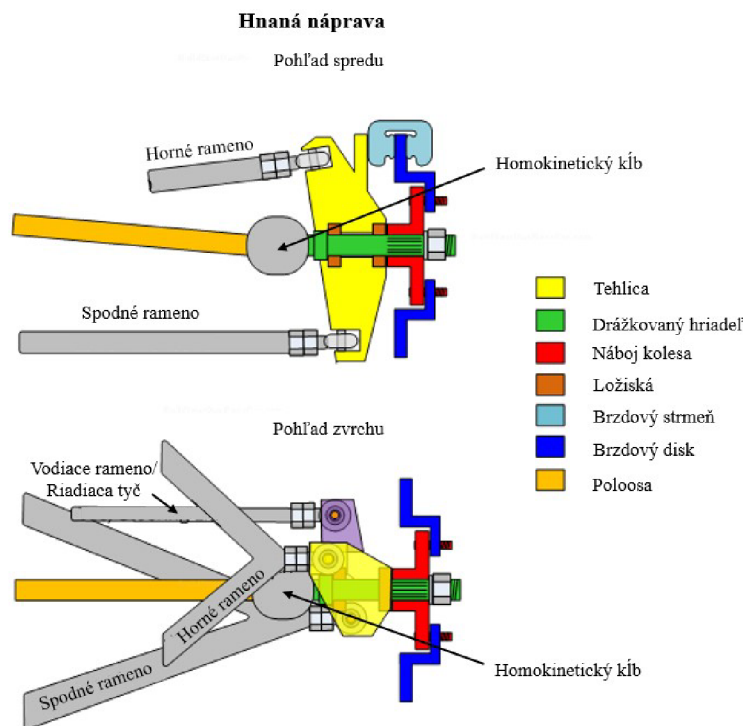
Nezávislý typ zavesenia sa v súčasnosti používa na športových autách, alebo na autách pri ktorých sú požadované výborné jazdné vlastnosti. Hlavnými výhodami nezávislého zavesenia kolies sú [1], [2] :

- malý zástavbový priestor,
- v prípade hnanej nápravy nižšia hmotnosť neodpružených hmôt,
- nezávislý zdvih kolies na jednej náprave,
- možná zmena zbiehavosti.

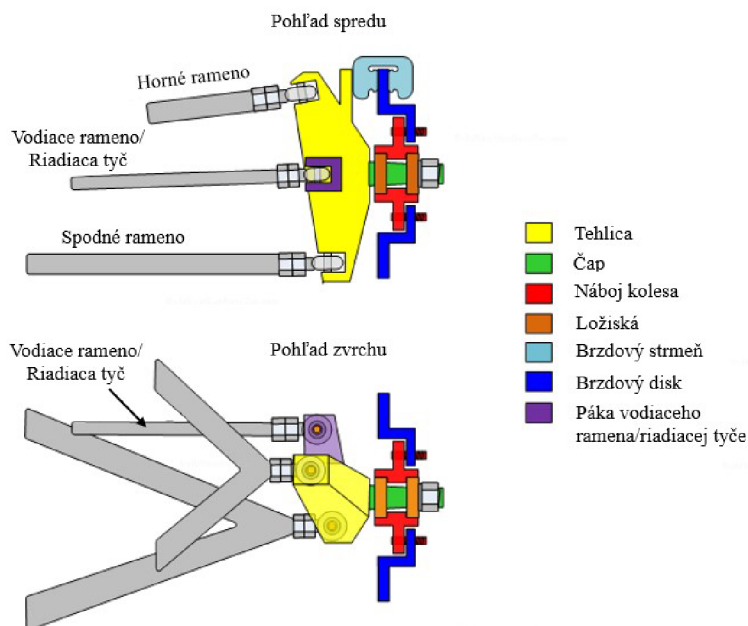
Asi hlavnou nevýhodou je však konštrukčná zložitosť takéhoto zavesenia v porovnaní s tuhým zavesením.

1.1.1 LICHOBĚŽNÍKOVÉ ZAVESENIE KOLIES

Veľmi používaným typom nezávislého zaveseniam kolies je tzv. lichobežníkové zavesenie (ang. Double wishbone suspension), ktoré pozostáva z dvoch ramien (horného a spodného), ktoré sú otočne umiestnené o rám najčastejšie pomocou silentblokov, tehlice v ktorej sú uložené časti potrebné pre správne vedenie kolesa a vodiaceho ramena, alebo riadiacej tyče (Obr. 2 a Obr. 3).

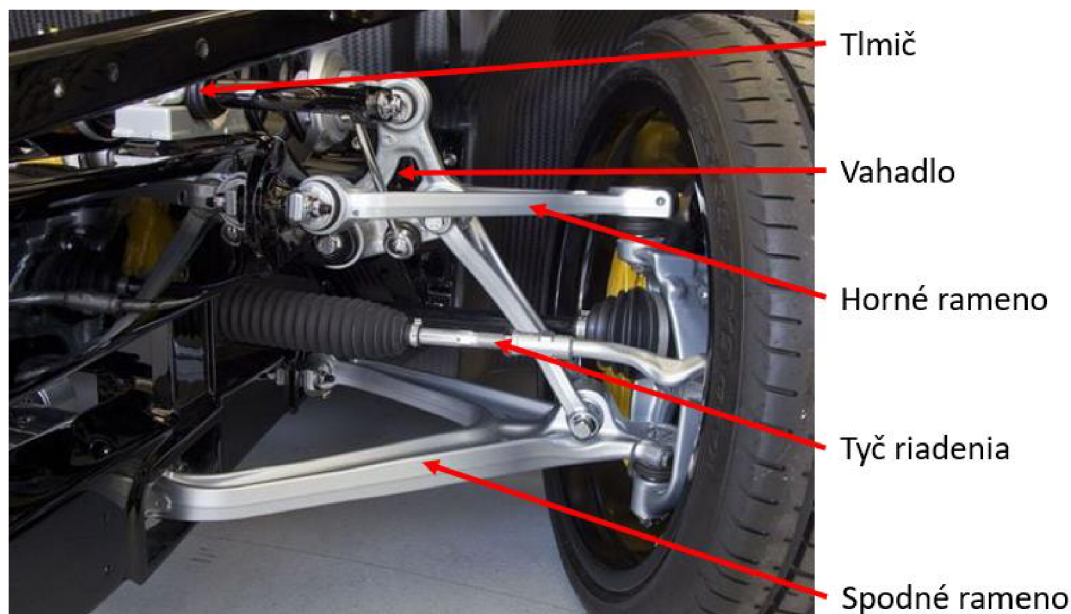


Obr. 2 Hnaná lichobežníková náprava [23]

Nehnaná náprava


Obr. 3 Nehnaná lichobežníková náprava [23]

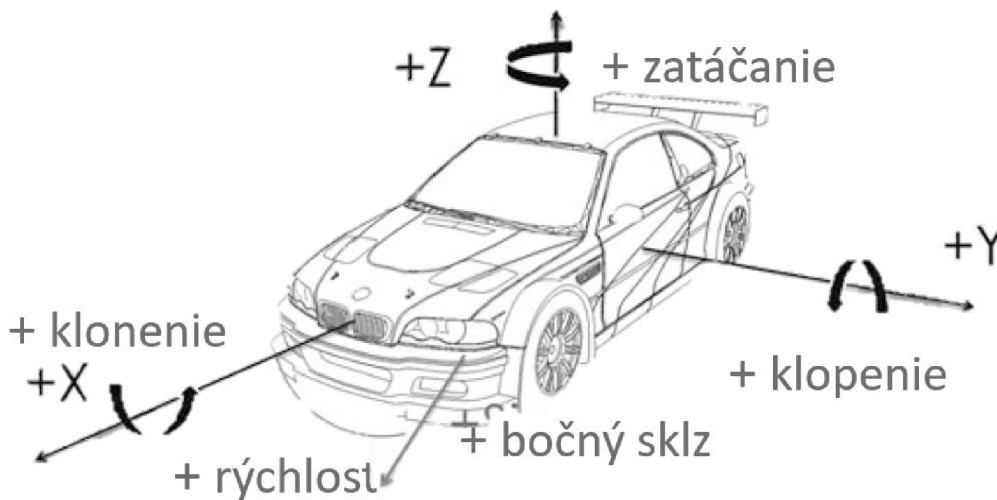
Práve tento typ zavesenia je použitý na mnou analyzovanej náprave vozidla Sigma TN, na ktorom je použitá lichobežníková náprava s prepákováním (ang. Push-rod). Tento typ sa používa na vysoko výkonných vozidlách rôznych kategórií naprieč motoršportom (napr. vozidlá kategórii Formula 1, 2, 3), alebo aj „sériových“ áut ako napríklad Lamborghini LP 700 (Obr. 4), alebo Ariel Atom [3].



Obr. 4 Zavesenie na Lamborghini LP700 (Aventador) [22]

1.1.2 KINEMATICKÉ CHARAKTERISTIKY A ICH VPLYV NA JAZDNÉ VLASTNOSTI

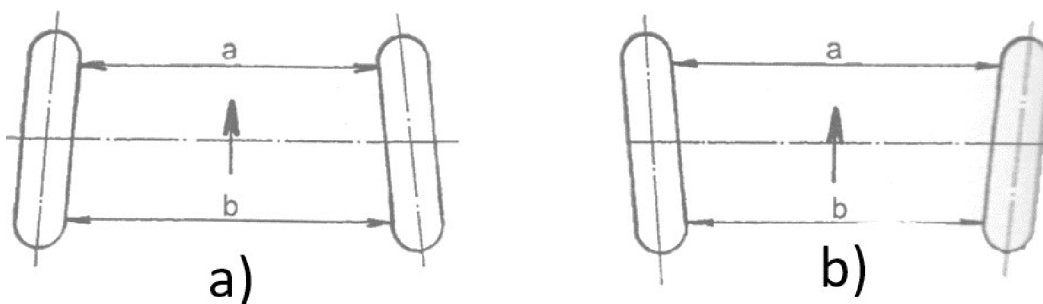
V tejto kapitole budem používať súradný systém z normy SAE J670 [4], ktorý je však plne kompatibilný s normou ISO 8855. Osa X smeruje dopredu, osa Y doľava a osa Z nahor (Obr. 5).



Obr. 5 Súradnicový systém vozidla [34]

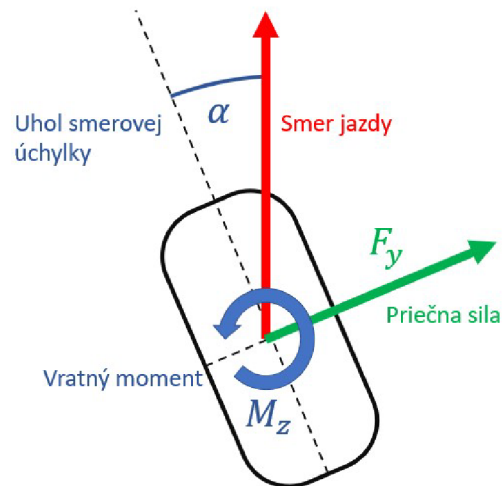
ZBIEHAVOSŤ

Jedná sa o uhol medzi priemetom stredovej roviny kola a pozdĺžnou osou vozidla do roviny vozovky [1], [2]. Pokiaľ je predná časť kola priklonená k pozdĺžnej osi vozidla, hovoríme o tzv. „zbiehavosti“, alebo kladnom uhle zbiehavosti (Obr. 6 a)) [2]. Pokiaľ je však predná časť kola od pozdĺžnej osi vozidla odklonená, hovoríme o tzv. „rozbiehavosti“, alebo zápornom uhle zbiehavosti (Obr. 6 b)) [2].



Obr. 6 Zbiehavosť a) a rozbiehavosť b) kolies [1]

Väčšina motoristov má povedomie o zbiehavosti v spojitosti so zvýšeným opotrebením pneumatík. Zbiehavosť má ale významný vplyv na vznik a priebeh priečnych síl, ktoré sú priamo závislé na uhle smerovej úchylky kolesa (Obr. 7). Zbiehavosť na prednej náprave vo všeobecnosti napomáha vzniku väčších priečnych síl. Vonkajšie koleso (viac zaťažené) má pri zbiehavosti väčšiu smerovú úchylku ako v prípade rozbiehavosti, čo má za následok vznik väčšej priečnej sily pri rovnakom uhle natočenia volantu.

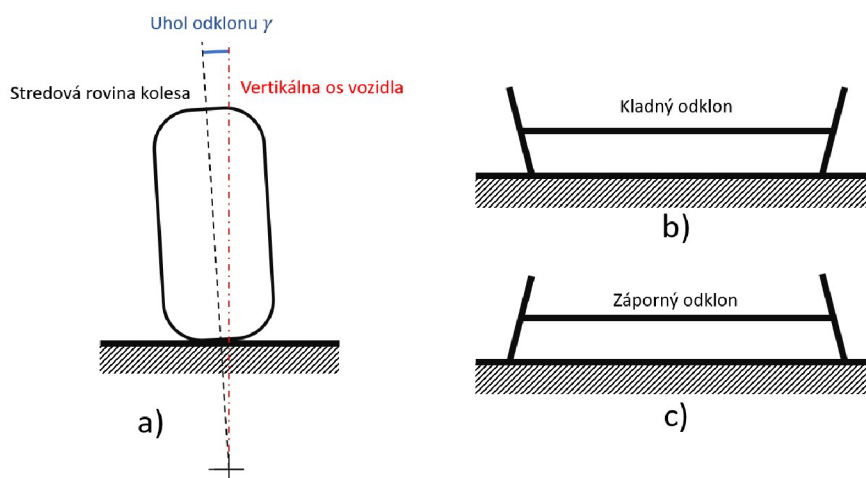


Obr. 7 Sily pôsobiace na koleso [5]

Ďalším problémom, s ktorým sa stretávame je natáčanie kolesa pri prepružení, alebo tzv. „bump steer“. Pri prepružení kolesa sa zmení smerová úchylka samotného kolesa, čím sa mení veľkosť priečnej sily. Tieto sily pôsobia na ramene, čím spôsobujú vratný moment. Tento moment sa následne prenáša do riadenia, čo veľmi citlivo vníma vodič vozidla.

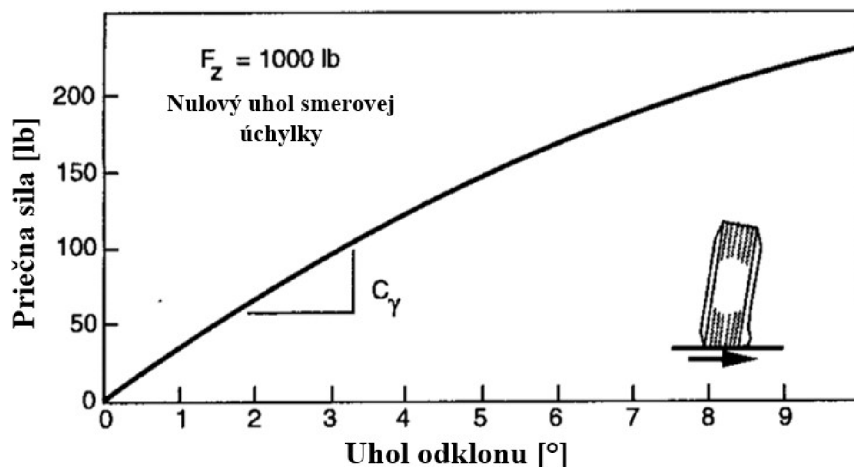
ODKLON

Jedná sa o uhol medzi stredovou rovinou kolesa a zvislou pozdĺžnou rovinou vozidla (rovina kolmá na os X) [4]. Pokiaľ sa vrch kolesa odkláňa od vozidla hovoríme o kladnom odklone (Obr. 8 b)), pokiaľ sa k vozidlu vrch kolesa prikláňa hovoríme o odklone zápornom (Obr. 8 c)).



Obr. 8 Odklon kolesa [1]

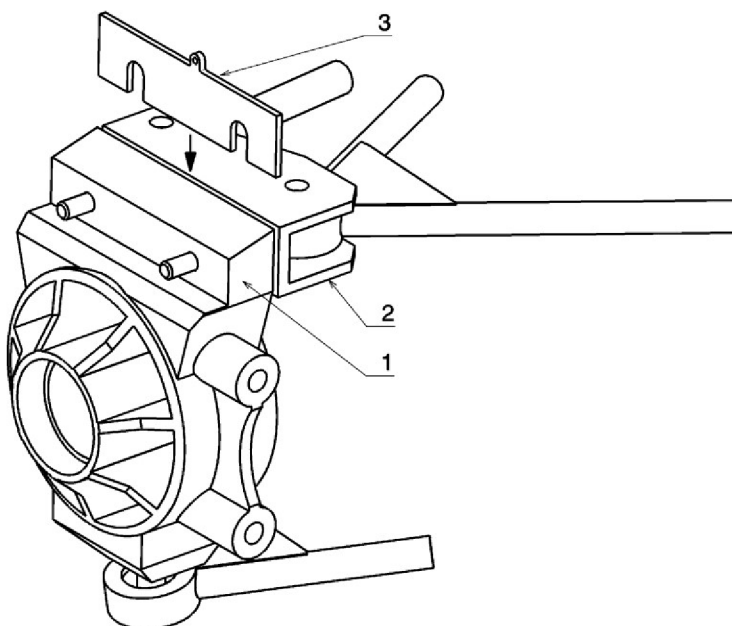
So vzrastajúcim odklonom kola taktiež rastú tzv. „ťahové sily“ na kolese a to aj pri jazde priamo (Obr. 9). Síce sú ťahové sily omnoho menšie ako sily, ktoré vznikajú pri uhle smerovej úchylky, majú stále vplyv na chovanie vozidla pri prejazde zákrutou [5].



Obr. 9 Vplyv Odklonu na priečne sily [5]

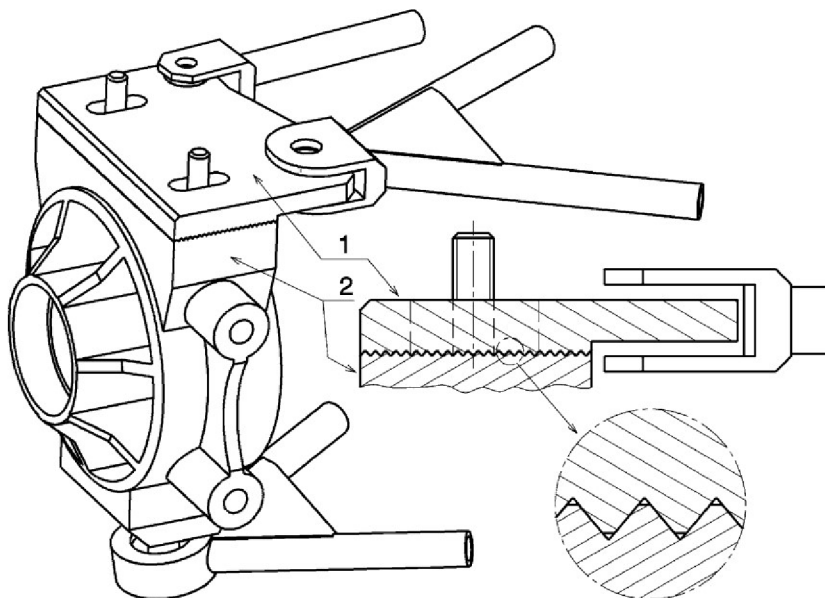
Pri nezávislom zavesení sa pri prepružení kola mení aj jeho odklon. Pokiaľ chceme pri prejazde zákrutou dosiahnuť maximálnych bočných síl potrebujeme, aby sa vonkajšiemu kolesu, ktoré je viac zaťažené zmenšil odklon pri prepružení a vnútornému kolesu, ktoré je teraz odľahčene zväčšil odklon [2].

Pri závodných vozidlách je veľmi výhodná možnosť nastaviť odklon kola bez nutnosti väčšej prestavby tak, aby sme mohli vozidlo prispôbiť podmienkam na trati. Väčšina závodných tímov vrátane formuly Student TU Brno [6] používa riešenie podobné ako je na Obr. 10, kde sa medzi tehlicu a konzolu postupne vkladajú podložky presnej hrúbky. Odklon sme potom schopní nastaviť počtom podložiek (pozícia 3, Obr. 10), ktoré medzi tehlicu a konzolu vložíme.



Obr. 10 Nastavovanie odklonu kola podložkou [7]

Alternatívny spôsob nastavenia odklonu kolesa je použitie drážok medzi tehlicou a konzolou (Obr. 11). Po povolení je možné upraviť relatívnu polohu konzoly voči konzole. Výhodou tejto konštrukcie je, že nezvyšujeme neodpružené hmoty vozidla, zväčšujeme kontaktnú plochu a tým znižujeme kontaktný tlak. Hlavnou nevýhodou je zvýšená cena a dlhší strojný čas. V konštrukcii zavesenia vozidla Sigma TN je použitý práve tento systém nastavenia odklonu. Táto vlastnosť bude ďalej spomenutá pri vytváraní výpočtového modelu a siete v kapitole 3.3.

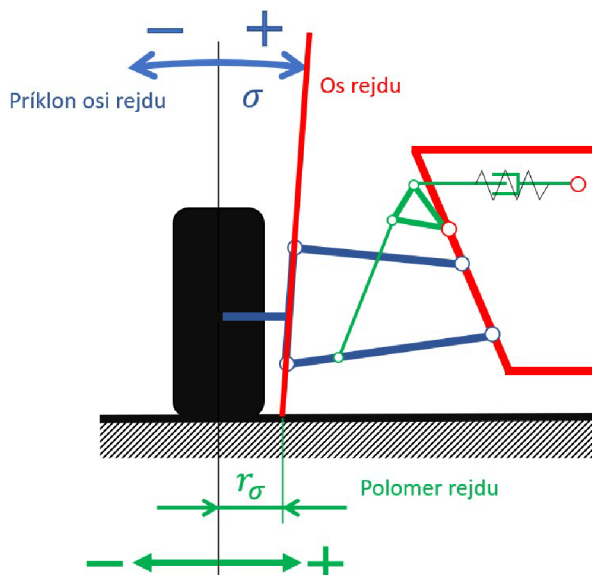


Obr. 11 Nastavenie odklonu drážkami [7]

PRÍKLON A POLOMER OSI REJDU

Uhol medzi vertikálnou osou (os Z) a priemetom osi rejdú na rovinu tvorenú osami Y-Z sa nazýva „príklon osi rejdú“, alebo príklon „čapu riadenia“ [4] (Obr. 12). Uhol je kladný pokiaľ sa k vozidlu vrch osi prikláňa a záporný pokiaľ sa od neho odkláňa. Vzďialenosť medzi stredovou rovinou kolesa a bodom, kde os rejdú pretína rovinu vozovky sa nazýva polomer rejdú [4]. Pokiaľ sa bod osi rejdú pretínajúci vozovku nachádza na vnútornej strane, tak je polomer rejdú pozitívny, pokiaľ je na strane vonkajšej, tak je negatívny.

Polomer rejdú ovplyvňuje veľkosť vratného momentu a platí, že čím väčší je tento polomer, tým väčší je vratný moment kolesa. „Čím je ale polomer rejdú väčší, tým je predná náprava citlivejšia na pozdĺžne sily“ [1]. Pri priamej jazde a kladnom polomere rejdú pôsobia sily valivého odporu na ramene r_{σ} a tlačia kolesá do miernej rozbiehavosti, čím sa vymedzuje vôľa v riadení. Prvé vozidlo, ktoré malo použitý záporný polomer rejdú bolo Audi 80 [1].

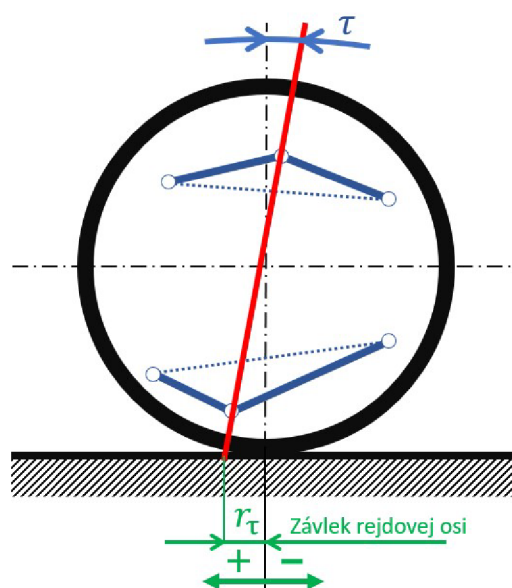


Obr. 12 Príklon a polomer osi rejdu [1]

Záporný polomer rejdu má totižto stabilizujúci účinok v prípade, ak sú brzdené kolesá jednej nápravy na povrchoch s rozdielnymi adhéznymi vlastnosťami. Pri brzdení pôsobí brzdná sila na ramene a stáča koleso do opačného smeru akým je stáčané vozidlo. Tento jav potláča stáčanie vozidla pri nerovnomernom brzdení na jednej náprave (keď je jedna brzdná sila väčšia ako tá druhá) [2].

ZÁKLON A ZÁVLEK OSI REJDU

Uhol, ktorý vznikne medzi priemetom osi rejdu do roviny X-Z a zvislou čiarou, ktorá je vedená stredom kolesa sa nazýva „záklon“ [2]. Vzdialenosť priesečníku tejto osi od stredového bodu kontaktu kolesa s vozovkou je označovaná ako „závlek“ (Obr. 13). Pokiaľ sa priesečník rejdovej osi s rovinou vozovky nachádza pred stredovou rovinou kolesa (vzhľadom k smere jazdy), hovoríme o kladnom závleku, pokiaľ sa nachádza za ňou, hovoríme o zápornom závleku.



Obr. 13 Záklon osi rejdu [1]

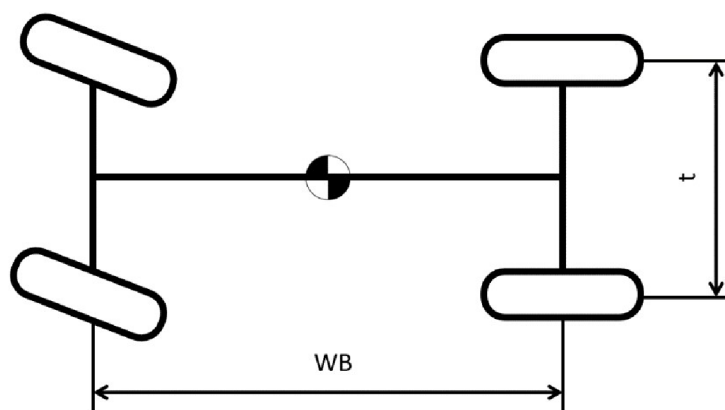
Pokiaľ uvažujeme pôsobisko bočnej sily vo zvislej rovine, ktorá prechádza stredom kolesa, pôsobí bočná sila na ramene, ktoré je rovné závleku osi rejdú. Dokopy tvoria vratný moment, ktorý vracia koleso do smeru pohybu vozidla. Môžeme teda prehlásiť, že bočné sily majú priamy vplyv na veľkosť tohto vratného momentu.

Od športových a závodných vozidiel je vyžadované, aby sa častokrát pohybovali na hrane príľnavosti pneumatík. Vratný moment sa cez riadenie vozidla prenáša do volantu a cez neho je schopný vodič odhadnúť, kde sa nachádza maximum príľnavosti pneumatík pri zatáčaní.

RÁZVOR NÁPRAV A ROZCHOD KOLIES

Rázvor náprav (Obr. 14 WB) je vzdialenosť meraná od osi prednej nápravy smerom k osi zadnej nápravy. V prípade sériových automobilov má táto charakteristika vplyv hlavne na vnútorný priestor kabíny a znižuje presun zaťaženia náprav pri brzdení a akcelerácii tzv. load transfer. Toto umožňuje použitie mäkkšieho odpruženia a zvýšenie komfortu posádky. Na druhej strane kratší rázvor znižuje polomer zatáčky pri rovnakom uhle smerovej úchyľky vozidla [2]. Táto charakteristika robí vozidlo obratnejším a citlivejším na vstup z volantu.

Rozchod kolies (Obr. 14 t) je vzdialenosť medzi stredovými rovinami kolesa na jednej náprave [2]. Spravidla býva rozchod prednej nápravy väčší ako rozchod zadnej nápravy. Väčší rozchod spôsobuje menší presun zaťaženia a tým aj väčšie dosiahnuteľné bočné sily. Väčší rozchod taktiež posúva hranicu preklopenia, pri ktorej dôjde k prevráteniu vozidla [7]. Zväčšovanie rozchodu však so sebou prináša aj zväčšovanie karosérie a celkových rozmerov vozidla, čo znamená vyššiu hmotnosť a aerodynamický odpor [7].



Obr. 14 Rozchod a rázvor

2 ANALÝZA PROBLEMATIKY

2.1 POPIS VOZIDLA SIGMA TN

Vozidlo Sigma TN (Obr. 15) je navrhnuté ako vozidlo na voľný čas, ktoré má za cieľ vodičovi ponúknuť zážitok z jazdy. Základ vozidla vznikol v rámci diplomovej práce Ing. M. Straku na FSI VUT v Brně [8]. Konceptia vozidla „Open-wheel car“, alebo častejšie nazývaná „Formula“ nemá pred vodičom žiadne sklo, ktoré by slúžilo ako deflektor vzduchu, a preto je vyžadované, aby bol vodič počas jazdy chránený prilbou. Hlavnou výhodou oproti väčšine konkurentom je skutočnosť, že sa jedná o vozidlo homologované pre prevádzku na pozemných komunikáciách a nie je potrebné zakaždým jazdiť na závodný okruh [9].



Obr. 15 Sigma TN [9]

2.1.1 ZÁKLADNÉ INFORMÁCIE O VOZIDLE

Sigma TN je dvojsedadlové vozidlo s „open-wheel“ koncepciou, motorom v strede vozidla a hnanou zadnou nápravou. Pohon je zaistený pomocou preplňovaného motora o zdvihovom objeme 1598 cm^3 v spojení so 6° mechanickou prevodovkou. Priehradový rám vozidla pozostáva z bezšvových trubiek ocele 25CrMo4, na ktorý sú osadené panely karosérie [9]. Základné rozmery, ktoré sú aj využité pri výpočte sú uvedené v Tab. 1.

Tab. 1 Rozmery Sigma TN [9]

Suchá hmotnosť	595	kg
Prevádzková hmotnosť s vodičom a palivom	733	kg
Dĺžka vozidla	3 152	mm
Šírka vozidla	1 866	mm
Rázvor	2 300	mm
Rozchod prednej nápravy	1 614	mm
Rozchod zadnej nápravy	1 600	mm

2.1.2 POPIS PODVOZKA VOZIDLA

Ako pri väčšine fomulových vozidiel, je aj na Sigma TN použité vpredu aj vzadu zavesenie náprav typu pushrod s nastaviteľnými tlmičmi a stabilizátorom. Odpruženie je realizované pomocou vinutých pružín. Výrobcom udávané rozloženie hmotnosti je 40/60 [9]. Z obrázka (Obr. 16) sa dá usúdiť, že tehlica je vyhotovená obrábaním polotovaru hliníkovej zliatiny.



Obr. 16 Predná tehlica vozidla Sigma TN [24]

2.2 KONKURENCIA PRE SIGMA TN

Vzhľadom k povahe a cieľom práce mi príde vhodné pre začiatok uviesť vybraných konkurentov pre vozidlo Sigma TN so zameraním na koncepciu zavesenia a konštrukciu tehlic.

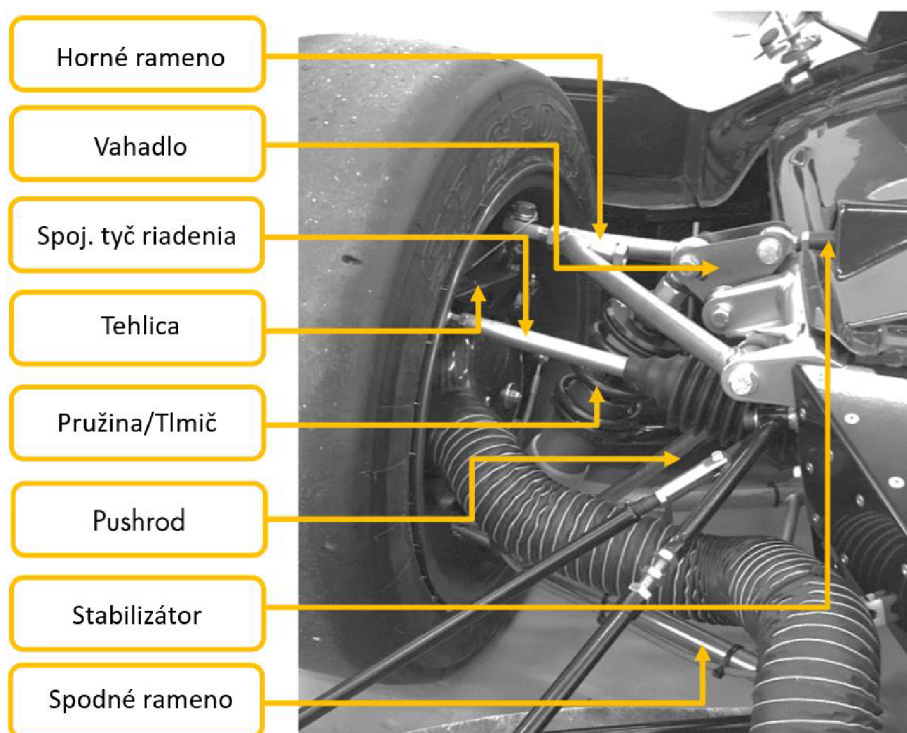
2.2.1 RADICAL SR3

V roku 2001 predstavil Anglický výrobca športových vozidiel Radical Sportscars vozidlá rady SR3 (Obr. 17). Pre vhodné porovnanie parametrov som si zvolil variant vozidla SR3 RS 1500 s motorom Suzuki Hayabusa GSX-R so zdvihovým objemom 1500 cm³ keďže sa najviac približuje parametrami k vozidlu Sigma TN [10].



Obr. 17 Radical SR3 [11]

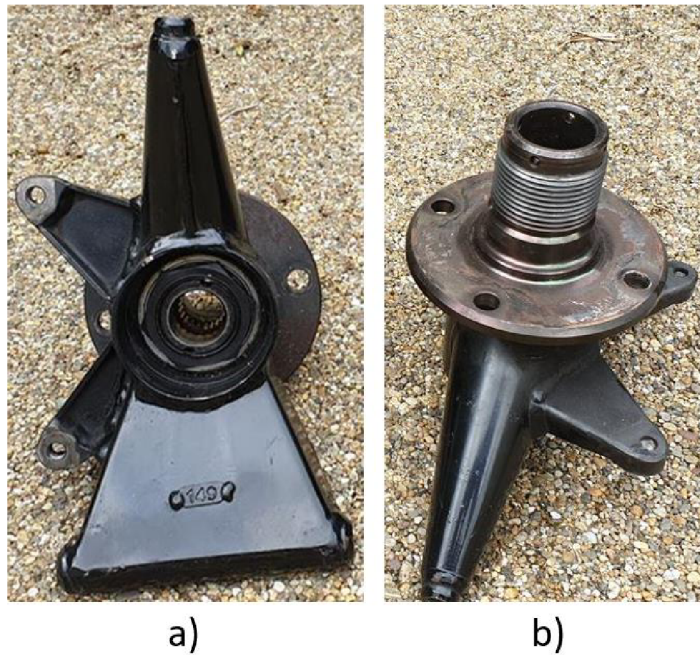
Ako Sigma TN, tak aj vozidlo Radical SR3 má podobné rozloženie hmotnosti (42/58% oproti 40/60%), obe vozidlá majú použité lichobežníkové zavesenie ako prednej, tak i zadnej nápravy a pri oboch vozidlách je prítomný stabilizátor, ktorý je upevnený o vahadlo. V prípade Sigma TN je tlmič umiestnený na odpruženej hmote, čím prispieva k zníženiu hmôt neodpružených. V prípade vozidla SR3 je tento tlmič spoločne s pružinou iba čiastočne neodpružený (Obr. 18).



Obr. 18 Zavesenie prednej nápravy vozidla SR3 [11]

Analýzou fotografií (Obr. 19) a dokumentácie k vozidlu [11] som dospel k názoru, že tehlice sú vyrobené z plechového polotovaru, ohýbané, následne zvarené do finálneho tvaru a ku koncu sú funkčné plochy obrobené na finálny tvar. Hlavnou výhodou tohto výrobného postupu je cenová dostupnosť a nenáročnosť výroby. Pri pomerne malých počtoch automobilov, ktoré spol. Radical vyrába je viac než pravdepodobné, že masová výroba (napr. pomocou odlievania) sa nejaví ako cenovo výhodná.

Rizikom tejto konštrukcie je skutočnosť, že sa pri nesprávne zvládnutej technológii samotného zvárania vytvorí tepelne ovplyvnená oblasť, ktorá svojou štruktúrou a zložením neodpovedá zvyšku materiálu. V týchto miestach v okolí zvarov je zvýšené riziko porušenia materiálu pri dynamickom zaťažovaní aké je predpokladané v prípade závodného vozidla.



Obr. 19 Pravá zadná tehlíca vozidla SR3 a) zadný pohľad b) predný pohľad [25]

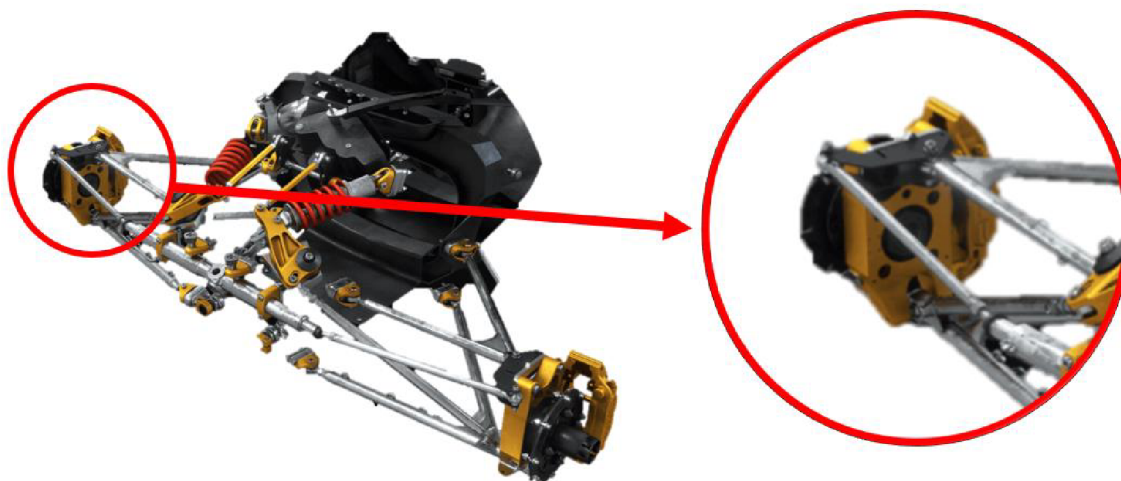
2.2.2 PRAGA R1

Výrobca automobilov, ktorý je pre širšiu verejnosť známy najmä v spojitosti so svojim vozidlom Praga V3S sa po roku 1990 preorientoval na sféru motoršportu. Z jeho súčasnej ponuky tak vie konkurovať Sigmě TN vozidlo R1 (Obr. 20), prípadne R1R, ktoré ale skončilo vo fáze prototypu. Prototyp R1R spomínam hlavne z dôvodu, že sa jednalo o vozidlo, ktoré bolo homologované pre prevádzku na pozemných komunikáciách rovnako ako je Sigma TN. Oproti tomu je vozidlo R1 určené hlavne na okruhové jazdenie a vytrvalostné závody [12].



Obr. 20 Praga R1 [26]

Zavesenie vozidla R1 je obdobne ako na Sigmie TN riešené ako Push-rod, kde tlmiče s pružinami sú umiestnené na odpruženej hmote vozidla. Na základe Obr. 21 a stránok výrobcu [12] je najpravdepodobnejšie, že tehlica je vyrobená obrábaním z hliníkového polotovaru. Na obrobený diel je následne pripevnený brzdivý strmeň, konzola k uloženiu horného ramena a tie-rodu. Viditeľná je taktiež podložka, pomocou ktorej je možné nastaviť odklon podobne ako na Obr. 10. Tvar danej tehlice je výhodný z hľadiska, že umožňuje montáž tehlice naprieč celým vozidlom s minimálnymi úpravami, čo je aj jeden z cieľov mojej diplomovej práce.



Obr. 21 Zavesenie prednej nápravy Pragy R1 [12]

2.2.3 CATERHAM SEVEN

Najstarší z konkurentov spadá do podobnej kategórie ako Sigma TN, čiže voľnočasových áut pre športové jazdenie po okresných cestách s občasným jazdením po okruhu. Caterham seven (Obr. 22) vyniká svojim retro designom a skvelými jazdnými vlastnosťami. O pohon sa stará jednotka Ford Sigma (1 600 cm³) v spojení s 5^o manuálnou prevodovkou.



Obr. 22 Caterham seven [27]

Pre konštrukciu prednej nápravy bola použitá lichobežníková náprava (Obr. 23). Tehlica na prednej náprave je odlievaná z hliníku s následne obrobenými funkčnými plochami. Zadná náprava je typu De-dion. Tento typ nápravy vznikol upravením tuhej nápravy tým, že sa diferenciál s rozvodovkou umiestnil na odpruženú hmotu. De-dion náprava vyniká lepšími jazdnými vlastnosťami ako tuhá náprava, ale jej nastavenie je náročnejšie ako v prípade lichobežníkového zavesenia. Na každom z kolies je použitá samostatná tehlica a hoci sa jedná o pomerne robustné riešenie, tak pre aplikáciu na vozidlo Sigma TN nie je vhodné



a)

b)

Obr. 23 Zavesenie a) prednej, b) zadnej nápravy vozidla Caterham seven [28], [29]

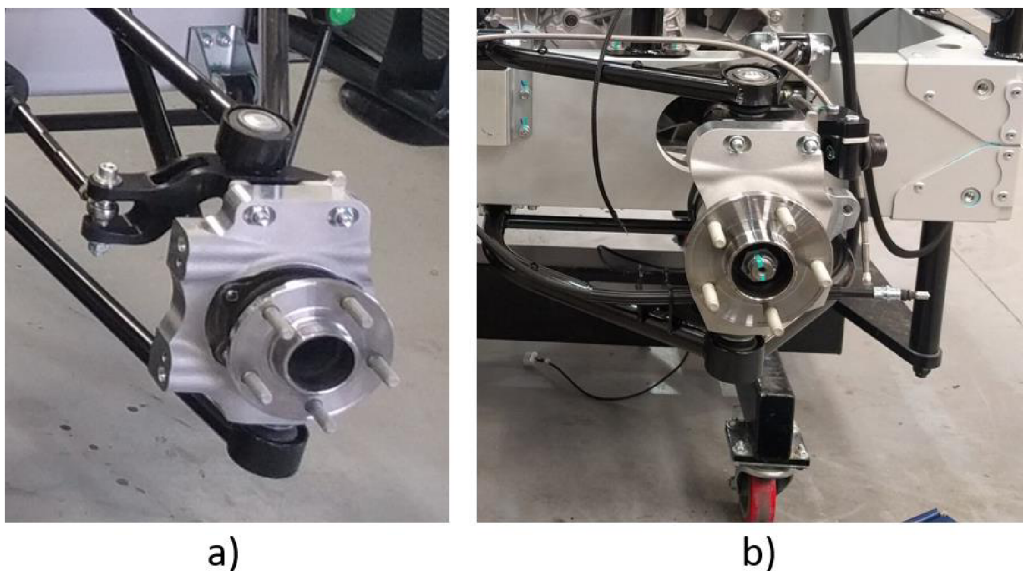
2.2.4 ZENOS E10S

Zenos E10S (Obr. 24) je rovnako ako Caterham seven a Sigma TN vozidlo na voľný čas s občasným jazdením po okruhu. Pohon je zaistený 2 000 cm³ motorom Ford EcoBoost v spojení 5° manuálnou prevodovkou (6° prevodovka je súčasťou voliteľnej výbavy) [13].



Obr. 24 Zenos E10S [30]

Rovnako, ako v prípade Sigma TN, tak aj Zenos E10S má vpredu aj vzadu použitú prepákovánú lichobežníkovú nápravu push-rod. Z obrázkov (Obr. 25) je viditeľné, že tehlice sú na oboch nápravách odlievané z hliníka a následne obrábané. Tie-rod podobne ako horné rameno je pripevnené k tehlici pomocou konzoly. Z obrázkov (Obr. 25) je tiež viditeľné, že každé z kolies má svoju tehlicu, ktorá nie je zameniteľná ako medzi stranami vozidla, tak medzi nápravami. Odklon je nastaviteľný pomocou podložiek.



Obr. 25 a) Predná, b) zadná tehlica vozidla Zenos E10 [33]

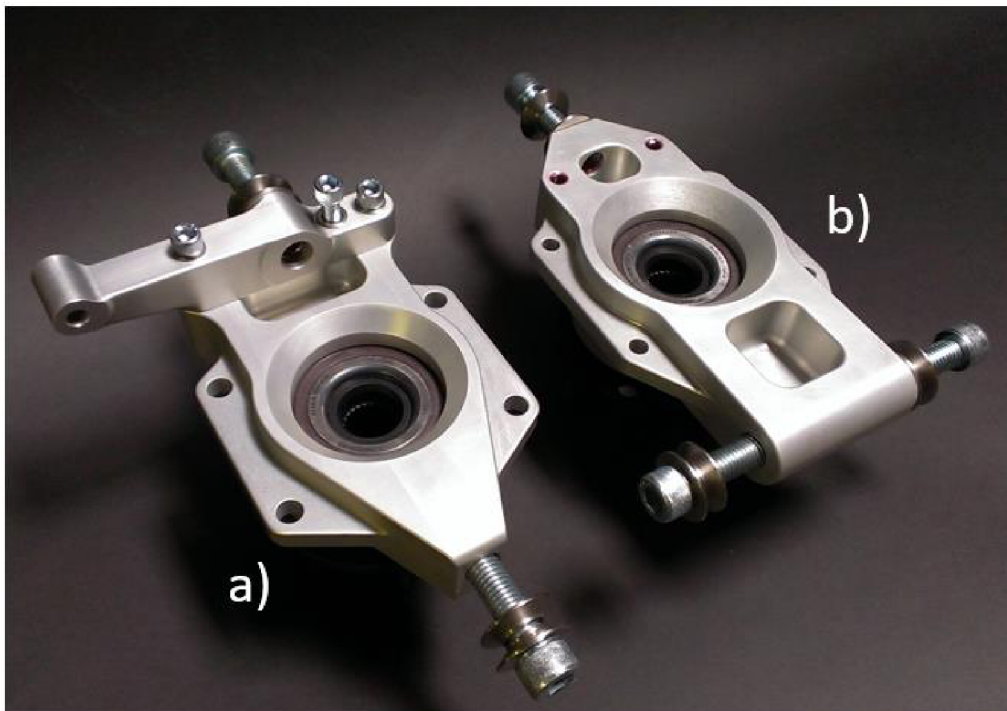
2.2.5 ARIEL ATOM

Ariel Atom (Obr. 26) je vozidlo s open wheel koncepciou, ktoré sa svojou koncepciou a konštrukciou najviac blíži mnou analyzovanému vozidlu Sigma TN. Atom je rovnako, ako Sigma TN vyrobené pre maximálnu zábavu a zážitok z jazdy. Ako Atom, tak aj Sigma TN sú dvojmiestne vozidlá s motorom uprostred, open wheel koncepciou, trubkovým rámom s cieľom usadiť ťažisko čo najbližšie k vozovke.



Obr. 26 Ariel Atom [31]

Ako príklad uvediem tehlice z druhovýroby spol. Palatov motorsport na Obr. 27. Veľmi výhodné z pohľadu konštrukcie je tvar tehlic, ktoré sú zameniteľné na stranách vozidla. Tá istá tehlica sa po úprave konzoly môže použiť ako na pravej, tak aj na ľavej strane vozidla. Tieto tehlice vznikli pravdepodobne odlievaním hliníkovej zliatiny a následným obrobením funkčných rozmerov.



Obr. 27 Tehlice Palatov motorsport a) predná, b) zadná [32]

2.3 POŽIADAVKY SIGMA MOTOR S.R.O. A ZADANIE PRÁCE

Na základe zadania záverečnej práce a konzultácie so zastúpením Sigma MOTOR s.r.o. boli pre prácu vytýčené tieto ciele:

- určiť pomocou metódy konečných prvkov bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti prednej a zadnej tehlice spolu s konzolou,
- optimalizovať tehlice s cieľom znížiť hmotnosť pod 1 800 g pričom tuhosť sa môže znížiť minimálne,
- zjednotiť tehlice naprieč celým vozidlom,
- určiť reakčné sily tehlice od tie-rodu a navrhnuť úpravu tak, aby došlo k zmenšeniu týchto síl aspoň o 15 %,
- ponechať možnosť nastavenia odklonu drážkami podobne ako je tomu na Obr. 11.

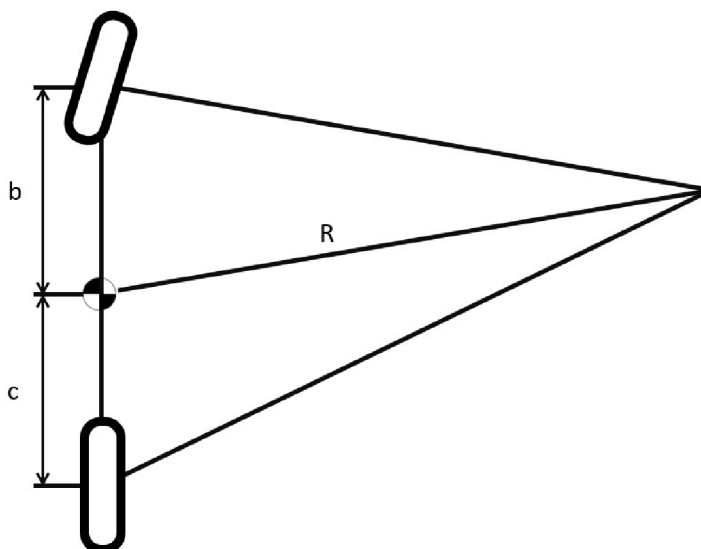
3 ANALÝZA SÚČASNÉHO RIEŠENIA

V súčasnosti je zavesenie prednej aj zadnej nápravy riešené pomocou hliníkových tehlic (Obr. 16). V hornej časti je uchytená pomocou skrutkového spoja konzola, na ktorú je pomocou guľového čapu upevnené uchytenie horného ramena a tie rodu. Vrch tehlice a spodok konzoly je vybavený drážkami, ktoré do seba zapadajú. Cez tieto drážky je prenášané silové pôsobenie z tehlice na konzolu a opačne. Hlavným zmyslom prítomných drážok je ale možnosť nastavenia odklonu kola.

3.1 ZÁŤAŽOVÉ STAVY

Pri športovom vozidle je potrebné uvažovať niekoľko záťažových stavov, najmä však tie, ktoré nastanú v krajných situáciách pri jazde po nerovnej vozovke, alebo pri pokuse o čo najrýchlejšie kolo na okruhu.

Pri výpočte zaťaženia na jednotlivých kolesách budem uvažovať tzv. jednostopový model vozidla (Obr. 28) a následne prepočítam zaťaženie na jednotlivých kolesách nápravy podľa presunu zaťaženia ďalej označovaný ako „Load transfer“.



Obr. 28 Jednostopový model vozidla [5]

Ako prvé je potrebné vytvoriť pomerne jednoduchý model vozidla. Ten vznikne tak, že sa kolesá na jednej náprave zjednotia do jedného a z dvojstopového vozidla sa tak následne stane jednostopové (angl. „bicycle model“), kde sa rozpočítajú bočné sily pri prejazde zákrutou na základe momentovej rovnováhy, ktoré predpokládajú ustálený stav zatáčania a rovníc uvedených v [5].

$$F_{yf} \cdot b - F_{yr} \cdot c = 0 \quad (1)$$

Kde F_y spolu so spodným indexom f/r onačuje bočnú silu na prednej, alebo zadnej náprave (front/rear) a b/c značí pozdĺžnu vzdialenosť nápravy k ťažisku rovnako ako na Obr. 28.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = m \cdot a_y \quad (2)$$

Kde m označuje hmotnosť celého vozidla a a_y označuje celkové bočné zrýchlenie pôsobiace na vozidlo pri prejazde zákrutou. Toto zrýchlenie bolo zistené počas merania tímom Sigma MOTOR s.r.o. na samotnom vozidle a maximálna dosiahnutá hodnota bola stanovená na $1,4g$ ($\cong 13,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$).

Po dosadení rovnice (1) do rovnice (2) a po elementárnych úpravách dostanem rovnicu (3), ktorú použijem pre výpočet bočnej sily na zadnej náprave.

$$F_{yr} = \frac{m \cdot a_y \cdot b}{WB} \quad (3)$$

Kde WB označuje rázvor automobilu. Obdobne je možné odvodiť rovnicu (4) pre výpočet bočnej sily na prednej náprave jednostopového modelu vozidla.

$$F_{yf} = \frac{m \cdot a_y \cdot c}{WB} \quad (4)$$

Pri prejazde zákrutou vplyvom pôsobenia bočnej sily v mieste ťažiska vozidla dochádza k presunu zaťaženia náprav. Vonkajšie koleso je pritážené a vnútorné zas odľahčované. Tento jav je v slovenčine označovaný ako „Presun zaťaženia“. V praxi však väčšinou známy pod svojim anglickým ekvivalentom ďalej len „Load transfer“. Dá sa spočítať ako [7]:

$$\Delta F_z = a_y \cdot \frac{m \cdot h_t}{t} \quad (5)$$

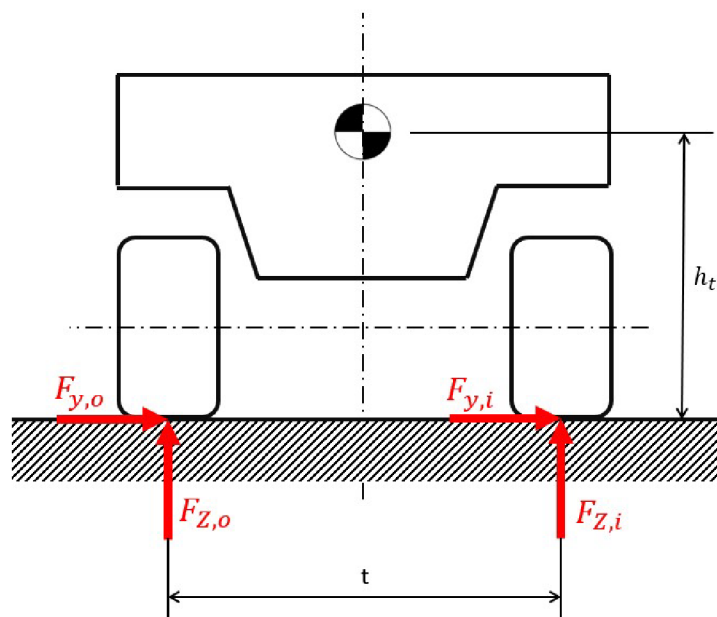
Kde ΔF_z označuje zmenu zaťaženia pod kolesom, a_y dosiahnuté bočné zrýchlenie, m hmotnosť vozidla, h_t výšku ťažiska a t rozchod. Výsledné zaťaženie pod vonkajším kolesom potom vyzerá ako:

$$F_{z,o,dyn} = F_{z,o,stat} + \Delta F_z \quad (6)$$

A obdobne dostanem aj výsledné zaťaženie pod vnútorným kolesom.

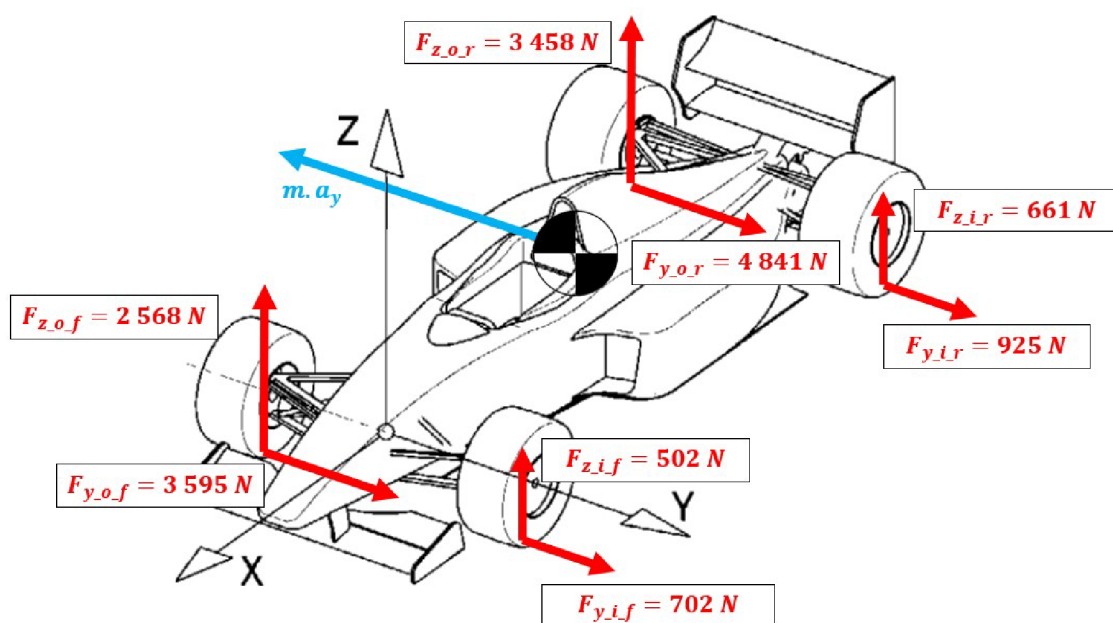
$$F_{z,i,dyn} = F_{z,i,stat} - \Delta F_z \quad (7)$$

Výsledné pôsobenie je zaznačené na Obr. 29.



Obr. 29 Priečny Load transfer [7]

Pokiaľ uvažujem hmotnosť vozidla 733 kg a maximálne bočné zrýchlenie 1,4 g, dostanem pri stave ustáleného zatáčania Load transfer o hodnote 1033 N pre prednú nápravu a 1398 N pre zadnú nápravu (viď. Príloha 1). Pokiaľ budem uvažovať, že bočné sily sú rozdelené na náprave v rovnakom pomere ako zvislé sily vplyvom Load transferu, tak výsledné silové pôsobenie vyzerá nasledovne (Obr. 30).



Obr. 30 Výsledné pôsobenie na vozidlo [7]

Prof. M. Trzesniowski vo svojej knihe [7] postupne opisuje, na čo všetko by mal konštruktér pri návrhu závodného vozidla myslieť a taktiež uvádza, ktoré krajné stavy musí mať pri počítaní vozidla na pamäti. Tieto vzťahy sú empirické a autor ich odporúča použiť pri prvotnom návrhu vozidla:

- nerovnosť vozovky,
- zatáčanie,
- prudké brzdenie,
- prudká akcelerácia.

Porovnal som tieto vzťahy s výpočtom zaťaženia náprav s uvažovaním Load-transferu. Jednotlivé porovnania sú uvedené v Tab. 2, Tab. 3 a Tab. 4. Samotný výpočet je v Prílohe 1.

Tab. 2 Porovnanie 2 prístupov výpočtu zaťaženia pri zatáčaní

	Smer zaťaženia	Empirický vzťah	Load transfer
Vonkajšie predné koleso	F_Y [N]	4 297	3 595
	F_Z [N]	3069	2 568
Vnútorné predné koleso	F_Y [N]	2 149	702
	F_Z [N]	1 535	502
Vonkajšie zadné koleso	F_Y [N]	5 766	4 841
	F_Z [N]	4 119	3 458
Vnútorné zadné koleso	F_Y [N]	2 883	925
	F_Z [N]	2 059	661

Tab. 3 Porovnanie 2 prístupov výpočtu zaťaženia pri akcelerácii

	Smer zaťaženia	Empirický vzťah	Load transfer
Koleso zadnej nápravy	F_X [N]	4 325	4 071
	F_Z [N]	3 707	2 908

Tab. 4 Porovnanie 2 prístupov výpočtu zaťaženia pri brzdení

	Smer zaťaženia	Empirický vzťah	Load transfer
Koleso prednej nápravy	F_X [N]	3 223	3 337
	F_Z [N]	3 069	2 384

OKRAJOVÉ PODMIENKY

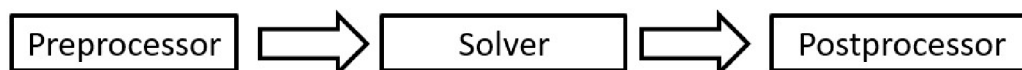
K výpočtu som využil informácie dostupné zo stránok výrobcu [9], ale taktiež parametre, ktoré boli namerané na ÚADI. Celkový výpočet je uvedený v Prílohe 1. Pri porovnaní jednotlivých prístupov je možné si povšimnúť, že empirický výpočet je pomerne konzervatívny a sily na kolesách vychádzajú vo väčšine prípadov väčšie, ako v prípade výpočtu Load-transferu. Je to spôsobené hlavne tým, že empirický výpočet M. Trzesniowskeho počíta so statickým zaťažením, ktorý vynásobí o určitú hodnotu. Keďže tehlica je dôležitým prvkom zavesenia vozidla, ktorého zlyhanie a porušenie môže viesť k vážnej nehode, volím konzervatívnejší prístup M. Trzesniowskeho s cieľom ponechania určitej „rezervy“ pri prevádzke vozidla.

3.2 FEM

V súčasnosti sa pri výpočte a pevnostnej analýze konštrukcií využívajú tri hlavné typy metód k diskreditácii parciálnych diferenciálnych rovníc, a to,

- Metóda sietí (Finite Difference Method)
- Metóda konečných objemov (Finite Volume Method)
- Metóda konečných prvkov (Finite Element Method)

pričom k riešeniu statických štruktúrnych úloh je najvhodnejšia a taktiež najrozšírenejšia metóda konečných prvkov, ďalej označovaná ako FEM. Postup riešenia úloh pomocou FEM sa dá vo všeobecnosti charakterizovať schémou na Obr. 31.



Obr. 31 Postup riešenia úloh pomocou FEM

Základná myšlienka tejto metódy spočíva v diskretizácii telesa do konečného počtu prvkov (nazývaných elementy), ktoré majú najčastejšie tvar hexaédru, prípadne tetraédru a následne vytvoriť rovnice rovnováhy v každom uzlovom bode tohto elementu.

3.3 TEHLICE

Analýza tehlice a uloženia ramien a tie-rodu som rozdelil do niekoľkých záťažových stavov opísaných v Rennwagen technik [7] a taktiež pri analýze konštrukcie zavesenia formuly student [6]. Všetky sú uvedené v Tab. 5 spolu so spočítaným silovým pôsobením pôsobiacim v bode kontaktu pneumatiky s vozovkou.

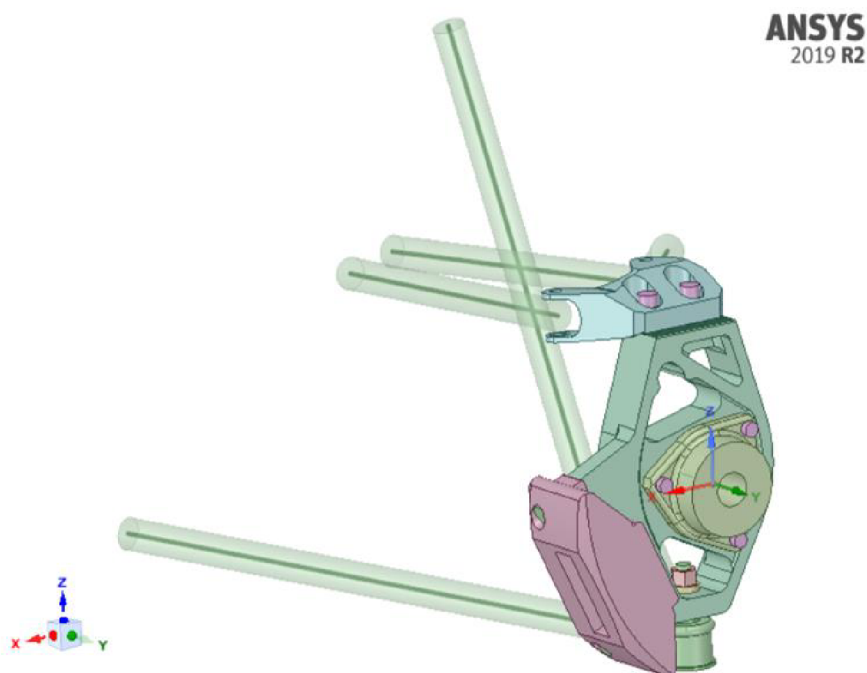
Tab. 5 Silové pôsobenie na pneumatiku

Zaťažový stav	Náprava	Zložka X [N]	Zložka Y [N]	Zložka Z [N]
Nerovnosť	Predná	0	0	4 604
	Zadná	0	0	6 178
Zatáčanie	Predná	0	4 297	3 069
	Zadná	0	5 766	4 119
Brzdenie	Predná	-3 223	0	3 069
	Zadná	-2 305	0	2 059
Akcelerácia	Predná	0	0	0
	Zadná	4 325	0	3 707

Pri vozidle s hnanou zadnou nápravou je počas akcelerácie odľahčovaná predná náprava a neprenáša takmer žiadne zaťaženie, preto v prípade prednej tehlice nepovažujem daný stav za podstatný a nebudem ho teda ani simulovať. Obdobne je pri brzdení odľahčovaná zadná náprava, a preto nepovažujem za potrebné tento zaťažový stav počítať v prípade zadnej tehlice.

3.3.1 MODEL ZOSTAVY

Model zostavy (Obr. 32) bol poskytnutý samotnou firmou Sigma MOTOR s.r.o. k analýze. Model bol značne zjednodušený a izolovaný spôsobom, aby došlo k výraznej redukcii výpočtového času, ale zároveň, aby sa okrajové podmienky čo najviac približovali reálnej situácii. Malé zaoblenia menšie ako 0,5 mm boli odstránené a skrutkám spoločne s brzdovým strmeňom bola značne zjednodušená geometria tak, aby mohli byť použité čo najväčšie elementy. Použitá ložisková jednotka 3. generácie bola postupne zjednotená do jedného telesa, ktorého kontakt jednotka-tehlica zodpovedá pôvodnej geometrii. Ramená boli pre jednoduchosť nahradené prúťovými telesami s kruhovým prierezom, ktoré som schopný namodelovať pomocou prvkov BEAM 188. Ich hlavnou vlastnosťou je schopnosť prenášať zaťaženie iba v osovom smere [14].



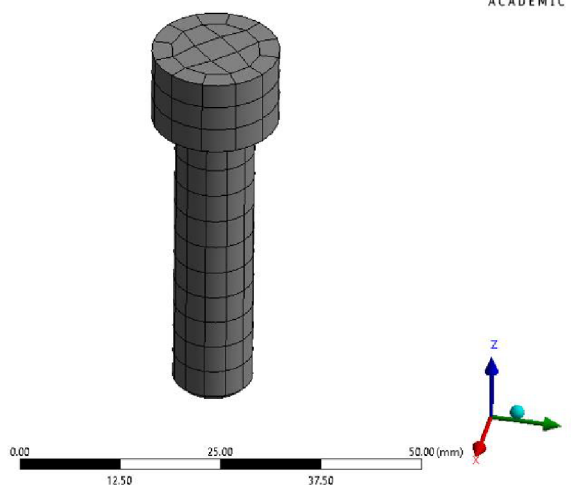
Obr. 32 Zostava prednej tehlice

Z pohľadu výpočtového modelovania a tvorby siete je problematický kontakt tehlice a konzoly (podobne ako na Obr. 11), ktorý tvoria jemné zúbky o výške okolo 1 mm. Tento kontakt je taktiež potrebné zjednodušiť z dôvodu úspory výpočtového času a obmedzenia výučbovej licencie programu. Pomerne značnú úsporu elementov som dosiahol odstránením zaoblenia na päte každého zúbka. V prípade, ak by však v blízkosti kontaktu došlo k rizikovému nárastu napätia, bolo by potrebné vrátiť sa k pôvodnej nezjednodušenej geometrii a vytvoriť komplexnejší výpočtový model. Ako sa ukáže neskôr, tak výučbová licencia stačila iba na analýzu prednej tehlice, ktorá je menšia ako zadná.

3.3.2 TVORBA SIETE

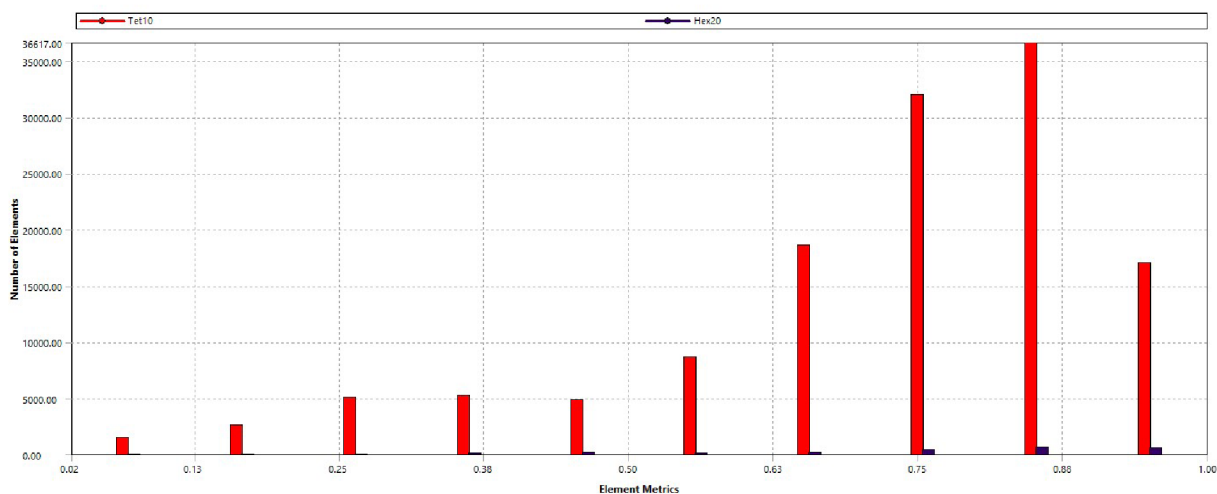
V zostave sa nachádza viac rotačne symetrických telies. Pri nich som sa rozhodol použiť metódu tvorby siete „Multi zone“. Tento spôsob tvorby siete vytvára mapovanú sieť vždy, keď je to možné a používa pri tom výhradne hexaédrické elementy [15]. Oproti metóde „Sweep“ má tú výhodu, že skrutku z Obr. 33 by som musel rozdeliť minimálne na 2 telesá, aby som mohol použiť metódu „Sweep“ a dostal následne hexaédrickú sieť. Pre skrutky M10 a M12 som sa rozhodol použiť prvky o maximálnej veľkosti 4 mm.

Mapovanú sieť však nejde použiť za každých okolností. Pri tehlici a konzole som sa snažil využiť na kontaktných plochách nástroja „Face Meshing“, ktorý má za úlohu vytvoriť na plochách mapovanú sieť.



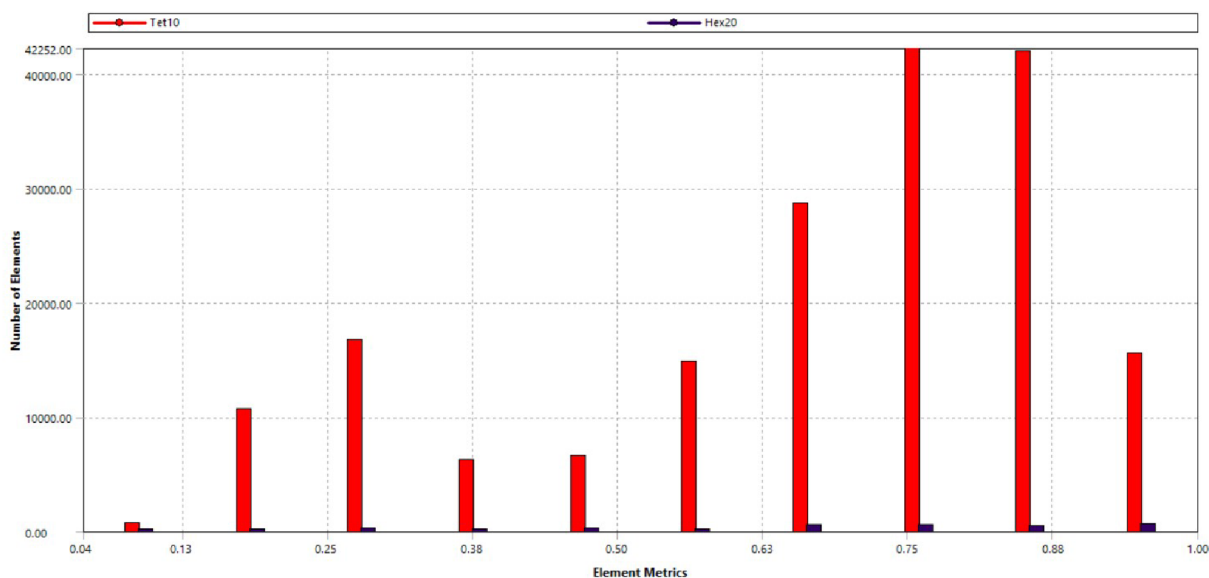
Obr. 33 Sieť skrutky M10

Vo výsledku sa mi podarilo vytvoriť pri prednej tehlici sieť, ktorá má 231 692 uzlov a 134 251 elementov. Pokiaľ sa pozriem na kvalitu elementov, tak ANSYS ponúka hodnotenie kvality na základe kritéria „Mesh Metric“. Toto kritérium obsahuje škálu od 0 po 1 a hodnotí elementy na základe pomeru dĺžky hrany a objemu, pričom elementy s hodnotou blízkej 0 majú nulový, až záporný objem a elementy s priradenou hodnotou 1 reprezentujú pravidelný hexéder/tetraéder [15]. Drvivá väčšina prvkov siete prednej tehlice spadá nad hodnotu 0,5 (Obr. 34) pričom priemerná hodnota kvality dosahuje hodnotu 0,72. Kvalitu elementov môžem teda prehlásiť za dostatočnú.



Obr. 34 Kvalita elementov prednej tehlice

Zadná tehlica váži približne o 300 g viac, ako predná tehlica a vyžadovala si zjemnenie siete. Vo výsledku si jemnejšia sieť na väčšej zostave vyžiadala 327 644 uzlov a 187 708 elementov. Čo sa kvality siete týka, tak za povšimnutie stojí nárast množstva zdeformovaných elementov (Obr. 35). Jedná sa hlavne o elementy v oblasti kontaktu konzoly-tehlice. Priemerná hodnota „Element Quality“ dosiahla hodnotu 0,74. Kvalitu elementov tým pádom považujem za dostatočnú aj v prípade zadnej tehlice.



Obr. 35 Kvalita elementov zadnej tehlice

3.3.3 OKRAJOVÉ PODMIENKY A KONTAKTY

Okrajové podmienky sa líšili naprieč záťažovými stavmi uvedenými v Tab. 5. V prípade nerovnosti vozovky a zatáčania pôsobí sila na náboj kola a vytvára tu taktiež ohybový moment. Preto som pre definíciu sily použil funkciu *Remote Force*, ktorá pôsobí na náboj kola, ale pôsobisko má v bode kontaktu pneumatiky s vozovkou. Oproti tomu pri brzdení pôsobí brzdná sila priamo v ose otáčania kola smerom dozadu (záporný smer osi X) a nevytvára naň tak ohybový moment. Ten pôsobí brzdou kotúča doštičkami a vytvára na nich brzdnú silu. Pri prednej náprave mala brzdná sila veľkosť 9 310 N a pri zadnej 7 078 N. Analogicky pri akcelerácii pôsobila sila radiálne v náboji kola a pôsobila v kladnom smere osi X.

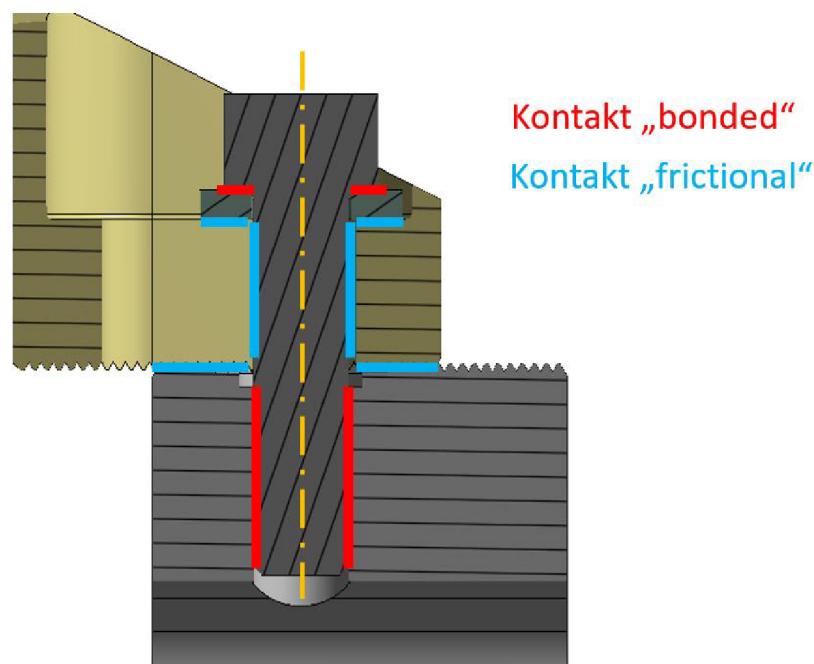
Použitie skrutky M10 a M12 sú pevnostnej triedy 12.9 a utiahnuté sú na požadovaný moment podľa Tab. 6, kde je uvedená aj sila predpätia, ktorá vznikne utiahnutím skrutky. Všetky predpätia boli aplikované na plochu drieku danej skrutky.

Tab. 6 Predpätie skrutiek [16]

Skrutka	Uťahovací moment	Vyvodená sila predpätia
	[Nm]	[N]
M10	83	41 724
M12	144	60 845

Čo sa týka kontaktov, tak som sa snažil hlavne využiť kontakty typu „bonded“ a „frictional“. Kontakt typu bonded, ako názov napovie, sa chová ako pevné spojenie medzi dvomi súčiastkami. Toto riešenie nie je veľmi blízke realite, ale pre niektoré aplikácie je tento model kontaktu viac než postačujúci. Jeho hlavnou výhodou je linearita a výpočtová nenáročnosť. Oproti tomu kontakt typu frictional je model kontaktu, kde sa počíta s možnosťou relatívneho posuvu a koeficientom trenia. Tento typ kontaktu je nelineárny a výpočtovo náročnejší ako kontakt typu bonded.

Pri plochách, ako napr. kontakt tehlice s konzolou, náboja s tehlicou, alebo brzdový strmeň s tehlicou, ktoré sú podstatné pre analýzu, je dôležité modelovať ako frictional kontakty tak, aby sa model čo najviac priblížil k realite. Naproti tomu závitovú časť spoja je pre komplikovanosť lepšie nahradiť jednoduchým kontaktom bonded [17]. Pokiaľ by ma však zaujímala napätosť priamo v samotnej skrutke, alebo v tesnej blízkosti kontaktu bolo by potrebné vymodelovať jednotlivé dráhy závitov a použiť veľmi jemnú sieť. Toto riešenie je však výpočtovo veľmi náročné a v mojich podmienkach nereálne. Preto som sa rozhodol pre modelovanie skrutkových spojov tak, ako na Obr. 36. Týmto spôsobom dosiahnem dostatočnú presnosť výpočtu, ale výsledky z okolia samotnej závitovej časti budú značne skreslené a nemôžem ich brať v úvahu.



Obr. 36 Model skrutkového spoja

Kontakty typu bonded reprezentujú nepohyblivý spoj a sú plne definované ako spoj zlepený. Oproti tomu kontakt typu frictional vyžaduje definíciu súčiniteľa statického trenia. Hodnoty súčiniteľov sú uvedené v Tab. 7.

Tab. 7 Súčinitele statického trenia [18]

Druh kontaktu	Súčiniteľ statického trenia μ_s
Hliník-Hliník	1,35
Hliník-Oceľ	0,61
Oceľ-Oceľ	0,78

3.3.4 VÝPOČET

Zostava pozostáva zo 17 telies a 6 prútových telies. Tehlici a konzole bola priradená hliníková zliatina EN AW-7075 a ostatným materiálom bol priradený základný materiál prostredia Ansys, čím je konštrukčná oceľ (Tab. 8).

Tab. 8 Mechanické vlastnosti použitých materiálov [19]

		EN AW-7075-T6	Structural steel
Poissonov pomer	μ [-]	0,333	0,3
Youngov modul	E [GPa]	72	207
Medza klzu	R_e [MPa]	542	255

Väčšinu nastavení som ponechal v základnom nastavení. Niektoré som však musel upraviť tak, aby zodpovedali podmienkam môjho výpočtu. Analýzu som rozdelil do dvoch krokov tak, aby v prvom kroku bolo zavedené požadované predpätie skrutiek tak, ako je to uvedené v Tab. 6 a v druhom kroku boli zavedené vonkajšie sily. Následne som každý krok rozdelil na 5 čiastkových krokov, tzv. „substeps“. Vzhľadom k tomu, že som sa snažil simulovať zostavu aj s časťou zavesenia (ramená a tie-rod) je potrebné aktivovať tiež možnosť, ktorá počíta s veľkými deformáciami. Pre výpočet napätia je vhodné uvažovať vo výpočte pružnými ramenami a použiť guľové väzby. Avšak pri výpočte tuhosti tehlice, kde porovnávam dosiahnuté deformácie by deformácia samotných ramien skresľovala výsledky výpočtu. Preto som každý stav simuloval ako s pružnými ramenami, tak aj s tuhými ramenami, aby som následne mohol vyhodnotiť napätie a tuhosť.

3.3.5 VÝSLEDKY

Ekvivalentné napätie podľa podmienky HMM (von Misses) z výpočtu som hodnotil vzhľadom k medzi klzu materiálu EN AW-7075, ktorá je uvedená v Tab. 8. Nakoľko som na modeli odstránil malé rádiusy, zrazenia a zjednodušil som kontakty, vznikli na týchto miestach výrazné koncentrátoory napätia, z ktorých okolia výsledky nemôžem uvažovať. Celkovú bezpečnosť potom vyhodnocujem podľa vzťahu (8).

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{HMM}} \quad (8)$$

Kde k označuje súčiniteľ bezpečnosti, R_e medzu klzu a σ_{HMH} značí maximálne dosiahnuté napätie podľa podmienky HMH.

Maximálne dosiahnuté napätia pri záťažových stavoch sú v Tab. 9 a Tab. 10.

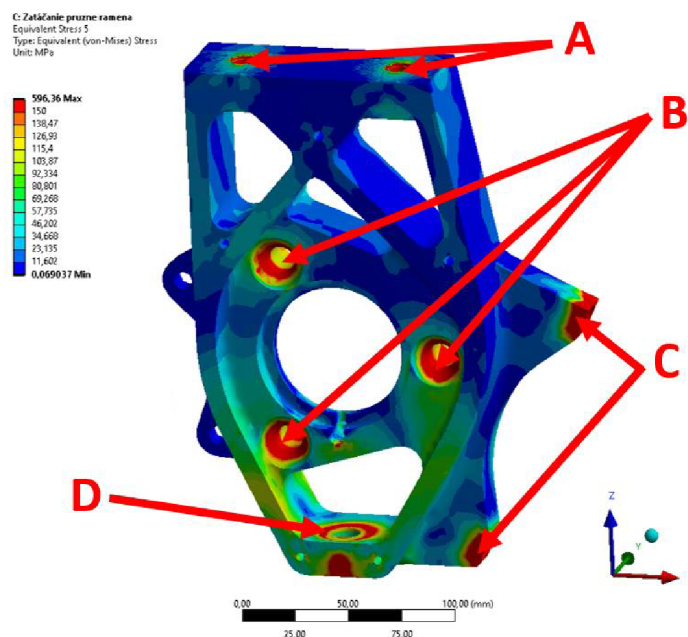
Tab. 9 Výsledky analýzy prednej tehlice

Záťažový stav	Max. napätie	Súčiniteľ bezpečnosti	Max. deformácia
	σ_{HMH} [MPa]	k [-]	u [mm]
Nerovnosť vozovky	90	6	0,128
Zatáčanie	121	4,47	0,284
Brzdenie	142	3,81	0,457

Tab. 10 Výsledky analýzy zadnej tehlice

Záťažový stav	Max. napätie	Súčiniteľ bezpečnosti	Max. deformácia
	σ_{HMH} [MPa]	k [-]	u [mm]
Nerovnosť vozovky	42	12,9	0,125
Zatáčanie	176,6	3,07	0,319 6
Akcelerácia	112	4,83	0,193

Podrobnejšia fotodokumentácia sa nachádza v Prílohe 2.



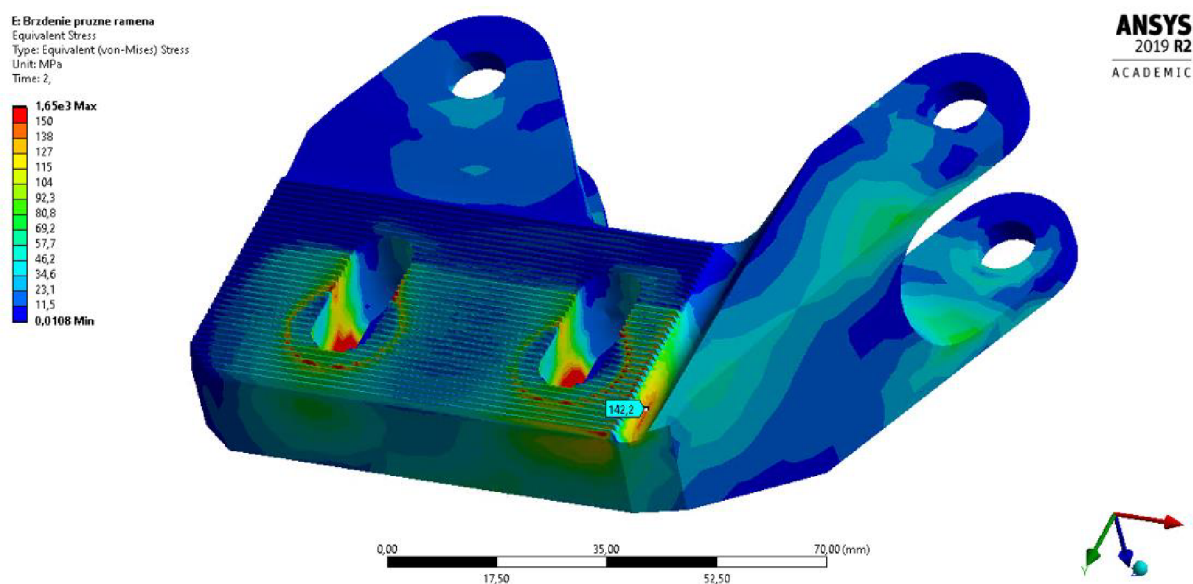
Obr. 37 Miesta koncentrácie napätia v tehlici

Na Obr. 37 je viditeľné, ako sa v niektorých miestach na rozhraní kontaktov výrazne koncentruje napätie. Jedná sa o napätie vyvolané predopnutím skrutiek na požadovanú silu predpätia. Na pozíciách **A** a **C** sa jedná o zjednodušenie závitovej časti kontaktu kontaktom typu bonded, ktorý do značnej miery skresľuje výsledky napätosti v okolí kontaktu. Pozícia **B** je ovplyvnená utiahnutím skrutiek M12 na silu predpätia 60 845 N podľa Tab. 6 a vyvoláva napätie cca 245 MPa, čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti $k=2,2$. Pozícia **D** je upevnenie spodného guľového čapu a napätosť je tiež vyvolaná súčiastkou s vyrezaným závitom M12. Maximálne zistené napätie na povrchu predstavuje 271,76 MPa čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti $k\approx 2$.

Tieto miesta som nezahrnul do Tab. 9 a Tab. 10 z dôvodu, že vznikli pôsobením predpätia skrutiek a vonkajšie zaťažovanie súčasti nemalo vplyv na napätosť v týchto miestach. Pri prednej a zadnej zostave boli výsledky napätia v týchto miestach podobné.

3.4 ZHODNOTENIE SÚČASNÉHO RIEŠENIA

Z Tab. 9 a Tab. 10 je viditeľné, že súčinitele bezpečnosti dosahujú pomerne vysokých hodnôt. V tabuľkách je taktiež vidieť ako sú najväčšie napätia dosiahnuté pri zaťažovacom stave ustáleného zatáčania. Toto správanie je pochopiteľné, keďže pri stave zatáčania je tehlica dominantne namáhaná na ohyb a pri ostatných stavoch spočíva dominantné namáhanie v namáhaní na ťah/tlak. Na Obr. 37 je zas viditeľné, ako je spodná časť tehlice namáhaná viac ako časť vrchná. Spodné rameno vo väčšine prípadov prenáša podstatne väčšie zaťaženie ako rameno horné spolu s tie – rodom.



Obr. 38 Konzola prednej tehlice počas brzdenia

Pokiaľ sa pozriem na namáhanie konzoly, tak tá je vo všetkých prípadoch dominantne namáhaná od predpätia samotných skrutiek, pričom najväčšie napätie dosahovalo hodnoty 324 MPa, čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti približne $k=1,67$. Na ostatných miestach nepresiahlo napätie 50 MPa. Konzola tým pádom nepredstavuje riziko z hľadiska namáhania a nepredpokladám, že by pri nej došlo k medznému stavu. Jedinou výnimkou je stav brzdenia, pri ktorom sa v zaoblení konzoly vytváralo napätie o veľkosti 142 MPa (Obr. 38).

Nutné je podotknúť, že simulované a uvažované stavy sa týkajú statického zaťažovania, ktoré nie je závislé na čase. Tento typ zaťažovania neuvažuje zotrvačnosť telies a vnútorné tlmenie, ktoré nastáva pri kmitaní, dynamických, alebo tranzientných stavoch. Vykonanie týchto simulácií by si vyžiadalo výrazne detailnejšie meranie na určenie charakteristiky zaťažovania. Pri dynamickom zaťažovaní je preto pravdepodobné, že dosiahnuté napätia by boli vyššie.

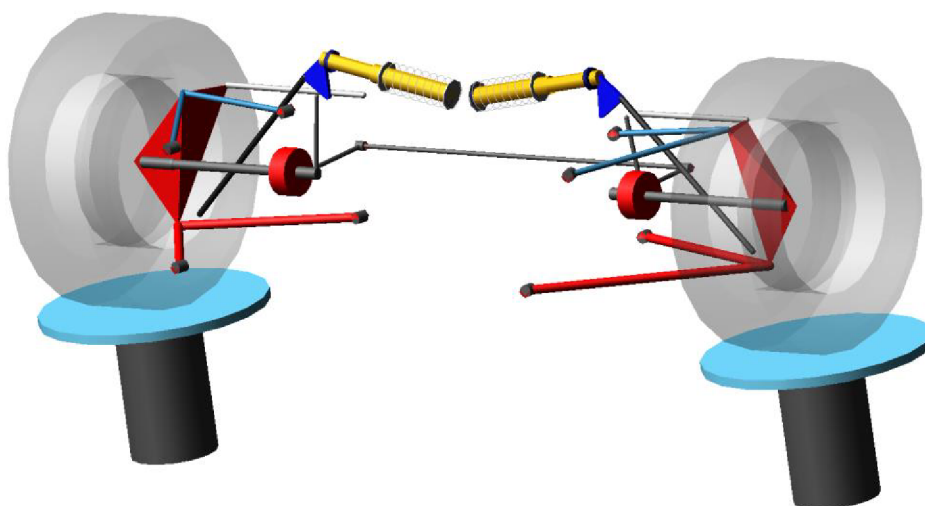
Z dostupných informácií a dát som sa snažil zvoliť si pri každej možnosti ten konzervatívnejší prístup. Pri určovaní zaťaženia bola uvažovaná maximálna hodnota bočného zrýchlenia (z celého merania), pri určovaní stavov som bral v úvahu konzervatívnejšie empirické vzťahy prof. Trzesniowskeho [7]. Výsledný koeficient bezpečnosti voči medzi klzu by nemal klesnúť pod hodnotu $k=2$. Tento prístup by mal byť dostatočný na to, aby výsledná súčasť vydržala prevádzku a nepodľahla medznému stavu porušenia.

4 KONCEPČNÉ RIEŠENIE

Počas prevádzky prvého prototypu vozidla sa ukázalo, že sa deformuje guľový čap na uložení tie-rodu v tehlici. Jedná sa o následok pôsobenia príliš veľkej sily pôsobiacej v tie-rodě. Mojou úlohou je zmeniť uloženie tak, aby došlo k zmenšeniu tohto pôsobenia a aby som popri tom príliš neovplyvnil jazdné vlastnosti vozidla.

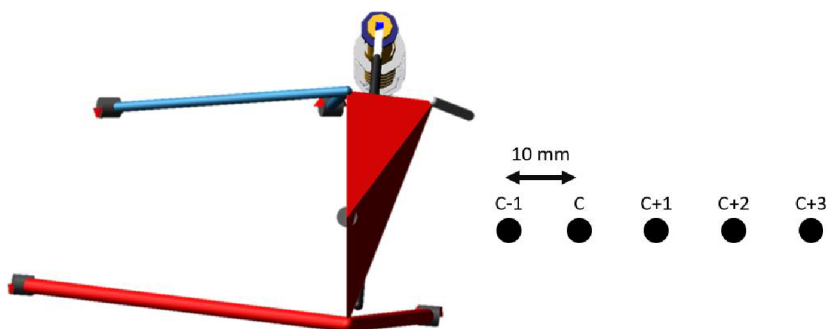
4.1 NÁVRH ÚPRAVY ULOŽENIA TIE-RODU

Pre zistenie silového pôsobenia a kinematických charakteristík mi prišlo najvhodnejšie použiť multi-body systém Adams Car. V tomto prostredí bola vymodelovaná zadná náprava (Obr. 39) vozidla, pričom ako šablóna (template) mi poslužil template FSAE 2018 určený primárne pre študentské formulové tímy [20]. Mnou analyzované vozidlo má však rovnaký koncept zavesenia náprav, takže ho považujem za vhodný pre moje potreby.



Obr. 39 Zadná náprava v prostredí Adams Car

Keďže v prostredí Adams Car nenašiel vhodný optimalizátor a programovanie vlastného by nebolo výhodné, rozhodol som sa použiť manuálny prístup a vytvoriť mračno bodov (Obr. 40), v ktorom budem analyzovať správanie zostavy. Na základe tohto správania tak budem schopný odhadnúť chovanie zostavy a navrhnuť tak vhodnú úpravu.

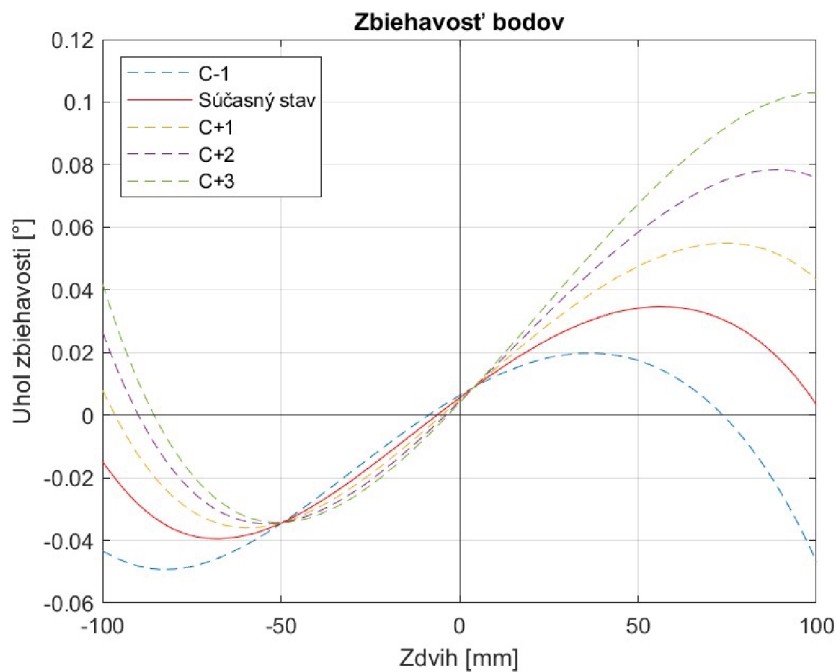


Obr. 40 Pozícia tie-rodu

Tab. 11 Zaťaženie-tie rodu

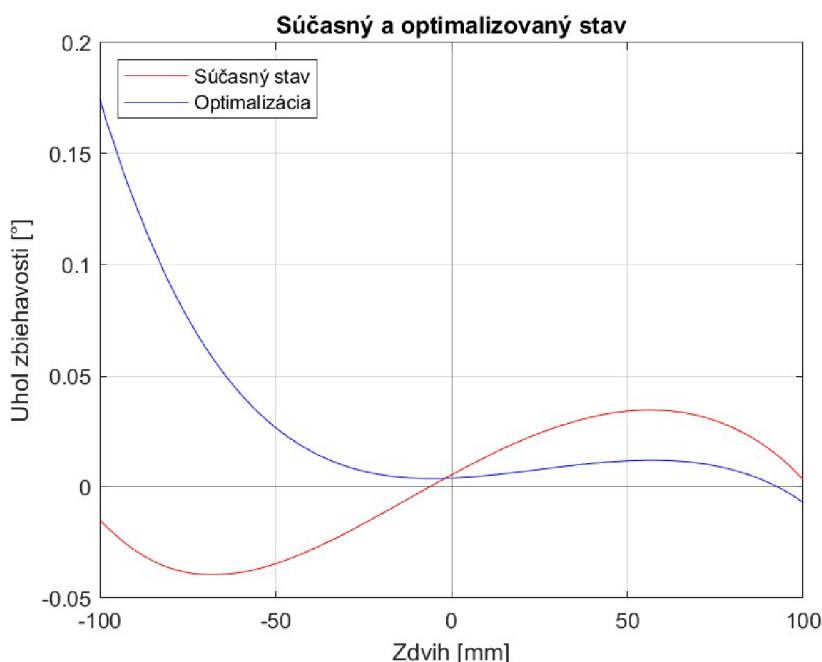
	C-1	C	C+1	C+2	C+3
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
Nerovnosť	251	223	203	182	167
Zatáčanie	211	187	168	153	141
Brzdenie	1 397	1 238	1 104	1 007	923
Akcelerácia	5 620	4 982	4 473	4 059	3 718

V Tab. 11 je uvedená sila pôsobiaca v guľovom čape, pričom hodnoty C znázorňujú pozíciu uchytenia tie-rodu podobne ako na Obr. 40. Samotná hodnota C znázorňuje súčasnú pozíciu uchytenia tie-rodu. Ukazuje sa, že čím ďalej je tie-rod od rejdovej osi uchytený, tým menšia je sila naň pôsobiaca. Pokiaľ je teda mojou úlohou znížiť zaťaženie tie-rodu, je najlepšie ho uchytiť čo najďalej.



Obr. 41 Zbiehavosť zadnej nápravy pri rôznom uchytení

Pri závodnom vozidle je však veľmi dôležitá vlastnosť tzv. bumpsteer. Jedná sa o zmenu zbiehavosti pri prepružení kolesa. Pri bumpsteer-e je vozidlo nestabilné pri prejazde nerovnosťami a zatáča do strany. Vhodnou modifikáciou kinematiky zavesenia je možné tento efekt potlačiť. Na Obr. 41 je vidieť, ako veľmi sa mení zbiehavosť nápravy pri prepružení. Pokiaľ by som chcel posunúť umiestnenie tie-rodu o 30 mm smerom dozadu (bod C+3) musím túto zmenu kompenzovať výškovo. V mojom prípade sa najlepšie ukázala kompenzácia o 1 mm smerom nahor (+ Z). Na Obr. 42 je vidieť ako bol bumpsteer potlačený. Modrá krivka označuje môj nový návrh uloženia tie-rodu, ktorý ďalej zahrniem do CAD modelu tehlice.



Obr. 42 Kompenzácia bumpsteeru

Na charakteristike na Obr. 42 je viditeľné, že koleso pri prepružení (kladný zdvih, „bump“) má tendenciu k malej rozbiehavosti pri veľkých zdvihoch. Pri rozťahnutí (záporný zdvih, „rebound“) má ale koleso výraznú tendenciu k zbiehavosti. Bočná sila je generovaná pôsobením normálovej sily a uhlu smerovej úchyľky. Pri rozťahnutí nepredpokladám vysoké zaťaženie kolesa a z toho plynúcu normálovú silu. Preto nie je pre mňa charakteristika pri rozťahnutí natoľko podstatná ako pri prepružení. Vozidlo pri svojej prevádzke dosahuje zdvih od -50 mm do 50 mm. Preto som sa primárne zamerlal na túto oblasť.

4.2 NÁVRH ÚPRAVY TEHLÍC

Zjednotenie tehlíc naprieč vozidlom si vyžaduje, aby bola tehlica symetrická. Buď podľa roviny pozdĺžnej (X-Z), alebo podľa roviny priečnej (Y-Z). Jednou z požiadaviek Sigma MOTOR s.r.o. je uchovanie ložiska III. generácie, ktoré je v súčasnosti na vozidle používané a ktorého uloženie zaberá značnú časť zo šírky tehlice. Z tohto dôvodu mi príde vhodnejšie zvoliť priečnu rovinu symetrie. Toto riešenie umožní zníženie hmotnosti použitím užšej tehlice.

Na vozidle sú na prednej náprave (ďalej „PN“) a zadnej náprave (ďalej „ZN“) použité rôzne priemery ráfikov (R15 PN, R16 ZN). Pôvodná zadná tehlica je taktiež o 15 mm vyššia, čo neumožňuje jej montáž na PN. Aby došlo k zjednoteniu tehlíc je potrebné, aby bola zadná tehlica zmenšená natoľko, aby so svojimi výslednými rozmermi nekolidovala s ráfikom R15. Požadovanú pozíciu upevnenia guľového čapu horného ramena a guľového čapu tie-rodu je potom možné dosiahnuť vhodnou modifikáciou konzoly, ktorá sa na tehlicu upevní pomocou skrutiek M10. Sigma MOTOR s.r.o. taktiež požaduje, aby bola zachovaná možnosť nastavenia odklonu pomocou zúbkového kontaktu podobne, ako tomu je na Obr. 11.

4.3 KONCEPT A

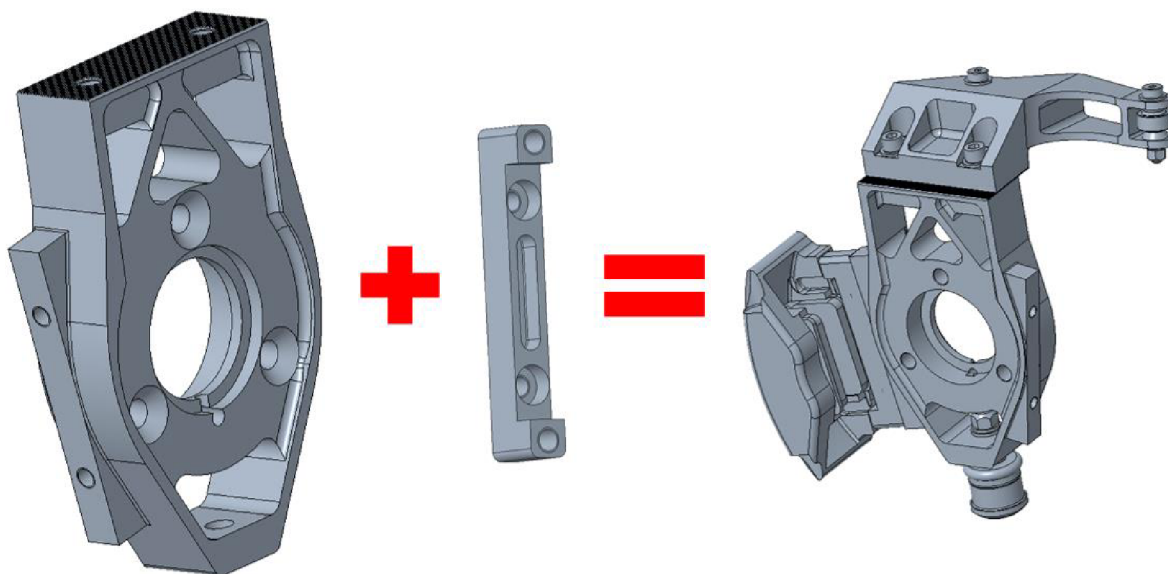
Pri designe univerzálnej tehlice je problematické umiestenie brzdového strmeňa na samotnom tele tehlice. V prípade, že je symetrická podľa roviny Y-Z, nachádza sa na strane, kde nie je upevnený strmeň nevyužitá časť, ktorá je stále konštruovaná na uchytienie brzdového strmeňa, ale prenáša menšie zaťaženie ako časť, kde strmeň uchytený je. V kategórií rally sa používajú tehlice, ktoré sa dajú meniť naprieč vozidlom. Väčšinou sa však jedná o tehlice, ktoré sú vymeniteľné len s ohľadom na nápravu (ľavá za pravú a naopak). Pre vyriešenie problematiky uchytenia brzdového strmeňa však toto riešenie môže poskytnúť dostatočnú inšpiráciu.



Obr. 43 Tehlice Subaru Impreza WRC S11 [35]

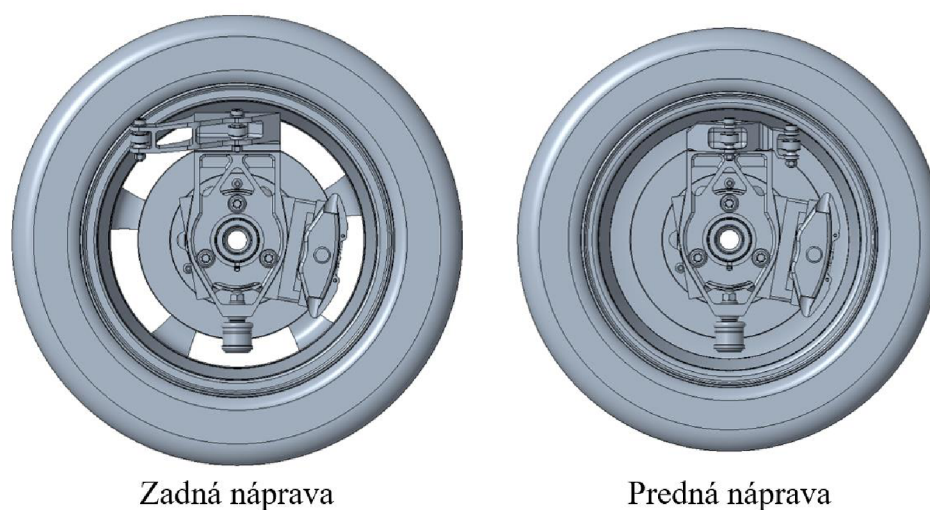
Na Obr. 43 je riešenie z vozidla S11 z dielne Subaru. Uchytenie brzdového strmeňa je riešené pomocou medzikusu, ktorý je pripevnený pomocou skrutiek o tehlicu. Toto riešenie umožní potenciálnu úsporu hmotnosti tehlice v porovnaní s dielom, ktorý by mal symetrické uloženie strmeňa na oboch stranách.

Na Obr. 44 je ukážka adaptácie takéhoto upevnenia strmeňa pre použitie na vozidle Sigma. Pôvodná tehlica spolu s konzolou váži približne 2,65 kg, nová zostava tehlice s konzolou váži približne 2,75 kg. Oproti môjmu predpokladu, že dôjde k zníženiu hmotnosti, došlo k nárastu hmotnosti o 100 g. Je to spôsobené tým, že použitie medzikusu si vyžiada použitie spojovacieho materiálu. Spojovací materiál spolu s medzikusom váži sám o sebe približne 400 g, čo je nezanedbateľná časť hmotnosti zostavy. Ako sa ukáže ale neskôr pri konštrukcii konceptu B, tak napriek tomu, že koncept A je ťažší ako pôvodná zostava, adaptácia a odľahčenie konceptu B si vyžiada podobne ťažkú konštrukciu.



Obr. 44 Ukážka konceptu A s konzolou ZN

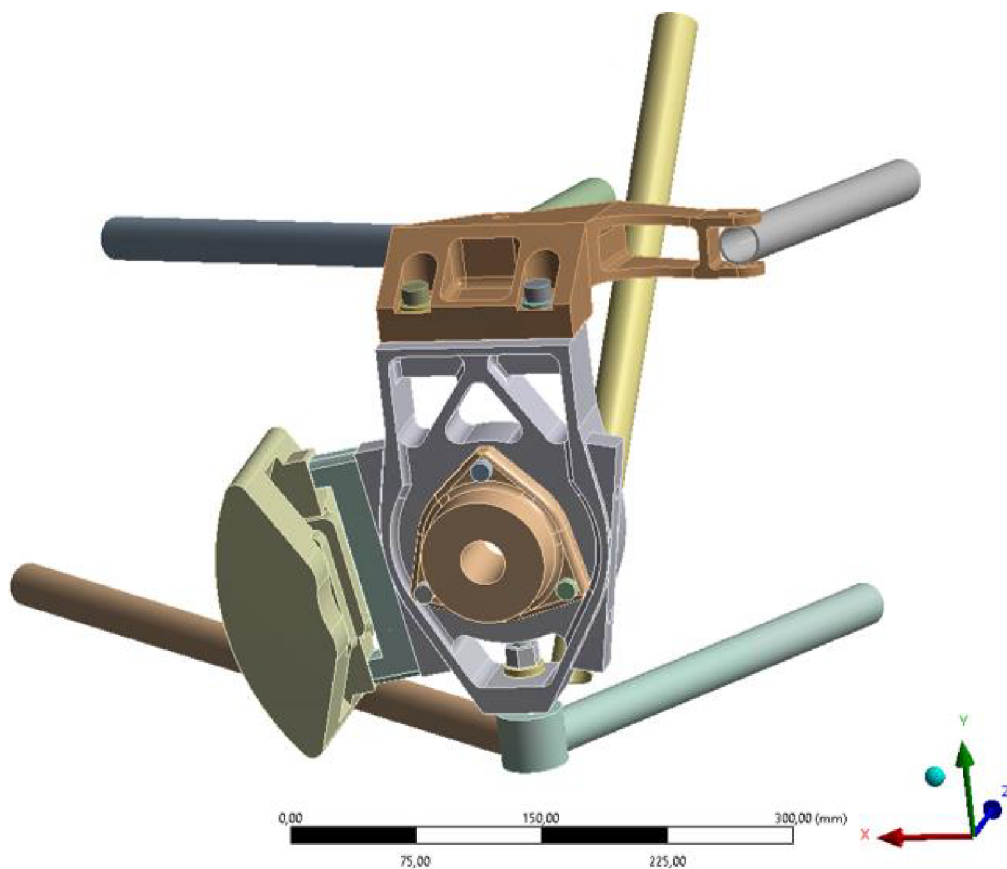
V novej zostave na Obr. 45 je zahrnutá nová konzola ZN, ktorá bola upravená na základe optimalizácie a výpočtu v kap. 4.1. Model bol zasadený do pôvodnej zostavy kolesa kvôli detekcii prípadných kolízií s pôvodným modelom. Ako vyzerá model zasadený v zostave spolu s brzdovým kotúčom a kolesom, je možné vidieť na Obr. 45.



Obr. 45 Koncept A zasadený v zostave

4.3.1 ANALÝZA KONCEPTU A

Na rozdiel od pôvodnej zostavy tehlice, sú predná a zadná tehlica totožné s výnimkou konzoly. S uvážením výpočtovej náročnosti, nepovažujem za nutné simulovať v prostredí Ansys každý stav osobitne pre PN a ZN. Výpočet akcelerácie, prejazdu nerovnosti a zatáčania prebehol na ZN, kde predpokladám výskyt vyšších napätí. Pri brzdení je však namáhaná PN, a preto je lepšie tento stav spočítať priamo na prednej náprave. Príprava modelu spolu s definíciou okrajových podmienok prebehli analogicky ako na pôvodnom modeli v kap. 3. Kontakt medzikusu-tehlice bol uvažovaný ako frictional s koeficientom trenia $k_f=0,61$. Pre tehlicu spolu s konzolou som priradil materiál EN AW 7075-T6 a ostatným dielom konštrukčnú oceľ. Vlastnosti materiálov sú k dispozícii v Tab. 8.



Obr. 46 Koncept A v zostave zavesenia

TVORBA SIETE

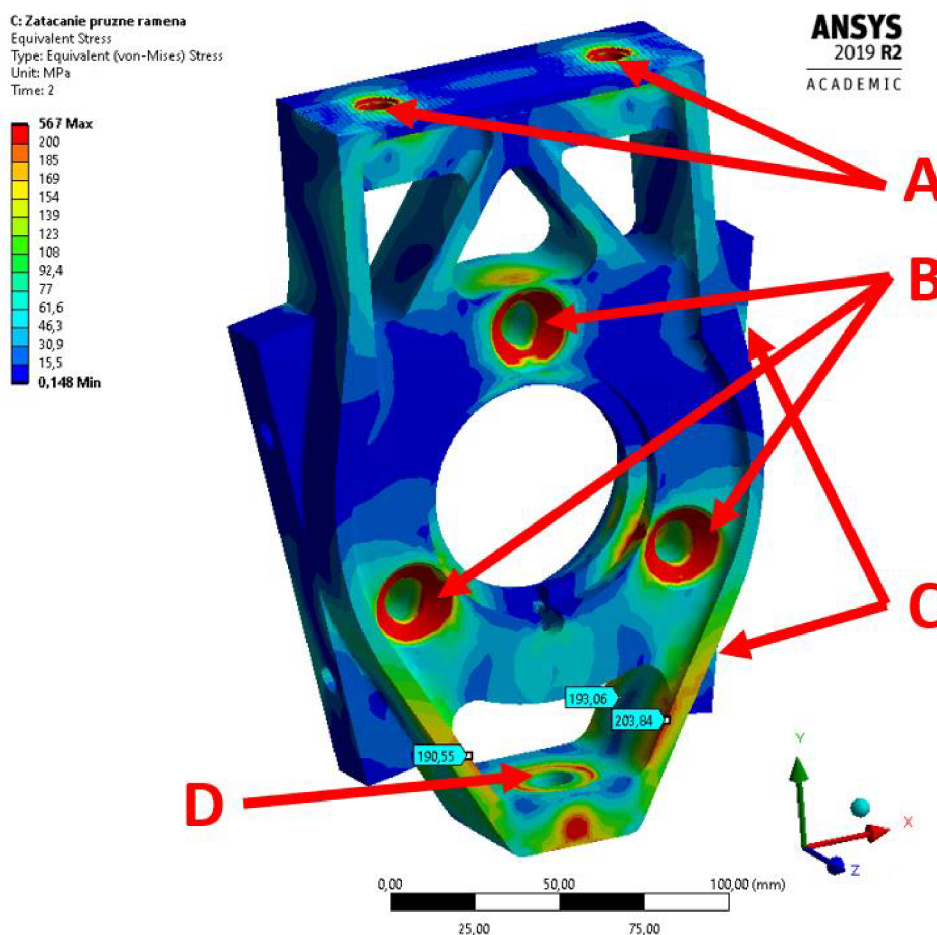
Tvarová náročnosť a väčší počet kontaktov si vyžiadali pomerne jemnú sieť s počtom uzlov 440 953 a s počtom elementov 246 026 v prípade zostavy prednej nápravy. Zadná náprava si vyžiadala sieť s počtom uzlov 358 028 a počtom elementov 206 793. Pokiaľ sa pozriem na kvalitu siete, tak sa v oboch prípadoch priemerná hodnota Mesh Metric Kvality pohybuje okolo 0,70 (0,722 pri ZN a 0,671 pri PN).

Tab. 12 Výsledky analýzy Konceptu A

Zát'azový stav	Náprava	Max. napätie	Súčiniteľ bezpečnosti	Max. deformácia
		σ_{MHM} [MPa]	k [-]	u [mm]
Nerovnosť vozovky	Zadná	36	15,5	0,121
Zatáčanie		204	2,65	0,447
Akcelerácia		50,3	10,95	0,292
Brzdenie	Predná	143	3,37	0,185 7

4.3.2 ZHODNOTENIE KONCEPTU A

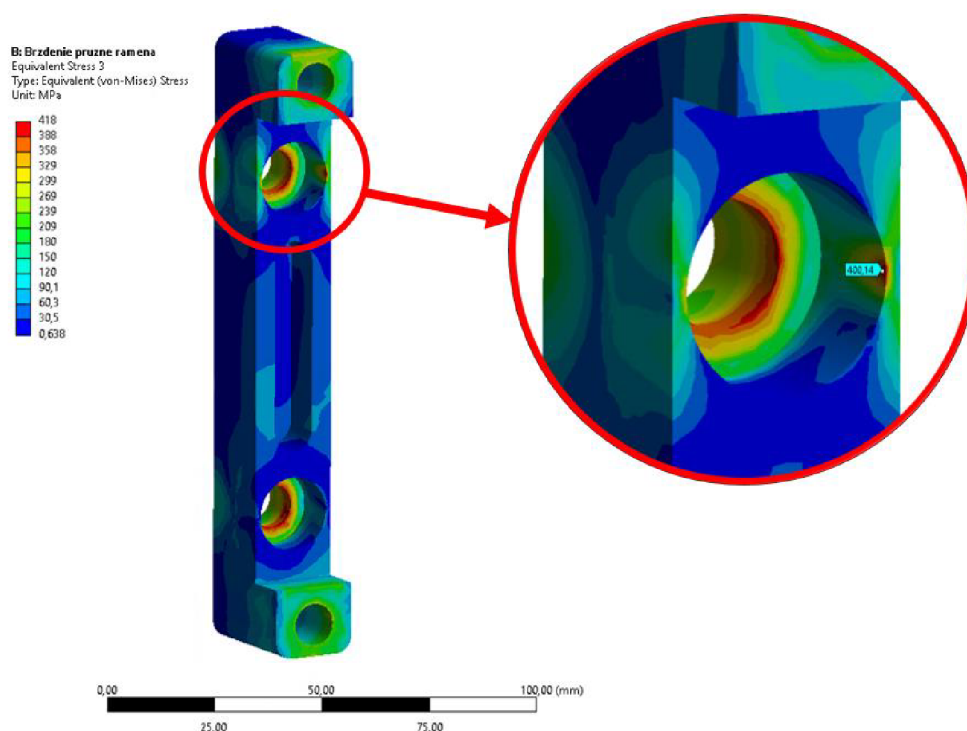
Pokiaľ sa pozriem na namáhanie tak najviac rizikový stav je stav ustáleného zatáčania, kde maximálne dosiahnuté napätie bolo 204 MPa, ktoré sa vyskytovalo v blízkosti uchytania spodného guľového čapu na tehlicu (Obr. 47). Ani pri tomto napätí však súčiniteľ bezpečnosti neklesol pod mnou stanovenú hranicu $k=2$.



Obr. 47 Koncept A – zatáčanie

Najväčšie dosiahnuté napätia však ako v prípade súčasného riešenia vychádzajú ako kontaktné napätie v kontaktoch skrutiek (a podložiek) s tehlicou. Na pozíciách **C** a **A** dosahuje napätie hodnoty 237,5 MPa (**A**) a 209,2 MPa (**C**), ktoré je ale značne skreslené zjednodušením skrutkového spojenia bonded kontaktom. Na pozícií **B** dosahuje napätie maximálnu hodnotu 434,1 MPa, čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti 1,25. Domnievam sa však, že táto hodnota bola ovplyvnená nastavením kontaktu, kde som kvôli problémom s konvergenciou zvolil počiatočné nastavenie kontaktu ako „adjust to touch“. Toto nastavenie spôsobilo, že sa ešte pred samotným výpočtom v týchto miestach vymedzil kontakt a až následne sa aplikovalo zaťaženie. Mimo tohto maxima sa však napätie pohybovalo okolo hodnoty 330 MPa, čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti 1,64. Na pozícií **D** hodnota napätia dosiahla hodnotu 276 MPa, čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti 1,96.

Množstvo kontaktov, ktoré som sa snažil modelovať ako frictional kontakty zapríčinili problémy s konvergenciou pri tomto modeli. K vyriešeniu tohto problému som využil modul Ansysu, ktorý zaznamenáva Newton-Ramphsonove rezíduá. Tieto rezíduá zaznamenávajú oblasti, pri ktorých vzniká nerovnováha systému. Na základe znalosti rezíduí som bol schopný povedať, že problém s konvergenciou nastával práve na kontakte hlavy skrutky náboja s tehlicou, kde nebol plne vymedzený počiatočný kontakt. V nastaveniach kontaktu sa, ale nachádza možnosť vymedzenia kontaktu ešte pred akýmkoľvek zaťažovaním tzv. „adjust to touch“, ktorý moje problémy s konvergenciou vyriešil.



Obr. 48 Koncept A – medzikus

Problematické sa ukázalo uchytenie strmeňa o tehlicu pomocou medzikusu na Obr. 48. Pri brzdení maximálnou silou sa totižto v mieste vybrania pre hlavu skrutky vyskytlo koncentrované napätie o veľkosti okolo 360 MPa. Pôvodne som toto napätie považoval za singularitu, ale po zjemnení siete na veľkosť 1 mm sa ukázalo, že napätie konverguje k hodnote približne 400 MPa. Toto napätie je už ďaleko za medzou klzu konštrukčnej ocele napr. S235JR z Tab. 8. V úvahu teda pripadá zmena konceptu a uchytenia brzdového strmeňa, alebo zmena materiálu. Po konzultácii s kolegom z ÚMVI, či sa nachádza na trhu cenovo dostupná oceľ, ktorá by bola schopná vydržať toto namáhanie, padla voľba materiálu na HSLA oceľ AISI 5046 (SAE 5046, G50460) s medzou klzu $R_e=1$ 270 MPa s cenou 18 Kč/kg. Vlastnosti materiálu z Obr. 49 boli brané z databázy CES EduPack 2017.

Price

Price	①	* 15,7	- 18,6	CZK/kg
Price per unit volume	①	* 1,23e5	- 1,47e5	CZK/m ³

Physical properties

Density	①	7,8e3	- 7,9e3	kg/m ³
---------	---	-------	---------	-------------------

Mechanical properties

Young's modulus	①	2,01e11	- 2,12e11	Pa
Yield strength (elastic limit)	①	1,27e9	- 1,55e9	Pa
Tensile strength	①	1,57e9	- 1,92e9	Pa
Elongation	①	0,07	- 0,11	strain
Compressive strength	①	* 1,26e9	- 1,55e9	Pa
Flexural modulus	①	* 2,01e11	- 2,12e11	Pa
Flexural strength (modulus of rupture)	①	1,27e9	- 1,55e9	Pa
Shear modulus	①	7,7e10	- 8,3e10	Pa
Bulk modulus	①	1,55e11	- 1,73e11	Pa
Poisson's ratio	①	0,285	- 0,295	
Shape factor	①	17		
Hardness - Vickers	①	430	- 530	HV
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	①	* 5,86e8	- 6,76e8	Pa
Fatigue strength model (stress range)	①	* 7,53e8	- 1,09e9	Pa

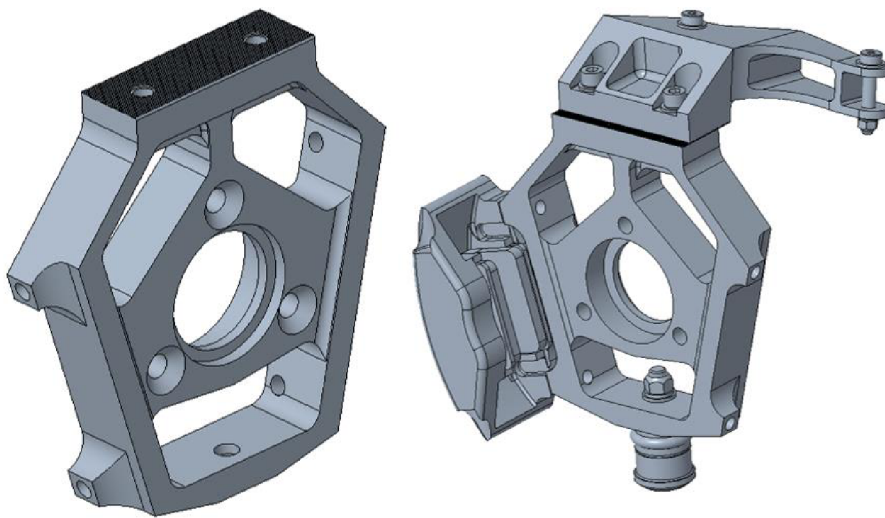
[Parameters](#): Stress Ratio = -1, Number of Cycles = 2,5e4cycles

Obr. 49 Vlastnosti ocele AISI 5046

4.4 KONCEPT B

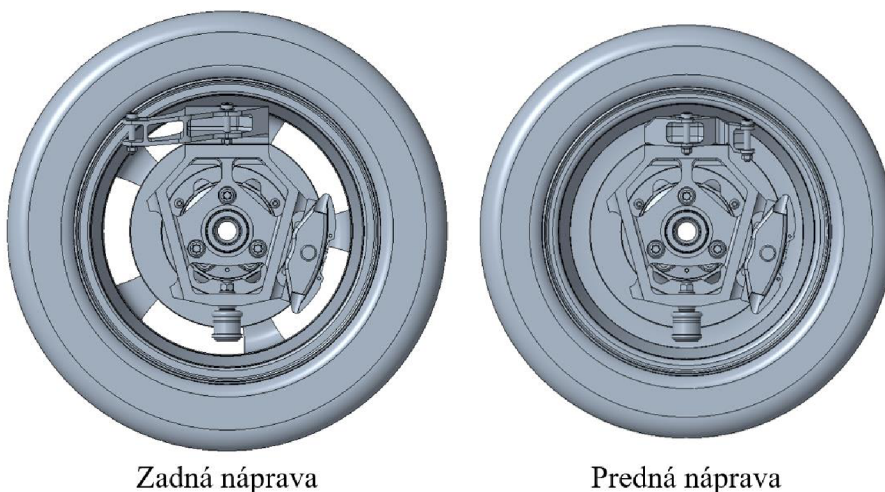
Koncept A prináša so sebou viacero úskalí týkajúcich sa výroby a následnej montáže. Použitie medzikusu si vyžaduje výrobu ďalšieho dielu, čo zvyšuje cenu, počet funkčných plôch a predlžuje strojný čas. Použitie medzikusu so sebou nesie taktiež obstarávanie spojovacieho materiálu navyše.

Pri konzultácii s vývojovým oddelením Sigma MOTOR s.r.o. vzišla otázka, či je naozaj potrebné používať diel s medzikusom a či výhody spojené s ľahšou stavbou vyvážia zvýšenú cenu. Preto som sa rozhodol pre návrh druhého konceptu, ktorý by si takúto montáž nevyžadoval. Obr. 50 demonštruje možné riešenie tohto problému s následným začlenením v zostave. Oproti konceptu A taktiež zmizol otvor v náboji kolesa, ktorý pôvodne slúžil na prestrčenie zástrčného kľúča a dotiahnutia spodného guľového čapu.



Obr. 50 Ukážka konceptu A s konzolou ZN

Ako pri koncepte A, tak aj pri koncepte B bol model osadený do zostavy (Obr. 51), kde som sa zamerával primárne, či nenastane kolízia s ráfikom a či sa nachádza v priestore pre osadenie guľových čapov dostatok miesta pre ich relatívny pohyb.



Obr. 51 Koncept B zasadený v zostave

4.4.1 ANALÝZA KONCEPTU B

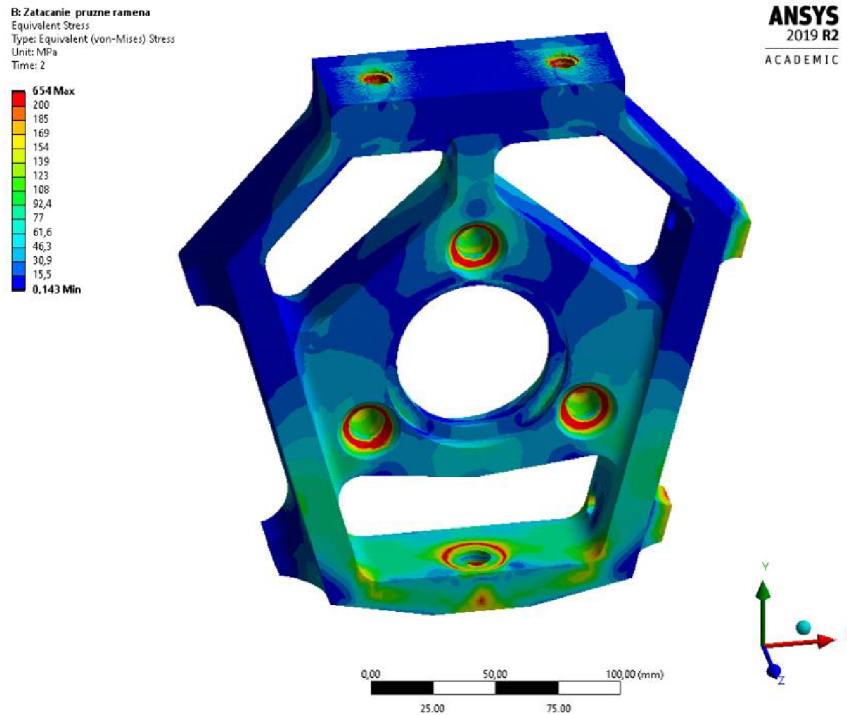
Obdobne ako pri koncepte A bol vytvorený konečnoprvkový model v prostredí Ansys. Najmä kvôli výpočtovej náročnosti som simuloval stavy nerovnosti, zatáčania a akcelerácie iba pre ZN a stav brzdenia pre PN, keďže to je jediný stav pri ktorom je PN viac zaťažovaná ako ZN. Tehlica spolu s konzolou má priradený materiál EN AW 7075-T6 a ostatné diely majú priradený ako materiál konštrukčnú oceľ. Súčinitele trenia sú brané z Tab. 7 a mechanické vlastnosti materiálov z Tab. 8. Pri výpočte som použil model, ktorý obsahoval 494 940 počet uzlov a 281 920 počet elementov. Priemerná kvalita elementov sa pohybovala na hodnote 0,69. Vzhľadom k tomu, že väčšina elementov nižšej kvality sa nachádza v miestach, kde sa nenachádza zvýšené napätie, môžem považovať kvalitu siete za dostatočnú

Tab. 13 Výsledky analýzy Konceptu B

Zaťažový stav	Náprava	Max. napätie	Súčiniteľ bezpečnosti	Max. deformácia
		σ_{max} [MPa]	k [-]	u [mm]
Nerovnosť vozovky	Zadná	51,74	10,48	0,124
Zatáčanie		185,4	2,92	0,458
Akcelerácia		48,5	11,17	0,314
Brzdenie	Predná	81	6,7	0,144

4.4.2 ZHODNOTENIE KONCEPTU B

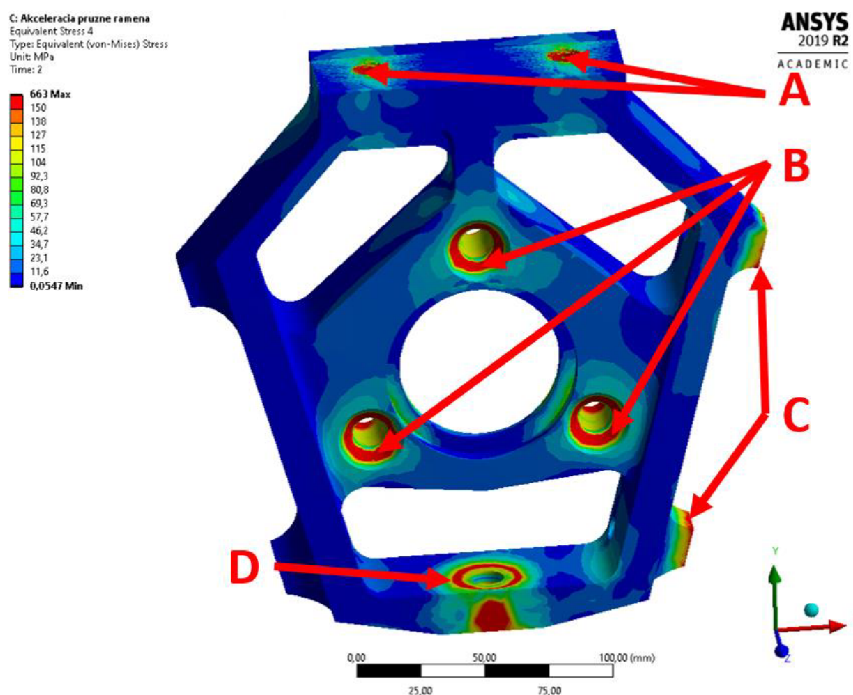
Pri pohľade na výsledky je zrejmé, že najrizikovejším je z hľadiska pevnosti stav ustáleného zatáčania, kde je materiál tehlice dominantne namáhaný ohybovým momentom, ktorý spôsobuje bočná sila pneumatiky pôsobiaca na ramene polomeru behúňa pneumatiky. Pokiaľ sa pozriem na výsledky napätia na Obr. 52, tak sa napätie koncentruje v zaobleniach na spodnej strane tehlice, čo som aj predpokladal. Jedná sa o ostrú hranu, na ktorej napätie dosahuje hodnoty približne 185 MPa.



Obr. 52 Koncept B – zatačanie

Ako v predchádzajúcich prípadoch, tak sa aj pri koncepte B nachádzajú miesta (Obr. 53), ktoré si vyžadujú špeciálnu pozornosť. Na týchto miestach je namáhanie spôsobené utiahnutím skrutiek na požadovaný moment a nemení sa počas namáhania.

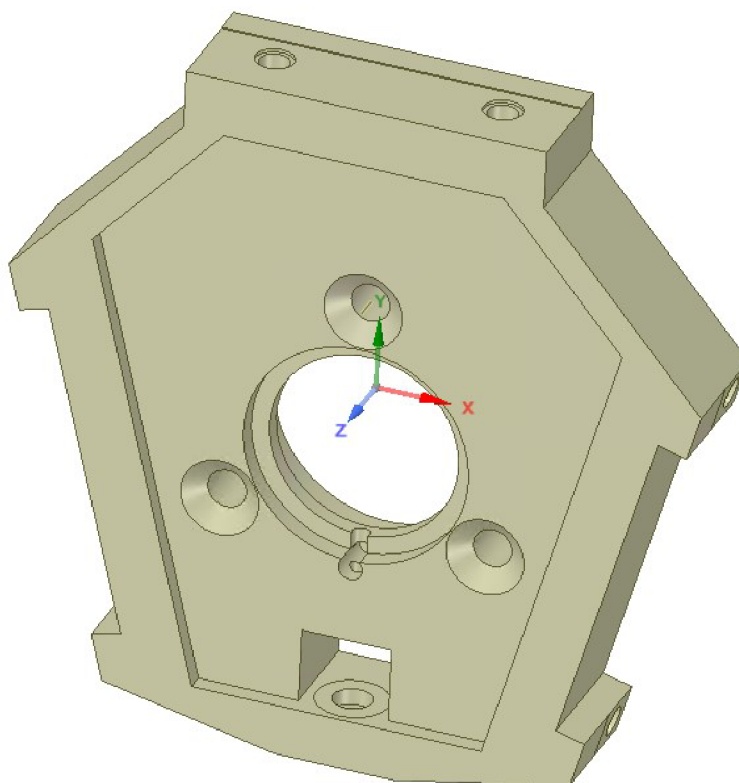
Pozície A a C sú napätia v blízkosti skrutkového spoja a sú ovplyvnené bonded kontaktom, a tak ich neberiem v úvahu.



Obr. 53 Koncept B – kontaktné napätie

4.5 KONCEPT C

Pri návrhu tretieho konceptu som sa rozhodol využiť topologickej optimalizácie. Táto metóda si však vyžaduje úplne odlišný prístup ako pri koncepte A a koncepte B. Na začiatok je potrebné definovať tzv. *Design Space* (obálkový diel), ktorý bude optimalizovaný. Tento diel musí byť dostatočne veľký natoľko, aby ponechal prípadnú voľnosť pri optimalizácii. Mne pre tento účel poslúžil zjednodušený model konceptu B (Obr. 54), na ktorom som odstránil všetky otvory mimo funkčných otvorov. Tieto funkčné plochy musia byť zaradené do tzv. „Exclusion zones“. Optimalizácia následne rešpektuje tieto plochy, ktoré spolu s blízkym okolím ponechá v pôvodnom tvare.

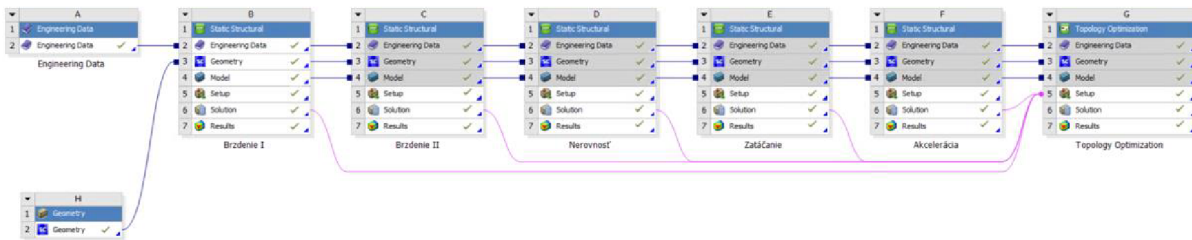


Obr. 54 *Design Space*

Kontaktná plocha tehlice s konzolou, ktorú tvoria primárne zúbky bola zjednodušená na dve rovné plochy. Hlavnou motiváciou k tomuto prístupu bola výpočtová náročnosť zúbkového spojenia, ktoré si vyžadovalo použitie veľmi jemnej siete. Blízke okolie kontaktu je taktiež zaradené do Exclusion zone a skreslené napätie v tomto okolí by nemalo mať výrazný vplyv na napätie v samotnom telese.

4.5.1 OKRAJOVÉ PODMIENKY A NASTAVENIE VÝPOČTU

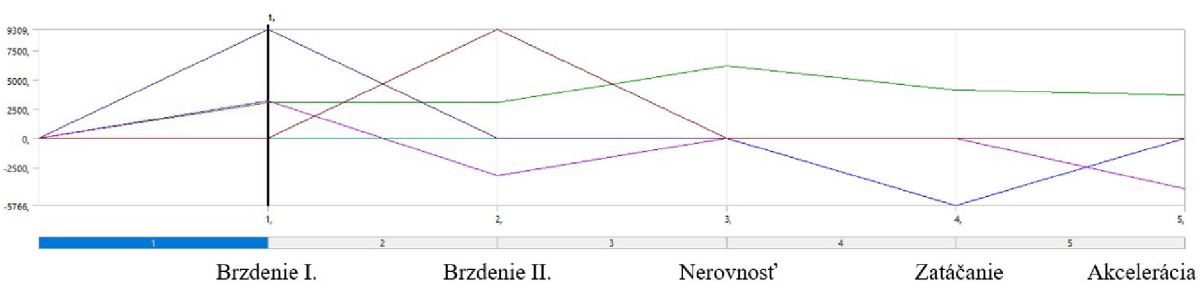
Pri zadávaní okrajových podmienok je dôležité mať na pamäti, že tehlica je diel namáhaný viacerými záťažovými stavmi a v mojich podmienkach musí byť tehlica taktiež symetrická. Je dôležité, aby stavy nasledovali jeden po druhom a nie všetky naraz. Na výber je možnosť nastavenia viacerých výpočtových krokov v rámci jednej simulácie, ktoré odzrkadľujú rôzne typy jazdných manévrov, alebo použitie samostatných simulácií pre každý záťažový stav samostatne (Obr. 55).



Obr. 55 Simulácia jednotlivých stavov

Pri simulácii jednotlivých stavov predstavuje hlavnú výhodu možnosť nastavenia váhy každého stavu zvlášť [21]. Týmto som schopný určiť najväčšiu váhu stavom, pri ktorých je dosiahnutá najmenšia bezpečnosť (zatáčanie a brzdenie) a stavom, ktoré nezaťažujú výrazne zostavu ju naopak znížiť. Solver následne spočíta každú úlohu samostatne a následne ich prepočíta medzi sebou a docieli tak výsledný tvar [21].

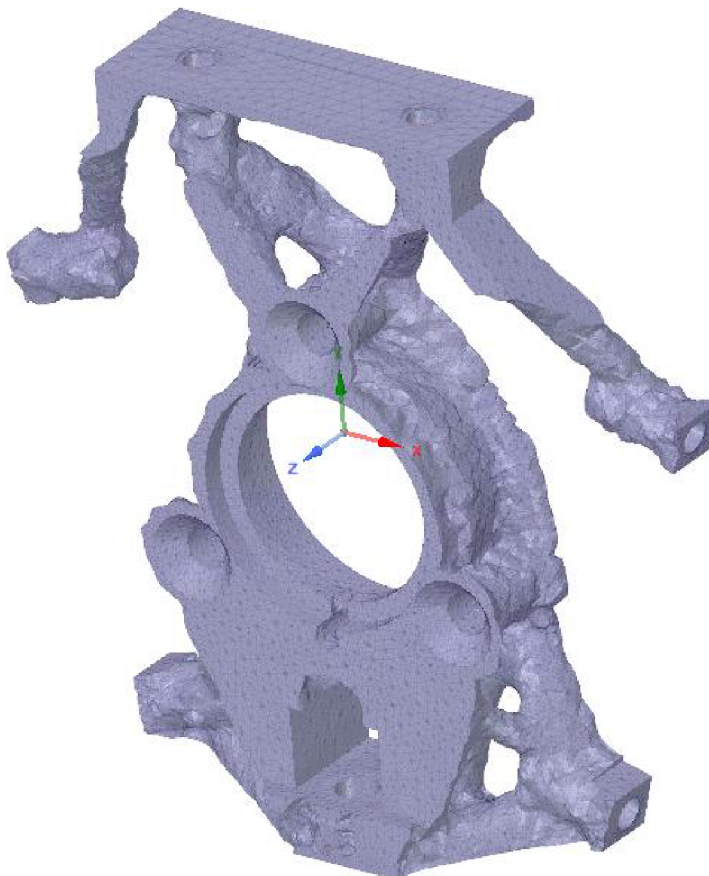
Druhým spôsobom je využitie jednej simulácie s viacerými výpočtovými krokmi. Každý výpočtový krok potom reprezentuje jeden záťažový stav (Obr. 56). Hlavnou nevýhodou tohto prístupu je absencia možnosti určenia váhy každému záťažovému stavu zvlášť. Prevažujúcou výhodou je ale menšia výpočtová náročnosť, vďaka ktorej som si zvolil tento prístup [21].



Obr. 56 Časové kroky reprezentujúce jednotlivé jazdné manévre

Následne si musím určiť zmysel optimalizácie (Response Constraint). Mojim cieľom bolo odobrať objem, alebo hmotnosť. V prípade, že optimalizujem iba jedno teleso v zostave s homogénnym rozložením materiálu sú oba tieto prístupy ekvivalentné. Po pár testovacích analýzách, pri ktorých som posudzoval účinnosť algoritmu som zvolil cieľovú hmotnosť ako 15 % z pôvodnej hmotnosti obáľkového dielu. V prostredí Ansys Workbench je tiež možnosť nastaviť cieľ optimalizácie. Ponechal som základné nastavenie, ktorým je minimalizácia poddajnosti dielu (Minimize Compliance), čo plne odpovedá môjmu cieľu dosiahnutiu čo najväčšej tuhosti za súčasnej minimálnej hmotnosti.

Optimalizáciu som obmedzil na 20 iterácii, aby v prípade, že nebude splnená presnosť konvergencie (0,3 %) sa výpočet zastavil. Po 18 iteráciách som však už obdržal finálny diel, ktorý je na Obr. 57.

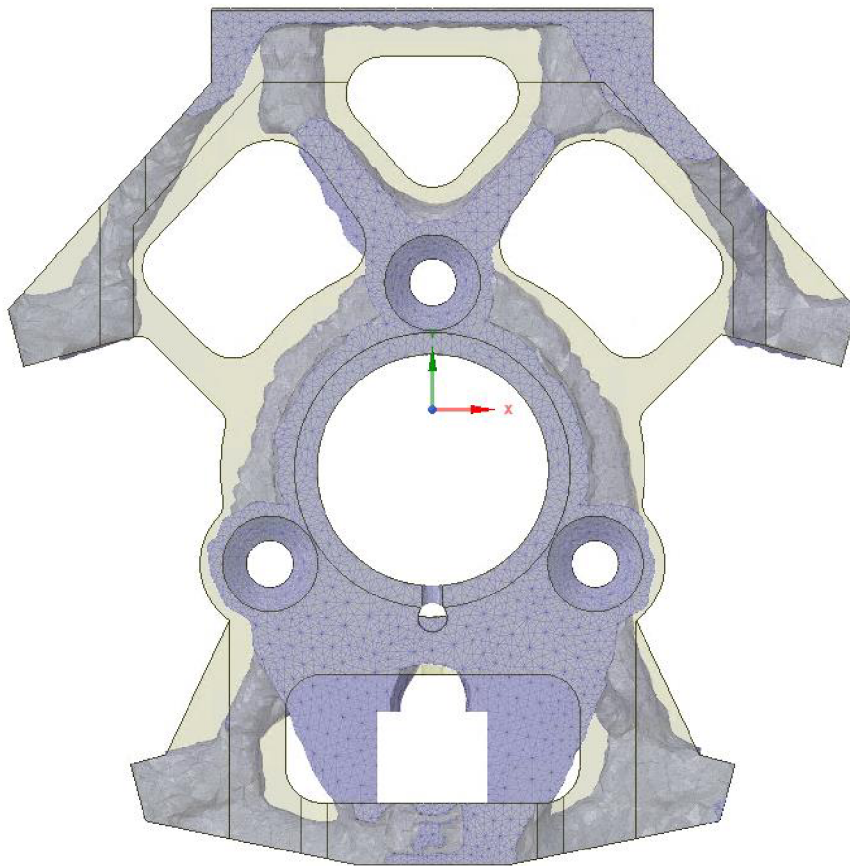


Obr. 57 Topologicky optimalizovaný diel

Takéto teleso má všeobecný tvar, ktorý nie je možné vyrobiť pomocou konvenčných metód obrábania, a tak sa naskytujú dve možnosti:

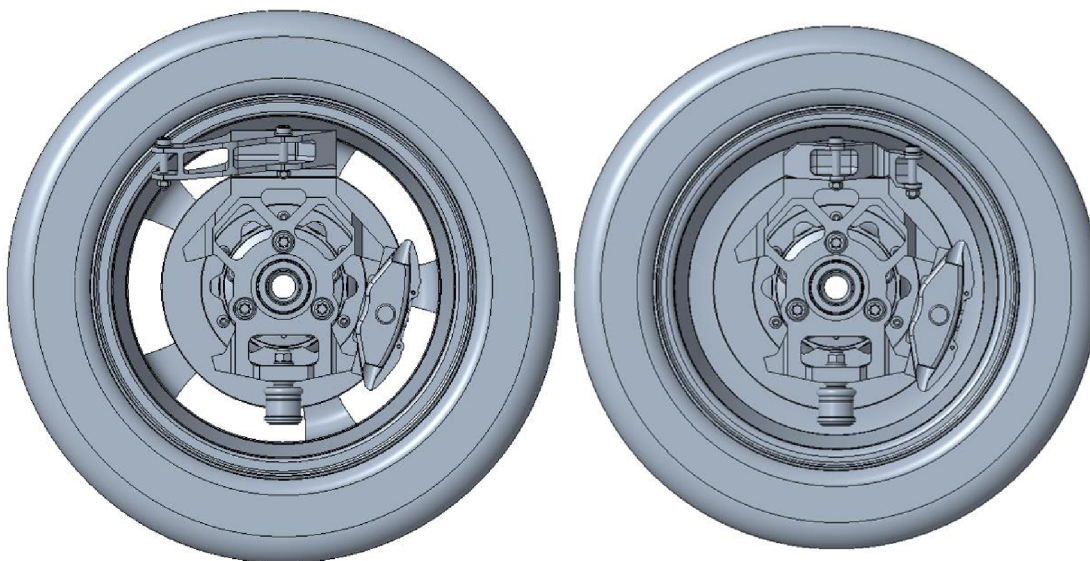
- a) použiť pre výrobu metódu SLS (Selective laser syntering),
- b) zohľadniť návrh „ideálneho“ tvaru pri návrhu telesa.

Spôsob výroby pomocou SLS aditívnych technológií som hlavne z dôvodu finančnej náročnosti vylúčil. Topologická optimalizácia mi ale poskytla podobu „ideálneho“ tvaru telesa, ktorú môžem využiť pri samotnom návrhu. Topologicky optimalizovaný diel z Obr. 57 som porovnal s pôvodným obáľkovým dielom a ten upravil tak, aby svojim tvarom približne odpovedal topologicky optimalizovanému tak, ako je na Obr. 58.



Obr. 58 Diel inšpirovaný topologickou optimalizáciou

Pri výrobe dielu na Obr. 58 nie je potom potrebné využívať aditívne technológie, ale vystačí trieskové obrábanie bez zmeny materiálu pôvodného dielu EN AW7075-T6. Daný diel som následne osadil zúbkami, ktoré boli počas optimalizácie odobrané, upravil rozmery tak, aby bol daný diel vyrobiteľný a zasadil do pôvodnej zostavy, aby som ich mohol podrobiť overovaciemu výpočtu. Na Obr. 59 je Koncept C zasadený do zostavy kolesa.



Obr. 59 Koncept C zasadený v zostave

4.5.2 OVEROVACIA ANALÝZA KONCEPTU C

Analogicky ako pri konceptoch B a C som zhotovil samostatnú analýzu pre prednú a zadnú zostavu zavesenia. Zátťažové stavy nerovnosti vozovky, zatáčania a akcelerácie som simuloval pre ZN a zátťažový stav brzdienia som simuloval pre PN keďže sa jedná o jediný stav, pri ktorom je PN zátťažovaná viac ako ZN. Pre určenie tuhosti analyzovaného dielu som uvažoval tuhé ramená tak, aby neskresľovala deformácia samotných ramien výsledky analýzy.

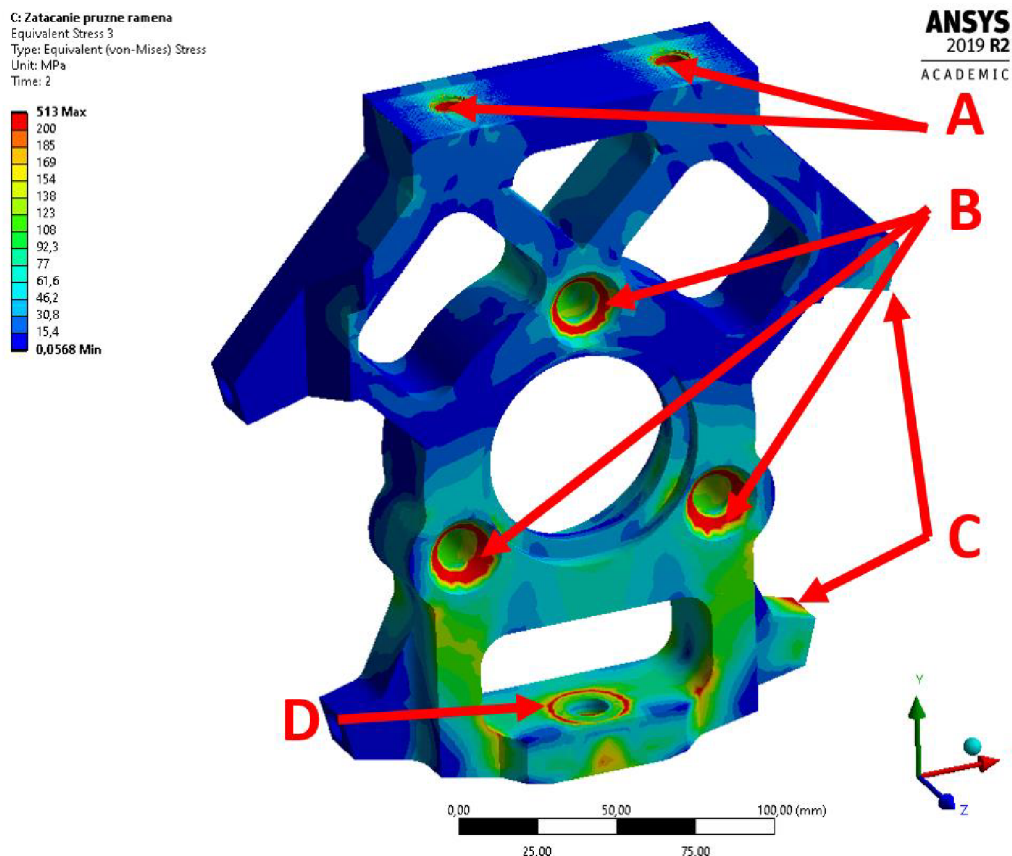
Komplikovanejší tvar tehlice si vyžiadal sieť s 515 184 uzlami a 302 500 elementami pričom priemerná kvalita elementov dosahovala hodnotu 0,71.

Tab. 14 Výsledky analýzy Konceptu C

Zátťažový stav	Náprava	Max. napätie	Súčiniteľ bezpečnosti	Max. deformácia
		σ_{HMH} [MPa]	k [-]	u [mm]
Nerovnosť vozovky	Zadná	44	12,3	0,112
Zatáčanie		231	2,34	0,408
Akcelerácia		47	11,53	0,329
Brzdenie	Predná	122	4,44	0,249

4.5.3 ZHODNOTENIE KONCEPTU C

Koncept C vznikol ako posledný a uplatnil som pri jeho návrhu poznatky, ktoré som nadobudol pri návrhu konceptu A a B. Z Tab. 14 je viditeľné, že stavom, pri ktorom bola dosiahnutá najnižšia bezpečnosť (2,34) je stav ustáleného zatáčania (Obr. 60). Tieto výsledky sú veľmi podobné tým, ktoré boli obdržané pri analýzach A a B s výnimkou stavu brzdenia, kde bola vykazovaná vyššia bezpečnosť ako v predchádzajúcich prípadoch.



Obr. 60 Koncept C – kontaktné napätie

Do výsledkov analýzy v Tab. 14 som nezahrnul kontaktné napätie vzniknuté po dotiahnutí skrutiek na požadovaný ťahovací moment podľa Tab. 14. Pozícia A a C sú napätia spôsobené zjednodušením závitového spojenia na kontakt typu bonded, a preto nemôžem brať tu vzniknuté napätie a ani napätie v blízkom okolí kontaktu za relevantné. Pozícia B je oporná plocha hlavy skrutky M12 a napätie na tejto ploche dosahuje hodnoty približne 400 MPa čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti približne 1,35. Takto nízka hodnota môže byť spôsobená úpravou kontaktu na „Adjust to Touch“. Tohto nastavenia som bol nútený použiť vzhľadom k problémom s konvergenciou, ktoré som zaznamenal v oblasti tohto kontaktu. K lokalizovaniu problematickeho kontaktu som obdobne ako v koncepte B využil Newton-Ramphsonových rezíduí. Pozícia D je oporná plocha podložky pod maticou, ktorá slúži k pripevneniu spodného guľového čapu. Napätie na tomto mieste dosahuje maximálnej hodnoty približne 240 MPa, čo odpovedá súčiniteľu bezpečnosti 2,26.

4.5.4 KOMBINÁCIA STAVOV

Doposiaľ som pri analýze jednotlivých konceptov uvažoval, že jednotlivé záťažové stavy z Tab. 5 nastanú samostatne. Čo sa však stane, keď dôjde ku kombinácii takýchto stavov?

Povedzme, že nastane situácia, pri ktorej vodič počas zatáčania začne brzdiť a k tomu trafi výtlk. Takáto situácia je asi to najhoršie, čo môže zavesenie vozidla stretnúť, a preto som sa rozhodol overiť tento koncept aj pri takomto zaťažovaní.

Pre začiatok uvažujem, že pri brzdení sa vozidlo preváži na predné vonkajšie koleso natoľko, že bude spočívať celou svojou hmotnosťou práve na ňom, potom dostanem nasledujúce vzťahy:

$$F_{WD} = m \cdot g = 733 \cdot 9,81 = 7\,188,27 \text{ N} \quad (9)$$

kde F_{WD} označuje zvislú silu pôsobiacu na koleso, m hmotnosť vozidla a g gravitačné zrýchlenie. Ďalej uvažujem, že rozdelenie bočnej a pozdĺžnej sily na pneumatike má tvar kružnice tak ako o tom hovorí literatúra [5]. Potom pre maximálnu brzdnú a bočnú silu platí:

$$F_{brzdná_MAX} = \mu_{WX} \cdot F_{WD} = 1,4 \cdot 7\,188,27 = 10\,063,58 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{bočná_MAX} = \mu_{WY} \cdot F_{WD} = 1,4 \cdot 7\,188,27 = 10\,063,58 \text{ N} \quad (11)$$

kde F s príslušným spodným indexom značí, či sa jedná o bočnú, alebo brzdnú silu a μ označuje koeficient príľnavosti v danom smere, pričom v mnou uvažovanom prípade má tento koeficient hodnotu 1,4. Mnou uvažovaná kružnica príľnavosti má teda polomer 10 063,6 N. Budem ďalej uvažovať situáciu keď pôsobí celková sila pod uhlom smerovej výchylky $\alpha=45^\circ$. Pri tejto situácii si budú brzdná a bočná sila rovné, a preto mi stačí zistiť hodnotu, ktorú bude dosahovať bočná a brzdná sila pri kombinovanom zatáčaní-brzdení.

$$F_{bočná} = F_{brzdná} = \sqrt{\frac{1}{2}} \cdot F_{brzdná_MAX} = \sqrt{\frac{1}{2}} \cdot 10\,063,58 = 7\,116,03 \text{ N} \quad (12)$$

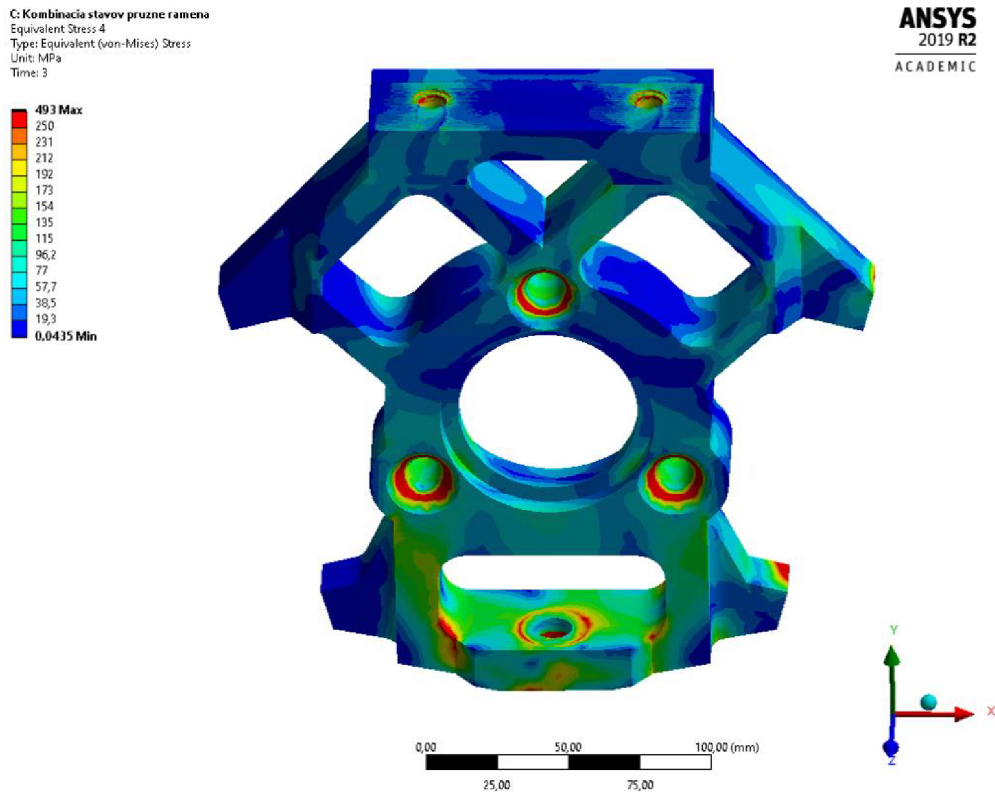
Vzhľadom k tomu, že takáto brzdná sila pôsobí na kontakte s vozovkou je potrebné dopočítať ešte silu, ktorá bude vyvíjaná na brzdové doštičky.

$$F_B = \frac{R_{15}}{R_{kotúča}} \cdot F_{brzdná} = \frac{0,298}{0,103} \cdot 7\,116,03 = 20\,553,58 \text{ N} \quad (13)$$

Pričom R_{15} je polomer 15“ ráfika a $R_{kotúča}$ polomer kružnice, ktorá prechádza stredom brzdových doštičiek.

Nerovnosť, podobne ako v ostatných analýzach znázorňuje 3-násobok pôvodného zaťaženia.

$$F_B = 3 \cdot F_{WD} = 3 \cdot 7\,188,27 = 21\,564,81\,N \quad (14)$$



Obr. 61 Kombinácia stavov

Analýza na Obr. 61 bola rozdelená do troch krokov. V prvom kroku bolo zavedené predpätie skrutiek, v druhom kroku bola zavedená bočná sila spolu s brzdou a zvislou a v poslednom kroku sa zvislá sila zmenila na trojnásobok svojej pôvodnej hodnoty. Z výsledkov je badateľné podstatne vyššie dosiahnuté napätie ako v prípade analýzy manévrov jednotlivo. Takéto chovanie som vzhľadom k okrajovým podmienkam očakával. Najväčšie dosiahnuté napätie pre prípad takéhoto namáhania je približne 347 MPa čo odpovedá koeficientu bezpečnosti zhruba 1,56 a vyskytovalo sa na rovnako mieste ako na Obr. 60.

5 POROVNANIE KONCEPTOV

Pri pohľade do Tab. 15 je zrejmé, že koncept A dosahuje vyššie bezpečnosti hlavne pri prejazde nerovnosti, alebo brzdení. Vyššia bezpečnosť pri prejazde nerovnosti je spôsobená hlavne robustnejšou vrchnou stavbou a bezpečnosť pri brzdení je vyššia z dôvodu veľkej kontaktnej plochy medzi tehlicou a medzikusom. Samotná tehlica tak nevykazuje vysoké napätia v prípade brzdenia. Na samotnom medzikuse sa ale vyskytuje hodnota napätia vysoká natoľko, že si vyžaduje použitie vysokopevnostnej oceli.

Tab. 15 Porovnanie konceptov – bezpečnosť

Zátťažový stav	Náprava	Koncept A	Koncept B	Koncept C
		k [-]	k [-]	k [-]
Nerovnosť vozovky	Zadná	15,5	10,48	12,3
Zatáčanie		2,65	2,92	2,34
Akcelerácia		10,95	11,17	11,53
Brzdenie	Predná	3,37	6,7	4,44

Koncept B dosahuje v analýze podobné výsledky ako koncept A s výnimkou stavu brzdenia, pri ktorom je bezpečnosť nižšia, ale stále neprekračuje mnou stanovený limit $k=2$. Pri porovnaní hmotností jednotlivých konceptov v Tab. 16 však koncept A a B prekročili hmotnosť pôvodnej tehlice. Pod hranicu 1 800 g sa mi podarilo dostať až zmenou prístupu a použitím topologickej optimalizácie pri vypracovaní konceptu C.

Tab. 16 Hmotnosti konceptov

	Hmotnosť [g]
Pôvodná predná	1 560
Pôvodná zadná	2 020
Koncept A + medzikus + skrutky	2 080
Koncept B	2 040
Koncept C	1 650

Pri návrhu konceptu B som uplatnil poznatky z analýzy konceptu A, ako napr. upriamenie pozornosti na uloženie spodného ramena a uloženia brzdového strmeňa a presunutie materiálu z hornej časti tehlice smerom dole, kde je viac potrebný. Tento koncept má taktiež najvyššiu minimálnu bezpečnosť.

Tab. 17 Porovnanie konceptov – tuhosť

Zátťažový stav	Náprava	Koncept A	Koncept B	Koncept C
		u [mm]	u [mm]	u [mm]
Nerovnosť vozovky	Zadná	0,121	0,124	0,112
Zatáčanie		0,447	0,458	0,408
Akcelerácia		0,292	0,314	0,329
Brzdenie	Predná	0,1857	0,144	0,249

Koncept C vychádza z pomedzi troch najvýhodnejšie. Pomocou topologickej optimalizácie som bol schopný odhadnúť miesta, kde je potrebný materiál a kde nie je natoľko potrebný. Oproti pôvodnej zadnej tehlici klesla hmotnosť o 20 %. Výsledky celkovej poddajnosti sú celkovo podobné s rozdielom do 0,1 mm.

Pre verifikáciu som sa rozhodol podrobiť model kombinovanému stavu, ktorý by nastal v prípade, že vodič počas ostrej zákruty začne brzdiť a k tomu sa pridá nerovnosť. Takýto stav nie je v podobe, v akej ho prezentujem uskutočniteľný za bežnej prevádzky, ale nepredpokladám, že by tehlica mohla byť vystavená horšiemu stavu, ako bol tento a má slúžiť iba ako demonštrátor toho, čo návrh vytvorený s pomocou topologickej optimalizácie znesie.

ZÁVER

Cieľom práce bolo zistiť, či je možné zjednotiť tehlice tak, aby sa iba jeden kus mohol použiť naprieč celým vozidlom. Hlavnou motiváciou k tomuto prístupu bolo šetrenie nákladov a výrobných kapacít. Počas prevádzky sa taktiež stalo, že došlo k deformácii guľového čapu uloženia tie-rodu a Sigma MOTOR s.r.o. zaujímalo, čo by mohlo byť príčinou takejto deformácie.

Ako prvé som musel určiť okrajové podmienky. Využil som k tomu prístup pomocou jednostopového modelu automobilu a následne prepočítal dynamické zaťaženie na jednotlivých kolesách pomocou presunu zaťaženia tzv. „Load transfer“. Vzhľadom k chýbajúcim dátam týkajúcich sa jazdnej dynamiky som sa však rozhodol využiť empirických vzťahov, ktoré sú konzervatívnejšie, ako mnou vykonaný analytický výpočet a do istej miery kompenzujú skutočnosť, že dynamický dej simulujem statickým zaťažovaním.

Nasledovala analýza súčasného uloženia kolies, a to tehlic spolu s konzolou, ktorej výsledkom bolo zistenie, že koeficient bezpečnosti dosahuje pomerne vysokých hodnôt a že namáhaná je prevažne spodná časť tehlice v blízkosti uloženia spodného guľového čapu.

K analýze uloženia tie-rodu som využil software Adams Car, pričom som použil template určený pre tímy formuly student [20], ktorý som upravil na základe CAD modelu zavesenia poskytnutým Sigma MOTOR s.r.o. Ukázalo sa, že pozdĺžna poloha bodu má výrazný vplyv na veľkosť sily v tie-rode, pričom sa pomerne výrazne zmenšovala, pokiaľ sa bod uloženia pohyboval smerom dozadu (-X). Avšak s postupným posúvaním bodu sa menila aj charakteristika bump steer-u, ktorú bolo potrebné výškovo kompenzovať.

Po úprave uloženia tie-rodu v konzole som vytvoril prvý koncept tehlice s využitím medzikusu k pripevneniu pomerne masívneho brzdového strmeňa. Toto riešenie sa ukázalo vo výsledku ako nie príliš vhodné vzhľadom k výrobnej náročnosti takehoto vyhotovenia.

Úpravami konštrukcie tak, aby si nevyžadovala montáž medzikusu vznikol koncept B, ktorého výsledky a hmotnosť sú porovnateľné s pôvodným konceptom A. Parametre konceptov sú tak vo výsledku porovnateľné, pričom koncept B nevyžaduje použitie a montáž medzikusu, čo vo výsledku šetrí náklady a čas.

V prípade konceptu C som zvolil úplne iný prístup, a to využitie topologickej optimalizácie so zameraním na odobratie hmotnosti za súčasnej minimalizácie poddajnosti. Vzhľadom k pôvodnej motivácii, ktorú predstavuje šetrenie nákladov, neprichádza však výroba pomocou SLS technológie do úvahy. Preto som upravil topologicky optimalizovaný tvar na základe uváženia tak, aby sa dal vyrobiť pomocou obrábania na CNC obrábacom centre.

V poslednej časti som mnou predstavené koncepty A, B, C porovnal, pričom požadované parametre splnil koncept C, ktorý vznikol s pomocou topologickej optimalizácie.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003, 392 stran : ilustrace. ISBN 80-238-5274-4.
- [2] REIMPELL, Jornsen, Helmut STOLL a Jurgen BETZLER. *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, 456 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [3] *Atom: Atom Specifications* [online]. Somerset: ARIEL MOTOR CO. [cit. 2020-11-27]. Dostupné z: <https://www.arielmotor.co.uk/atom/atom-overview/>
- [4] SAE STANDARD J670. *Vehicle Dynamics Terminology*. 6th edition. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2008.
- [5] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc, 1992, xxii, 495 stran : ilustrace. ISBN 1-56091-199-9.
- [6] OKÁNÍK, František. *Úprava zavěšení zadního kola formulového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2014. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] TRZESNIOWSKI, Michael. *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. 4., überarbeitete und erweiterte Auflage. Graz, Österreich: Springer, 2014. ISBN 978-3-658-04918-8. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-658-04919-5
- [8] STRAKA, Martin. *Koncepční návrh sportovního dvousedadlového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2011. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [9] *Sigma tn: SIGMA TN - THE WEEKEND RACER* [online]. [cit. 2021-01-31]. Dostupné z: <https://sigmamotor.cz/sigma-tn/>
- [10] *SR3: Our cars - SR3xx* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.radicalsportscars.com/our-cars/sr3xx>
- [11] Owners manuals: SR3 Gen 3 (2015+) Owners Manual. *Radical Sportscar Registry* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://radicalsportscarregistry.com/sr3-gen-3-2015/>
- [12] Praga R1: The new R1 improved. *Praga cars* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://pragaglobal.com/cars/praga-r1/>
- [13] New cars: E10S. *Zenos cars* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.zenoscars.com/e10s/>

- [14] *ANSYS Mechanical APDL Element Reference*. Release 14.0. Southpointe, 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317: ANSYS, Inc, 2011.
- [15] *ANSYS Meshing User's Guide*. Southpointe, 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317: ANSYS, Inc, 2010, .
- [16] Utahovací momenty šroubů: Technické informace. *BRIOL: Spojovací materiály* [online]. © 2013-2021 [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [17] Modeling Preloaded Bolted Joints: Lesson 3. In: *ANSYS Courses* [online]. Southpointe, 275 Technology Drive Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2021 [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: https://courses.ansys.com/index.php/courses/bolted-connections-2/lessons/lesson-3-level-of-modeling-detail/#dflip-df_19149/1/
- [18] SOUČINITEL TŘENÍ: Tabulka hodnot součinitele (koeficientu) smykového tření pro různé kombinace materiálů. *E-konstrukér: Portál pro strojní konstruktéry* [online]. c2013-2017 [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [19] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL, Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [20] MSC SimCompanion: Using the special FSAE database with Adams Car. *MSC Software* [online]. California Ave. Suite 200 Irvine, CA 92617: Hexagon, 2021 [cit. 2021-05-08]. Dostupné z: <https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=KB8020723>
- [21] MÍŠA, Jiří. *Návrh nosiče zadního kola Formule Student*. Brno, 2018, 83 listů. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [22] 2012 Lamborghini Aventador: Suspension Walkaround. *Edmunds* [online]. Moorpark: Elevated Management INC [cit. 2020-11-27]. Dostupné z: <https://www.edmunds.com/car-reviews/track-tests/2012-lamborghini-aventador-suspension-walkaround.html>
- [23] Car Suspension Basics, How-To & Design Tips. *Build Your Own Race Car* [online]. [cit. 2020-10-30]. Dostupné z: <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-suspension-basics-and-design/2/>
- [24] *Sigma engineering* [online]. [cit. 2021-01-31]. Dostupné z: <https://sigmamotor.cz/engineering/>
- [25] Rear Uprights for Radical SR3 RS. *Racecarsdirect.com* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/104694/rear-uprights-for-radical->

sr3-rs

- [26] *Praga News: PRAGA R1 TURBO FULL-CARBON DOES SLOVAKIARING IN 1:58,41* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://pragaglobal.com/praga-r1-turbo-full-carbon-does-slovakiarig-in-15841/>
- [27] *Caterham cars: Seven 270* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.caterhamcars.com/en/models/the-iconic-range/seven-270>
- [28] Skip Cannon's Caterham Seven SV with Mazda 1.8L Turbo Engine. In: *British V8 Magazine* [online]. Volume XVI. 2017 [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <http://www.britishv8.org/Other/SkipCannon.htm>
- [29] Readers cars: Caterham Seven 360R. *Pistonheads* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?h=0&f=47&t=1645147&i=80>
- [30] Zenos E10 review. *Autocar* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.autocar.co.uk/car-review/zenos/e10>
- [31] 2004 Ariel Atom 2. In: *Flickr* [online]. 2018 [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://flic.kr/p/25WrE6p>
- [32] Atom uprights. *Palatov motorsport* [online]. [cit. 2021-02-01]. Dostupné z: <https://www.palatov.com/shop/suspension/atomuprights/>
- [33] NAIR, Rahul. Zenos Factory Tour. In: *Flickr* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/rnair/albums/72157670678726914/with/29116319194/>
- [34] PÜTZ, Ralph a Ton SERNÉ. *Rennwagentchnik – Praxislehrgang Fahrdynamik: Eine praktische Anleitung für Amateure und Profis*. 1. vydání. Graz, Österreich: Springer, 2017. ISBN 978-3-658-16101-9. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-658-16102-6
- [35] Subaru WRC spares: GpA & WRC Parts. *DL Motorsport Parts Ltd* [online]. Plymouth, England [cit. 2021-04-13]. Dostupné z: <http://www.subaruwrcspares.com/5.html>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

F_x, F_y, F_z [N]	Sila pôsobiaca v smere danej osi
a_x, a_y, a_z [m.s ⁻²]	Zrýchlenie pôsobiace v smere danej osi
b, c [m]	Vzdialenosť nápravy k ťažisku
PN	Predná náprava
ZN	Zadná náprava
m [kg]	Mokrú hmotnosť vozidla vrátane jazdca
WB [m]	Rázvor
$Track$ [m]	Rozchod
h_t [m]	Výška ťažiska
$F_{z,o,stat}$ [N]	Statické zaťaženie vonkajšieho kolesa
$F_{z,i,stat}$ [N]	Statické zaťaženie vnútorného kolesa
ΔF_z [N]	Load transfer
$F_{z,o,dyn}$ [N]	Dynamické zaťaženie vonkajšieho kolesa (vplyvom Load transferu)
$F_{z,i,dyn}$ [N]	Dynamické zaťaženie vnútorného kolesa (vplyvom Load transferu)
μ_s [-]	Súčiniteľ statického trenia
μ [-]	Poissonov pomer
μ_{WY} [-]	Koeficient priľnavosti pneumatiky v bočnom smere
μ_{WX} [-]	Koeficient priľnavosti pneumatiky v pozdĺžnom smere
E [Pa]	Youngov modul
R_e [Pa]	Medza klzu
k [-]	Súčiniteľ bezpečnosti
σ_{HMH} [Pa]	Ekvivalentné napätie podľa podmienky HMH (von Mises)
$C-X$	Označenie polohy bodu (X-index o ktorý bod sa jedná)
u [m]	Maximálny posuv

Zoznam príloh

Príloha 1: Výpočet zaťaženia

Príloha 2: Obrazová fotodokumentácia

PRÍLOHA 1-VÝPOČET ZAŤAŽENIA

Vstupné parametre výpočtu:

Význam	Značenie	Hodnota	Jednotka
Hmotnosť PN	m_f	313	kg
Hmotnosť ZN	m_r	420	kg
Rázvor	WB	2 300	mm
Rozchod PN	$track_f$	1 614	mm
Rozchod ZN	$track_r$	1 600	mm
Max. namerané bočné zrýchlenie	a_y	13,729	m/s^2
Max. namerané pozdĺžne zrýchlenie	a_x	13,729	m/s^2
Výška ťažiska nad vozovkou	h_t	388	mm

Pozn.: V tomto texte sa častokrát opakujú pojmy. Pre zjednodušenie používam ďalej skratky pre jednotlivé nápravy: PN-predná náprava, ZN-zadná náprava

Priečny koeficient priľnavosti medzi pneumatikou a vozovkou:

$$\mu_{WY} = \frac{a_y}{g} = \frac{13,729}{9,81} = 1,4 \quad (15)$$

Pozdĺžny koeficient priľnavosti medzi pneumatikou a vozovkou:

$$\mu_{WX} = \frac{a_x}{g} = \frac{13,729}{9,81} = 1,4 \quad (16)$$

POLOHA ŤAŽISKA

$$b = WB \cdot \frac{m_r}{m} = 2,3 \cdot \frac{420}{733} = 1\,317,872 \text{ mm} \quad (17)$$

$$c = WB \cdot \frac{m_f}{m} = 2,3 \cdot \frac{313}{733} = 982,128 \text{ mm} \quad (18)$$

kde b označuje vzdialenosť ťažiska od PN a c vzdialenosť ťažiska od ZN

BOČNÉ SILY NA NÁPRAVÁCH PRI USTÁLENOM ZATÁČANÍ

$$F_{yf} = \frac{m \cdot a_y \cdot c}{WB} = \frac{733 \cdot 13,729 \cdot 0,982\,128}{2\,300} = 4\,297,274 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_{yr} = \frac{m \cdot a_y \cdot b}{WB} = \frac{733 \cdot 13,729 \cdot 1,317\,872}{2,3} = 5\,766,31 \text{ N} \quad (20)$$

Kde F_{yf} označuje celkovú bočnú silu PN a F_{yr} označuje celkovú bočnú silu na ZN. Pre lepšie pochopenie vid'. Obr. 28.

STATICKÉ ZAŤAŽENIE NÁPRAV

$$W_f = m_f \cdot g = 313 \cdot 9,81 = 3\,069\, N \quad (21)$$

$$W_r = m_r \cdot g = 420 \cdot 9,81 = 4\,119\, N \quad (22)$$

Kde W_f označuje statické zaťaženie PN a W_r označuje statické zaťaženie ZN

ZMENA ZAŤAŽENIA VPLYVOM ZATÁČANIA TZV. „LATERAL LOAD TRANSFER“

$$LT_f = \frac{m_f \cdot a_y \cdot h_t}{track_f} = \frac{313 \cdot 13,729 \cdot 0,388}{1,614} = 1\,033\, N \quad (23)$$

$$LT_r = \frac{m_r \cdot a_y \cdot h_t}{track_r} = \frac{420 \cdot 13,729 \cdot 0,388}{1,6} = 1\,398\, N \quad (24)$$

Kde LT_f označuje load transfer PN a LT_r označuje load transfer ZN

ZAŤAŽENIE POD JEDNOTLIVÝMI KOLESAMI POČAS ZATÁČANIA

$$F_{z_{i_f}} = \frac{W_f}{2} - LT_f = \frac{3\,069}{2} - 1\,033 = 501,7\, N \quad (25)$$

$$F_{z_{o_f}} = \frac{W_f}{2} + LT_f = \frac{3\,069}{2} + 1\,033 = 2\,567,8\, N \quad (26)$$

$$F_{z_{i_r}} = \frac{W_r}{2} - LT_r = \frac{4\,119}{2} - 1\,398 = 661,1\, N \quad (27)$$

$$F_{z_{o_r}} = \frac{W_r}{2} + LT_r = \frac{4\,119}{2} + 1\,398 = 3\,457,7\, N \quad (28)$$

Veličina F_z značí vertikálnu silu pôsobiacu na dané koleso. Prvý index značí pozíciu kolesa na náprave i-vnútorne koleso, o-vonkajšie koleso. Druhý index označuje nápravu f-PN a r-ZN.

V pomere, ako sú rozdelené vertikálne sily predpokladám aj rozdelenie bočných síl na kolesách, a preto:

$$F_{y_{i_f}} = \frac{F_{z_{i_f}}}{W_f} \cdot F_{yf} = \frac{501,7}{3\,069} \cdot 4\,297 = 702,4\, N \quad (29)$$

$$F_{y_{o_f}} = \frac{F_{z_{o_f}}}{W_f} \cdot F_{yf} = \frac{2\,567,8}{3\,069} \cdot 4\,297 = 3\,594,9\, N \quad (30)$$

$$F_{y_{i_r}} = \frac{F_{z_{i_r}}}{W_r} \cdot F_{yr} = \frac{661}{4\,119} \cdot 5\,766 = 925,5\, N \quad (31)$$

$$F_{y_{o_r}} = \frac{F_{z_{o_r}}}{W_r} \cdot F_{yr} = \frac{3\,457}{4\,119} \cdot 5\,766 = 4\,840,8\, N \quad (32)$$

Obdobne ako pri určení vertikálnej sily, značí prvý index pozíciu kolesa na náprave i- vnútorné koleso, o-vonkajšie koleso. Druhý index označuje nápravu f-PN a r-ZN.

ZAŤAŽENIE ZN PRI AKCELERÁCII „LONGITUDINAL LOAD TRANSFER“

Pokiaľ uvažujem, že vozidlo má iba zadnú hnanú nápravu, prenášajú toto zaťaženie iba kolesa ZN.

$$F_x = m \cdot a_x = 733 \cdot 13,729 = 10\,063,6 \text{ N} \quad (33)$$

Podobne ako pri zatáčaní aj pri akcelerácii nastáva Load transfer, ktorý je potrebné pri takomto stave uvažovať. Zaťaženie zadnej nápravy s uvažovaním Load transferu potom vyzerá nasledovne:

$$W_{r_a} = W_r + F_x \cdot \frac{h_t}{WB} = 4\,119 + 10\,063,6 \cdot \frac{0,388}{2,3} = 5\,816,5 \text{ N} \quad (34)$$

Uvažujem rovnomerné rozloženie zaťaženia na náprave. Pôsobenie na jedno koleso je:

$$F_{z_a} = \frac{1}{2} \cdot W_{r_a} = \frac{1}{2} \cdot 5\,816,5 = 2\,908,2 \text{ N} \quad (35)$$

Pokiaľ uvažujem, že nápravový diferenciál je otvorený a hnací moment a výsledná sila sú na oboch kolesách nápravy rovnaké, potom hnacia sila pôsobiaca na jednom kolese je:

$$F_{x_a} = \mu_{WX} \cdot F_{z_a} = 1,4 \cdot 2\,908,2 = 4\,071 \text{ N} \quad (36)$$

ZAŤAŽENIE PN PRI BRZDENÍ „LONGITUDINAL LOAD TRANSFER“

Pri brzdení pôsobí zaťaženie dominantne na PN a ZN je počas toho odľahčovaná. Podobne, ako pri akcelerácii je potrebné uvažovať Load transfer. Zaťaženie prednej nápravy je potom:

$$F_{z_b} = \frac{1}{2} \left(W_f + F_x \cdot \frac{h_t}{WB} \right) = \frac{1}{2} \left(3\,069 + 10\,063,6 \cdot \frac{0,388}{2,3} \right) = 2\,383,6 \text{ N} \quad (37)$$

Pričom predpokladám rovnaký koeficient trenia medzi vozovkou pri brzdení ako pri akcelerácii. Brzdná sila bude mať potom veľkosť:

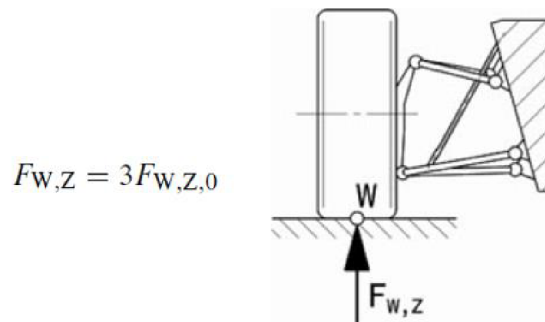
$$F_{x_b} = \mu_{WX} \cdot F_{z_b} = 1,4 \cdot 2\,383,6 = 3\,337 \text{ N} \quad (38)$$

VÝPOČET ZAŤAŽENIA POMOCOU EMPIRICKÝCH VZŤAHOV

Prof. M. Trzesniowski vo svojej knihe „Rennwagentechnik“ [7] opisuje sériu záťažových stavov, ktoré uvažuje pri prvotnom návrhu vozidla v čase, keď o vozidle vie iba minimum informácií. Niektoré z nich uvažoval A.C.B. Chapman pri návrhu vozidiel F1 z dielne Lotus [6].

„SCHLAGLOCH“ NEROVNOSŤ VOZOVKY

Pri stave, keď koleso trať na ceste nerovnosť, odporúča autor uvažovať zaťaženie nápravy trikrát väčšie ako zaťaženie statické.



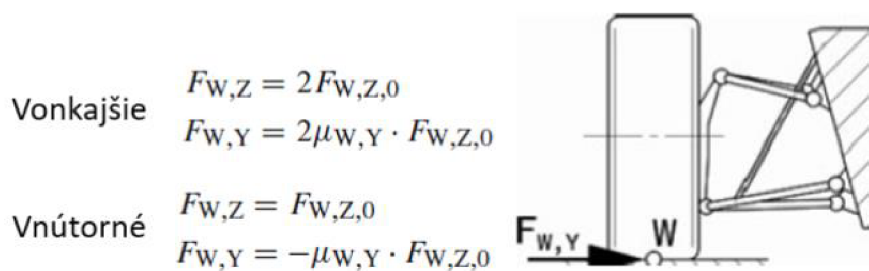
Obr. 62 Nerovnosť vozovky [7]

$$F_{W,Z_f} = 3 \cdot F_{W,Z,0_f} = 3 \cdot 1\,534,7 = 4\,604,2 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{W,Z_r} = 3 \cdot F_{W,Z,0_r} = 3 \cdot 2\,059,4 = 6\,178,2 \text{ N} \quad (40)$$

ZATÁČANIE

Stav zatáčania opisuje pre prípad, že celé zaťaženie spočíva na vonkajších kolesách a zaťaženie tým pádom odpovedá jazde po 2 kolesách.



Vonkajšie	$F_{W,Z} = 2F_{W,Z,0}$
	$F_{W,Y} = 2\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$
Vnútorne	$F_{W,Z} = F_{W,Z,0}$
	$F_{W,Y} = -\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$

Obr. 63 Zatáčanie [7]

Pre vonkajšie koleso prednej nápravy platia nasledujúce vzťahy:

$$F_{W,Z,0_f} = 2 \cdot F_{W,Z,0_f} = 2 \cdot 1\,534,7 = 3\,069,5 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{W,Y,0_f} = 2 \cdot \mu_{WY} \cdot F_{W,Z,0_f} = 2 \cdot 1,4 \cdot 1\,534,7 = 4\,297,3 \text{ N} \quad (42)$$

Obdobne pre vonkajšie koleso zadnej nápravy platí:

$$F_{W,Z,o_r} = 2 \cdot F_{W,Z,o_f} = 2 \cdot 2\,059,4 = 4\,118,8 \text{ N} \quad (43)$$

$$F_{W,Y,o_r} = 2 \cdot \mu_{WY} \cdot F_{W,Z,o_f} = 2 \cdot 1,4 \cdot 2\,059,4 = 5\,766,3 \text{ N} \quad (44)$$

Pokiaľ sa pozriem na kolesá vnútornej nápravy, tak autor počíta so statickým zaťažením. Pre PN platia nasledujúce vzťahy:

$$F_{W,Z,i_f} = F_{W,Z,o_f} = 1\,534,7 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_{W,Y,i_f} = -\mu_{WY} \cdot F_{W,Z,o_f} = -1,4 \cdot 1\,534,7 = -2\,148,6 \text{ N} \quad (46)$$

Obdobne platia vzťahy aj pre ZN:

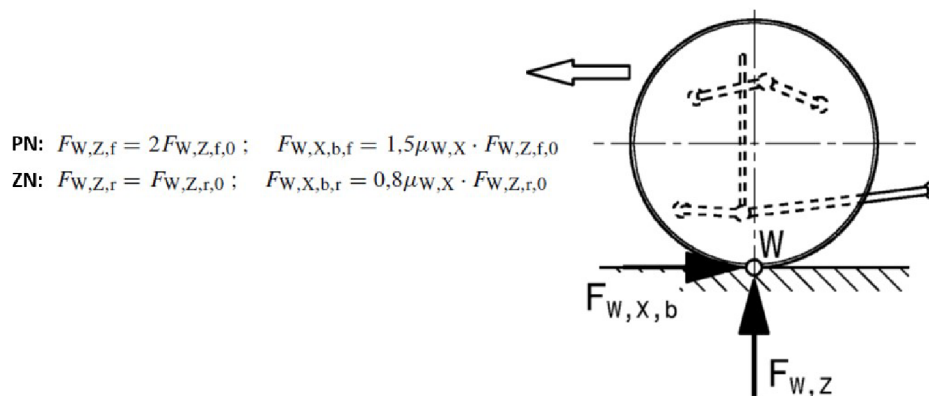
$$F_{W,Z,i_r} = F_{W,Z,o_r} = 2\,059,4 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_{W,Y,i_r} = -\mu_{WY} \cdot F_{W,Z,o_r} = -1,4 \cdot 2\,059,4 = -2\,883,2 \text{ N} \quad (48)$$

Prvý index Z/Y značí smer sily, druhý index vnútorné (inner) a vonkajšie (outer) koleso a tretí index označuje prednú (front) a zadnú (rear) nápravu.

BRZDENIE

Pri brzdení autor predpokladá, že sa celé vozidlo „preváža“ na predok a vertikálne zaťaženie spočíva iba na kolesách PN.



Obr. 64 Brzdenie [7]

Pre prípad PN Sigmy potom platí:

$$F_{W,Z,f} = 2 \cdot F_{W,Z,f,0} = 2 \cdot 1\,534,7 = 3\,069,5 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_{W,X,b,f} = 1,5 \cdot \mu_{WX} \cdot F_{W,Z,f,0} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 1\,534,7 = 3\,222,96 \text{ N} \quad (50)$$

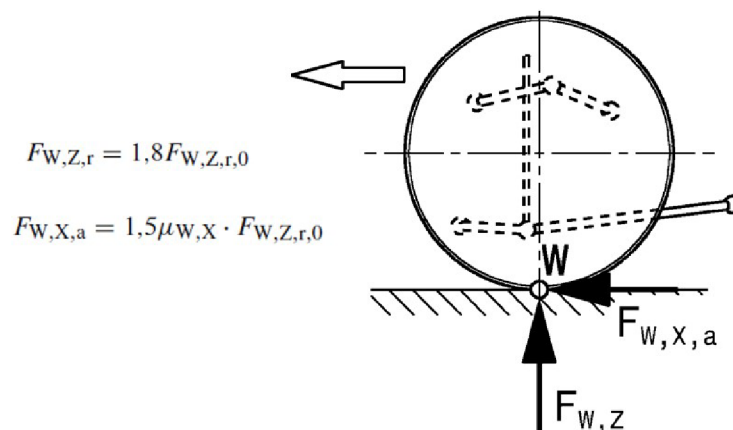
Obdobne dostanem silové pôsobenie na ZN:

$$F_{W,Z,r} = F_{W,Z,r,0} = 2\,059,4\text{ N} \quad (51)$$

$$F_{W,X,b,r} = 0,8 \cdot \mu_{WX} \cdot F_{W,Z,r,0} = 0,8 \cdot 1,4 \cdot 2\,059,4 = 2\,304,5\text{ N} \quad (52)$$

AKCELERÁCIA

Pri akcelerácii autor rozlišuje medzi vozidlami s náhonom prednej nápravy a s náhonom zadnej nápravy. Vzhľadom k tomu, že Sigma TN je vozidlo s náhonom zadnej nápravy použijem adekvátny vzťah.



Obr. 65 Akcelerácia [7]

$$F_{W,Z,r} = 1,8 \cdot F_{W,Z,r,0} = 1,8 \cdot 2\,059,4 = 3\,706,9\text{ N} \quad (53)$$

$$F_{W,X,a,r} = 1,5 \cdot \mu_{WX} \cdot F_{W,Z,r,0} = 1,5 \cdot 1,4 \cdot 2\,059,4 = 4\,324,7\text{ N} \quad (54)$$

Pozn: Porovnanie prístupu pomocou analytického výpočtu s uvažovaním presunu zaťaženia a prístupu pomocou empirických vzťahov je prehľadne usporiadaný v Tab. 2, Tab. 3 a Tab. 4, ktoré sa nachádzajú v hlavnej časti práce v kap. 3.1.

BRZDNÁ SILA

Na vozidle je použitý brzdový systém umiestnený na náboji kolesa a vytvára ohybový moment, ktorý ale nepôsobí na náboji, ale na brzdových doštičkách strmeňa. Pokiaľ uvažujem brzdnu silu spočítanú podľa vzťahu (50), polomer pneumatiky s ráfikom R15 približne 297,5 mm a brzdový kotúč má polomer 103 mm. Sadasd

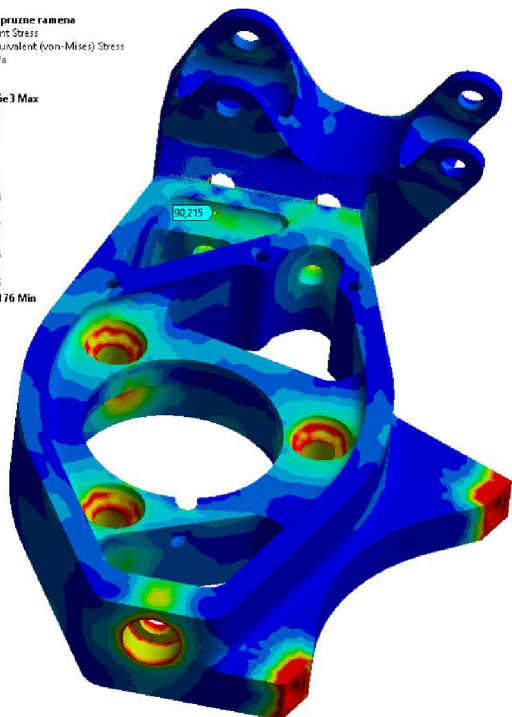
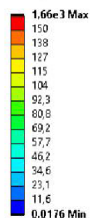
$$F_{b_R15} = F_{W,X,b,f} \cdot \frac{R_{15}}{R_{kotúča}} = 3\,222,96 \cdot \frac{0,297\,5}{0,103} = 9\,309,02\text{ N} \quad (55)$$

Pre ZN s ráfikom R16 a polomerom 316 mm platí obdobná brzdna sila:

$$F_{b_R16} = F_{W,X,b,r} \cdot \frac{R_{16}}{R_{kotúča}} = 2\,304,5 \cdot \frac{0,316}{0,103} = 7\,070\text{ N} \quad (56)$$

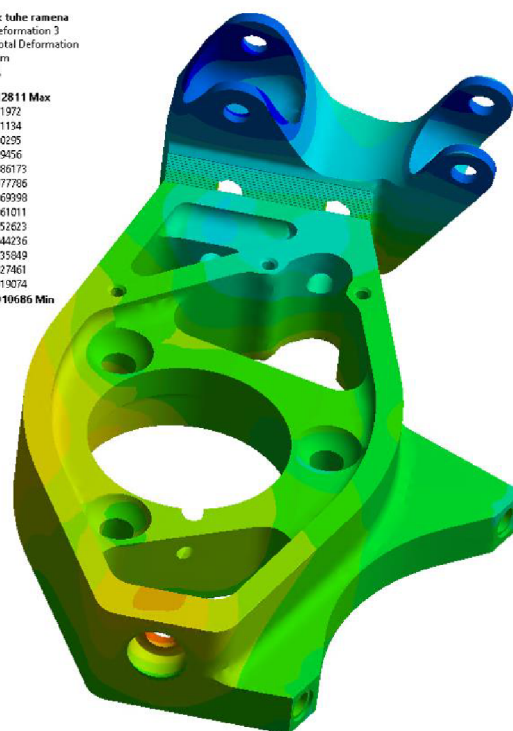
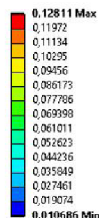
PRÍLOHA 2-OBRAZOVÁ FOTODOKUMENTÁCIA

B: Vytik pruzne ramena
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



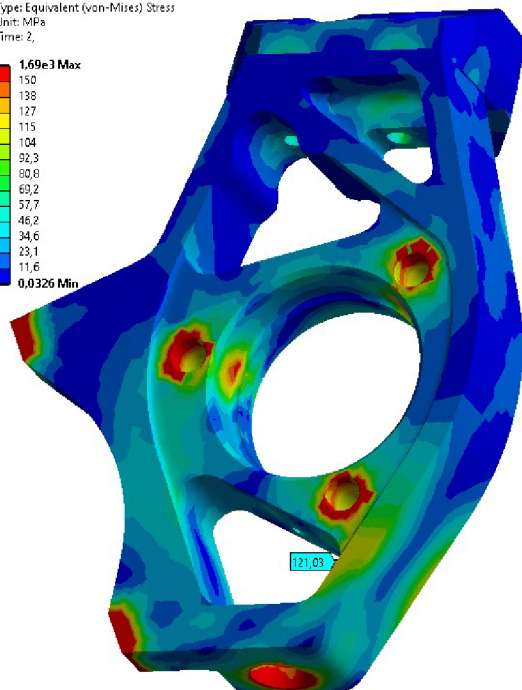
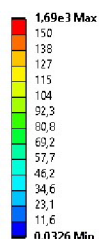
Originál PN, Nerovnosť - napätie

C: Vytik tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



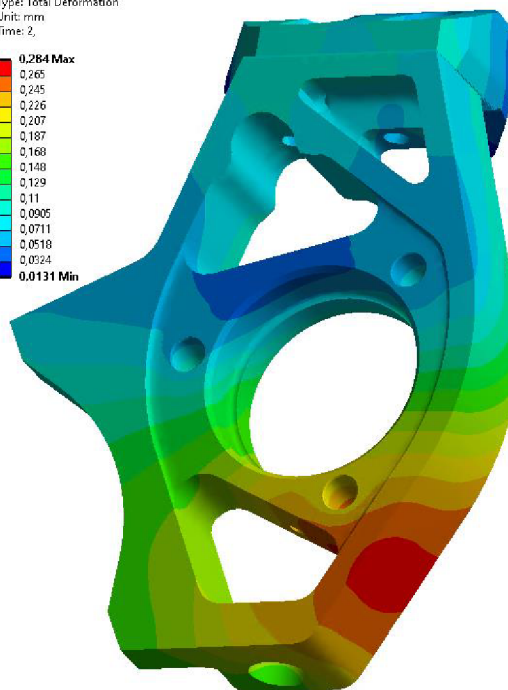
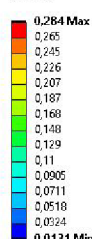
Originál PN, Nerovnosť - deformácia

D: Zatačanie pruzne ramena
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



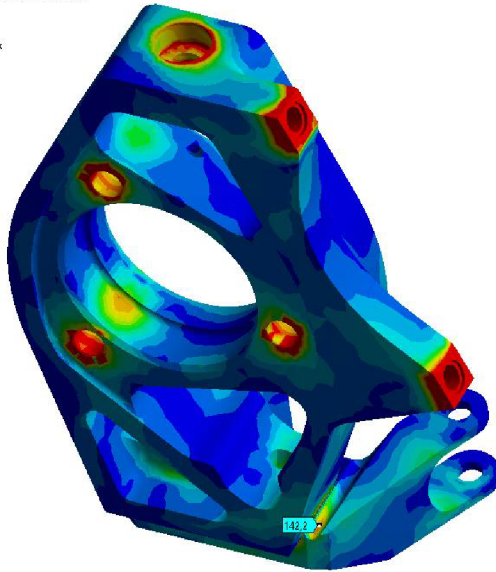
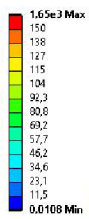
Originál PN, Zatáčanie - napätie

F: Zatačanie tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



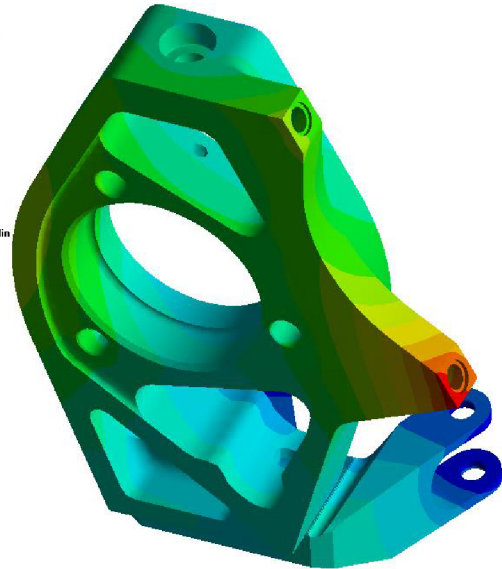
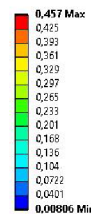
Originál PN, Zatáčanie - deformácia

E: Brzdenie pružne ramena
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



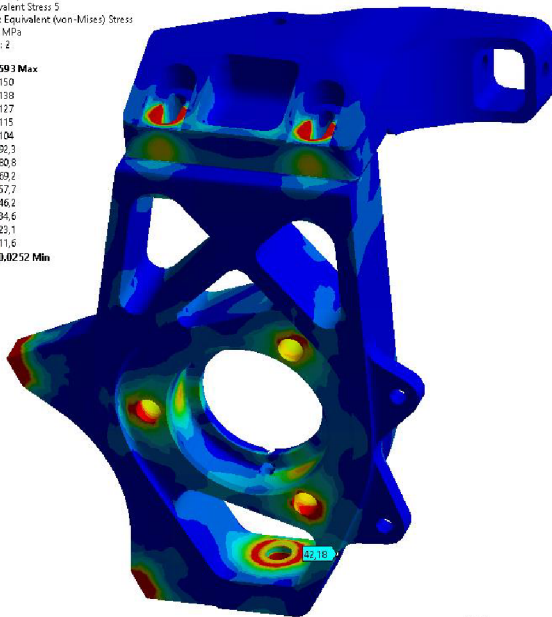
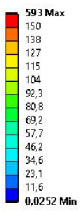
Originál PN, Brzdenie - napätie

G: Brzdenie tuhé ramena
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2



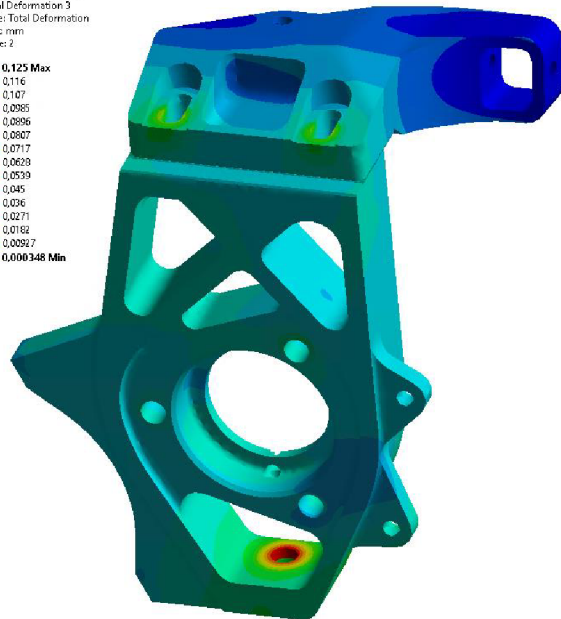
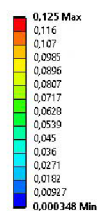
Originál PN, Brzdenie - deformácia

B: Vytlk pružne ramena
Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



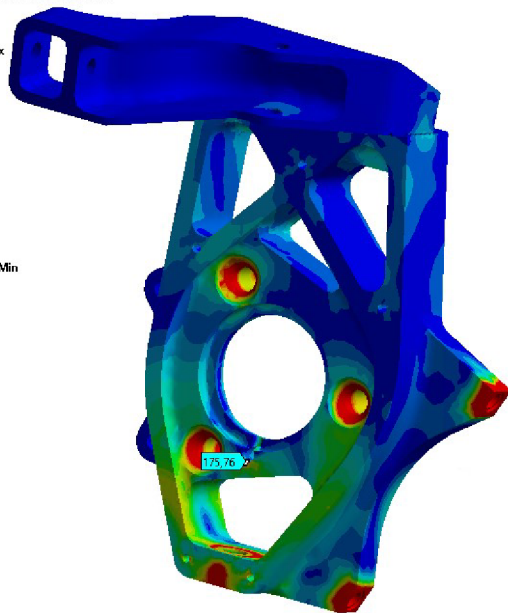
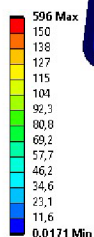
Originál ZN, Nerovnosť - napätie

E: Vytlk tuhé ramena
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2



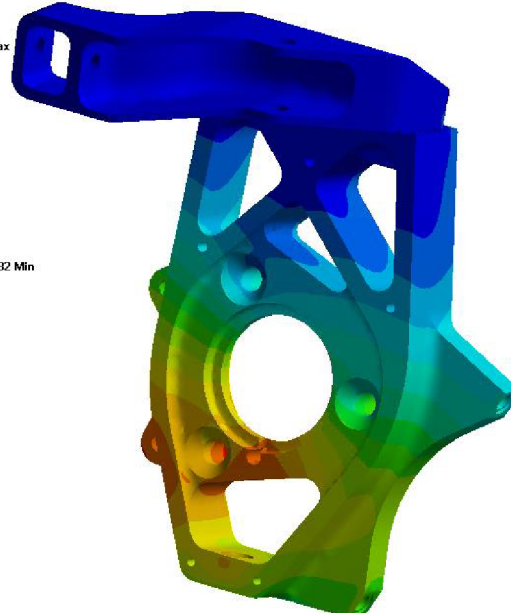
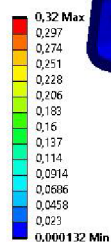
Originál ZN, Nerovnosť - deformácia

C: Zatačanie pruzne ramena
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



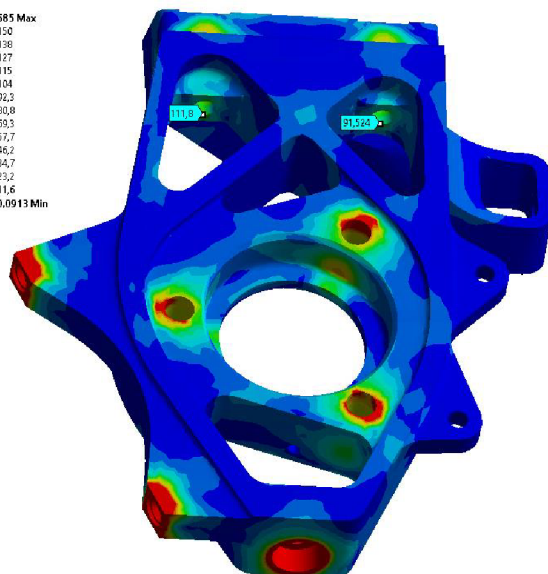
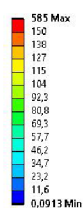
Originál ZN, Zatačanie - napätie

F: Zatačanie tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



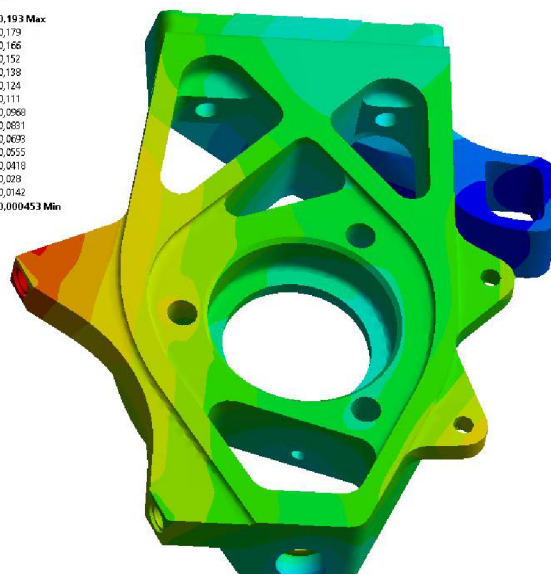
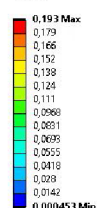
Originál ZN, Zatačanie - deformácia

D: Akceleracia pruzne ramena
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



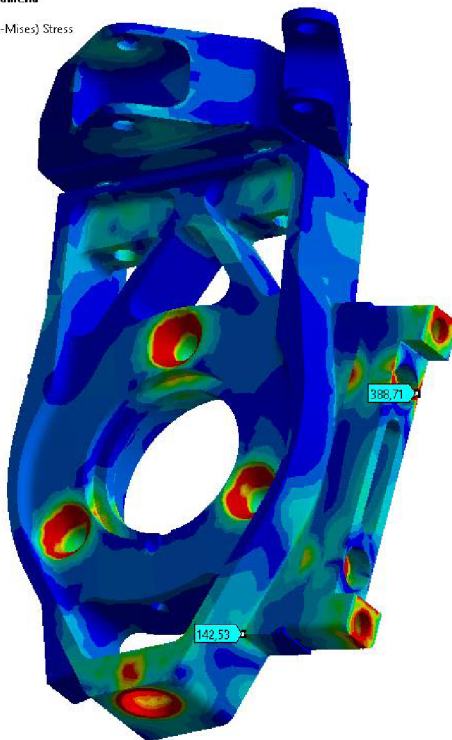
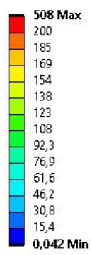
Originál ZN, Akcelerácia - napätie

G: Akceleracia tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



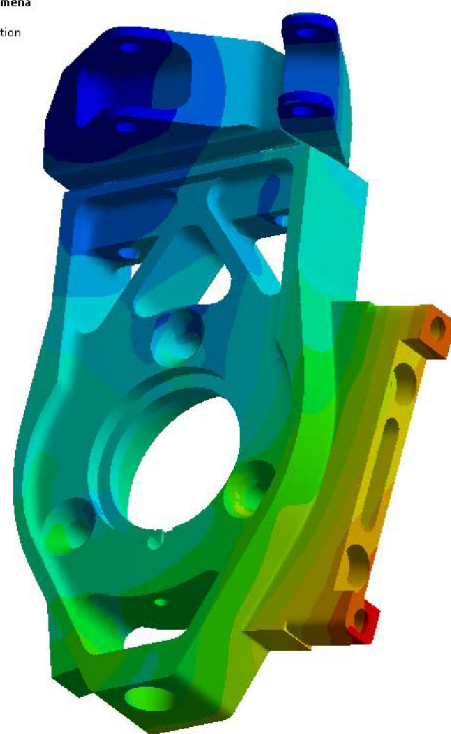
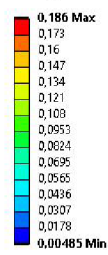
Originál ZN, Akcelerácia - deformácia

B: Brzdenie pruzne ramena
 Equivalent Stress 6
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



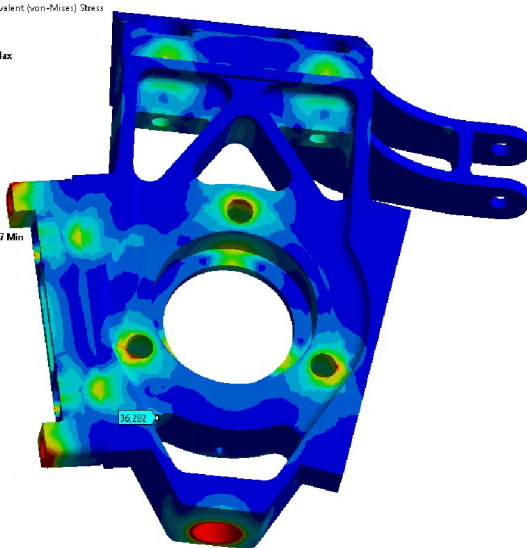
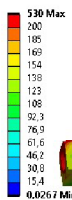
Koncept A PN, Brzdenie - napätie

C: Brzdenie tuhe ramena
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



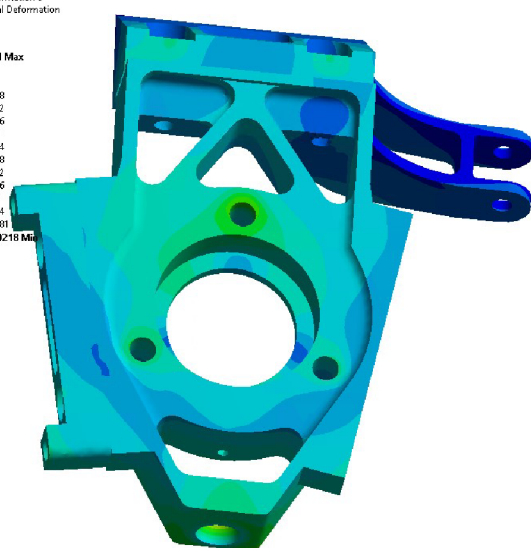
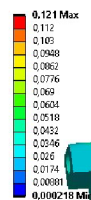
Koncept A PN, Brzdenie - deformácia

B: Nerovnosť pruzne ramena
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



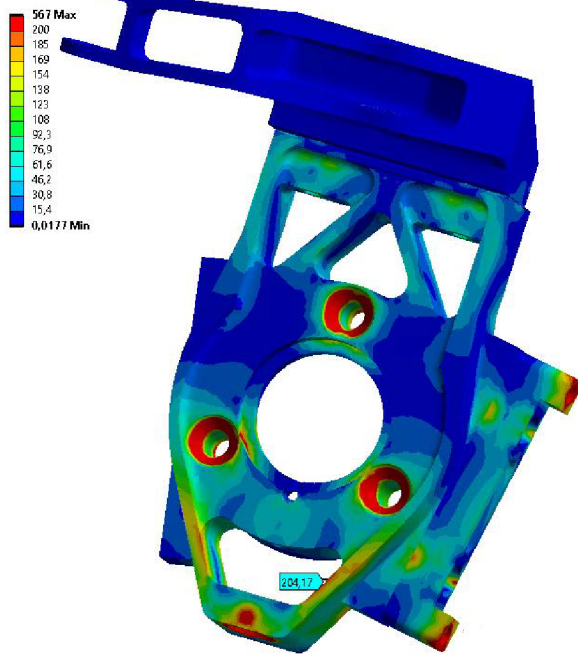
Koncept A ZN, Nerovnosť - napätie

E: Nerovnosť tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



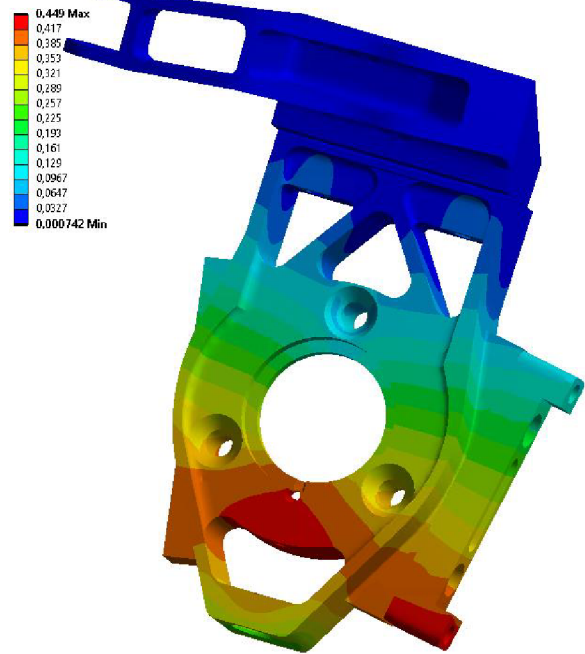
Koncept A ZN, Nerovnosť - deformácia

C: Zatačanie pruzne ramena
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



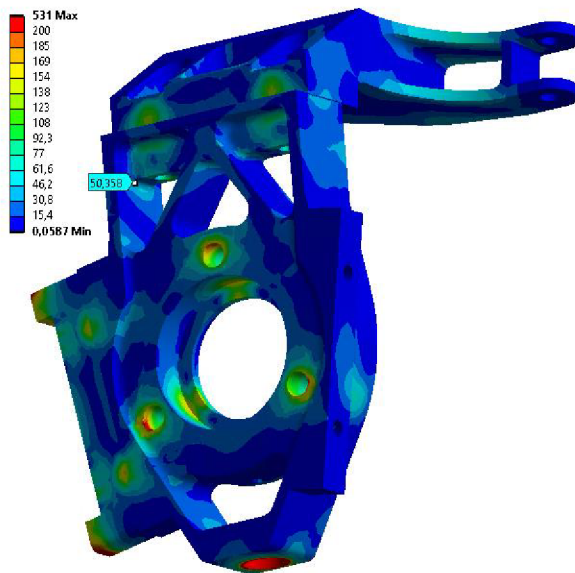
Koncept A ZN, Zatačanie - napätie

F: Zatačanie tuhe ramena
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2



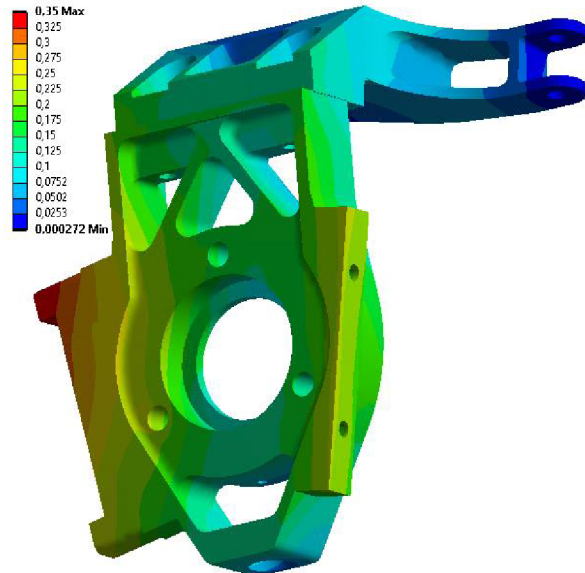
Koncept A ZN, Zatačanie - deformácia

D: Akceleracia pruzne ramena
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



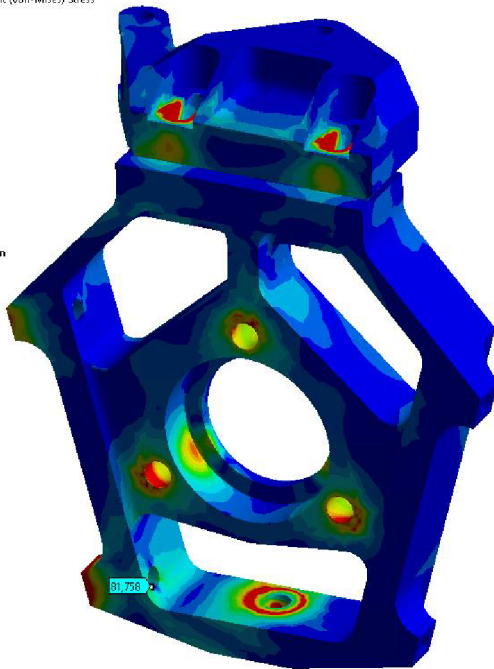
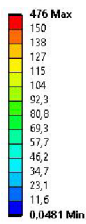
Koncept A ZN, Akcelerácia - napätie

G: Akceleracia tuhe ramena
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2



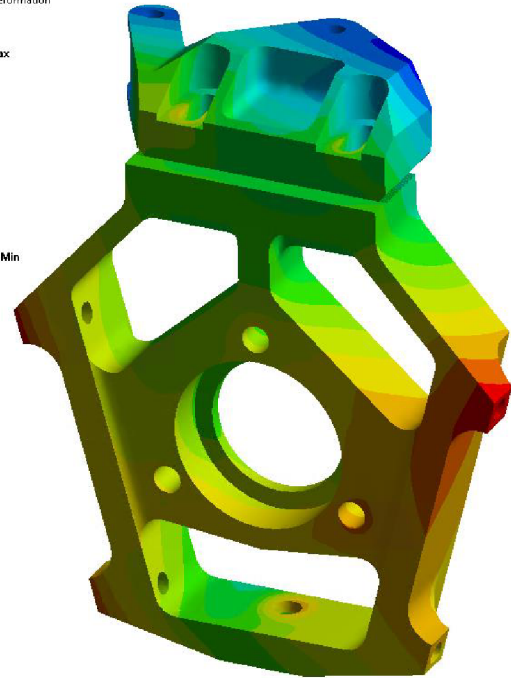
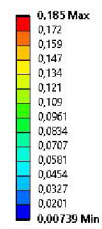
Koncept A ZN, Akcelerácia - deformácia

C: Brzdenie pružne ramena
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Units: MPa
 Time: 2



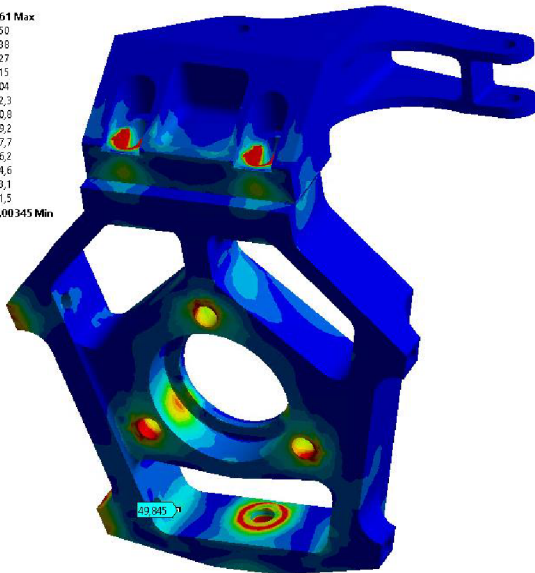
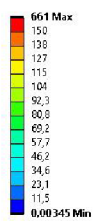
Koncept B PN, Brzdenie - napätie

B: Brzdenie tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



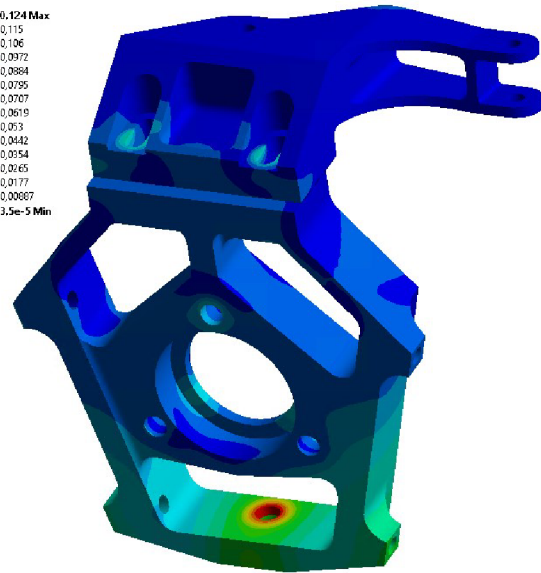
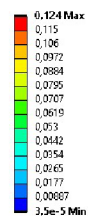
Koncept B PN, Brzdenie - deformácia

D: Nerovnosť pružne ramena
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Units: MPa
 Time: 2



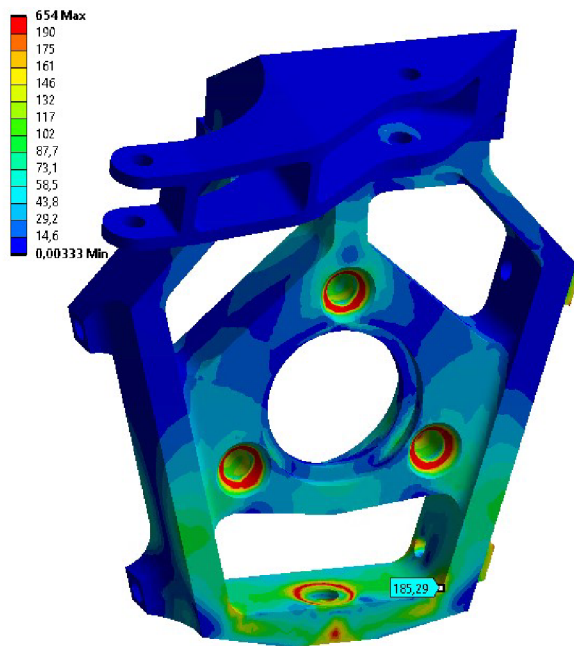
Koncept B ZN, Nerovnosť - napätie

G: Nerovnosť tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



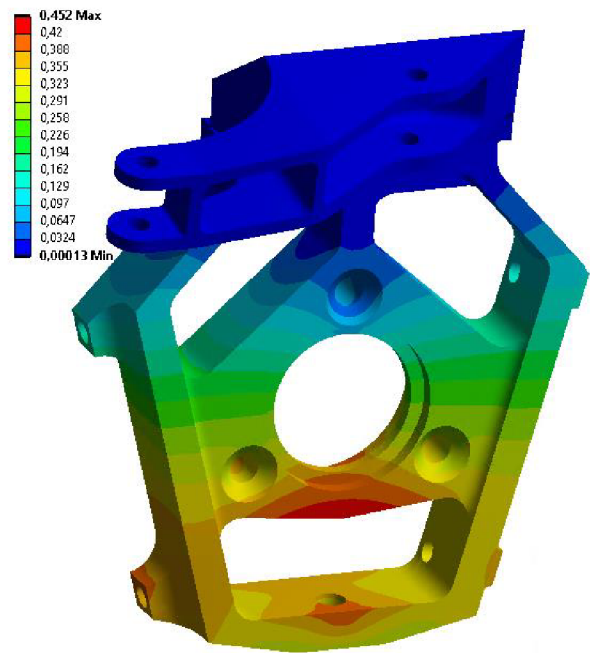
Koncept B ZN, Nerovnosť - deformácia

B: Zatačanie: pruzne ramena
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



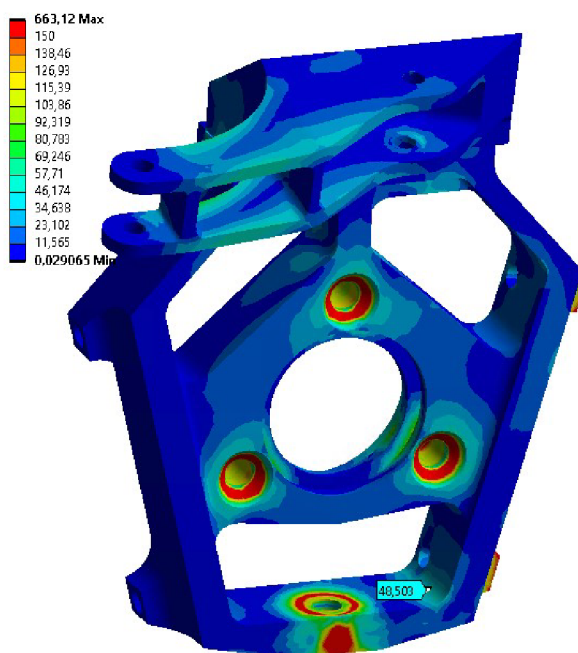
Koncept B ZN, Zatačanie - napätie

E: Zatačanie tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



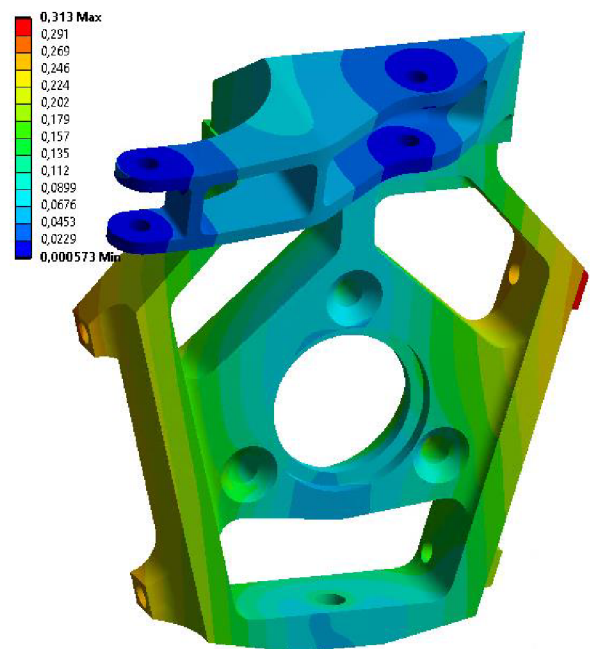
Koncept B ZN, Zatačanie - deformácia

G: Akceleracia pruzne ramena
 Equivalent Stress 5
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



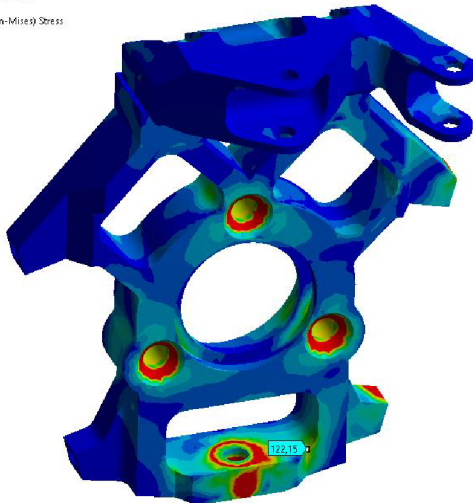
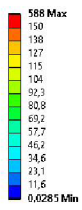
Koncept B ZN, Akcelerácia - napätie

F: Akceleracia tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



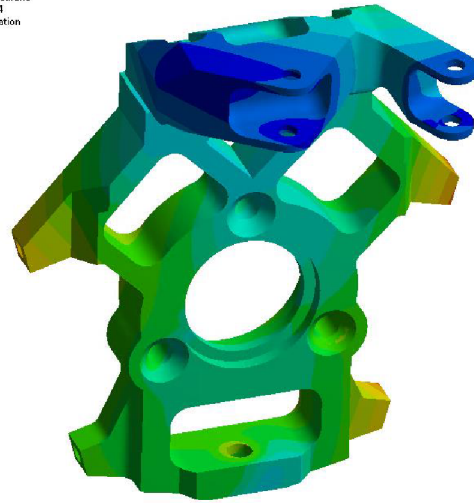
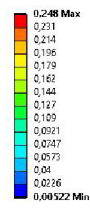
Koncept B ZN, Akcelerácia - deformácia

B: Brzdění pružné ramena
Equivalent Stress 4
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



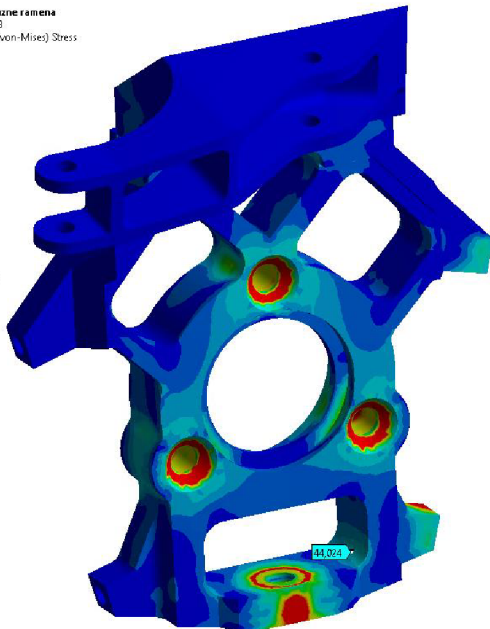
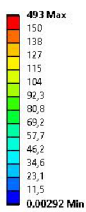
Koncept C PN, Brzdění - napätie

D: Brzdění tuhé ramena
Total Deformation 4
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2



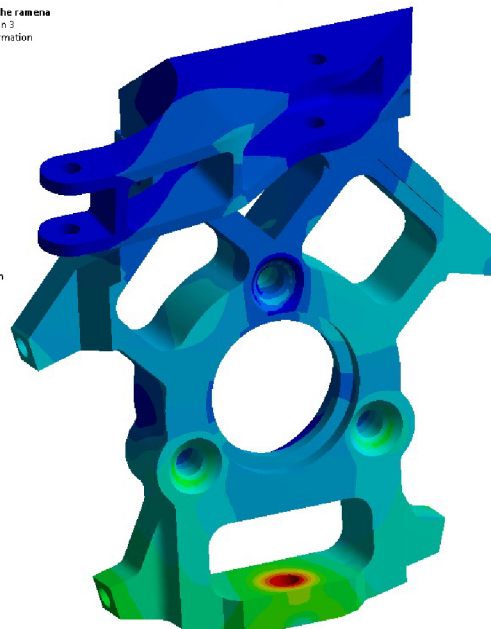
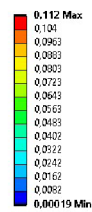
Koncept C PN, Brzdění - deformácia

E: Nerovnosť pružné ramena
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



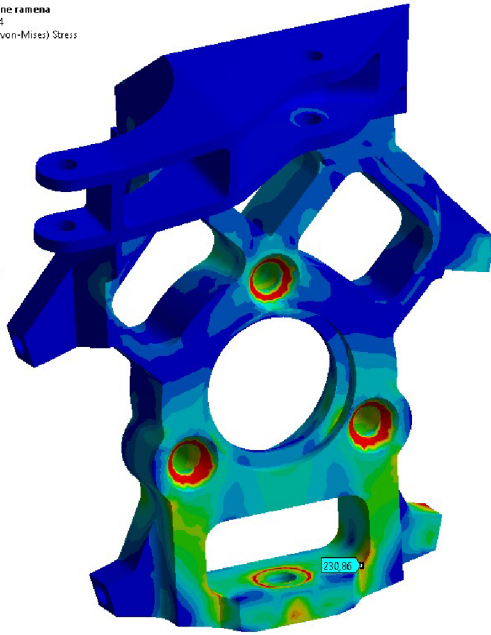
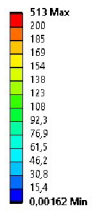
Koncept C ZN, Nerovnosť - napätie

G: Nerovnosť tuhé ramena
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2



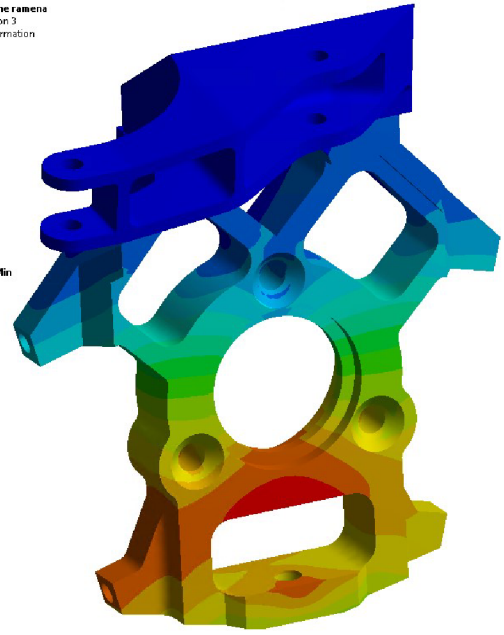
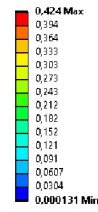
Koncept C ZN, Nerovnosť - deformácia

G: Zatačanie pružne ramena
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



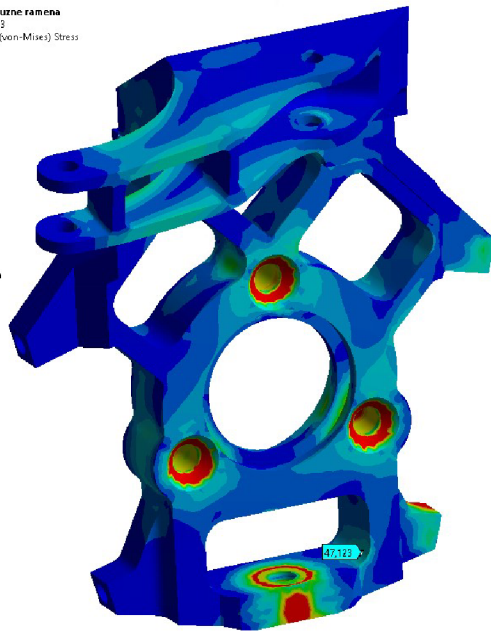
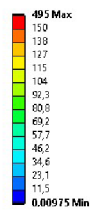
Koncept C ZN, Zatačanie - napätie

H: Zatačanie tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



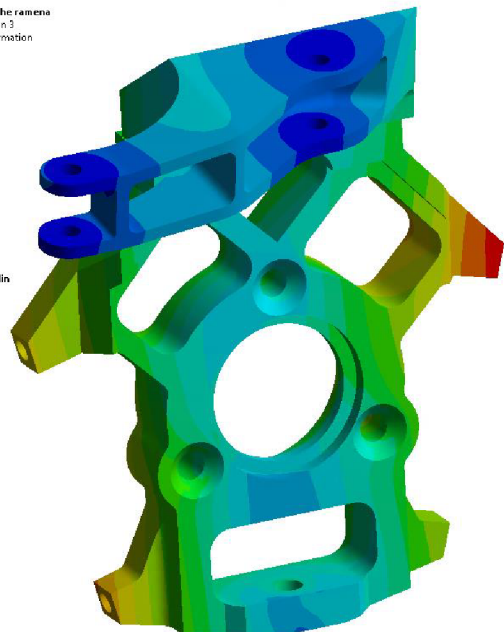
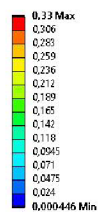
Koncept C ZN, Zatačanie - deformácia

E: Akcelerácia pružne ramena
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2



Koncept C ZN, Akcelerácia - napätie

I: Akcelerácia tuhe ramena
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2



Koncept C ZN, Akcelerácia - deformácia