



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

EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO PRO VÝUKU

EXPERIMENTAL VEHICLE FOR EDUCATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Adam Černík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Adam Černík
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Experimentální vozidlo pro výuku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Praktické odzkoušení získaných poznatků ihned v průběhu laboratorních cvičení lze považovat za jednu z nejefektivnějších výukových metod. Pro demonstraci dopadu změn klíčových parametrů na jízdní vlastnosti vozidla by bylo možné využít malé elektrické vozidlo, které by bylo navrženo pro účely laboratorních cvičení z předmětu Automobily–QMV. Pro klasický automobil je nezbytné zajistit dostatečně velkou uzavřenou plochu, řešit logistiku a spoléhat na dobré počasí, s malým vozítkem by bylo možné provádět některé zkoušky přímo v laboratořích za jakýchkoliv podmínek.

Cíle diplomové práce:

Stanovení koncepce vozítka.
Určení požadavků na konstrukci.
Konstrukční návrh experimentálního vozidla.
Pevnostní kontrola klíčových komponent.
Cenový odhad návrhu.

Seznam doporučené literatury:

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

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.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

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

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem experimentálního vozidla pro výukové účely. V úvodu práce jsou popsány elektromotory a jejich charakteristiky. Dále jsou vypsány klíčové parametry vozidla, které mají vliv na jeho dynamické chování. Na základě zadaných podmínek provozu byly zvoleny základní rozměry vozidla a jeho koncepční rozložení komponent. Následně byly vypočteny statické a dynamické síly působící na vozidlo. Tyto síly sloužily jako vstupy do MKP (Metoda konečných prvků) pevnostní analýzy v programu Ansys. V neposlední řadě byly vyhodnoceny výsledky maximálních napětí a bezpečnosti vzhledem k mezi únavy. Poté byly vypsány rozsahy variabilních parametrů, ve kterých se dají nastavit. Jako poslední byla vypočtena odhadovaná cena experimentálního vozidla.

KLÍČOVÁ SLOVA

Geometrie kol, elektromotory, MKP pevnostní analýza, dynamika vozidla, svarové spoje

ABSTRACT

This master thesis deals with the structural design of an experimental vehicle for educational purposes. Electric motors and their characteristics are described in the introduction of the thesis. Furthermore, the key parameters of the vehicle that influence its dynamics are listed. Based on the specified conditions of the vehicle operation, the main dimension of the vehicle and its conceptual distribution of components were chosen. Subsequently, static and dynamic forces acting on said vehicle were calculated. These forces served as inputs to the FEM (Finite Element Method) strength analysis in Ansys. Last but not least, the results of maximum stresses and safety with respect to fatigue were evaluated. Then the ranges of variable parameters in which they can be set were listed. Finally, the estimated price of the experimental vehicle was calculated.

KEYWORDS

Wheel geometry, electromotors, FEM strength analysis, dynamics of vehicle, weld joints

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČERNÍK, Adam. *Experimentální vozidlo pro výuku* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148904>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2023

.....

Adam Černík

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu práce panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D za věcné rady a pomoc při tvorbě diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za pomoc při řešení MKP analýzy. A samozřejmě chci moc poděkovat mé rodině za podporu během celého studia na VUT.

OBSAH

Úvod	11
1 Elektromotory a akumulátory	12
1.1 Synchronní PMS bezkartáčový elektromotor	13
1.2 Asynchronní motory	13
1.3 Stejnoseměrné motory	14
1.4 Volně dostupné elektromotory	15
1.4.1 Elektromotor 1500 W 60 V	15
1.4.2 Metalrota S21 model	16
1.4.3 Metalrota S40 Model	16
1.4.4 Metalrota S50 Model	17
1.5 Akumulátory	18
2 Parametry ovlivňující dynamiku vozidla	20
2.1 Poloha těžiště vozidla	20
2.2 Odpružení a tlumení	21
2.3 Geometrie zavěšení kol	23
2.3.1 Odklon kola	23
2.3.2 Střed klopení karoserie	23
2.3.3 Sbíhavost kol	24
2.3.4 Příklon rejdové osy	24
2.3.5 Poloměr rejdu	24
2.3.6 Záklon rejdové osy a závlek	25
2.3.7 Boční síla	26
2.4 Výběr variabilních parametrů	26
3 Koncepční návrh experimentálního vozidla.....	27
3.1 Zavěšení přední nápravy	27
3.2 Základní parametry vozidla	28
3.3 Odpružení nápravy	29
3.4 Volba a umístění elektromotoru	30
3.5 Volba akumulátoru	30
3.6 Poloha boxů pro závaží	30
3.7 Volba silentbloků u předního zavěšení	31
3.8 Návrh ramen zavěšení	31
3.9 Umístění ovládacích prvků	32
3.10 Variabilní změna polohy spodního ramene.....	32
3.11 Variabilní změna polohy těžiště.....	33
3.12 Variabilní sbíhavost kol	33
3.13 Volba pneumatik	33
3.14 Mechanismus řízení.....	34
3.15 Volba řízení pohonu motoru	35
4 Konstrukční návrh experimentálního vozidla	36
4.1 Volně dostupné použité díly	36
4.2 Výpočet sil pro pevnostní kontrolu.....	37
4.2.1 Akcelerace vozidla	39

4.2.2	Síly při jízdě do zatáčky	41
4.2.3	Rozklad sil na předním zavěšení	43
4.2.4	Výpočet sil při brzdění	45
4.3	Návrh brzdy	47
4.4	Návrh předních brzd	48
4.5	Návrh zadních brzd	51
4.6	Kontrola klíčových komponent	52
4.6.1	Materiály jednotlivých dílů	52
4.6.2	Nastavení kontaktů, okrajových podmínek a sil v sestavě	54
4.6.3	Hodnocení svarových spojů	56
4.6.4	Lichoběžníková ramena	58
4.6.5	Spojovací materiál	58
4.6.6	Úchyty na rámu	59
4.6.7	Rám	59
4.6.8	Posuvné členy	61
4.7	Kontakt mezi ramenem a posuvným členem	62
4.8	Bezpečnosti	63
4.9	Rozsah posuvných členů	64
4.10	Změna středu klopení karosérie	64
4.11	Změna záklonu rejdové osy	65
4.12	Změna odklonu kola	66
4.13	Změna příklonu rejdové osy	67
Cenový odhad experimentálního vozidla		68
5 Vizualizace experimentálního vozidla		69
Závěr		73
Použité informační zdroje		74
Seznam použitých zkratk a symbolů		79

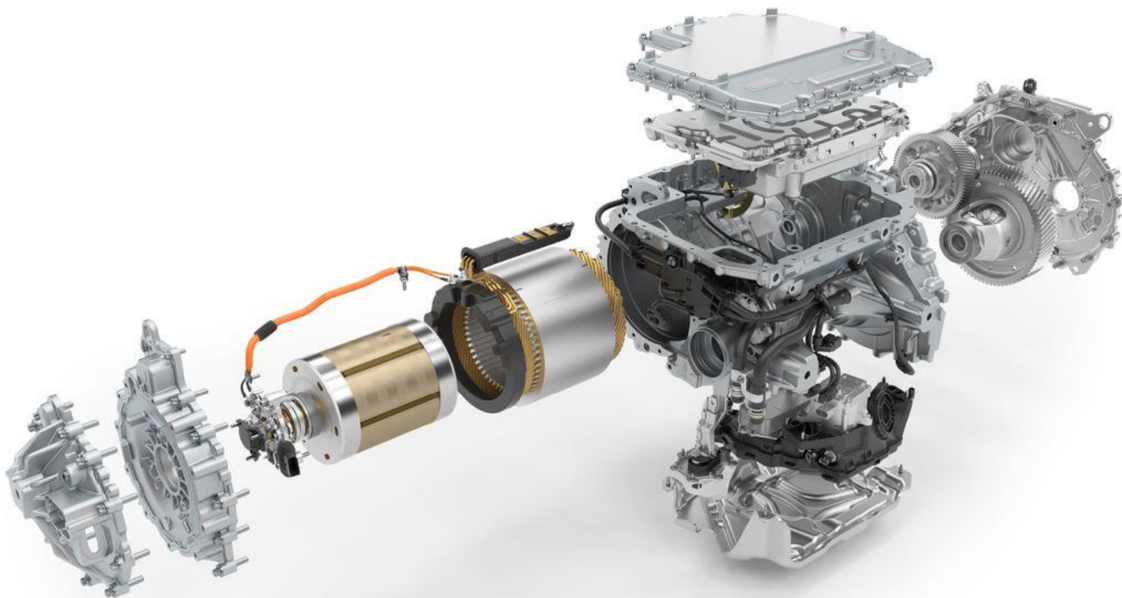
ÚVOD

Při návrhu jakéhokoliv vozidla jsou jeho parametry klíčové z hlediska dynamického chování, jelikož každá malá změna může mít vliv na jízdní vlastnosti. Optimalizace klíčových komponent, jejich umístění a nastavení má zásadní vliv na stabilitu vozidla a bezpečnost jeho provozu. Nicméně, i přes pochopení těchto základů může být pro studenty těžké si představit vliv různých parametrů na dynamické chování vozidla. Často jsou totiž vysvětlovány pouze pomocí rovnic a grafů.

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit experimentální vozidlo, které poslouží jako praktická pomůcka při výuce. Během experimentu si řidič bude moci přímo uvědomit, jaký dopad mají změny v nastavení určitých parametrů na chování vozidla. Při využívání experimentálního vozidla by tak student měl možnost sledovat například vliv záklonu rejdové osy na řízení. Síly na řízení by se tak měly zvětšovat a zmenšovat. Tyto praktické ukázky poskytnou studentům větší pochopení dynamických procesů a pomohou konstruktérům při navrhování nových vozidel. Zároveň v dnešní době simulací nemá člověk ani zpětnou vazbu od chování vozidla přímo na tělo. Tyto působící síly na řidiče si pak člověk rychle spojí s vlastním pohledem na komfort a při vykreslení grafů ze simulací tak bude vědět, jaký má daná síla při určité hodnotě vliv na řidiče.

1 ELEKTROMOTORY A AKUMULÁTORY

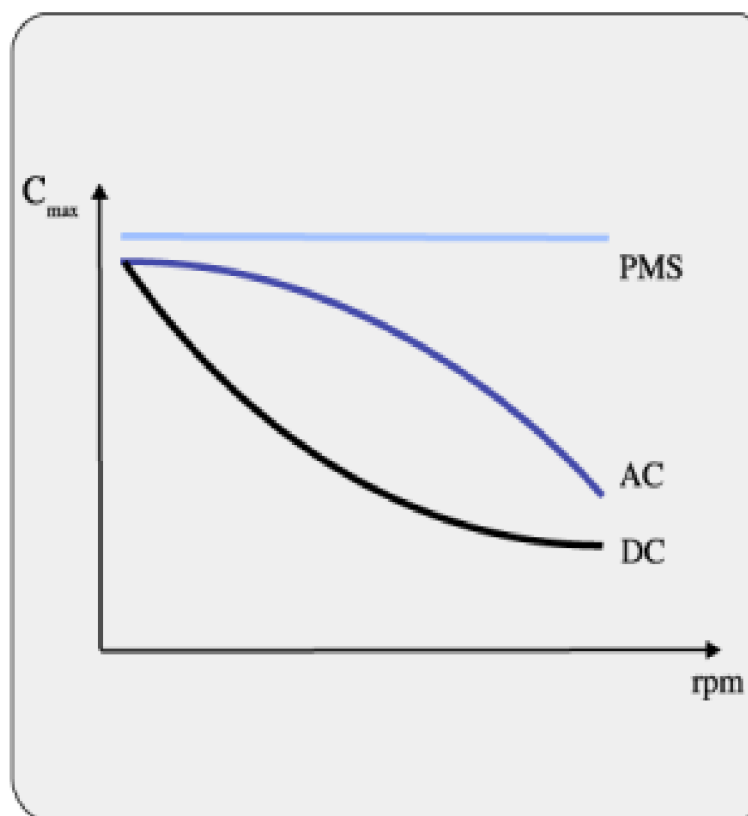
Na úvod je nezbytné definovat termíny, které se budou nacházet v této diplomové práci. Jedna z částí experimentálního vozidla bude elektromotor. Mezi jeho hlavní výhody patří snadné spouštění, jednoduchá konstrukce a tichý chod. Přitom téměř neznečišťuje ovzduší. Hnací ústrojí je u vozidel s elektromotorem podobné jako u vozidel se spalovacím motorem. Obsahuje též diferenciál s rozvodovkou, hnací hřídele, u některých případů i vícestupňovou převodovku [1]. V dnešní době rozlišujeme dva základní typy elektromotorů – se střídavým proudem a se stejnosměrným proudem. V minulosti se více používaly elektromotory se stejnosměrným proudem, protože střídavé elektromotory musely být doplněné o takzvaný měnič, střídač neboli invertor. Tato součástka mění stejnosměrný proud z trakční baterie na střídavý proud a umožňuje regulaci motoru. Vývoj měniče trval celkem dlouho a do použitelné podoby se dostal teprve nedávno [2]. V místě pozorování elektromotoru jsou emise téměř nulové, ale vznikají při výrobě elektrické energie. Elektromotor je tedy ideální pohonná jednotka pro experimentální vozidlo pro výuku. V dané místnosti nebude produkovat emise a bude prostorově nenáročné a tiché. Sestava elektromotoru s převodovkou je zobrazena na Obr. 1.



Obr. 1 Elektromotor [3]

1.1 SYNCHRONNÍ PMS BEZKARTÁČOVÝ ELEKTROMOTOR

Tato varianta motoru je méně prostorově náročná. Vysoká účinnost tohoto motoru je dána tím, že magnetické pole vybuzené permanentními magnety je bezdrátové, je zde tedy absence třecích komponent. Účinnost dosahuje až 93-95 %. Jedna z hlavních výhod PMS motorů je konstantní točivý moment, a to i při velmi nízké rychlosti. Tyto motory jsou také méně hlučné než jiné. Úroveň hluku se pohybuje v rozmezí 60-70 dB, oproti DC motorům, kde hodnoty hluku jsou 75-85 dB. Výhodou jsou kompaktní rozměry vzhledem k výkonu. Vysoká účinnost těchto motorů souvisí i s delší výdrží akumulátoru na pracovní cyklus [4]. Na Obr. 2 jsou zobrazeny průběhy točivých momentů C_{max} u různých typů motorů.



Obr. 2 Průběh točivých momentů jednotlivých typů elektromotorů [5]

1.2 ASYNCHRONNÍ MOTORY

Asynchronní motor nebo také indukční je druh elektromotoru, který je používán pro všechny možné typy aplikací. To je v případě, že pracuje v otáčkách od nuly do synchronních otáček. Také může pracovat jako generátor, pokud je mechanicky roztáčena hřídel. Asynchronní motor je charakterizován svými parametry, jakým je například odebíraný proud ze sítě. Ten je důležitý při návrhu, protože maximální proud ze sítě nemůže být překročen. Nejdůležitějším parametrem je momentová charakteristika, která znázorňuje točivý moment na otáčkách motoru. Při rozběhu asynchronního motoru od nulových otáček protéká v motoru až sedminásobná hodnota jmenovitého proudu. Při běhu motoru mohou být otáčky měněny například změnou skluzu, frekvenčním měničem, změnou počtu pólů nebo změnou napětí. Brzdění motoru může být zajištěno například protiproudem, to docílíme prohození sledu dvou fází [6]. Při provozu musí mít menší otáčky, než je rychlost točivého magnetického pole. S tím souvisí i pojem skluz, který určuje rozdíl těchto otáček. Třífázový asynchronní motor

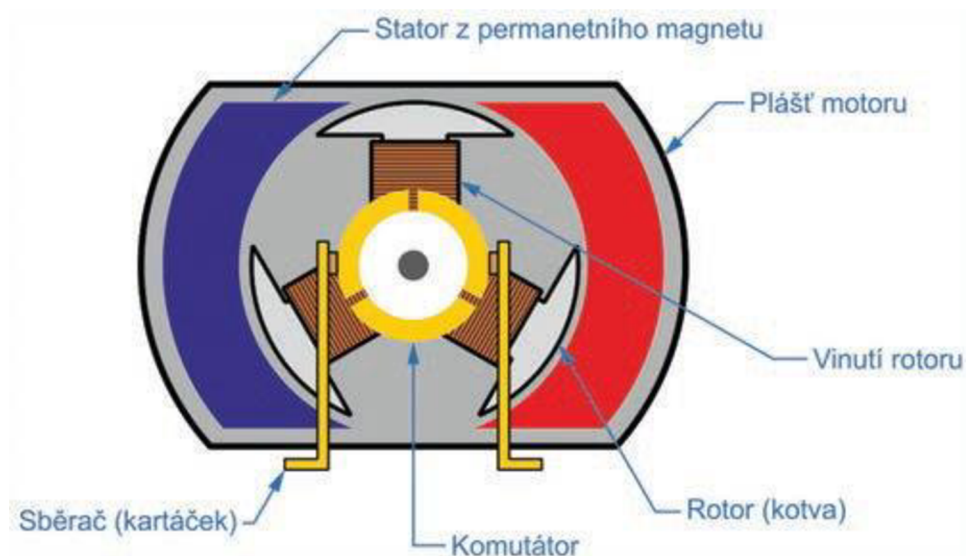
je díky jeho jednoduchosti, malé poruchovosti a bezúdržbovosti jeden z nejrozšířenějších elektromotorů na světě [1].

Nevýhoda těchto motorů spočívá v obtížné elektronické regulaci. Při využívání proudu z akumulátoru pro pohon elektromotoru je potřeba přeměnit stejnosměrný proud na střídavý proud. Rekuperaci lze realizovat s velkou účinností. Asynchronní motor je oproti stejnosměrnému při stejném výkonu podstatně menší a lehčí [2].

1.3 STEJNOSMĚRNÉ MOTORY

Stejnoscsměrné motory jsou často používány v mobilních aplikacích, protože jsou napájeny stejnosměrným napětím například z akumulátoru. Součástí stejnosměrného motoru je tzv. komutátor. Pojem kotva popisuje elektromagnet, na kterém dochází k přepólování napájecího proudu. Kotva se může nacházet jak na statoru, tak na rotoru, záleží na konstrukci [1].

Prvním příkladem je stejnosměrný motor s cizím buzením. U tohoto motoru je budící vinutí napájeno z cizího zdroje. Je jednoduchý na rekuperační brzdění a jeho charakteristickým rysem je tvrdost. Nevýhodou jsou velké náklady na izolaci, a to i na akumulátor. Nejvyšší otáčky jsou omezené na 7000 min^{-1} , proto je nutné použít vícestupňovou převodovku. Dalším typem elektromotoru je stejnosměrný motor se sériovým buzením. Jedná se o motor, kde přiváděný proud je současně budícím proudem. Budící vinutí je zapojeno sériově s kotvou. Charakteristickým rysem tohoto motoru je měkkost, ale při odlehčení může dojít k poškození motoru, proto nikdy nesmí pracovat bez zatížení. Také je jednodušší na regulaci. Dalším typem je stejnosměrný motor s derivačním buzením. Tento motor jde snadno a plynule regulovat. Má tvrdou momentovou charakteristiku a snadně se brzdí. Obvod budícího vinutí a kotvy jsou zapojeny paralelně ke zdroji přes regulační prvky. Posledním zmíněným motorem je stejnosměrný motor se smíšeným buzením. U tohoto motoru je jedno budící vinutí zapojeno sériově a druhé paralelně na kotvě. Tento typ motoru je přechodem mezi sériovým a derivačním elektromotorem. Derivační vinutí omezuje otáčky naprázdno. Má nižší výkon a energetickou účinnost, je náročnější na údržbu a cena je větší než u ostatních typů [1]. Schéma stejnosměrného komutátorového motoru je na Obr. 3.



Obr. 3 Schéma trojpólového komutátorového motoru [7]

1.4 VOLNĚ DOSTUPNÉ ELEKTROMOTORY

Experimentální vozidlo nebylo dimenzováno tak, aby dosahovalo vysoké rychlosti, nebo dojezdu, z důvodů krátkých vzdáleností experimentu během výuky. U návrhu bude použito co nejvíce volně prodávaných dílů na trhu, protože každý další použitý díl by se musel navrhnout spočítat a otestovat. To by se pro jednu vyráběnou sestavu neboli prototyp nevyplatilo. Pro experimentální vozidlo bude stačit i méně výkonný elektromotor, protože celé vozidlo nebude mít tak velkou hmotnost a během výuky v prostorách laboratoře nedosáhne tak vysoké rychlosti.

1.4.1 ELEKTROMOTOR 1500 W 60 V

Tento elektromotor se prodává i s diferenciálem a je určen na zadní nápravu. Používá se do dětských elektrických čtyřkolek. Tato varianta by se zdála jako vhodné řešení, avšak dodavatel nedodává výkresovou dokumentaci a není tak možné dimenzovat rám vozidla. Elektromotor je zobrazen na Obr. 4.



Obr. 4 Elektromotor 1500 W 60 V [8]

1.4.2 METALROTA S21 MODEL

Firma Raveo, která sídlí v Otrokovicích dodává různé typy elektromotorů a pohonné techniky. Nabízí téměř všechny typy elektromotorů jako AC, DC nebo například krokové motory [9]. Prvním příkladem je model S21, který v sobě komponuje elektromotor i s diferenciálem a přírubami k potenciálním kolům. Tento model se prodává v šesti různých převodových poměrech s rozsahem výkonu do 1,5 kW. Na požadavek zákazníka výrobce dodává i bubnovou brzdu v rámci celé sestavy. Maximální zatížení sestavy je do 400 kg a maximální výstupní točivý moment je 400 Nm. Tento točivý moment na výstupu samozřejmě nastane při maximálním převodovém poměru 1 : 39 a maximálním napájecím napětí 96 V. Rozsah napětí pro baterii napájecí motor je od 24 V do 96 V [10]. Model S21 můžeme vidět na Obr. 5.



Obr. 5 Metalrota S21 Model [10]

1.4.3 METALROTA S40 MODEL

Tento model je výkonnější než model S21. Maximální výkon je stanoven do 5 kW. Firma nabízí pět různých převodových poměrů v převodovce a to 10 : 1, 12 : 1, 16 : 1, 18 : 1, 20 : 1, 39 : 1. Maximální výstupní moment je stanoven do 1000 Nm při největším převodovém poměru. Maximální zatížení sestavy je stanoveno na 1500 kg. Rozsah napětí baterie pro přivádění proudu je od 24 V do 96 V [10]. Tato sestava elektromotoru je zobrazena na Obr. 6.



Obr. 6 Metalrota S40 Model [10]

1.4.4 METALROTA S50 MODEL

Tento model nabízený od firmy Raveo je nejsilnějším z kategorie elektromotorů s diferenciálem. Tato varianta je nabízena opět v pěti možných variantách převodových poměrů. Tato sestava nabízí výkon elektromotoru až do 20 kW. Je možné dodání s přírubou na požadavek zákazníka jako u předchozích modelů. Hřídel pro pohon kol může být taktéž vlastních rozměrů podle požadavků zákazníka. Maximální výstupní moment elektromotoru je 1600 Nm a maximální možné zatížení sestavy je 1600 kg. Na požadavek zákazníka je možné dodat i sestavu s bubnovou brzdou. Rozsah napětí na baterii pro pohon elektromotoru je od 24 V do 96 V [10]. Firma dodává tyto motory podle požadavků zákazníka a je schopna je dodat například o různé délce poloos, či s různými polohami diferenciálu v axiálním směru nebo rozložení úchytů pro připevnění k rámu. Tato sestava je zobrazena na Obr. 7.



Obr. 7 Metalrota S50 Model [10]

1.5 AKUMULÁTORY

Volba akumulátoru je důležitá z hlediska více parametrů jako jsou: použitý elektromotor, prostředí, ve kterém bude daný stroj používán a požadavky na kapacitu. Hlavními parametry jsou například měrný výkon, který ovlivňuje maximální rychlost a zrychlení vozidla. U některých akumulátorů nahrazuje měrný výkon plně výkon spalovacího motoru. Důležitý parametr je také nabíjecí doba, ta se pohybuje podle velikosti akumulátoru a rychlosti nabíjení. Akumulátory jsou často definovány životností. Ta záleží nejen na počtu cyklů, ale také na způsobu nabíjení, údržbě a prostředí, ve kterém je akumulátor provozován [1]. Životnost baterie je definována počtem cyklů nabití/vybití do doby, kdy kapacita akumulátoru klesne na 80 % [11].

Při výběru akumulátoru by měly být zohledněny podmínky, při kterých bude daný stroj provozován. Při použití předimenzovaného akumulátoru by mohly růst náklady na výrobu [11]. Při výběru baterie u experimentálního vozidla nezáleží příliš na kapacitě, jelikož není předpokládán vysoký nájezd vozidla během experimentu. Z toho důvodu budeme moci použít lehčí baterii. Po každém experimentu se bude moct akumulátor dobít.

V dnešní době se používá široké spektrum akumulátorů a je snahou najít stále jiné a lepší materiály. Názvy typu baterií jsou často poskládané z jejich chemického složení [12].

Mezi nejrozšířenější typy patří například Lithium-iontové (Li-ion) akumulátory, které mají vysokou specifickou hustotu energie, nízké náklady na údržbu a relativně malé samovybití. Na druhou stranu podléhají stárnutí, i při nepoužívání baterie. A při přepravě podléhají přísným dopravním předpisům [11]. Například pro RC modely, kde je potřebný velký vybíjecí proud akumulátoru se používají Lithium-polymerové (Li-Pol) akumulátory. Jsou však nejnáročnější na zásady nabíjení, vybíjení a skladování. Nikdy u těchto článků nesmí dojít k vybití pod 3 V, jinak dojde k trvalému poškození. Nejrozšířenější akumulátory pro běžné využití jsou olověné akumulátory. Hlavní výhodou je jejich nízká cena, bezúdržbovost a schopnost dodávat velké rázové proudy. Další výhodou je i nabíjení, které není tak náročné jako například u Li-Pol [13].

U osobních automobilů se můžeme setkat se startovací baterií, která má schopnost rychlého dodání velkých proudů pro startér motoru, ale není stavěná na opakované vybíjení a nabíjení. Mají nízký vnitřní odpor, z důvodu přidání dalších elektrod a tím zvětšení plochy. Naopak trakční baterie je navržena tak, aby mohla pohánět různé stroje jako například golfový vozík, nebo jiné prostředky [14]. Rozdíl v nabíjecích cyklech můžeme vidět na Obr. 8.

Úroveň vybití	Startovací baterie	Trakční baterie
100%	12–15 cyklů	150–200 cyklů
50%	100–120 cyklů	400–500 cyklů
30%	130–150 cyklů	1 000 a více cyklů

Obr. 8 Počet nabíjecích cyklů startovací a trakční baterie [15]

Pro experimentální vozidlo bude nejlepší varianta trakční baterie, která umožňuje vybití a nabití. Je tedy vhodná pro použití jako akumulátor pro elektromotor, který bude pohánět experimentální vozidlo. Příklad prodávané trakční baterie od společnosti Varta je zobrazena na Obr. 9.



Obr. 9 Trakční baterie Varta [16]

Z výše uvedených poznatků byl zvolen elektromotor s diferenciálem od společnosti Raveo. Konkrétně typ S21 s výkonem $P_e = 1200$ W. Tato volba motoru byla zvolena z důvodu kompaktnosti, a z důvodu dodávaného příslušenství k motorům. Zároveň jsou větší výkony motoru dodávány ve větších sestavách, které jsou pro experimentální vozidlo moc velké a zbytečné. Velikou výhodou je, že firma ochotně poradí se všemi dotazy a výběrem dalších nutných komponent pro daný elektromotor.

Jako akumulátor byla zvolena trakční baterie. Na rozdíl od startovací baterie má více cyklů nabití a neslouží pouze pro krátkodobé vyvinutí velkých proudů. Jelikož je celý elektromotor napájen napětím 24 V a trakční baterie se prodávají s napětím 12 V, musejí se zapojit do série a výsledné napětí se tak bude rovnat 24 V. Pro nabíjení trakčních baterií je třeba znát její parametry, vybrat vhodnou nabíječku. Ty mají často udaný rozsah, pro jaké kapacity akumulátorů se dají použít.

2 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ DYNAMIKU VOZIDLA

U většiny vozidel jsou řešeny parametry, které mají zásadní vliv na jeho ovladatelnost, stabilitu a další jízdní vlastnosti. Kola vozidla by se měla při zatáčení nebo přímě jízdě odvalovat a řízení by mělo být lehké, proto se u kol řeší tzv. geometrie zavěšení kol [17]. U experimentálního vozidla se počítá s tím, že nebude dosahovat takových rychlostí jako klasické vozidlo. Největší pocitové rozdíly ve změnách parametrů bude řidič vnímat při prudkých změnách jízdy, jako například zatáčení, nebo brzdění. Akcelerace experimentálního vozidla bude dána výkonnostními parametry elektromotoru a celkovou hmotností vozidla.

2.1 POLOHA TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

Těžiště je jeden z nejdůležitějších parametrů vozidla, který ovlivňuje jeho dynamické vlastnosti. V podstatě se jedná o bod, na který působí gravitační síla. Při známé poloze těžiště tak můžeme řešit rozložení sil při jízdě. Jeho souřadnice se ale během provozování vozidla mohou měnit. Například při jízdě s plně naloženým zavazadlovým prostorem se vozidlo bude chovat jinak a řidič na tyto změny musí brát ohled [18].

Poloha těžiště se v praxi hledá pomocí více způsobů. Nejrozšířenějším je zjišťování polohy pomocí klopné plošiny viz Obr. 10. U lehčích vozidel nebo motocyklů se může využít hledání polohy těžiště pomocí zavěšení. To spočívá v uchycení objektu za libovolné body a spuštění těžnice. V průsečíku těchto těžnic se nachází poloha těžiště [19].



Obr. 10 Porsche Cayman [20]

2.2 ODPRUŽENÍ A TLUMENÍ

U vozidel je odpružení zásadním prvkem pro zajištění pohodlí a bezpečnosti při jízdě. Odpružení má také vliv na stabilitu a ovladatelnost vozidla. Úkolem odpružení je snížit účinky nerovností povrchu silnice a zajistit rovnoměrné rozložení sil na všechna kola vozidla [17].

Odpružení může být zajištěno pomocí více typů pružin. Prvním typem jsou listové pružiny. Skládají se z několika kovových listů, které jsou spojené mezi sebou a tvoří pružný celek. Tento typ je používán převážně na nákladních vozidlech [17].

Nejčastěji používané jsou vinuté pružiny. Jsou tvořeny jedním kusem ocelového drátu, který je vinut do spirály. Tento typ se používá u osobních vozidel, terénních vozidel, motocyklů a dalších [17].

Hydropneumatické odpružení spojuje pružení s hydraulickými tlumiči. Je složitější a dražší než klasické tlumiče. Dalším typem může být pneumatické odpružení, které využívá tlak vzduchu k pružení. Používá se převážně u těžkých nákladních vozidel nebo autobusů. Posledním zmíněným typem je elektronicky řízené odpružení. Jedná se o moderní systém, kterým lze v reálném čase upravovat tuhost odpružení v závislosti na podmínkách vzhledem k vozovce. Tento typ se využívá především u vozidel vyšší kategorie, nebo závodních vozidlech [17].

Určující veličinou u pružení je netlumená vlastní frekvence podle rovnice (1) ze zdroje [17].

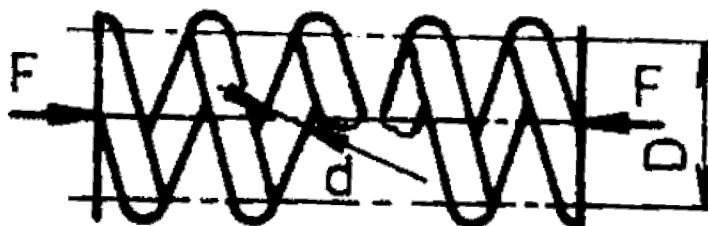
$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

Kde k je tuhost, m je hmotnost a ω je netlumená vlastní frekvence.

Při návrhu drátu pro pružiny tlumící jednotky je vycházeno z rovnice (2) ze zdroje [17].

$$k = \frac{d^4 G}{8nD^3} \quad (2)$$

Kde n je počet činných závitů, G je modul pružnosti ve smyku, d je průměr drátu a D je vnější průměr viz Obr. 11. Stoupání vinutých pružin je voleno takové, aby při maximálně stlačené pružině byla zajištěna vůle mezi závitů. Pro zamezení přenosu vibrací a hluku jsou dosedací plochy opatřeny pryžovými podložkami [17].

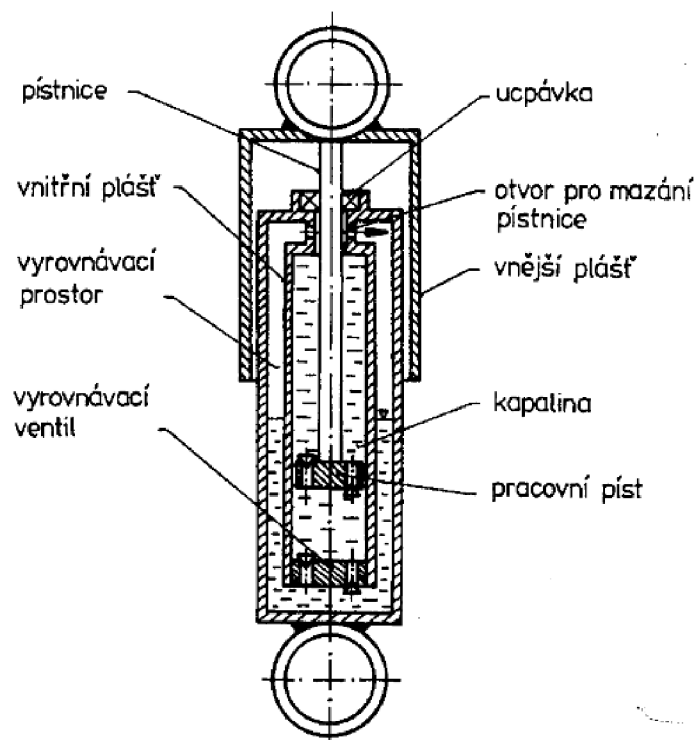


Obr. 11 Rozměry vinuté pružiny pro výpočet tuhosti [17]

Tlumení ve vozidle by mělo primárně zajišťovat dvě funkce, bezpečnost jízdy a zvýšení komfortu posádky. Tlumič musí tlumit nárazy a nepřenášet je na karoserii. Tato mechanická energie se nejčastěji přeměňuje na energii tepelnou, proto musí být zajištěn odvod tepla. Tato energie je často transformována na energii tepelnou hydraulickým odporem, kdy kapalina protéká skrz specifikované ventily [17]. Konstrukce a vývoj tlumičů je velice nákladný proces, a proto se firma často zaměřuje pouze jen na tuto problematiku.

Nejpoužívanějšími typy jsou jednoplášťový a dvouplášťový tlumič. Nevýhodou u jednoplášťových tlumičů je životnost ucpávky a těsnost. Za to však mají lepší odvod tepla z pláště tlumiče. Výhodou mají v možnosti použití v libovolné poloze. Místo vyrovnávacího prostoru se zde nachází pružná plynová náplň v podobě inertního plynu [17].

Dvouplášťový teleskopický tlumič viz Obr. 12 má pracovní prostor vyplněný kapalinou. Při průtoku přes ventily vznikají tlumící síly, které také produkují tepelnou energii. Mezi vnějším a pracovním válcem se nachází vyrovnávací prostor, který je naplněn asi do poloviny kapalinou. Při vyrovnání teplot tlumiče s okolím při delším přerušení provozu se vytvoří vzduchový polštář nad pístem, to pak vede ke zhoršené činnosti tlumiče. Tento jev nazývaný jako „ranní efekt“ může mít za důsledek i zvýšenou hladinu hluku tlumiče. Maximální úhel sklopení tlumiče je 45° , aby nedošlo ke vniknutí vzduchu do pracovního prostoru. Mezi nežádoucí vlastnosti tlumiče může patřit například kavitace kapaliny, která má negativní dopad na materiál tlumiče. Dalším nežádoucím jevem jsou teplotní změny. Při zvyšování teploty v tlumiči se zmenšuje viskozita kapaliny a tím klesá účinnost. Na druhou stranu při nízkých teplotách se viskozita zvyšuje, což způsobuje větší odpor a tvrdost tlumiče [17].



Obr. 12 Schéma dvouplášťového teleskopického tlumiče [17]

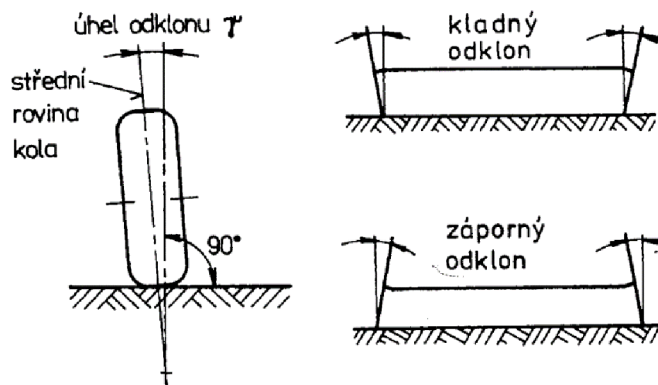
2.3 GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ KOL

Pojmem zavěšení kola je myšleno připojení pneumatik ke karoserii. Zavěšení umožňuje relativní svislý pohyb kola při propružení. Zavěšení také eliminuje nežádoucí pohyby kola. V neposlední řadě zavěšení přenáší svislé zatížení a momenty mezi pneumatikou a karoserií [17]. V této kapitole jsou popsány parametry geometrie zavěšení kola, z nichž některé z nich budou řešeny jako variabilní v rámci experimentálního vozidla.

2.3.1 ODKLON KOLA

Úhel odklonu kola je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Je uvažován kladně, pokud se kolo naklání vrchem vně vozidla a záporně, jestliže se naklání dovnitř. Při velkých odklonech kola může docházet k nerovnoměrnému opotřebení pneumatiky nebo ke špatné přilnavosti pneumatiky během jízdy, to může mít za následek snížení hodnoty přenášených sil přes pneumatiku. Ve starší literatuře bylo důvodem zavádění odklonu kola vymezení vůlí v ložiscích. Vlivem kladného odklonu kola vzniká ještě efekt, kdy kolo tvoří ve styku s vozovkou kuželovou plochu, a to má vliv na síly působící na zavěšení kol. Kola se při tomto efektu odvalují od sebe, což může snižovat možnost kmitání kol. Při propružení kol dochází ke změně úhlu, tato změna úhlu je totožná se změnou příklonu rejdrové osy [17].

Nastavení odklonu může být provedeno například pomocí excentrů v uložení ramen, nebo pomocí jiného konstrukčního řešení. Excentry dovolují měnit úhel odklonu jen pro menší úhly. Při názorné ukázce s experimentálním vozidlem by se měl odklon kola možnost měnit i pro větší úhly, z toho důvodu bude použito jiné řešení. Odklon kola je znázorněn na Obr. 13.



Obr. 13 Odklon kola [17]

2.3.2 STŘED KLOPENÍ KAROSERIE

Pro sestrojení okamžité polohy středu klopení je třeba znát i polohu okamžitého středu klopení kola. Bod středu klopení karoserie se nachází na průsečíku spojnice středu klopení kola s bodem dotyku kola s vozovkou a osy vozidla. Čím větší je vzdálenost středu klopení kola od karoserie, tím menší jsou změny odklonu kola při propružení. Teoretickým cílem by měl být stav, kdy se karoserie při zatáčení nenaklání vůbec. Poloha středu klopení má tak vliv na klopný moment a úhel klopení karoserie. Toto chování ovlivňuje například síly působící na tlumič a jeho stlačení [17].

2.3.3 SBÍHAVOST KOL

Úhel sbíhavosti kol je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Pojem sbíhavost znamená, jestliže je přední část kola přikloněna k podélné ose vozidla. Pojem rozbíhavost znamená, když je odkloněna. V praxi je tento úhel zjišťován buď mechanicky [17], nebo pomocí laserového měření. V dnešní době se používá optický měřicí přístroj, který vyhodnocuje odchylky. Pro měření je využito nejčastěji dvou 3D kamer, které jsou přichyceny na rámu ve tvaru „T“. Na kola jsou připevněny pomocí rychloupínacích členů terče, které jsou snímány kamerami [21].

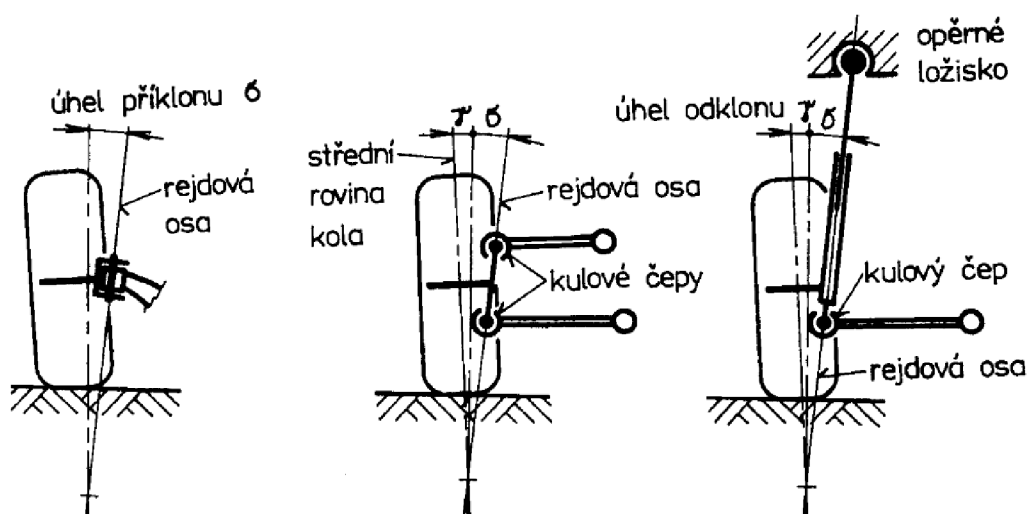
V nejlepším případě by se kola při jízdě měla odvalovat paralelně, toho je často složité docílit, protože například při pohonu předních kol se dopředu směřující hnací síly snaží tlačít kola do větší sbíhavosti. I přesto ale mají některé vozidla malou sbíhavost, za účelem zachování stability při brzdění motorem [17].

2.3.4 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Příklon rejdové osy slouží k samočinnému vracení řízených kol do polohy pro přímou jízdu. To je jedna ze sil, kterou překonává řidič při natáčení volantu. U tuhých náprav je rejdová osa totožná s osou rejdového čepu. U moderních vozidel se rejdový čep nenachází a rejdová osa je tedy spojnice kulových čepů horního a spodního ramene [17].

2.3.5 POLOMĚR REJDU

S rejdovou osou také úzce souvisí pojem poloměr rejdu. Je to vzdálenost od průsečíku rejdové osy s vozovkou a středem styku pneumatiky, která je rovnoběžné roviny s příčnou rovinou vozidla. Ta může být buď kladná nebo záporná. Velikost tohoto parametru má vliv na dynamiku vozidla, protože na jeho rameni vzniká moment, který je ovlivňován jak brzdou silou, která natáčí kolo kolem rejdové osy, tak například valivými odpory, které mají za následek kmitání (neklid řízení). Poloměr rejdu by neměl být příliš velký, protože při rozdílných brzdících silách jsou kola vychylována rozdílně a řidič musí tento efekt vyrovnávat [17]. Příklon rejdové osy a poloměr rejdu jsou zobrazeny na Obr. 14.



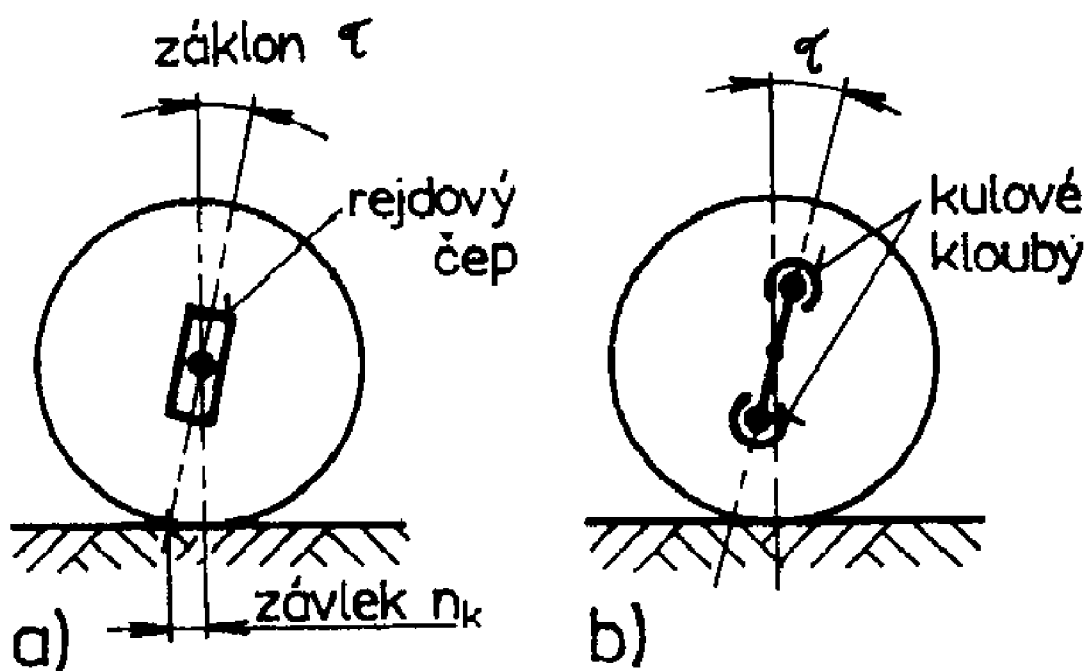
Obr. 14 Příklon rejdové osy [17]

2.3.6 ZÁKLON REJDOVÉ OSY A ZÁVLEK

Pojem záklon rejdové osy značí průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Hodnota průmětu je uvažována kladně, je-li rejdová osa skloněná vzad, tedy v záklonu a záporně, je-li rejdová osa skloněná vpřed, tedy v předklonu [17].

Se záklonem také souvisí pojem závlek. Závlek je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy a rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla viz Obr. 15 [17]. V případě za a) se jedná o zavěšení s použitím rejdového čepu a u případu b) je rejdová osa spojnice uchycení těhlice. Toto jsou základní definice, které jsou řešeny u všech typů vozidel. Každé vozidlo má tyto parametry zvolené jinak, záleží na rozmístění kinematických bodů.

Pro lepší stabilitu předních kol je možné zvětšit záklon rejdové osy a tím zvětšit závlek. Ten má za důsledek vrácení kola do přímého směru. Mechanismus stabilizačního účinku je dán vznikem vodorovných sil vlivem záklonu. Mezi vodorovné síly patří boční síla F_y a její složky. Boční síla může vzniknout např. odstředivou silou, bočním větrem nebo při jízdě na nakloněné vozovce. Vysoký záklon rejdové osy může zlepšit stabilitu vozidla v zatáčkách, při zatáčení se tak síly působící na vozidlo lépe rozdělují mezi jednotlivá kola, což snižuje riziko přetáčivosti. Nízký záklon tak může mít vliv na nestabilitu vozidla, zejména u sportovních vozidel při vysoké rychlosti. Při velkém záklonu rejdové osy ztrácejí pneumatiky přilnavost s vozovkou, tento záklon by musel být až například 30° [17]. Záporný záklon rejdové osy se na vozidlech téměř nevyskytuje. Tento stav není ani praktický a může mít negativní vliv na stabilitu při jízdě. Avšak pro praktickou negativních dopadů tohoto nastavení ho bude možné na experimentálním vozidle nastavit.



Obr. 15 Záklon rejdové osy [17]

2.3.7 Boční síla

Boční síla u pneumatiky je síla, která působí na vozidlo při průjezdů zatáčkou. Pneumatiky vozidla jsou navrženy tak, aby vytvářely co největší tření mezi pneumatikou a povrchem vozovky, aby vozidlo mohlo být řízeno a brzděno co nejefektivněji. Při průjezdu zatáčkou je pneumatika nucena změnit směr pohybu vozidla, a proto vytváří boční sílu, která umožňuje vozidlu udržet stabilitu a správnou trajektorii. Boční síla závisí na rychlosti vozidla, poloměru zatáčky, stavu pneumatiky, a především typem použitých pneumatik. Proto je důležité správné použití pneumatik a jejich řízení. Je to klíčové pro bezpečnost a účinnost jízdy [17].

Boční síla je úzce spjata s volbou pneumatiky. Je více typů pneumatik podle způsobu použití a požadavku na velikosti boční síly. Například i stáří pneumatiky má vliv na velikost boční síly [17].

2.4 VÝBĚR VARIABILNÍCH PARAMETRŮ

Při navrhování a výběru měnitelných parametrů bylo bráno v potaz to, aby nebyla konstrukce příliš náročná a aby nastavení jednoho členu mohlo ovlivnit více parametrů zároveň.

Prvním zvoleným parametrem je poloha těžiště. Tento parametr je velice důležitý z hlediska chování vozidla, a hlavně rozložení sil, které mají vliv na pevnostní výpočty. I u reálného vozidla je tento parametr v různých situacích měněn z důvodu rozdílného počtu pasažérů, rozložení hmotnosti v nákladním prostoru, nebo dokonce množství kapalin ve vozidle, jako například objem pohonné hmoty v nádrži.

Dalším vybraným parametrem je sbíhavost kol. Ta je nastavitelná pomocí táhel řízení, jejichž délka se mění pomocí závitu a ta je zaaretována pomocí matice. Toto řešení je aplikováno i na jiných vozidlech z důvodů seřizování geometrie kol. Při případném extrémním stavu by mohly být vyrobeny táhla tak, aby se docílilo extrémních podmínek.

Hlavním konstrukčním návrhem, což jsou posuvné členy, se dají měnit parametry jako je odklon kol a záklon rejdové osy. S odklonem kola také úzce souvisí příklon rejdové osy, protože kolo je připevněno na těhlici, která má daný tvar a poloha vůči kolu se už nedá měnit. S těmito parametry souvisí pojmy jako závlek a poloměr rejdu. Ty mají vliv na momenty, které působí během jízdy. Jejich hodnoty se tak mění s různými konfiguracemi a řidič tak pocítí změnu v dynamickém chování vozidla nebo sil, které na něj působí.

Jako posledním parametrem je změna průběhu klopení. Pomocí nastavení spodního ramena se tak změní poloha kinematických bodů, což bude mít za následek další změny v jízdních vlastnostech.

3 KONCEPČNÍ NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA

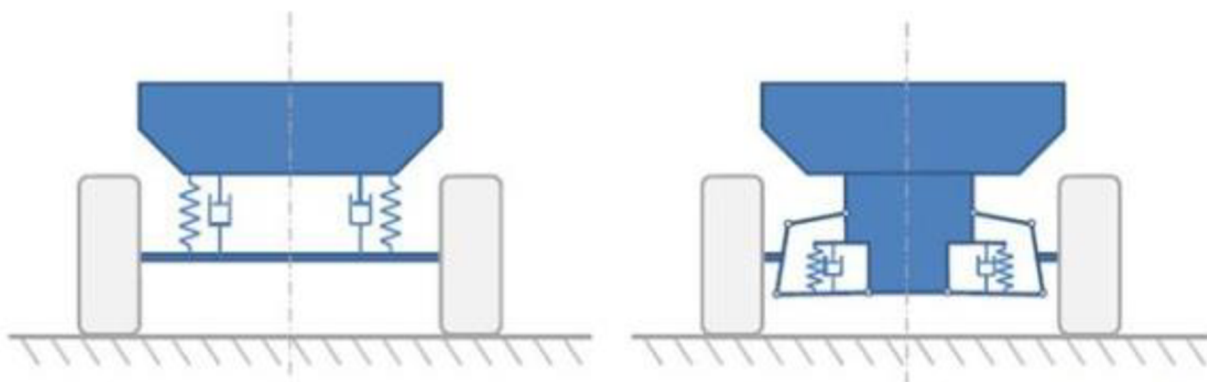
Celá koncepce experimentálního vozidla by měla mít variabilní parametry, které byly zmíněny v předchozí kapitole. Při výuce je často zmíněno spoustu parametrů vozidla včetně jejich výpočtů. Jsou popsány i grafy závislostí, ale pro úplné pochopení je právě experimentální vozidlo nejlepším řešením. Konstrukce nebude obsahovat přímo ukazatel hodnot daných variabilních parametrů. Ve výuce by sloužilo jako pomůcka pro pochopení, jak moc má daný parametr vliv na jízdní vlastnosti. Bude se jednat spíše o pocitové vnímání každé změny na vozidlo a lepší představu například při vlastním návrhu vozidla. Vozidlo nebude disponovat posilovačem řízení, aby řidič více vnímal změny parametrů vozidla, například u změny parametrů, které mají vliv na vratný moment, který při vychýlení z přímé jízdy navracejí kola zpátky do přímého směru.

Na počátku návrhu bylo zvoleno, které parametry budou moci být variabilní a stále konstrukčně proveditelné. Jako variabilní parametry budou řešeny odklon kola, sbíhavost kol, poloha těžiště, do jisté míry změna tlumení, průběh klopení a záklon rejdové osy. Odklon kol je někdy řešen například použitím závitu na ramenou zavěšení, zde však hrozí porušení závitu z důvodu namáhání nejen na tah a tlak. Variabilní sbíhavost předních kol je řešena pomocí dvou táhel řízení, které jsou zkracovány podle požadavků experimentu. Toto řešení je použito i u osobních automobilů. Změna polohy těžiště bude provedena pomocí přemístění jednotlivých závaží do různých boxů.

Celá koncepce vozítka je navržena pro jednu osobu. Experimentální vozidlo by mělo být malých rozměrů, aby se mohlo využívat i při nepříznivém počasí a mohlo se tak provozovat přímo v laboratoři. Celá koncepce tak bude méně prostorově náročná. U návrhu bylo vycházeno z podobných koncepcí jako například u motokár.

3.1 ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

U přední nápravy bylo zvoleno nezávislé zavěšení kol, u kterého se každé kolo může pohybovat nezávisle na druhém. Kola nejsou spojena jako u závislého zavěšení viz Obr. 16 na levé straně obrázku. Přední náprava bude lichoběžníková, která je v dnešní době s nápravou MacPherson nejpoužívanější přední nápravou u osobních automobilů [17]. Lichoběžníková náprava umožňuje lepší konstrukční možnosti pro změnu různých parametrů. Vozidlo bude mít pro všechny ramena variabilní délky, a tím se zajistí možnost změny natočení těhlice ve více směrech.

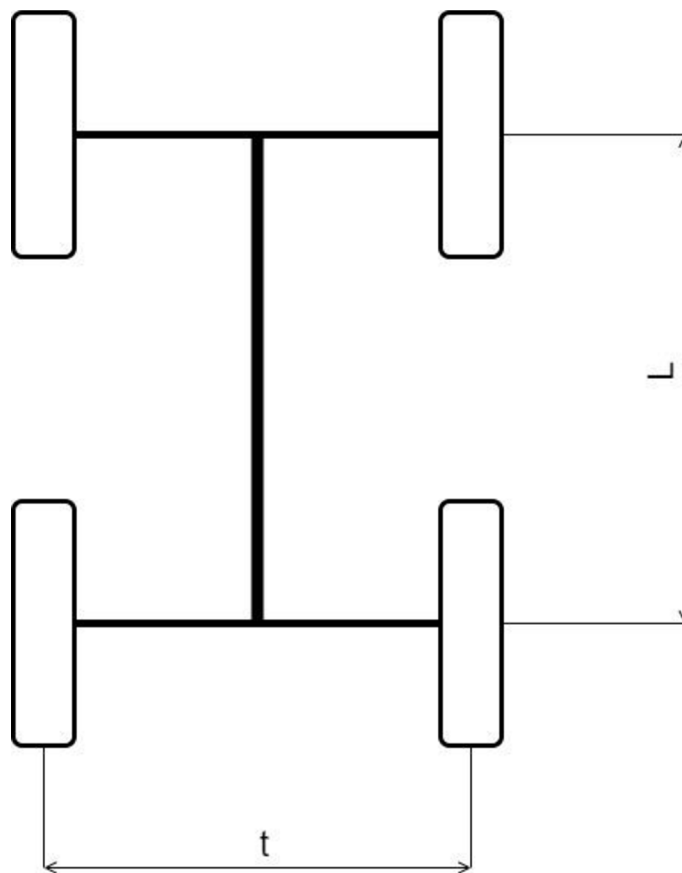


Obr. 16 Zavěšení kol [22]

3.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY VOZIDLA

Na začátku byly zvoleny parametry vozidla podle požadavků na experimentální vozidlo. To by mělo být menších rozměrů, z důvodu používání ve vnitřních prostorách, nebo laboratoři. Na základě těchto specifikací byl zvolen rozvor $L = 1350$ mm a rozchod kol $t = 900$ mm viz Obr. 17.

Rozchod kol se mírně mění při propružení nápravy. Tyto nežádoucí změny se při navrhování kinematických veličin snažíme stanovit tak, aby docházelo k co nejmenším změnám [17].



Obr. 17 Rozvor a rozchod vozidla

Volba rozvoru a rozchodu je velice důležitým parametrem při návrhu. Přes plochy pneumatiky se přenášejí všechny síly na vozovku a s délkovými rozměry vytvářejí momenty, které působí na karoserii. Širší rozchod může mít vliv na stabilitu vozidla při jízdě ve vyšších rychlostech a při prudkém brzdění. Užším rozchodem je možné docílit lepší obratnosti vozidla. To může mít však za následek zhoršení stability. U volby rozvoru je to téměř stejné. Při volbě většího rozvoru je zlepšena stabilita vozidla [17]. Z momentové rovnováhy se tak i zmenšuje možnost převrácení vozidla.

3.3 ODPRUŽENÍ NÁPRAVY

Na experimentálním vozidle budou řešeny pouze změny parametrů tlumiče, které nejsou náročné na konstrukci. U prodávaných tlumičů je například měnitelné stlačení pružiny při klidovém stavu. Plášť tlumiče obsahuje závit s maticí, která nastavuje stlačení pružiny. Toto konstrukční řešení je znázorněno na Obr. 18. Jedná se o pružinový hydraulický tlumič pro kola značky XLC. Při rozložení tlumiče by se dala vyměnit pružina za jinou s odlišnou tuhostí nebo jiným tvarem. Tělo tlumiče je vyrobeno z frézovaného hliníku 6061-T6. Pružina je nadimenzovaná do 295 kg, takže při použití jednoho tlumiče na každé straně přední nápravy bude maximální dovolená hmotnost 590 kg [23].

U experimentálního vozidla se počítá s tím, že bude z větší části používáno ve vnitřních prostorech, například laboratoři. Povrch v laboratořích je často rovný a nevyskytují se na něm nedokonalosti, proto celá zadní náprava nebude odpružená. Je to také z důvodu velkých neodpružených hmot. Pro případnou ukázkou chování zavěšení kol při přejíždění překážek bude sloužit hlavně přední náprava. Ta bude odpružena a tlumena pomocí tlumičů pérování, které se používají na horských kolech. Ty jsou menších rozměrů a často jsou opatřeny jednoduchým zařízením pro nastavení předpětí pružiny. Na zadní části vozidla bude použita sestava elektromotoru s diferencíálem od firmy Raveo. Firma ale není přímo výrobce těchto sestav, přepravují je od italské firmy Metalrota. Často můžeme tyto elektromotory s diferencíálem vidět například na golfových vozíčkách a jiných menších elektrických vozidlech. Zadní elektromotor s diferencíálem neobsahuje odpružení a je na pevno přišroubován k rámu vozidla pomocí dvou 4 šroubů M12x1.



Obr. 18 Nastavitelný tlumič odpružení [23]

3.4 VOLBA A UMÍSTĚNÍ ELEKTROMOTORU

Konfigurace sestavy elektromotoru byla zvolena výrobcem. Byl zvolen typ S21-ME-900. Jedná se o diferenční jednotku S21 s trakčním motorem PMS a enkodérem. Elektromotor má výkon 1200 W a je napájen na 24 V ze stejnosměrného zdroje napětí. Maximální otáčky elektromotoru jsou 3200 min^{-1} . Vnitřní převod diferenciálu a převodovky je 1 : 10. Motor je osazen KTY84-130 teplotním čidlem. Jako další doporučená část dodávaná k sestavě je elektromagnetická brzda s točivým momentem 10 Nm.

Elektromotor bude umístěn v zadní části vozidla a bude pohánět zadní kola, z důvodu lepší manipulovatelnosti s přední nápravou při změně variabilních parametrů. Elektromotor bude součástí sestavy s diferenciálem, která se prodává jako jeden celek od firmy Raveo. Jak už bylo zmíněno, bude připevněn k rámu pomocí čtyř šroubů.

3.5 VOLBA AKUMULÁTORU

Jako akumulátor byla zvolena sada od firmy Motoma o dvou trakčních bateriích. Jedna trakční baterie má napětí 12 V. Tyto baterie jsou zapojeny do sériového obvodu. Vznikne tak napájecí napětí pro elektromotor 24 V. Kapacita akumulátorů je 12 Ah. Tato sestava je přímo určená pro pohon elektromotoru, například pro elektrické koloběžky, invalidní vozíky, skútry a jiná vozítka s elektromotory [24]. Sestava trakčních akumulátorů je zobrazena na Obr. 19.



Obr. 19 Trakční baterie Motoma 24 V 12 Ah [24]

3.6 POLOHA BOXŮ PRO ZÁVAŽÍ

Boxy pro závaží jsou na vozidle tři. Jeden je umístěn v zadní části, do kterého je možné uložit tři závaží. Zbylé dva se nachází po stranách vozidla, kde je do každého možné uložit pět závaží. Každé závaží je n hranách zkoseno o $3 \times 45^\circ$ pro eliminaci zranění a obsahuje oko se závitem, které je zašroubované do vrchní části pro lepší manipulaci. V boxu může být závaží umístěno podle požadavků experimentu. Hmotnost jednoho závaží bylo zjištěno z CAD programu a je $m_{závaží} = 3,9 \text{ kg}$.

3.7 VOLBA SILENTBLOKŮ U PŘEDNÍHO ZAVĚŠENÍ

U předního zavěšení byly zvoleny silentbloky 8x20x20 od firmy Maxon, která je využívá ve svých skútrech. Silentblok je znázorněn na Obr. 20.



Obr. 20 Silentblok Maxon [25]

3.8 NÁVRH RAMEN ZAVĚŠENÍ

První myšlenkou návrhu bylo použití ramen, která by měla závit a nastavení polohy rejdové osy provést pomocí matice mezi jednotlivými částmi. Tento návrh by však vykazoval špatné pevnostní vlastnosti v okolí závitu. U dalšího návrhu bylo vycházeno z koncepce prodáváných nastavitelných ramen používaných například u závodních vozidel pro Nissan. Jedná se o klasické rameno, na jehož konci se nachází příčně posuvný kulový čep, kterým se nastavuje odklon kola. Experimentální vozidlo bude mít možnost nastavit i záklon rejdové osy, to bude provedeno pomocí spodního ramene, které bude mít stejnou koncepci jako vrchní rameno, jen drážky pro posuvný člen budou o 90 ° natočené. S použitím kombinace těchto drážek na ramenech bude možné rejdovou osu nastavit podle požadavků experimentu.

Změna odklonu kola bude tedy zajištěna pomocí posuvného členu na vrchním rameni. Posuvný člen v sobě obsahuje 4 díry se závitem pro aretaci v drážkách, viz Obr. 21. Spodní rameno bude mít drážky o 90 ° natočené, tím pádem bude rejdová osa nastavitelná ve všech směrech. Na spodním i vrchním ramenu se bude nacházet posuvný člen s kulovým kloubem, který bude připevněn k těhlici.



Obr. 21 Vrchní rameno s posuvným členem

3.9 UMÍSTĚNÍ OVLÁDACÍCH PRVKŮ

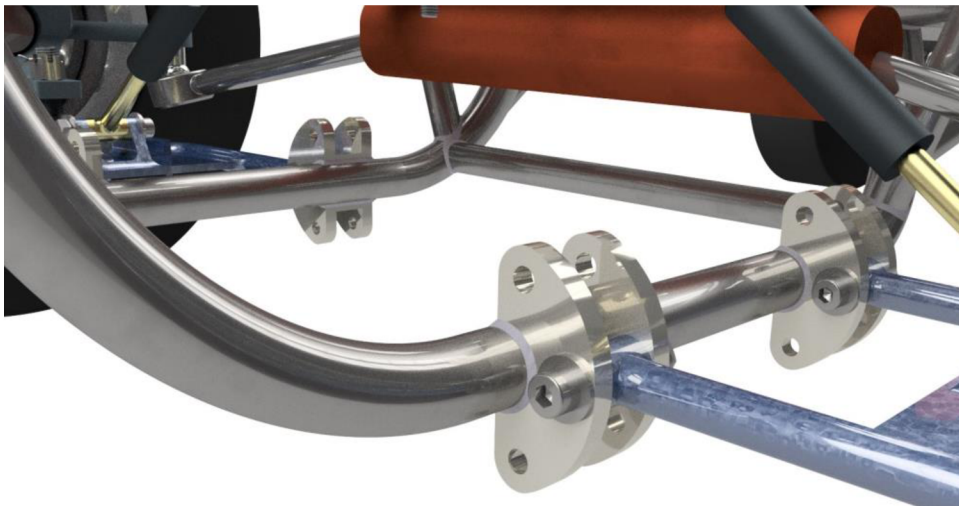
Na experimentálním vozidle se bude nacházet volant, který bude přes hřebenový převod řídit kola. Dále se zde budou nacházet pedály, které budou ovládat brzdy i akcelerační motor. Pedály jsou použity stejného typu jako jsou používány na motokárách. Většina těchto pedálů je nastavitelných a jsou uchycené za čep do domku připevněného k rámu. Příklad těchto pedálů můžeme vidět na Obr. 22.



Obr. 22 pedály motokáry [26]

3.10 VARIABILNÍ ZMĚNA POLOHY SPODNÍHO RAMENE

Okamžitý střed klopení kola má vliv na změnu odklonu při propružení. Když se střed klopení kola nachází daleko od karoserie, tak změna odklonu je malá [17]. Dále se změní i střed klopení karoserie, z důvodu změny polohy kinematických bodů. Spodní ramena budou uchycena do třech různých otvorů a tím bude změněna poloha středu klopení kola. Při poloze v prostředním otvoru se střed klopení kola bude nacházet v nekonečnu. Technické řešení je zobrazeno na Obr. 23.

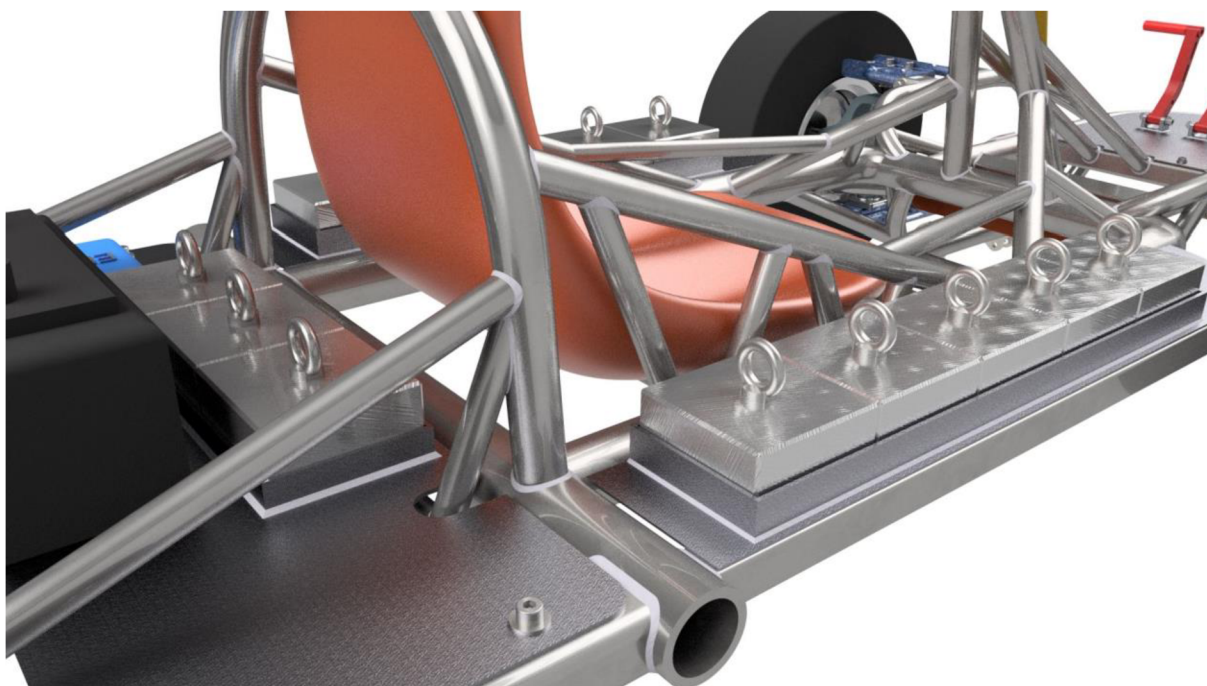


Obr. 23 Úchyt spodního ramene

3.11 VARIABILNÍ ZMĚNA POLOHY TĚŽIŠTĚ

Změna polohy těžiště je z hlediska konstrukce nejjednodušší část návrhu. Změna bude prováděna pomocí přemísťování závaží o daných rozměrech, a to 100x100x50 mm. Na experimentálním vozidle se budou nacházet boxy viz Obr. 24, mezi kterými se budou moct závaží přemísťovat. Tím se změní rozložení váhy a tím pádem i poloha těžiště. V boxech lze závaží rozmístit podle potřeby experimentu a zaaretovat pomocí teleskopických tyčí.

Tvar závaží bude kvádr o daných rozměrech, aby se v boxech zamezilo pohybu závaží. Materiál závaží bude ocel, protože vychází nejlépe v poměru cena/hmotnost.



Obr. 24 Boxy pro uložení závaží

3.12 VARIABILNÍ SBÍHAVOST KOL

Sbíhavost kola může také mít při špatném seřízení vliv na opotřebení pláště pneumatiky. Velká sbíhavost má za následek opotřebení na vnější straně [17]. Nastavitelná sbíhavost je řešena obdobně jako u osobních vozidel. Na táhlech, které jsou uchyceny k mechanismu řízení a k těhlici pomocí kulových kloubů jsou závity pomocí kterých se nastavuje délka táhel a tím i sbíhavost kol. Tyto tyče se dají nastavit každá zvlášť a nejčastěji se upravují při kontrole geometrie kol.

3.13 VOLBA PNEUMATIK

Pro účel experimentu byl zvolen plášť s duší 4,80/4,00-8 S6003 6PR TT TR13 71 M. Tento plášť je určen na disk kola o průměru 8 “. Průměr pláště je 420 mm a doporučený tlak je 4,1 barů. Maximální nosnost je stanovena na 340 kg. Maximální rychlost je stanovena jako 130 km/h, přičemž experimentální vozidlo bude dosahovat maximální rychlosti 25 km/h. Šířka pláště je 115 mm [27].

3.14 MECHANISMUS ŘÍZENÍ

Při řízení kol je snahou se co neblíže přiblížit Ackermanově teorii řízení. Ta však platí pouze pro pomalé rychlosti a dokonale tuhá kola. Při reálné jízdě totiž vznikají deformace pneumatiky a vznikají tak směrové úchyly. Pro tuto teorii platí, že všechna kola musí opisovat kružnici se středem v jednom bodě. Špatné nastavení řízení může vést k velkému opotřebení pneumatik a špatné stability při zatažení vozidla [17].

Řízení bude provedeno přes křížový kloub a hřebenový převod, který bude umístěn v přední části vozidla. K hřebenovému převodu bude připevněn axiální kulový čep. Hřebenový převod není v sestavě vymodelován přesně, je zde pouze koncepčně pro názornou ukázkou jeho polohy na experimentálním vozidle.

Jako mechanismus řízení byla zvolena sestava, která se používá na čtyřkolkách. Jedná se o sestavu s táhly. Tato sestava je dimenzována pro řízení čtyřkolek, které jsou namáhané dynamicky, proto bylo předpokládáno, že nedojde k porušení materiálu. Tato sestava je znázorněna na Obr. 25.



Obr. 25 Mechanismus řízení [28]

3.15 VOLBA ŘÍZENÍ POHONU MOTORU

Na základě doporučených parametrů elektromotoru byl výrobcem zvolen driver pro řízení motoru, konkrétně typ HR4-100-1.5-7. Jedná se o driver pro řízení PMDC a PMSM kartáčových a střídavých motorů. Je navrhnutý pro řízení elektromotorů v rozsahu 12 - 96 V. Je zde možné nastavení pokročilých algoritmů pro prediktivní řízení rychlosti a točivého momentu. Podporované snímače zpětné vazby jsou například Hallovy senzory, tachogenerátor, inkrementální enkodér, nebo například Sincos rotační snímače. Driver je zobrazen na Obr. 26.



Obr. 26 HR4-100-1.5-7 [29]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA

U konstrukčního návrhu bylo vycházeno ze sil, které působí na vozidlo během jízdy. Jsou to dynamické síly, které na vozidlo působí například během zatáčení, při rovnoměrném brzdění, akceleraci nebo síly při přejezdu nerovnosti na vozovce. Statické síly jsou z hlediska namáhání menší. U výpočtu je nejčastěji vycházeno ze silové a momentové rovnováhy.

4.1 VOLNĚ DOSTUPNÉ POUŽITÉ DÍLY

Jako první použitý díl, který je volně dostupný, je kulový čep, který je používán pro čtyřkolky. Všechny použité rozměry tohoto čepu pro vymodelování v sestavě jsou ze zdroje [30]. Tento čep je použit na spodním i vrchním rameni zavěšení, a je k němu připevněna těhlice. Tento díl obsahuje kónusovou část, která je připevněna do těhlice, a je stažena za pomoci závitu M12x1,25. Jako pojistka proti povolení je zde korunová matice se závlačkou. V modelu je tento čep zobrazen koncepčně. Jsou zde vymodelovány pouze hlavní části z důvodu napojení vazeb v sestavě. Sestava kulového čepu vloženého do posuvného členu je zobrazena na Obr. 27.



Obr. 27 Kulový čep s maticí a posuvným členem

Další volně prodávané díly, které jsou použity, jsou kulové čepy pro ovládání řízení s levým a pravým závitem. Jedná se opět o díl používaný na čtyřkolkách. V závitu je vyvrtán otvor pro použití závlačky, viz Obr. 28.



Obr. 28 Čepy řízení [31]

Dalším použitým dílem je křížový kloub, který je umístěn na hřídeli řízení. Tyto klouby jsou normalizovány a mají dané rozměry. Rozměry použitého křížového kloubu jsou ze zdroje [32].

4.2 VÝPOČET SIL PRO PEVNOSTNÍ KONTROLU

Na začátku návrhu bylo určeno těžiště celého modelu podle CAD modelu. V modelu experimentálního vozidla byly nadefinovány jednotlivé materiály součástí, ale z důvodu, že je model z části modelován koncepčně, není poloha úplně přesná. Avšak pro návrh je to dostačující řešení. Celé experimentální vozidlo je symetrické a statické zatížení na přední nápravu se mezi přední kola rozdělí na polovinu. Je vycházeno z celkové hmotnosti vozidla a hmotnosti potenciálního řidiče. Celková hmotnost vozidla činí 200 kg. Hmotnost řidiče byla zvolena 80 kg. Pomocí momentové rovnováhy bylo vypočteno zatížení na přední nápravu podle vztahu (4) a na zadní nápravu podle rovnice (5). Celková tíha vozidla byla vypočtena podle vztahu (3).

$$W = (m_v + m_r) \cdot g \quad (3)$$

$$W = [(200 + 80) \cdot 9,81] N$$

$$W = 2746 N$$

$$W_f = W \frac{L - x_T}{L} \quad (4)$$

$$W_f = \left(2746 \cdot \frac{1350 - 700}{1350} \right) N$$

$$W_f = 1322 N$$

$$W_r = W - W_f \quad (5)$$

$$W_r = (2746 - 1322) N$$

$$W_r = 1424 N$$

Kde L je rozvor vozidla a x_T podélná vzdálenost od těžiště vozidla ke středu předních kol. W je celková tíha, W_f je statické zatížení přední nápravy, W_r je statické zatížení zadní nápravy m_v je hmotnost vozidla, m_r je hmotnost řidiče a g je tíhové zrychlení.

Náprava vozidla je často namáhána nahodile a síly působící na jednotlivé členy se určují podle zjednodušených empirických vztahů. Například pro přímou jízdu a dobrou vozovku se zatížení volí stejné jako statické. Pro přímou jízdu a špatnou vozovku se svislé zatížení kola určí podle vztahu (6) [17].

$$F = k_r \cdot F_{stat} \quad (6)$$

Kde k_r je rázový součinitel, který simuluje nerovnosti vozovky. Pro osobní automobily je součinitel $k_r = 1,3$, pro dodávky a nákladní vozidla je $k_r = 1,5$ a pro terénní vozidla může koeficient $k_r = 1,5$ až $1,7$ [17]. Pro experimentální vozidlo byl zvolen součinitel $k_r = 1,3$. Z toho plyne, že síla na jedno kolo je rovna

$$W_{f/2} = \left(k \cdot \frac{W_f}{2}\right) N \quad (7)$$

$$W_{f/2} = \left(1,3 \cdot \frac{1322}{2}\right) N$$

$$W_{f/2} = 859,3 N$$

Na vozidlo působí během jízdy kromě statického zatížení také příčné a podélné dynamické síly, které mohou být vypočteny z akcelerace a decelerace pro podélné síly. Příčné síly neboli boční síly souvisí se zatáčením vozidla.

Dále byly vypočteny otáčky elektromotoru při provozní rychlosti. Jako referenční rychlost pro výpočty byla zvolena $v = 25$ km/h. Dále byla tato hodnota přečtena na otáčky kola (8) a otáčky elektromotoru viz rovnice (9).

$$n_{kolo} = \frac{v}{2\pi r} \quad (8)$$

$$n_{kolo} = \left[\frac{\left(\frac{25}{3,6}\right)}{2\pi \cdot 0,21} \right] s^{-1}$$

$$n_{kolo} = 5,26 s^{-1}$$

Kde v je rychlost vozidla a r je poloměr pneumatiky.

$$i = \frac{n_1}{n_{kolo}} \quad (9)$$

$$n_1 = i n_{kolo}$$

$$n_1 = (10 \cdot 5,26) s^{-1}$$

$$n_1 = 52,6 s^{-1}$$

$$n_1 = 3156 \text{ min}^{-1}$$

Kde i je převodový poměr převodového ústrojí s diferenciálem, v je rychlost vozidla, r je poloměr pneumatiky a n_1 jsou otáčky elektromotoru.

Z výsledku rovnice (9) je vidět, že nedojde k dosažení maximálních otáček elektromotoru, ty byly stanoveny výrobcem jako $n_{max} = 3200 \text{ min}^{-1}$. Od výrobce byly zaslány informace o motoru a na základě těchto informací byl vypočten jmenovitý točivý moment motoru podle rovnice (10). Motor má jmenovitý výkon P_e při 3000 min^{-1} .

$$M_k = \frac{P_e}{\omega} \quad (10)$$

$$M_k = \frac{P_e}{2\pi n_e}$$

$$M_k = \left(\frac{1200}{2\pi \cdot \frac{3000}{60}} \right) Nm$$

$$M_k = 3,82 Nm$$

4.2.1 AKCELERACE VOZIDLA

Při akcelerování vozidla dochází k přesunu zatížení, viz Obr. 29. Největší síla působí na vozidlo při rozjezdu z nulové rychlosti.

Jako pohon experimentálního vozidla byl zvolen elektromotor od firmy Metalorta, typ S21. Tento motor má od výrobce dané parametry, a to jmenovitý výkon $P_e = 1200 W$. Vozidlo nejčastěji akceleruje, nebo brzdí při konfiguraci, kdy jsou kola v přímém směru, proto bude uvažován jeden zátěžný stav při akceleraci nebo deceleraci a druhý při zatáčení vozidla. Maximální možná hnací síla na kolech je omezena z důvodu tření mezi pneumatikou a vozovkou. Protože má vozidlo náhon na zadních kolech, bude i hnací síla přenášena přes zadní kola.

„Stall torque“ neboli moment motoru při nulových otáčkách je $M_{k0} = 16,8 Nm$. Pomocí tohoto momentu byla vypočtena hnací síla na jedno kolo podle rovnic (12).

$$M_{kkolo} = \frac{iM_{k0}}{2} \quad (11)$$

$$M_{kkolo} = \frac{(10 \cdot 16,8)}{2} Nm$$

$$M_{kkolo} = 84 Nm$$

Potom hnací síla na kole bude rovna podle rovnice (12)

$$F_x = \frac{M_{k0}}{r} \quad (12)$$

$$F_x = \frac{84}{0,21} N$$

$$F_x = 358,7 N$$

Podle rovnice (13) byla vypočtena doba, za kterou vozidlo dosáhne požadované rychlosti v .

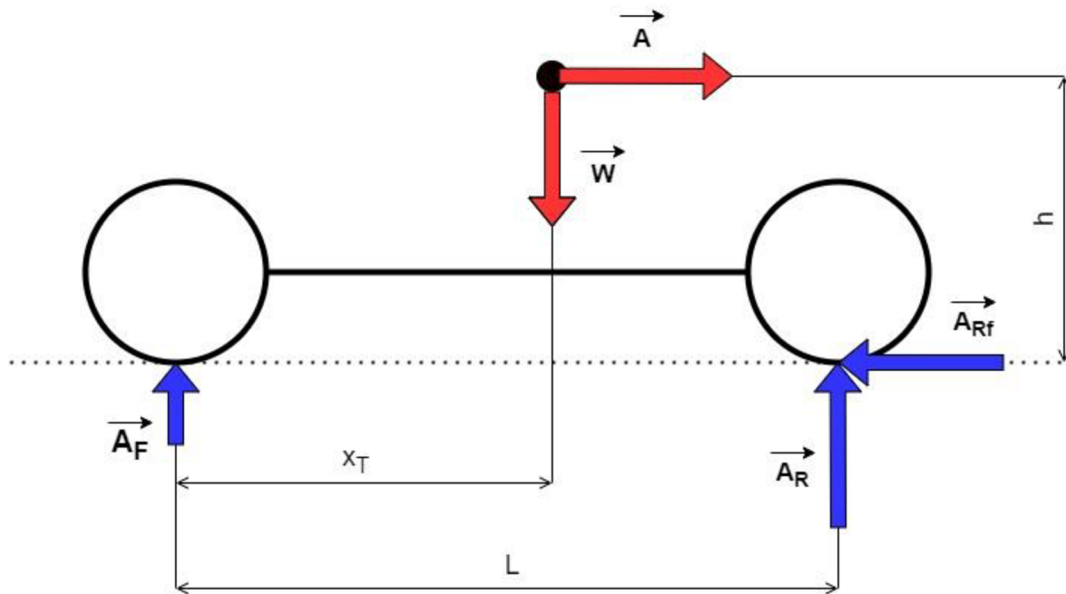
$$t_a = \frac{E_k}{P_e} \quad (13)$$

$$t_a = \frac{\frac{1}{2}m_c v^2}{P_e}$$

$$t_a = \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot 280 \cdot \left(\frac{25}{3,6}\right)^2}{1200} \right] s$$

$$t_a = 5,6 s$$

Kde t_a je čas, za který vozidlo zrychlí z nulové rychlosti na rychlost 25 km/h a E_k je kinetická energie při akceleraci.



Obr. 29 Síly při akceleraci

Celková síla při akceleraci byla vypočtena podle rovnice (14), normálová síla na zadní nápravu byla vypočtena podle rovnice (15) a normálová síla při akceleraci na jedno kolo byla vypočtena podle rovnice (16).

$$A = A_{Rf} \quad (14)$$

$$A = 2F_x$$

$$A = (2 \cdot 358,7) N$$

$$A = 717,4 N$$

$$-Wx_T - Ah + A_R L = 0 \quad (15)$$

$$A_R = \frac{Wx_T - Ah}{L}$$

$$A_R = \left(\frac{2746 \cdot 700 + 717,4 \cdot 280}{1350} \right) N$$

$$A_R = 1\,839 N$$

$$A_{R1,2} = \frac{A_R}{2} \quad (16)$$

$$A_{R1,2} = \left(\frac{1839}{2} \right) N$$

$$A_{R1,2} = 919,5 N$$

Kde A_F je dynamické zatížení přední nápravy, A_R je dynamické zatížení zadní nápravy, A_{Rf} je hnací síla na zadní nápravě, A_{Ff} je třecí síla na přední nápravě, μ_a je součinitel tření při akceleraci a $A_{R1,2}$ je normálová síla na jedno kolo při akceleraci.

Při provozování vozidla například v nepříznivých podmínkách na mokré vozovce byla podle rovnice (17) zkontrolována hnací síla F_x , jestli nepřekračuje maximální možnou přenositelnou hnací sílu. Kdyby tuto sílu překročila, došlo by ke skluzu pneumatiky a ztrátě kontaktu. Součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou se pohybuje v rozmezí 0,4 až 0,8 pro mokrý asfalt [33]. Pro výpočty byla zvolena nejnižší hodnota koeficientu tření pro simulaci nejhoršího případu provozování vozidla a to $\mu_a = 0,4$.

$$F_{xmax} = A_{R1,2} \mu_a \quad (17)$$

$$F_{xmax} = (919,5 \cdot 0,4) N$$

$$F_{xmax} = 367,8 N$$

Kde F_{xmax} je maximální možně přenositelná hnací síla na mokré vozovce a μ je součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou. Podle výsledků je vidět, že hnací síla F_x nepřekročila sílu F_{xmax} a nedojde k prokluzu pneumatiky.

4.2.2 SÍLY PŘI JÍZDĚ DO ZATÁČKY

Při určení boční síly na kolo bylo vycházeno z celkové hmotnosti vozidla s řidičem a bočním zrychlením, které bylo po konzultaci s vedoucím zvoleno 1,1g. Těchto hodnot nejspíše nebude experimentální vozidlo ani dosahovat, ale bylo zde počítáno s větší bezpečností. Rozložení bočních sil a celkové síly vycházející z bočního zrychlení je zobrazeno na Obr. 30. Při výpočtu reakcí bylo vycházeno z předpokladu, že těžiště se nachází ve středu rozchodu kol.

$$a_y = 1,1g \quad (18)$$

$$a_y = 10,791 m \cdot s^{-2}$$

Celková boční síla

$$F_{Bc} = m_c \cdot a_y \quad (19)$$

$$F_{Bc} = (280 \cdot 10,71) N$$

$$F_{Bc} = 2998,8 N$$

Při průjezdu zatáčkou se přesouvá část sil zatížení na kola vně radiusu zatáčky, tzv. load transfer viz Obr. 30. Při výpočtu sil bylo vycházeno z předpokladu, že veškerý přesun zatížení bude na zadní nápravě.

$$F_{transfer} = F_{Bc} \frac{h}{t} \quad (20)$$

$$F_{transfer} = \left(2998,8 \cdot \frac{280}{900} \right) N$$

$$F_{transfer} = 932 N$$

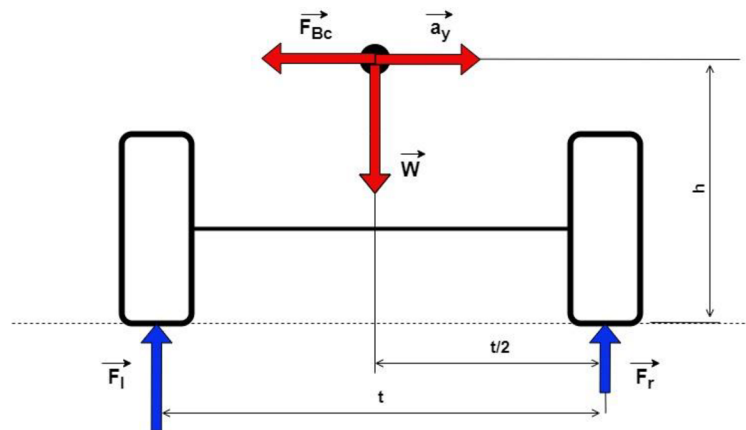
$$W_{r1,2} = \frac{W_r}{2} \quad (21)$$

$$W_{r1,2} = \frac{1424}{2}$$

$$W_{r1,2} = 712 N$$

Kde $F_{transfer}$ je příčný přesun síly levou stranu nápravy, $W_{r1,2}$ je statické zatížení na jedno zadní kolo, h je výšková vzdálenost těžiště a t je rozchod kol.

Při použití tuhé nápravy a zanedbání deformací pneumatiky, je tato síla přenesena na vnější kolo zadní nápravy. Z výsledků rovnic (20) a (21) je vidět, že vnitřní kolo by bylo nadlehčeno a zbytek přesunu zatížení by se projevil na předním vnějším kole.



Obr. 30 Příčný přesun síly

Výsledná síla na předním kole tedy bude podle rovnice (22).

$$F_{l1} = \frac{W_f}{2} + (F_{transfer} - W_{r1,2}) \quad (22)$$

$$F_{l1} = \left[\frac{1322}{2} + (932 - 717) \right] N$$

$$F_{l1} = 876 N$$

Kde F_{l1} je síla na přední vnější kolo při zatačení.

Síla přenesená na zadní vnější kolo může být maximálně hodnota statického zatížení kola, protože poté se odlehčí natolik, že ztratí kontakt s vozovkou a zbytek síly se přesune na přední vnější kolo viz rovnice (23).

$$F_{l3} = 2W_{r1,2} \quad (23)$$

$$F_{l3} = (2 \cdot 712) N$$

$$F_{l3} = 1424 N$$

Kde F_{l3} je normálová síla na zadní vnější kolo.

Boční síla na zadní vnější kolo byla vypočtena podle rovnice (24) a boční síla na přední vnější kolo podle rovnice (25).

$$F_{l3b} = F_{l3}\mu_b \quad (24)$$

$$F_{l3b} = (1424 \cdot 0,95) N$$

$$F_{l3b} = 1352,8 N$$

$$F_{l1b} = F_{l1}\mu_b \quad (25)$$

$$F_{l1b} = (876 \cdot 0,95) N$$

$$F_{l1b} = 832,2 N$$

Kde μ_b je součinitel tření na suché vozovce během zatačení, který byl zvolen $\mu_b=0,95$, F_{l3b} je boční síla na zadní vnější kolo, F_{l1b} je boční síla na přední vnější kolo.

4.2.3 ROZKLAD SIL NA PŘEDNÍM ZAVĚŠENÍ

V této kapitole jsou popsány síly a reakce, které působí na celou geometrii zavěšení u lichoběžníkové nápravy. Jedna ze vstupních sil působících na zavěšení je statická síla $W_{f/2}$. Na vozidlo však působí během jízdy další síly, a to příčné a podélné síly. Na Obr. 31 je znázorněna boční síla W_B . Při zjišťování sil bylo vycházeno ze silové a momentové rovnováhy viz rovnice (25), (26), (27).

$$\sum F_y = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_x = 0 \quad (27)$$

Pro každou součást zavěšení byly sepsány rovnice rovnováhy (28) až (36). Pomocí programu Mathcad byly vypočteny reakční účinky v jednotlivých bodech a byly pozorovány velikosti sil při změně parametrů zavěšení.

Těhlice

$$F_{Ry1} + F_{Ry2} - Wb = 0 \quad (28)$$

$$F_{Rz1} + F_{Rz2} + W_{f/2} = 0 \quad (29)$$

$$F_{Ry1}g + F_{Ry2}f + F_{Rz1}a + F_{Rz2}b = 0 \quad (30)$$

Vrchní rameno

$$F_{Ry2} + F_{Ry4} = 0 \quad (31)$$

$$F_{Rz2} + F_{Rz4} = 0 \quad (32)$$

$$F_{Ry4}(e - f) + F_{Rz4}(c - b) = 0 \quad (33)$$

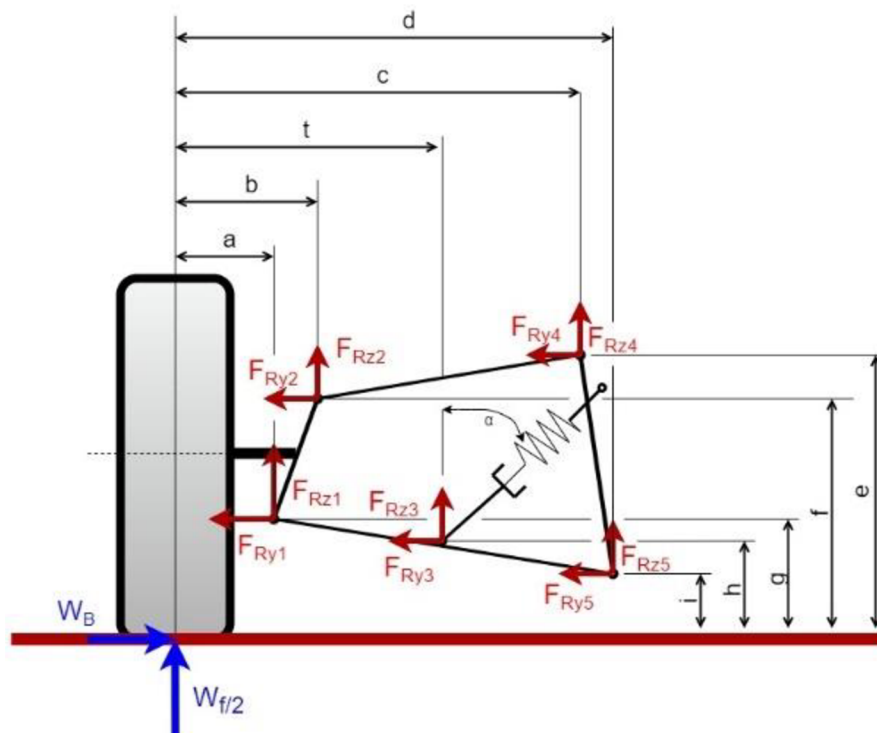
Spodní rameno

$$F_{Ry1} + F_{Ry3} + F_{Ry5} = 0 \quad (34)$$

$$F_{Rz1} + F_{Rz3} + F_{Rz5} = 0 \quad (35)$$

$$F_{Ry1}g + F_{Ry2}f + F_{Rz1}a + F_{Ry2}b = 0 \quad (36)$$

Pomocí naprogramovaného výpočtu byly zjištěny zátěžné stavy pro různé hodnoty odklonů kola podle nastavení posuvného členu na vrchním ramenu. Dále byla měněna i pozice uchycení spodního ramene a znovu sledovány síly působící na zavěšení.



Obr. 31 Schéma lichoběžníkového zavěšení experimentálního vozidla

4.2.4 VÝPOČET SIL PŘI BRZDĚNÍ

Pro pevnostní analýzu je potřeba znát i brzdné účinky, které mají zásadní vliv na namáhání předních ramen a celého rámu. Tato práce se nebude přímo zabývat návrhem celé brzdy, ale pouze zjištěním sil, které by působily během brzdění. Tyto síly budou dále použity do pevnostní analýzy předního zavěšení a namáhání rámu. Jako vstupní parametry pro výpočet byly zvoleny dráha s_b , na které vozidlo zastaví a rychlost v_b , ze které vozidlo bude brzdit. Dráha byla zvolena s ohledem na brzdné zkoušky některých vozů. Podle statistik z brzdných zkoušek byla brzdná dráha zvolena $s_b = 2,5$ m s ohledem na rozdíl hmotnosti vozidla oproti klasickému osobnímu vozidlu. Samozřejmě celý proces brzdění je složitější a brzda nemá po celou dobu brzdění stejný třecí moment, ale pro koncepční zjištění decelerace vozidla je to vyhovující. Decelerace vozidla a_b byla vypočtena podle rovnice (37).

$$a_b = \frac{v_b^2}{2s_b} \quad (37)$$

$$a_b = \left[\frac{\left(\frac{25}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 2,5} \right] m \cdot s^{-2}$$

$$a_b = 9,65 m \cdot s^{-2}$$

Kde a_b je decelerace při brzdění a číslo 3,6 je převod na základní jednotky SI.

Z decelerace vozidla můžeme dále vypočítat celkovou brzdnou sílu, která působí na vozidlo během brzdění podle rovnice (38).

$$B = m_c \cdot a_b \quad (38)$$

$$B = (280 \cdot 9,56) N$$

$$B = 2700 N$$

Při brzdění se přesouvá část síly na přední nápravu. Z tohoto důvodu jsou brzdy na přední nápravě dimenzovány na větší brzdny účinek. Rozložení brzdnyh sil je závisly na více faktorech, hlavně na samotném nastavení brzd. Pro výpočty bylo zvoleno brzdnyh sil v poměru přední nápravy ku zadní nápravy 80 : 20. Brzdny sil se rozdělí mezi čtyři kola. Na přední nápravu se tak přenes 80 % síly a na zadní 20 %. Toto rozložení bylo zvoleno na základě brzdového momentu na motoru, který výrobce udává $M_{mb} = 10$ Nm. Při brzdění platí silová rovnováha podle rovnice (41). Podle rovnice (39) byly vypočteny síly pomocí brzdnyho poměru.

$$B_{Ff} = 0,8B \quad (39)$$

$$B_{Ff} = 0,8 \cdot 2700 N$$

$$B_{Ff} = 2160 N$$

Brzdny sil na jedno kolo vychází z rovnice (40)

$$B_{Ff1,2} = \frac{B_{Ff}}{2} \quad (40)$$

$$B_{Ff1,2} = \left(\frac{2160}{2}\right) N$$

$$B_{Ff1,2} = 1080 N$$

Kde B_{Ff} je brzdná síla na přední nápravu, $B_{Ff1,2}$ je brzdná síla na jedno kolo.

Brzdná síla na zadní nápravě byla dopočítána podle silové rovnováhy dle rovnice (41).

$$B = B_{Ff} + B_{Rr} \quad (41)$$

$$B_{Rr} = B - B_{Ff}$$

$$B_{Rr} = (2700 - 2160) N$$

$$B_{Rr} = 540 N$$

Brzdná síla na jedno kolo bude podle rovnice (42).

$$B_{Rr1,2} = \frac{B_{Rr}}{2} \quad (42)$$

$$B_{Rr1,2} = \left(\frac{540}{2}\right) N$$

$$B_{Rr1,2} = 270 N$$

Kde $B_{Rr1,2}$ je brzdná síla na jedno zadní kolo vozidla.

Podélný přesun zatížení při brzdění bylo spočteno podle momentové rovnováhy, podle rovnice (43).

$$-B_F L + B h + W(L - x_T) = 0 \quad (43)$$

$$B_F = \left[\frac{2700 \cdot 280 + 2746 \cdot (1350 - 700)}{1350} \right] N$$

$$B_F = 1882 N$$

$$B_{F1,2} = \frac{B_F}{2} \quad (44)$$

$$B_{F1,2} = \frac{1882}{2}$$

$$B_{F1,2} = 941 N$$

Kde B_F je normálová síla na přední nápravu a $B_{F1,2}$ je normálová síla na jedno přední kolo při brzdění.

$$B_R = W - B_F \quad (45)$$

$$B_R = (2700 - 1882) \text{ N}$$

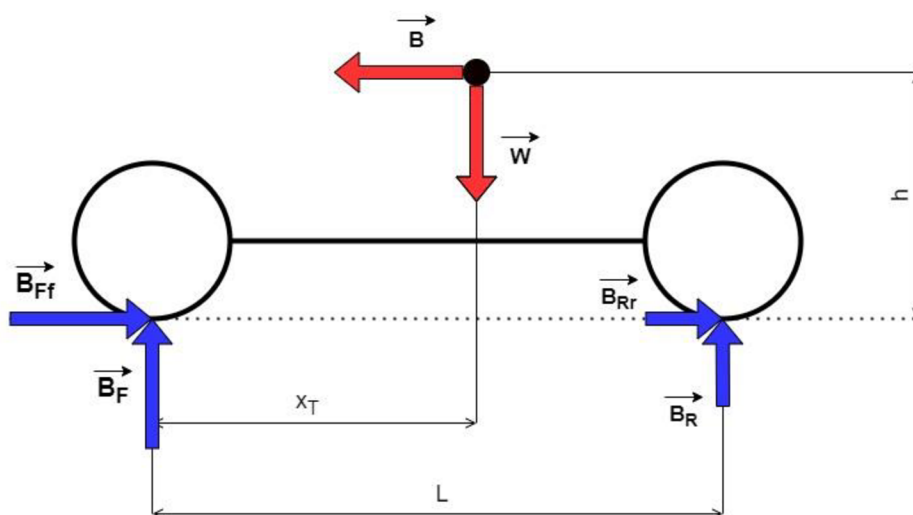
$$B_R = 818 \text{ N}$$

$$B_{R1,2} = \frac{B_R}{2} \quad (46)$$

$$B_{R1,2} = \frac{818}{2}$$

$$B_{R1,2} = 409 \text{ N}$$

Kde B_R je normálová síla na zadní nápravu a $B_{R1,2}$ je normálová síla na jedno zadní kolo během brzdění. Rozložení brzdových sil je zobrazeno na Obr. 32.



Obr. 32 Rozložení brzdových sil

4.3 NÁVRH BRZDY

Při návrhu brzdy byla na přední nápravě určena brzda třecí kotoučová. Jako vstupní parametry do výpočtu byly použity ovládací síla a geometrie brzdové soustavy. Koeficient tření u kotoučových brzd se může lišit v závislosti na použitém materiálu brzdových destiček a brzdového kotouče, rychlosti brzdění nebo teploty brzdového kotouče. Třecí vlastnosti a jejich součinitelé tření se měří pomocí zkušebního postupu dle normy SAE J833A a jsou rozděleny do skupin EE, FF, GG a HH. Byla zvolena skupina GG, kde koeficient tření má hodnoty od 0,45 do 0,55. Tato hodnota je měřena při 125 °C. Tyto destičky jsou používány ke každodennímu použití [34]. Velice důležitým parametrem u brzd je jejich chlazení, to má vliv na celkovou účinnost brzd a jejich opotřebení. Drážky v brzdovém kotouči, jak je obvykle předpokládáno, neslouží primárně k chlazení kotouče, ale k odvodu plynů. Při prudkém brzdění se destičky zahřejí natolik, že může docházet k jejím tzv. vadnutí [35]. Tato vlastnost se měří při 315 °C [34]. Při tomto jevu tak dochází ke snížení brzdného účinku. Pro zjišťování brzdových sil byl zvolen konstantní součinitel tření, $\mu_b = 0,5$. Při návrhu bylo vycházeno ze zdroje [36].

4.4 NÁVRH PŘEDNÍCH BRZD

Při návrhu brzdy vycházíme z vypočtené brzdové síly při kritickém brzdění. Podle rovnice (47) byl vypočten brzdící moment na jedno kolo.

$$M_{Bf} = B_{Ff1,2}r \quad (47)$$

$$M_{Bf} = (1080 \cdot 0,21) Nm$$

$$M_{Bf} = 226,8 Nm$$

Kde M_{bf} je brzdový moment na jednom předním kole.

Brzdový kotouč byl zvolen od firmy Ultimate racing určený pro čtyřkolky. Vnější průměr kotouče je 150 mm a tloušťka je 3,5 mm [37]. Jako výška obložení brzdových destiček byla zvolena 32 mm. Na Obr. 34 je zobrazena použitá teflonová hadice pro brzdový okruh a na Obr. 33 použitý brzdový kotouč.



Obr. 33 Brzdový kotouč [37] (upraveno)



Obr. 34 Brzdová teflonová hadice [38] (upraveno)

Jako brzdový třmen a hlavní válec byla zvolena sestava určená pro čtyřkolky. Zobrazení této sestavy je na Obr. 35. Tato sestava se na experimentálním vozidle nachází dvakrát. Na každé přední kolo jedna.



Obr. 35 Brzdový třmen [39]

Při výpočtu brzd bylo vycházeno z rovnoměrného opotřebení destiček pro zaběhnuté obložení. Na začátku byl zvolen vnější poloměr $R_o = 141$ mm a vnitřní poloměr destičky $R_i = 109$ mm. Velikost průměru pístku u brzdového třmene byl dodán výrobcem, a to $d_t = 40$ mm. Velikost průměru hlavního brzdového válce byl také dodán výrobcem, a to $d_h = 15$ mm.

Postupně byly vypočteny potřebné veličiny k určení ovládací síly na pedál z rovnic (48) až (53).

$$R_e = \frac{(R_o + R_i)}{2} \quad (48)$$

$$R_e = \left[\frac{(141 + 109)}{2} \right] \text{ mm}$$

$$R_e = 125 \text{ mm}$$

Kde R_e je efektivní poloměr brzdového obložení

$$F_t = \frac{M_{Bf}}{2R_e} \quad (49)$$

$$F_t = \left(\frac{226,8}{2 \cdot 0,125} \right) N$$

$$F_t = 907,2 N$$

$$F_N = \frac{F_t}{\mu_b} \quad (50)$$

$$F_N = \left(\frac{907,2}{0,5} \right) N$$

$$F_N = 1814,4 N$$

$$p_h = \frac{F_N}{\frac{\pi d_t^2}{4} i_p} \quad (51)$$

$$p_h = \left(\frac{1814,4}{\frac{\pi \cdot 40^2}{4} \cdot 1} \right) N$$

$$p_h = 1,44 \text{ Mpa}$$

$$F_p = p_h \frac{\pi d_h^2}{4} \quad (52)$$

$$F_p = \left(1,44 \cdot \frac{\pi \cdot 15^2}{4} \right) N$$

$$F_p = 254,5 N$$

$$F_o L_2 = F_p L_1 \quad (53)$$

$$F_o = F_p \frac{L_1}{L_2}$$

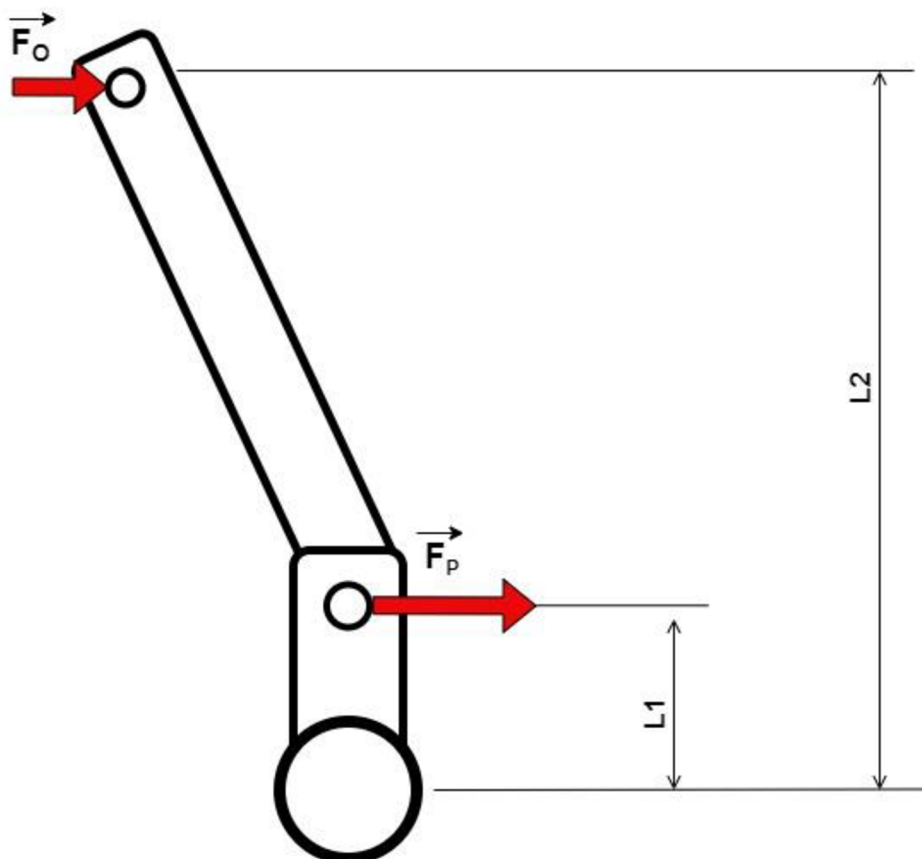
$$F_o = \left(254,5 \cdot \frac{30}{120} \right) N$$

$$F_o = 63,6 N$$

Kde F_t je třecí síla mezi kotoučem a brzdovými destičkami, F_N je normálová síla na pístky brzdového třmenu, p_h je tlak v hydraulickém okruhu brzdy, i_p je počet pístků na brzdovém třmenu, L_1 je vzdálenost od čepu otáčení k působišti síly F_p , L_2 je vzdálenost od čepu otáčení k působišti ovládací síly F_o , F_p je síla na hlavní brzdový válec a F_o je ovládací síla na pedálu. Ovládací síla byla spočtena pro jeden brzdový kotouč. Při použití dvou hydraulických okruhů je výsledná ovládací síla dvojnásobná, tedy $F_{oc} = 127,2 N$.

Ovládací síla na pedál F_{oc} je menší než maximální dovolená síla podle normy EHK-R13 a to $F_{omax} = 400 N$ ze zdroje [40]. Rozložení sí je zobrazeno na Obr. 36.

Při provozování experimentu bude možné odpojit jeden z brzdových okruhů na přední nápravě a sledovat tak vliv při potenciální poruše.



Obr. 36 Síly působící na brzdový pedál

4.5 NÁVRH ZADNÍCH BRZD

Jak už bylo zmíněno sestava elektromotoru je vybavena elektromagnetickou brzdou s brzdým momentem $M_{mb} = 10 \text{ Nm}$, který je k dispozici na elektromotoru. Maximální brzdná síla na jedno kolo je vypočtena podle rovnice (54).

$$M_{mb} = 2B_{Rrmax}r \quad (54)$$

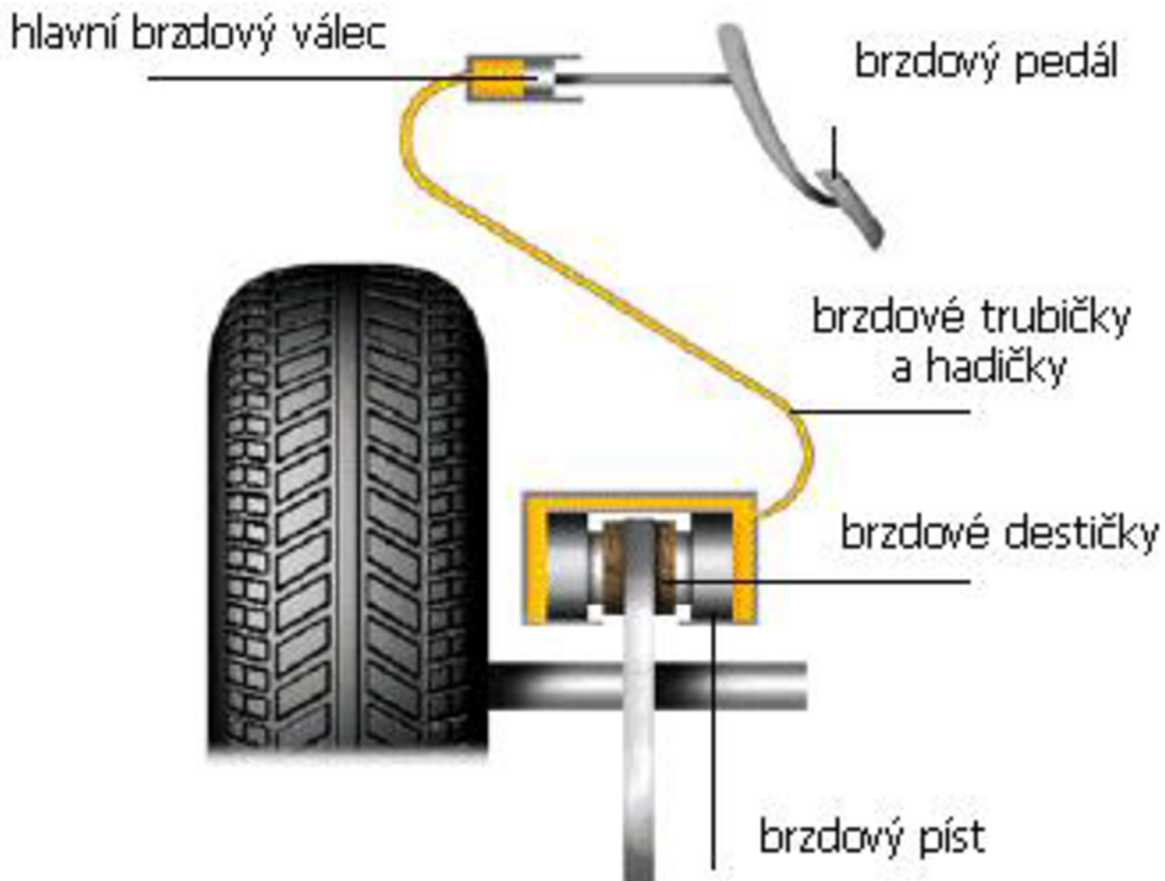
$$B_{Rrmax} = \frac{M_{mb}i}{2r}$$

$$B_{Rrmax} = \left(\frac{100}{2 \cdot 0.21} \right) N$$

$$B_{Rrmax} = 238 \text{ N}$$

Kde B_{Rmax} je maximální možná vyvinutá brzdná síla na jedno kolo od elektromagnetické brzdy na motoru.

Z výsledků je vidět, že při zvolených parametrech kritického brzdění byla překročena brzdná síla na zadních kolech. Proto by při tomto kritickém brzdění nastalo ještě větší procentuální rozdělení brzdné síly na přední nápravu. Avšak při krajní situaci, kdyby přední náprava přenášela 100 % brzdné síly by tlak v hydraulickém okruhu dosahoval $p_{hmax} = 1,8 \text{ Mpa}$, což je menší než maximální dovolený tlak v brzdové hadici podle zdroje [38], takže by nedošlo k porušení. Maximální ovládací síla na pedál by v tomto případě vyšla 139 N, což je menší než maximální dovolená síla na pedál podle normy EHK-R13, je to tedy vyhovující.



Obr 37 Hydraulický okruh brzdového systému [41]

4.6 KONTROLA KLÍČOVÝCH KOMPONENT

Při výpočtu dílů na pevnost bylo použito více zátěžových stavů. První z nich je při akceleraci vozidla, další při brzdění vozidla a poslední zátěžný stav je pro simulaci zatáčky. Nejsledovanějšími místy na vozidle jsou místa svarů a namáhání ramen zavěšení.

4.6.1 MATERIÁLY JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ

Při kontrole rámu na pevnost byl zvolen materiál S 235 JRG 2. Tato ocel je vhodná pro svařování. Dále je vhodná pro díly namáhané staticky i dynamicky a je použita při výrobě podélně svařovaných dutých profilů [42]. Při zadávání parametrů do Ansysu byly použity materiálové vlastnosti, modul pružnosti v tahu neboli Youngův modul $E = 210 \text{ GPa}$, poissonův poměr $\nu = 0,3$ a hustotu $\rho = 7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [43].

Dalším kontrolovaným dílem je těhlice, která je vyrobena z hliníku. Konkrétně se jedná o hliník s označením 7075 s mezí kluzu $R_e = 400$ MPa. Youngův modul pružnosti hliníku je $E = 71$ GPa, poissonův poměr $\nu = 0,33$ a hustota hliníku 7075 je $\rho = 2810$ kg·m⁻³ [44].

Dalším kontrolovaným dílem je spojovací materiál. U šroubů se jedná o třídu pevnosti 10.9. U této třídy pevnosti je mez kluzu $R_e = 900$ MPa [45].

Jako materiál posuvných členů byla zvolena ocel 12 061 s mezí kluzu $R_e = 500$ MPa [46].

Nastavení tlumiče bylo nastaveno jako ocel ale s mnohonásobně větším modulem pružnosti E , aby byla simulována tuhost a malá deformovatelnost tlumiče.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's...			
8	Young's Modulus	210	GPa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
11	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		

Obr. 38 Nastavení materiálu ocel

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	2810	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	Material Field Variables			
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's...			
8	Young's Modulus	71	GPa		
9	Poisson's Ratio	0,33			

Obr. 39 Nastavení materiálu hliník 7075

4.6.2 NASTAVENÍ KONTAKTŮ, OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A SIL V SESTAVĚ

U nastavování kontaktů v modelu se nastavují dvě plochy. Kontakt „Contact“ se nastavuje pro plochy, které jsou poddajnější. Kontakt „Target“ se nastavuje na plochy, které jsou tužší. Na plochy, které jsou svařené nebo na pevno spojené jsou nastavené na typ kontaktu „bounded“.

U šroubů, které drží posuvný člen, je nastavené předpětí „Bolt tension“. Osová síla byla zvolena na základě informací ze zdroje [47]. Zde jsou uvedeny doporučené utahovací momenty pro jednotlivé šrouby a jejich pevnostní třídu. U šroubů se jedná o třídu pevnosti 10.9. Jako utahovací moment byla zvolena síla $F_i = 10\,000$ N. Při maximálním momentu a časté manipulaci se šrouby by tak mohlo docházet k rychlejšímu opotřebením šroubu, proto byla síla zvolena menší. Tato síla pak musí zajišťovat aretaci mezi dosedací plochou na ramenu a posuvným členem.

V místech, kde jsou ramena připevněna k rámu vozidla, je použita vazba „joint“, která simuluje rotační pohyby ramen.

Vazba „Frictional“ byla nastavena na dosedací plochu mezi posuvným členem a dosedací plochou na ramenu. Dále byla tato vazba nastavena na dosedací ploše podložky a plochou na rameni. Součinitel tření byl po konzultaci nastaven na hodnotu 0,1, z důvodu případného výskytu oleje na dosedacích plochách.

Na plochy kulového kloubu na posuvném členu byla nastavena sférická vazba. Byl definován rádius pohybu 10 mm.

Při analýze přední části vozidla bylo nastaveno „Displacement“ na plochy, na které bude připevněna sestava elektromotoru. Pohyb je zamezen ve všech směrech.

Na plochy těhlice byla nastavena okrajová podmínka „Elastic support“, která dovoluje deformaci při definované tuhosti. Ta byla po konzultaci s vedoucím zvolena 40 N/mm z naměřených hodnot. Tato okrajová podmínka simuluje tuhost řízení vozidla.

Při nastavování sil byl vybrán typ „Remote force“, který simuluje různé silové stavy na předním zavěšení. Jako geometrie byla zvolena plocha na těhlici, kde je uloženo ložisko. Působí síla bylo stanoveno na 60 mm od plochy v axiálním směru a 210 mm směrem k vozovce, což je dynamický poloměr kola podle zvoleného pláště, který má průměr 420 mm. Působí síla této síly je uprostřed dotyku pneumatiky s vozovkou.

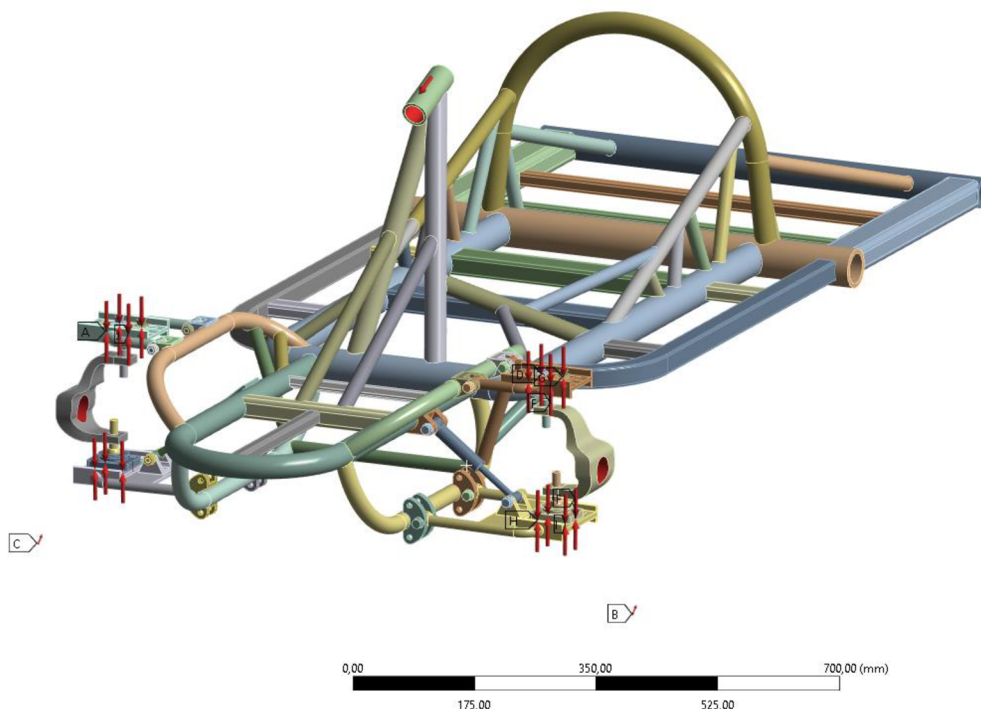
Další síla při brzdění byla nadefinována na vrchní část rámu, kde je uchycen volant. Tato síla má hodnotu 100 N a simuluje potenciální sílu od řidiče, který působí na volant.

Při analýze zadní části vozidla bylo nastaveno „Displacement“ na plochy, na kterých jsou připevněny držáky ramen. Pohyb je zamezen ve všech směrech.

Pro síly byl opět vybrán typ „Remote force“. Jako geometrie byla zvolena plocha, ke které je připevněna sestava elektromotoru. Přes tuto plochu jsou přenášeny síly během různých zátěžných stavů.

Nastavení okrajových podmínek pro brzdění můžeme vidět na Obr. 40.

- B: BRZDĚNÍ**
 BRZDĚNÍ
 Time: 3, s
 Items: 10 of 24 indicated
 28.04.2023 12:30
- A** Displacement
 - B** Remote Force: 1432,4 N
 - C** Remote Force 2: 1432,4 N
 - D** Bolt Pretension: Lock
 - E** Bolt Pretension 2: Lock
 - F** Bolt Pretension 3: Lock
 - G** Bolt Pretension 4: Lock
 - H** Bolt Pretension 5: Lock
 - I** Bolt Pretension 6: Lock
 - J** Bolt Pretension 7: Lock

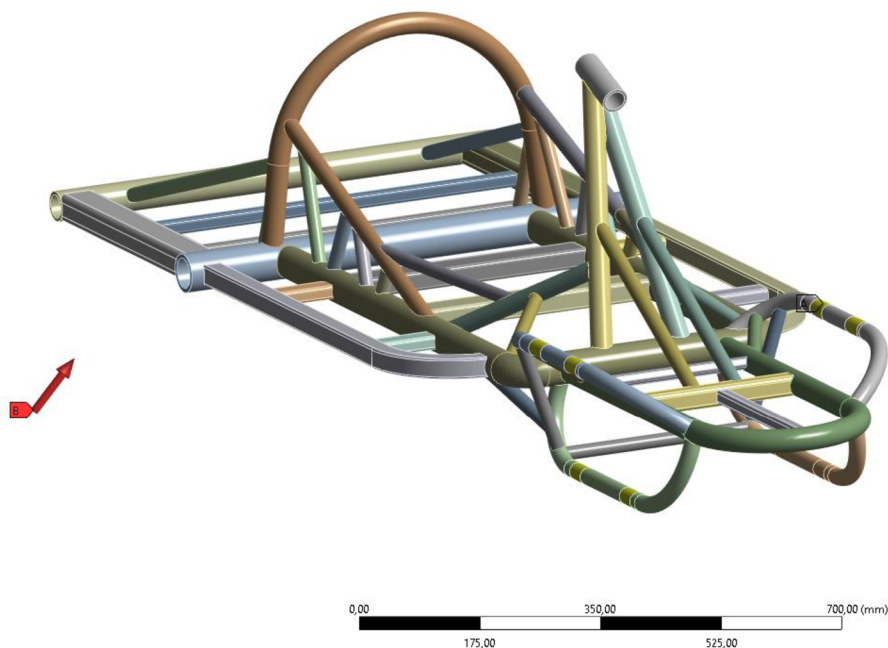


Obr. 40 Nastavení okrajových podmínek při brzdění

Dalším kritickým zátěžným stavem je jízda do zatáčky. Nastavení okrajových podmínek můžeme vidět na Obr. 41.

Na obrázku je vidět, že na plochy, kde jsou úchyty ramen byl nastaven „Displacement“ ve všech směrech.

- B: Static Structural**
 Static Structural
 Time: 1, s
 28.04.2023 16:49
- A** Displacement
 - B** Remote Force: 1964,1 N



Obr. 41 Nastavení okrajových podmínek při jízdě do zatáčky

4.6.3 HODNOCENÍ SVAROVÝCH SPOJŮ

Problematika svarových spojů je rozsáhlá, protože je náročná na přesnou analýzu. V případě rámu je celá sestava namáhána dynamicky a mohlo by tak dojít k únavovému porušení. Kromě toho se v místech svarů mohou vyskytovat různé defekty jako například póry uvnitř svaru nebo špatné provedení svaru. V dnešní době se díky svařovacím robotům lidské chyby eliminují, ale stále zde může nastat chyba při utváření správných podmínek pro svařování.

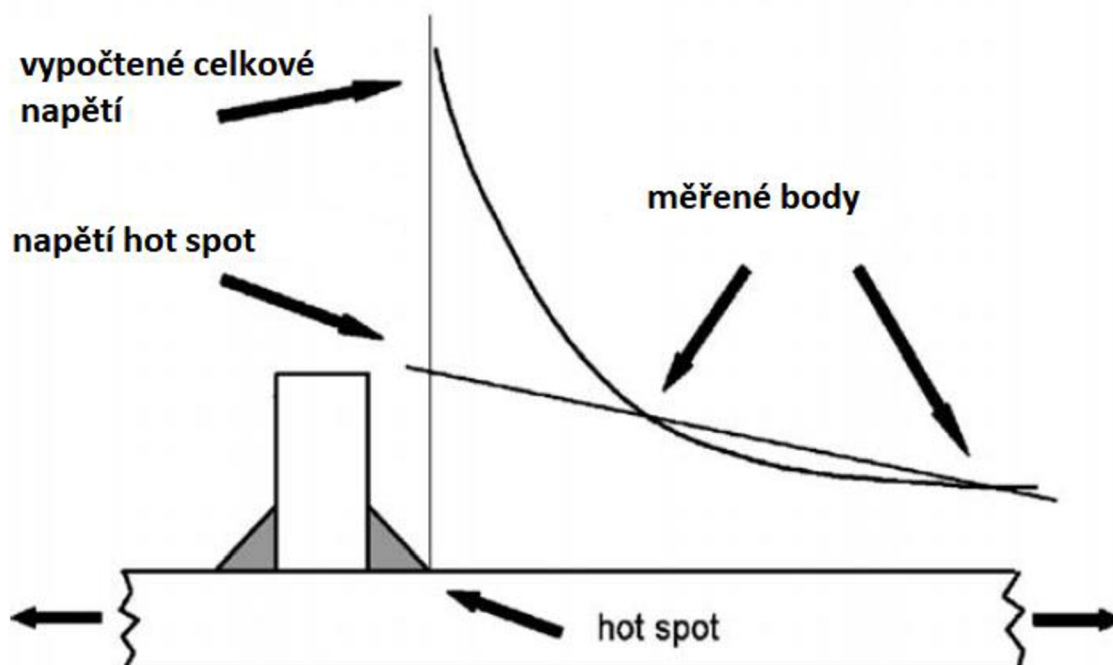
Při vyhodnocování svarů je možné vycházet z metody „hot spot“, která se rozděluje do dvou typů, typ „a“ a typ „b“. U prvního typu vycházíme z lineární extrapolace dvou bodů podle vzorce (55). U typu „b“ vycházíme z nelineární extrapolace podle vzorce (56) [48]. Zatímco u typu „a“ je vypočtené napětí závislé na tloušťce materiálu, u typu „b“ jsou dané absolutní souřadnice pro každou tloušťku [49].

U vyhodnocování svarů podle MKP (metoda konečných prvků) je tak potřeba nastavit dostatečně jemnou síť, aby mohlo být odečteno napětí v jednotlivých bodech pro výpočet celkového napětí. Průběh napětí v okolí svarového spoje je vidět na Obr. 42.

$$\sigma_{hs} = 1,67\sigma_{0,4t} - 0,67\sigma_{1,0t} \quad (55)$$

$$\sigma_{hs} = 3\sigma_{4mm} - 3\sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad (56)$$

Kde σ_{hs} je vypočtené hot spot napětí, $\sigma_{0,4t}$ je změřené napětí v bodě ve vzdálenosti $0,4t$ od paty svaru, $\sigma_{1,0t}$ je změřené napětí v bodě ve vzdálenosti $1,0t$ od paty svaru, t je tloušťka svařované desky, σ_{4mm} je referenční napětí vzdálené 4 mm od paty svaru, σ_{8mm} je referenční napětí vzdálené 8 mm od paty svaru a σ_{12mm} je referenční napětí vzdálené 12 mm od paty svaru.



Obr. 42 Extrapolace hot spot napětí [50] (upraveno)

Při vyhodnocení svarových spojů bylo vycházeno z modelu MKP, který neobsahuje modely svarů, ale v místě svarových spojů je dostatečně zjemněn pro zjištění nominálních napětí pro následnou kontrolu podle hot spot napětí.

Dovolené napětí, které bude porovnáváno s vypočtenými, bylo zvoleno podle materiálu konstrukce. Svařovací drát je lesklý nepoměděný pro svařování běžných nelegovaných ocelí s mezí pevnosti v tahu do 540 MPa. Mez kluzu $R_{p0,2} = 470$ MPa [51]. Použitý plyn při svařování je M21, jedná se o směs argonu a oxidu uhličitého [52]. Je vhodný pro použití na svařované konstrukce, tlakové láhve nebo transportní zařízení. Doporučené svařované materiály jsou například S 420 nebo konstrukční ocel S 235 [51]. Ocel S 235 je použita jako výchozí materiál pro rám experimentálního vozidla.

Při vyhodnocení svarů se maximální vypočtená hodnota bude porovnávat s dovoleným napětím S_{wA} , které je spočteno podle rovnice (57) [53].

$$S_{wA} = \frac{R_e}{FS} \quad (57)$$

$$S_{wA} = \left(\frac{215}{2}\right) \text{ Mpa}$$

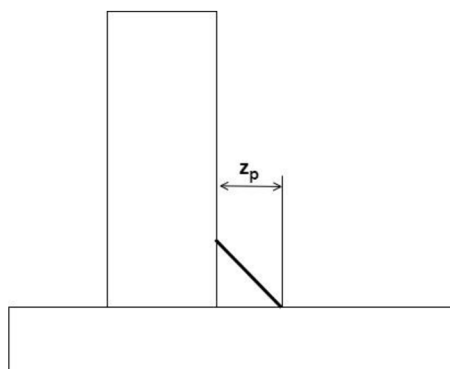
$$S_{wA} = 117,5 \text{ Mpa}$$

Kde R_e je mez kluzu základního materiálu a FS je koeficient bezpečnosti. Při volbě koeficientu bezpečnosti je třeba zohlednit více faktorů. Měly by se zohledňovat všechny skutečnosti, se kterými nebylo počítáno při výpočtu nominálním napětí. Koeficient bezpečnosti byl zvolen na základě poznatků o prostředí, ve kterém bude svařovaný spoj provozován a podle charakteristického namáhání [53]. Jeho hodnota byla vybrána ze zdroje [54] a to $FS = 2$. Mez kluzu základního materiálu pro rám je $R_e = 210$ Mpa [55].

Koeficient bezpečnosti vůči plastickému porušení materiálu je vypočtena podle rovnice (58).

$$k_e = \frac{S_{wA}}{\sigma_{hs}} \quad (58)$$

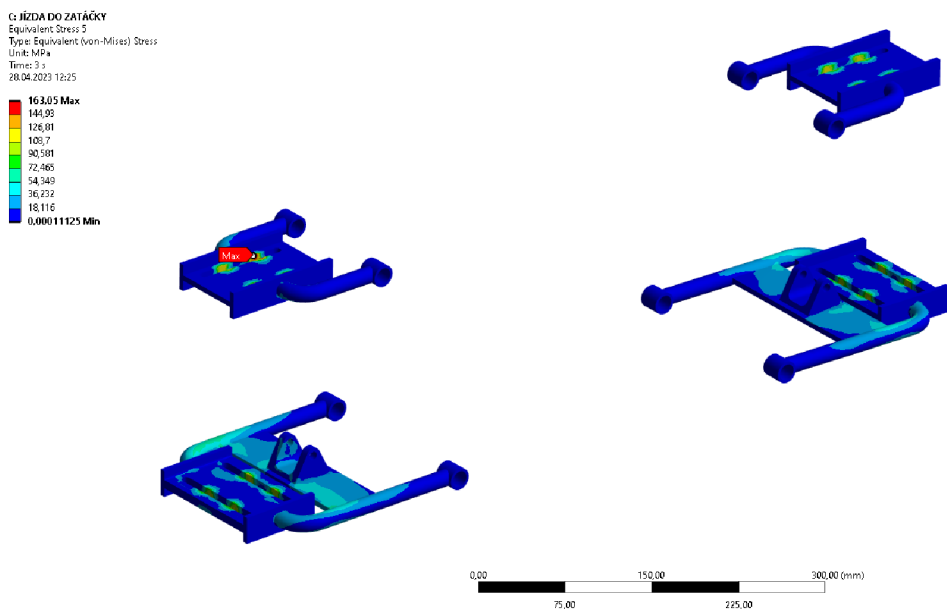
Kde k_e je koeficient bezpečnosti svaru. Při kontrole byla zvolena velikost svaru, konkrétně vzdálenost od materiálu k patě svaru. Tato vzdálenost byla určena jako $z_p = 2$ mm viz Obr. 43.



Obr. 43 Výchozí vzdálenost u svaru

4.6.4 LICHOBĚŽNÍKOVÁ RAMENA

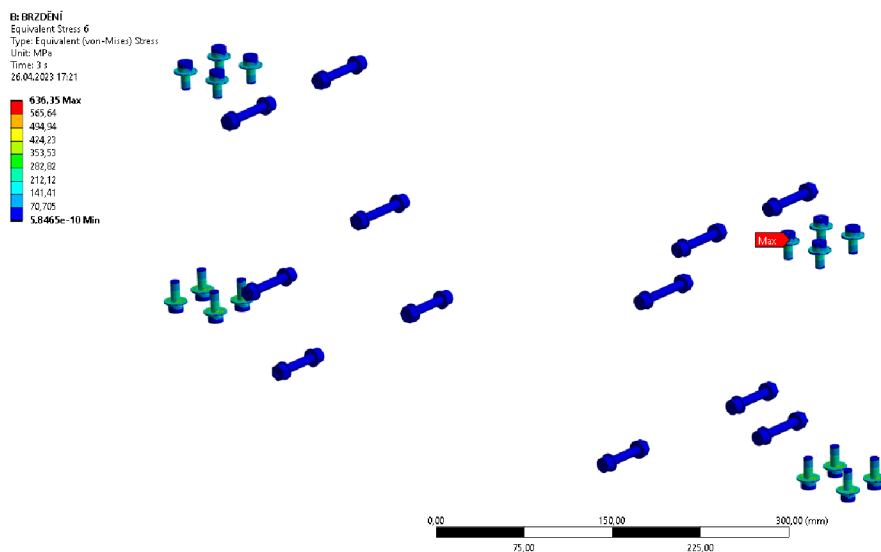
Maximální napětí na ramenech zavěšení se projevuje během brzdění. Jeho maximální hodnota je na Obr. 44 a je rovna 163,05 MPa. Z výsledků analýzy je vidět, že spodní ramena jsou více namáhána.



Obr. 44 Napětí v úchytech ramen a tlumiče

4.6.5 SPOJOVACÍ MATERIÁL

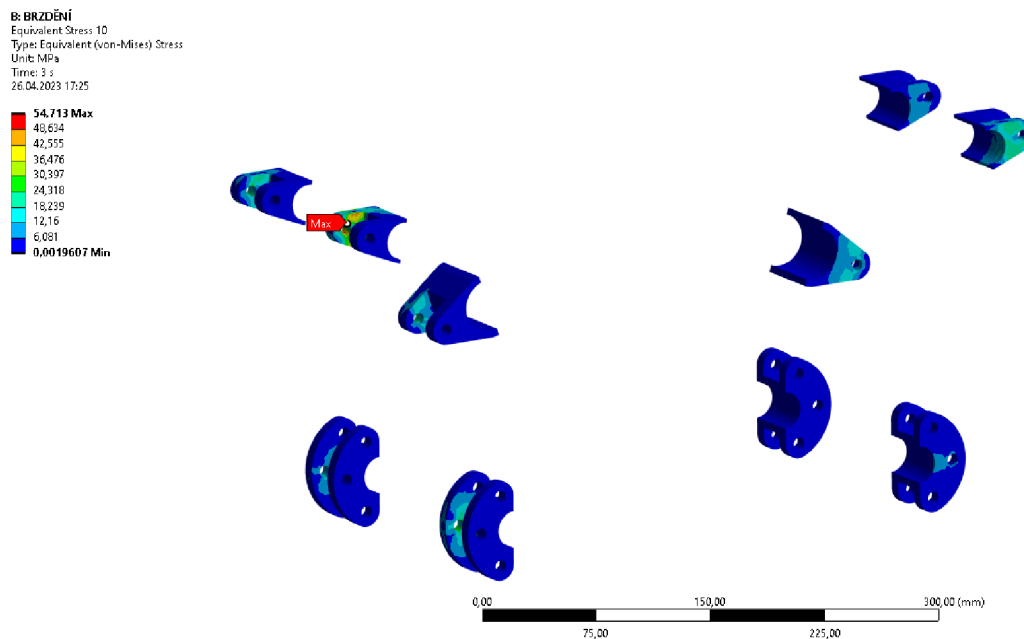
Největší napětí na přední nápravě je ve šroubech, které jsou utaženy k dosažení silového spojení mezi dosedací plochou na rameni a posuvným členem. Maximální napětí můžeme vidět na Obr. 45. To je rovno 636,35 MPa. Dovolené napětí těchto šroubů je 900 MPa, z hlediska bezpečnosti je to vyhovující. Vysoké napětí je zapříčiněno osovou silou, mezerou mezi dosedací plochou šroubu a maticemi a namáháním při kritickém brzdění. Šrouby použité pro silový spoj uchycení posuvného členu a ramene jsou M8x20 se stoupáním 1,25 mm. Pro uchycení vrchních ramen jsou použity šrouby M8x50, pro uchycení tlumiče jsou použity M8x55 a pro uchycení spodních ramen byly použity šrouby M8x45.



Obr. 45 Rozložení napětí na spojovacím materiálu

4.6.6 ÚCHYTY NA RÁMU

Všechny úchyty na rámu jsou vyrobeny z oceli, z důvodu svařitelnosti na rám. Úchyty vrchních ramen jsou vyfrézovány z polotovaru ve tvaru kvádrů o rozměrech 38x32x42. Držáky spodních ramen jsou vyrobeny z polotovaru 80x40x38 a držáky tlumiče z polotovaru 48x48x46. Maximální napětí je vidět na Obr. 46 a je rovno 54,713 MPa, což je menší než dovolené napětí materiálu. Návrh tedy vyhovuje.



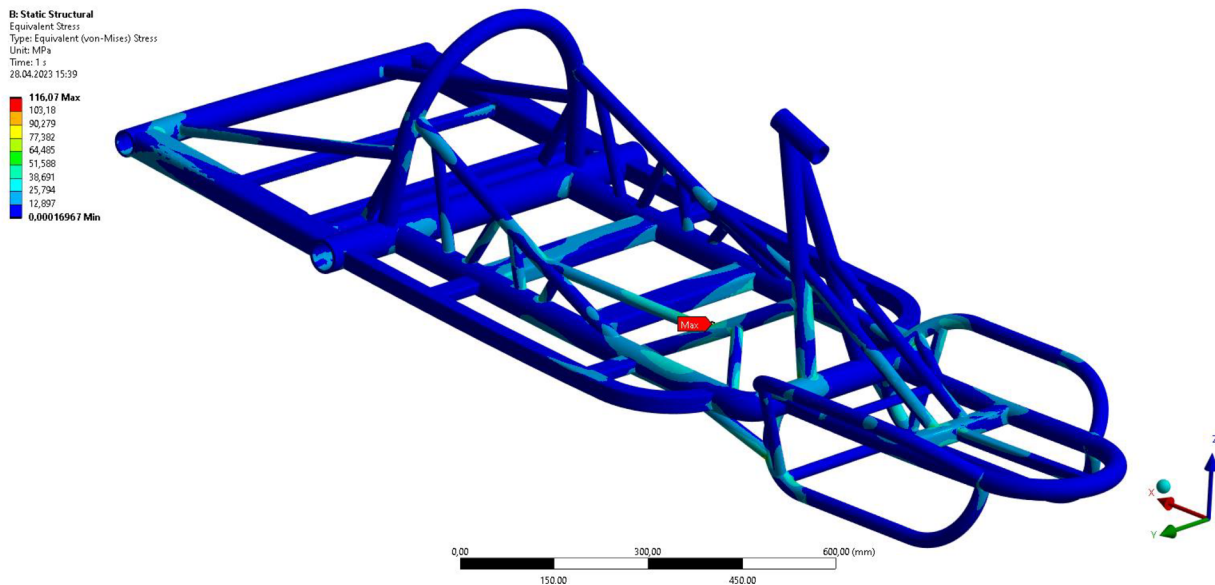
Obr. 46 Napětí v úchytech ramen a tlumiče

4.6.7 RÁM

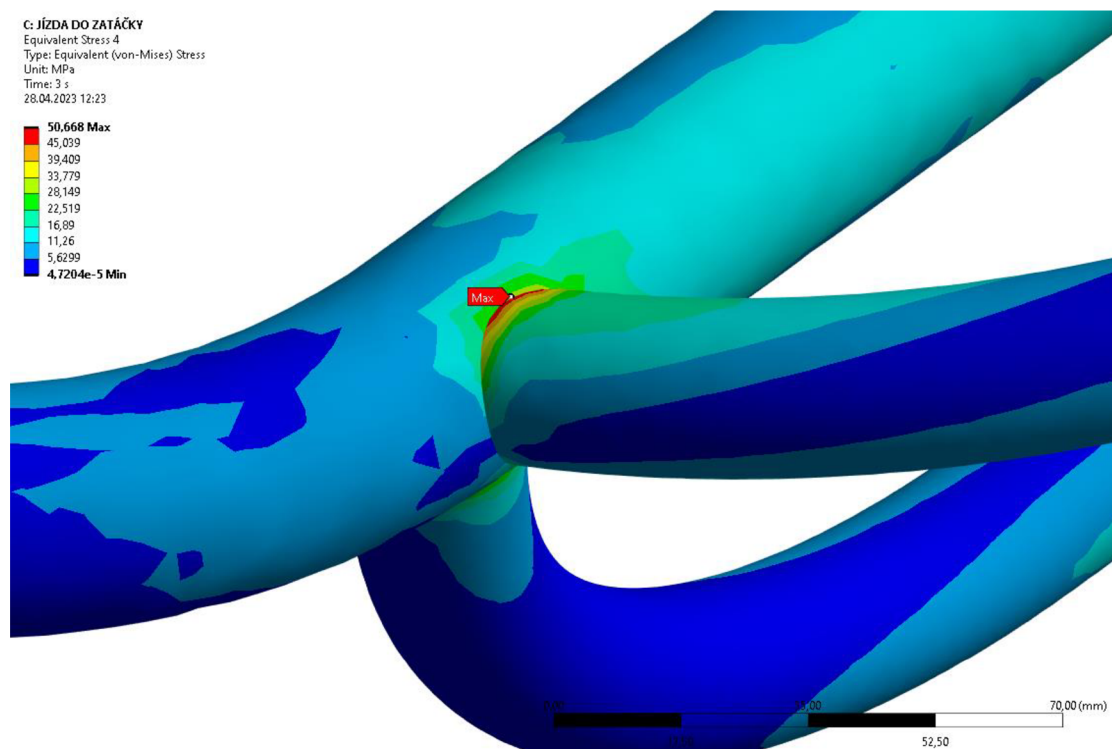
Při analýze rámu bylo zjištěno napětí v programu Ansys v různých zátěžných stavech. Jako nejvíce namáhaným stavem byla zjištěna jízda do zatáčky. Počáteční podmínky byly nastaveny viz. Obr. 41.

Nejkritičtější místa pro pevnostní kontrolu na rámu jsou v místech svarových spojů. V těchto místech byla síť modelu zjemněna pro zjištění potřebných napětí při dosazování do „hot spot“ rovnic (55) a (56). V místě s největším napětím byla síť zjemněna pro zjištění jednotlivých hodnot v jednotlivých bodech pro určení výsledného napětí pro svar. Síť byla zvolena o velikosti prvku 1 mm pro lepší odměřování bodů. Při velkém zjemnění sítě však došlo k rapidnímu zvětšení napětí v místě dotyku trubky, z důvodu ostrého přechodu v místě napojení trubky. Při určování bezpečnosti byl vybrán bod s největším napětím. Při výskytu svarů by však v tomto místě bylo napětí ještě nižší. Na Obr. 48 můžeme však vidět, že maximální napětí se na trubkách rámu pohybuje kolem 70 MPa, což odpovídá bezpečnosti trubek $k = 2$. Celá sestava rámu se skládá z trubek i ze čtvercových profilů. Hlavní část rámu za sedačkou je trubka 57x4 mm. Trubky k uchycení ramen jsou o rozměrech 35x3 mm a trubka k uchycení výztuh má rozměry 48x3 mm. Obdélníkové profily k uchycení sedačky jsou o rozměrech 50x30x2 mm. Zadní výztuhy na rámu za sedačkou jsou ze čtvercového profilu s rozměry 20x20x2 mm. Výztuhy v přední části rámu jsou z trubek o rozměrech 22x2 mm. Zadní opěrná část za sedačkou je z trubky s rozměry 32x3 mm. Postranní čtvercové profily pro uchycení plechů na boxy závaží mají rozměry 30x30x3 mm. Obdélníkový profil pro úchyt hřebenového převodu je z polotovaru o rozměrech 20x15x2 mm.

Poté bylo vybráno místo s největším napětím a v jednotlivých bodech pro „hotspot“ napětí byly naměřeny hodnoty pro výpočet. Následně byly tyto hodnoty dosazeny do rovnice (56) a bylo vypočteno maximální napětí.



Obr. 48 Napětí v rámu při průjezdu zatáčkou se zadním silovým působením



Obr. 47 Napětí v rámu při průjezdu zatáčkou s předním silovým působením

Maximální napětí pro kontrolu svaru je v místě rámové vřpěry viz Obr. 48. A další kritické místo je uchycení trubky pro vrchní ramena. První případ je vypočten podle rovnice (59) a druhý podle rovnice (60).

$$\sigma_{hs1} = 3\sigma_{4mm} - 3\sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad (59)$$

$$\sigma_{hs1} = (3 \cdot 65,7 - 3 \cdot 53,8 + 47,2) \text{ MPa}$$

$$\sigma_{hs1} = 82,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{hs2} = 3\sigma_{4mm} - 3\sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad (60)$$

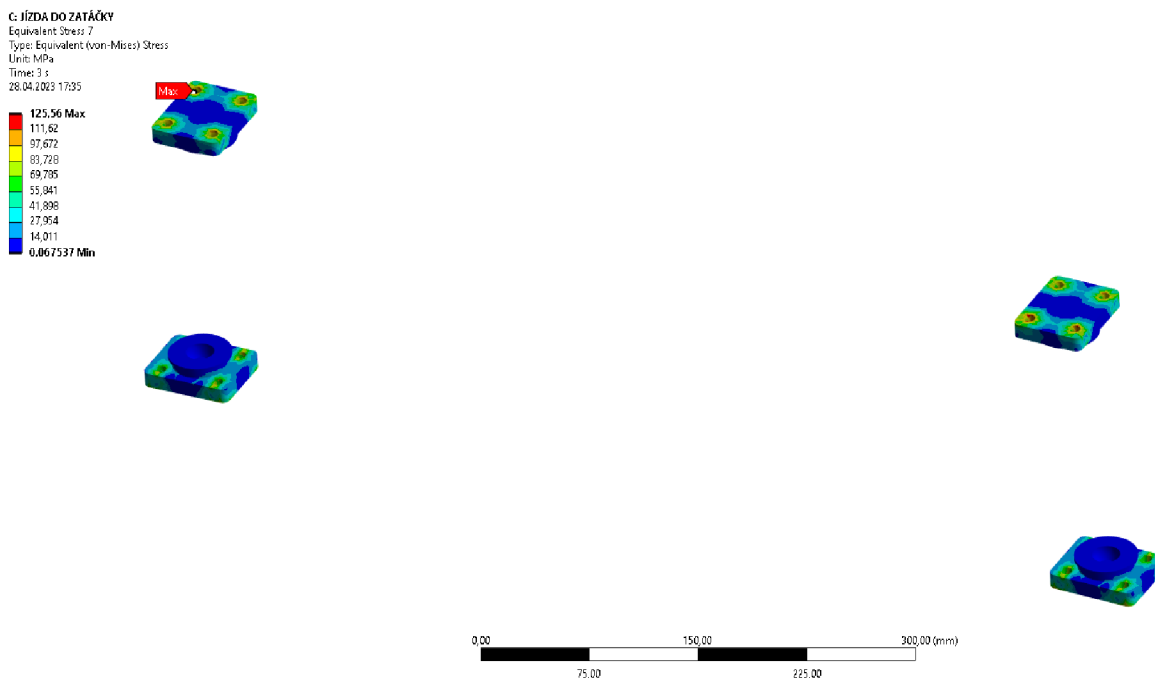
$$\sigma_{hs2} = (3 \cdot 20,4 - 3 \cdot 15,2 + 13,2) \text{ MPa}$$

$$\sigma_{hs2} = 28,8 \text{ MPa}$$

Kde σ_{hs1} je maximální „hotspot“ napětí v prvním kritickém místě a σ_{hs2} je maximální „hotspot“ napětí ve druhém kritickém místě. Dle výsledků je vidět, že napětí je menší než dovolené napětí vypočtené podle rovnice (57).

4.6.8 POSUVNÉ ČLENY

Na Obr. 49 je vidět, že maximální napětí vzniká v oblasti závitů a je rovno 125,56 MPa. Proto byl zvolen materiál s větší mezí kluzu pro větší bezpečnost. Posuvný člen se skládá ze základního materiálu a sestavy kulového čepu, který je do posuvného členu vložen a svařen k sobě.



Obr. 49 Napětí v posuvných členech při jízdě do zatáčky

4.7 KONTAKT MEZI RAMENEM A POSUVNÝM ČLEMEM

U ploch mezi posuvným členem a ramenem byl zkontrolován kontakt, aby při zatížení nedošlo ke ztrátě funkce silového spoje posuvného členu. Na Obr. 50 je vidět, že ke ztrátě kontaktu by nedošlo. Možná mezera by nastala pouze uprostřed, viz obrázek, ale stálý kontakt mezi plochami by byl zachován. Jako osová síla byla stanovena $F_i = 10\,000\text{ N}$. Tato síla byla stanovena menší, než je maximální možný utahovací moment, aby bylo možné šrouby použít znovu při nastavení jiných parametrů pro experiment a nedocházelo k plastické deformaci šroubu. A také aby byla zachována dostatečná třecí síla mezi plochami. Uťahovací moment je vypočten podle rovnice (61) ze zdroje [56]. Hodnoty pro výpočet byly použity ze zdroje [57].

$$M_u = \frac{F_i d_2}{2} \left[\frac{P_h \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \pi f d_2}{\pi d_2 \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - f P_h} \right] \quad (61)$$

$$M_u = \left\{ \frac{10\,000 \cdot 7,16}{2} \left[\frac{1,25 \cdot \cos\left(\frac{60}{2}\right) + \pi \cdot 0,15 \cdot 7,16}{\pi \cdot 7,16 \cdot \cos\left(\frac{60}{2}\right) - 0,15 \cdot 1,25} \right] \right\} Nm$$

$$M_u = 8\,270\, Nmm$$

$$M_u = 8,27\, Nm$$

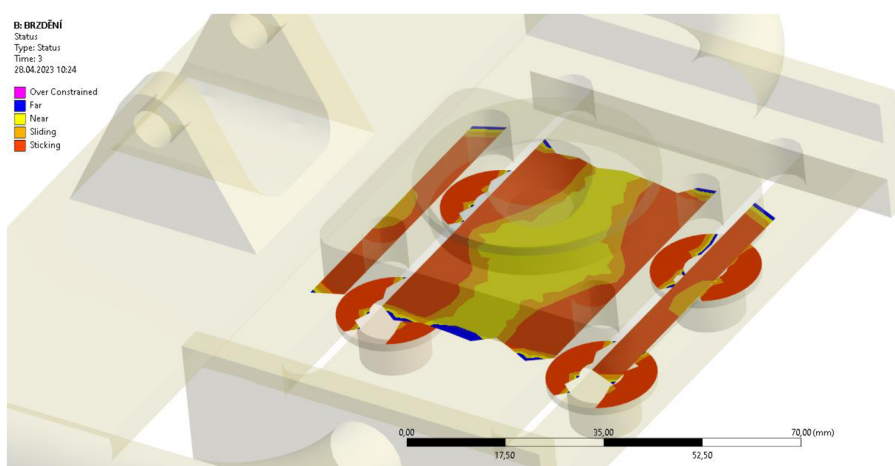
Aby byl závit samosvorný je třeba, aby platila podmínka podle rovnice (62) ze zdroje [56].

$$\pi f d_2 > P_h \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (62)$$

$$\pi \cdot 0,15 \cdot 7,16 > 1,25 \cdot \cos\left(\frac{60}{2}\right)$$

$$3,37 > 1,08$$

Kde d_2 je střední průměr závitu, α je vrcholový úhel závitu, f je součinitel tření a P_h je rozteč závitu. Podmínka samosvornosti závitu je splněna podle rovnice (62).



Obr. 50 Kontakt mezi posuvným členem a ramenem

4.8 BEZPEČNOSTI

Dovolené napětí pro svary bylo vypočteno dle kapitoly 4.6.3. Dovolené napětí pro hliníková ramena bylo zvoleno na základě meze kluzu a součinitele z Obr. 51. Pro spojovací materiál je mez kluzu $R_e = 900$ MPa ze zdroje [45]. Úchyty a rám jsou vyrobeny ze stejného materiálu a maximální dovolené napětí bylo vypočteno z meze kluzu materiálu a součinitele únavového poškození. Posuvný člen je vyroben z materiálu 12 061 s mezí kluzu $R_e = 500$ MPa.

SOUČINITELE SNÍŽENÍ NAPĚTÍ PODLE ZPŮSOBU ZATÍŽENÍ

Materiál	c_{II}	c_{III}
oceli 11 343 až 11 500	0,85	0,65
oceli 11 600 až 11 700	0,75	0,60
oceli legované	0,70	0,45
šedá litina	0,75	0,50
oceli na odlitky	0,75	0,50
mosazi a bronzy	0,60	0,35
lehké neželezné kovy a jejich slitiny	0,65	0,50

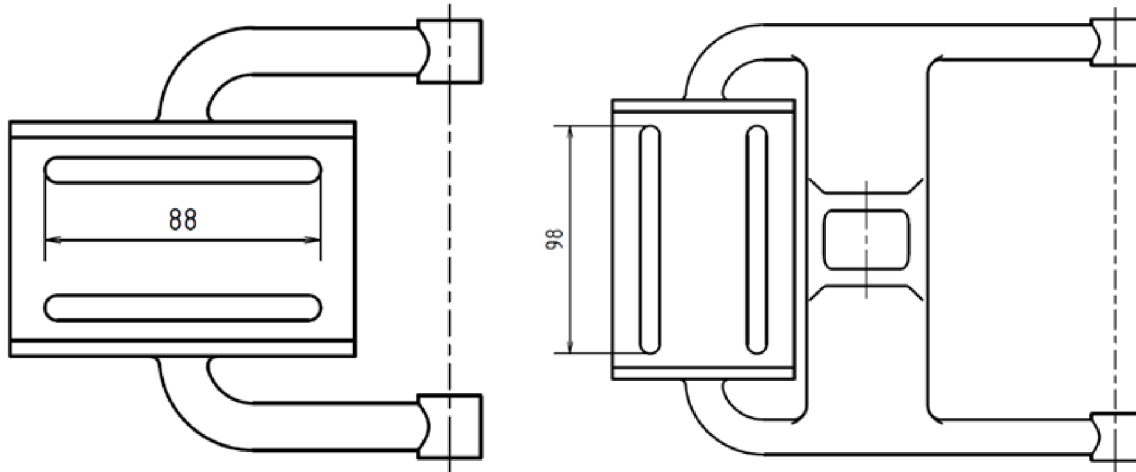
Obr. 51 Součinitelé snížení napětí podle způsobu zatížení [57]

Tab. 1 Bezpečnosti

DÍL	REDUKOVANÉ NAPĚTÍ [MPA]	DOVOLENÉ NAPĚTÍ [MPA]	BEZPEČNOST [-]
RÁM (SVARY)	82,9	117,5	1,42
RÁM	116,1	140	1,21
SPOJ. MATERIÁL	636,4	900	1,41
ÚCHYTY	54,7	140	2,56
POSUVNÝ ČLEN	125,6	225	1,79
RAMENA	163	200	1,23

4.9 ROZSAH POSUVNÝCH ČLENŮ

Prvním variabilním parametrem je nastavení odklonu kola pomocí vrchního ramene. Viz Obr. 52 můžeme vidět, že délka drážky je 88 mm. Posuvný člen má od kraje závitů vzdálenost 43,2 mm, tudíž rozsah pohybu posuvného členu je rozdíl těchto hodnot a to je rovno 44,8 mm.

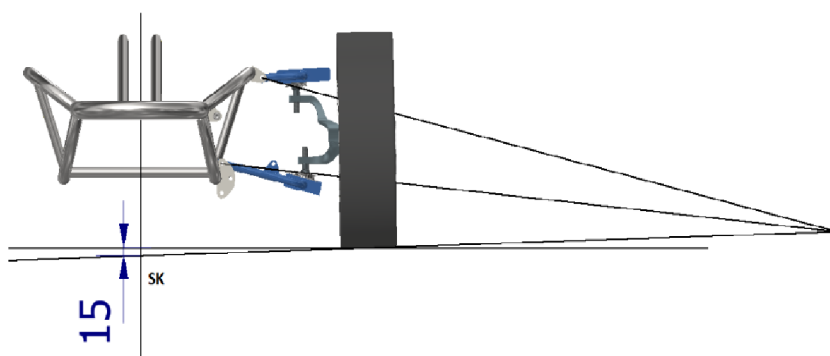


Obr. 52 Délka drážek na ramenech

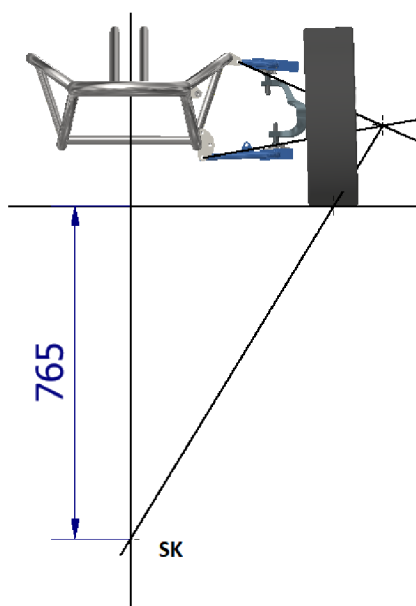
Posuvný člen u spodního ramene je zde použit stejný jako u vrchního ramene. Vzdálenost od kraje závitů je opět 43,2 mm a rozdíl těchto vzdáleností je maximální rozsah pohybu pro posuvný člen a to 54,8 mm.

4.10 ZMĚNA STŘEDU KLOPENÍ KAROSÉRIE

Poloha středu klopení je dána polohou ramen, přesněji čepů, ve kterých jsou ramena upevněna. Má zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla, hlavně během zatáčení. Při zatáčení se tak karoserie naklápí kolem tohoto bodu. Na vzdálenosti od středu klopení karoserie po těžiště vozidla vzniká klopný moment a při velké vzdálenosti viz Obr. 54 by tak mohlo docházet k velkým klopným momentům, které mohou mít za následek velké naklání rámu a tím i možné dosažení dorazů u tlumiče [17]. Změnou polohy spodního ramene je měněn i okamžitý střed klopení kola, který má za následek změnu odklonu kola během propružení. Polohy středu klopení karoserie jsou zobrazeny na Obr. 53 a Obr. 54.



Obr. 53 Střed klopení karoserie pro vrchní úchyt spodního ramene

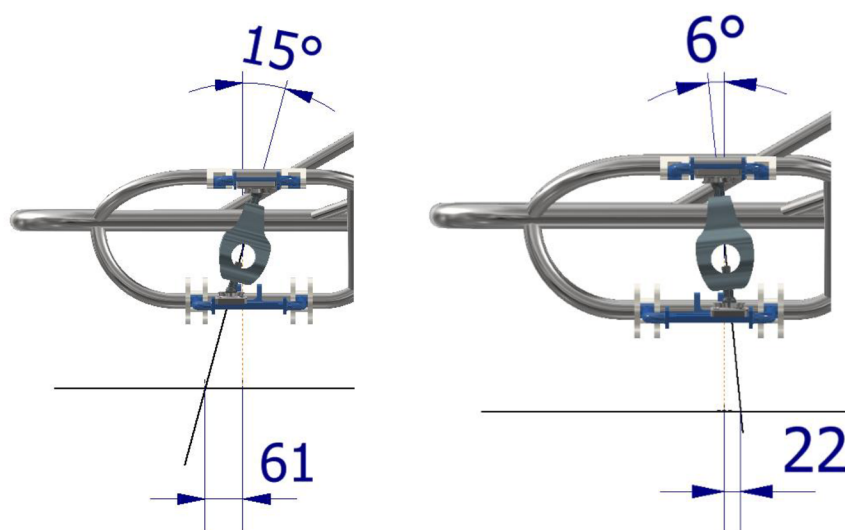


Obr. 54 Střed klopení karoserie pro spodní úchyt ramene

Vzdálenosti středů klopení karoserie byly pro názornou ukázkou nastaveny pro jednu polohu posuvného členu. Při dalším posunu do jiných poloh by tak došlo k dalším změnám. Extrémní poloha středu klopení na Obr. 54 bude sloužit jako názorná ukázkou pro špatné navrhnutí kinematiky ramen zavěšení, a tím například možné dosažení dorazů tlumičů při jízdě do zatáčky.

4.11 ZMĚNA ZÁKLONU REJDOVÉ OSY

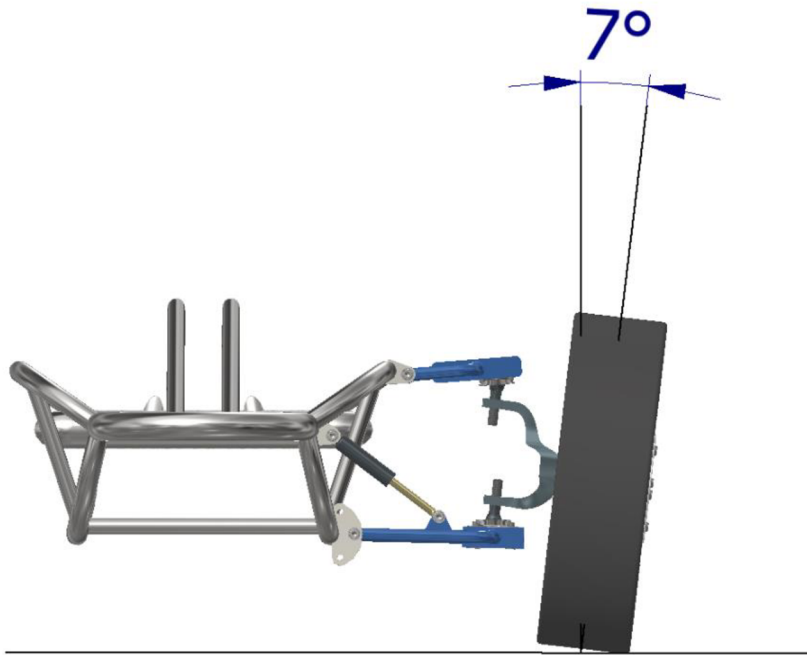
Jak už bylo zmíněno, záklon rejdové osy je možné měnit pomocí posuvného členu na spodním rameni. Jeho rozsah je od 15° do kladného směru a 6° do záporného směru. Závlek pro první krajní případ má hodnotu 22 mm a pro druhý krajní případ 61 mm. Tyto hodnoty jsou znázorněny na Obr. 55. Podle velikosti závleku se mění i vratný moment, který navrácí kola do přímého směru.



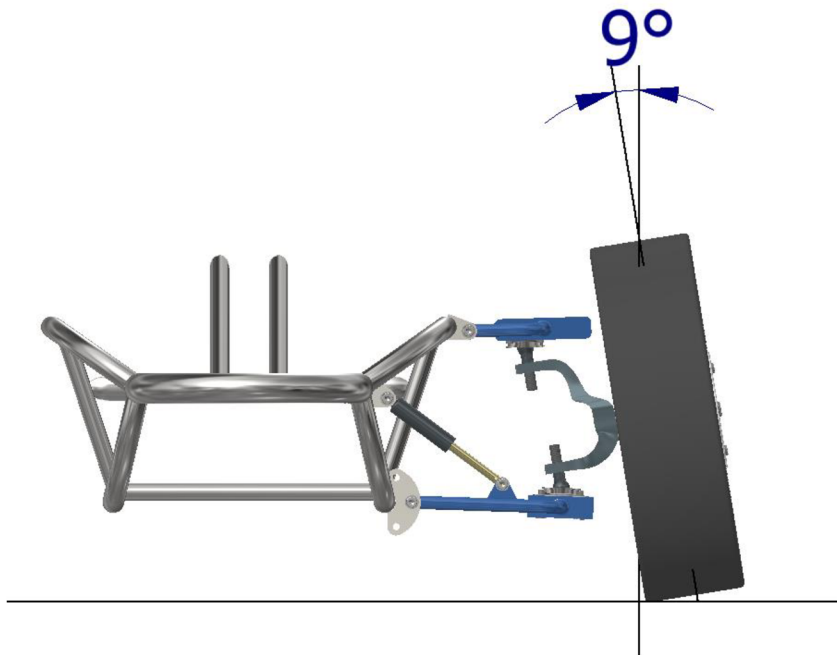
Obr. 55 Hodnota záklonu rejdové osy a závleku v dorazech posuvného členu

4.12 ZMĚNA ODKLONU KOLA

Jako další variabilní parametr je odklon kola, který je měnitelný od 9° do záporného odklonu a 7° do kladného odklonu. Tyto hodnoty by se ještě drobně lišily při nastavení jiného uchycení spodního ramene. Jejich nastavení v krajních bodech jsou zobrazena Obr. 56 a Obr. 57.



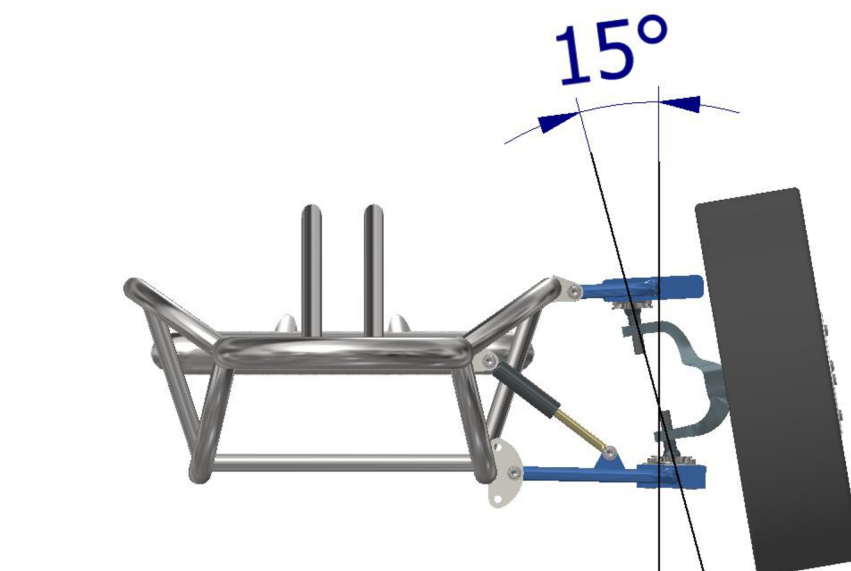
Obr. 56 Hodnota odklonu kola ve druhé maximální poloze



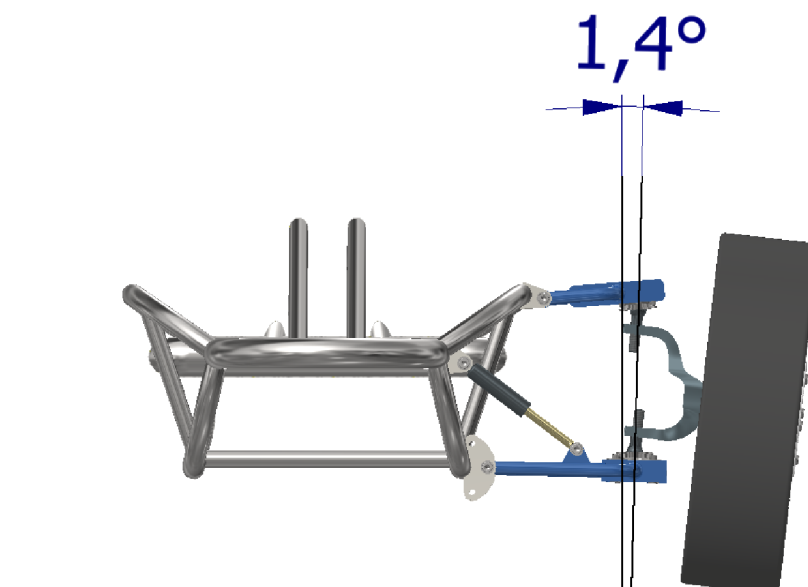
Obr. 57 Hodnota odklonu kola v jedné maximální poloze

4.13 ZMĚNA PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY

Dalším parametrem, který je měněn s nastavením posuvného členu je příklon rejdové osy. Ten je nastavitelný, viz Obr. 59 a Obr. 58, od 15° do kladného směru a $1,4^\circ$ do záporného směru.



Obr. 59 Hodnota příklonu rejdové osy ve druhé maximální poloze



Obr. 58 Hodnota příklonu rejdové osy v první maximální poloze

CENOVÝ ODHAD EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA

Cena elektromotoru s diferenciálem byla dodána dodavatelem. Dodací lhůta je 20 týdnů a více. V ceně elektromotoru je konzultace, a výroba sestavy podle požadavků zákazníka. Cenový odhad dílů je sepsán v Tab. 2.

Tab. 2 Ceny jednotlivých komponent

DÍL	POČET KUSŮ [KS]	CENA ZA 1 KUS [KČ]
SESTAVA ELEKTROMOTORU	1	56 000
MECHANISMUS ŘÍZENÍ	1	4 150
TLUMIČ ODPRUŽENÍ	2	1 730
AKUMULÁTOR	1	2 200
VOLANT	1	355
SEDAČKA	1	900
MATERIÁL RÁMU	1	8 000
SPOJOVACÍ MATERIÁL	1	500
BRZDOVÝ KOTOUČ	2	529
BRZDOVÝ TŘMEN	2	1 290
BRZDOVÁ HADICE	2	231
PLÁŠTĚ S DUŠÍ	4	816
HR4-100-1.5-7	1	16 000
CELKOVÁ CENA		98 929 Kč

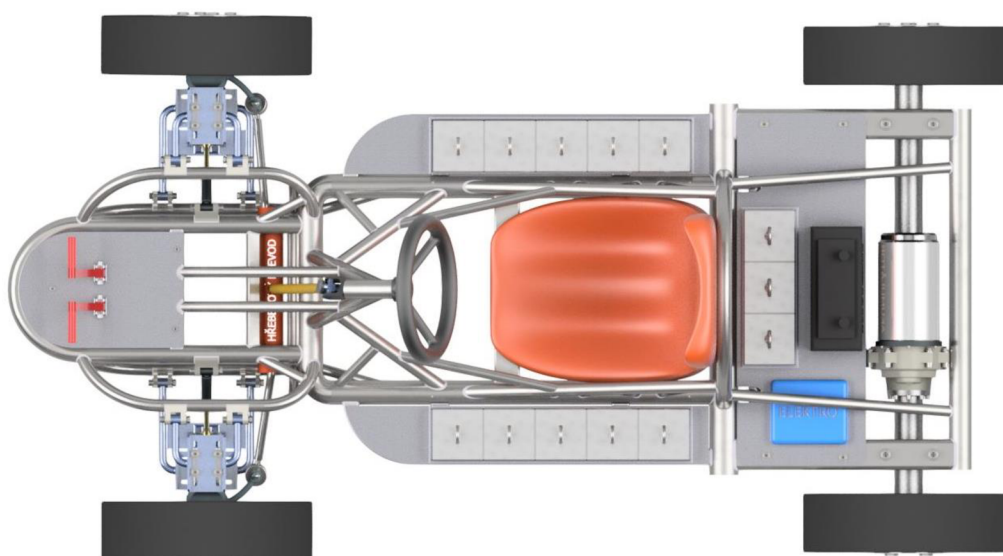
Odhadnutá cena vozidla je orientační a ceny různých komponent by se mohly měnit. Přesná výroba rámových částí nebyla naceněna firmou, ale pouze odhadnuta v rámci materiálových katalogů. Jak je vidět, tak nejdražší část na experimentálním vozidle je elektromotor s diferenciálem, který obsahuje i elektromagnetickou brzdu.

5 VIZUALIZACE EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA

V této kapitole jsou zobrazeny různé pohledy sestavy experimentálního vozidla a jeho detailů. Některé části vozidla byly vymodelovány pouze koncepčně, protože nebyly kontrolovány přímo na pevnost. Na Obr. 61 je vidět poloha akumulátoru (černá barva) a poloha driveru (modrá barva).



Obr. 60 Experimentální vozidlo ISO pohled



Obr. 61 Experimentální vozidlo pohled shora

Na následujících obrázcích je zobrazen pohled zezadu, kde je vidět uchycení elektromotoru na zadní část rámu a pohled z boku, na kterém je vidět rozměrové rozložení prvků na vozidle.



Obrázek 62 Pohled zezadu



Obr. 63 Pohled z boku



Obr. 64 Detailní pohled na pedály brzdy a akcelérátoru

Při provozování experimentu musí být dodržen utahovací moment šroubů M8x20 u posuvných členů $M_u = 8,27$ Nm. Je to z důvodu, aby nedošlo k plastické deformaci šroubu a závitů v posuvném členu. Na tento moment byly taktéž vypočteny zátěžné stavy vzhledem k bezpečnosti.

Dalším možným nastavením na vozidle je změna tlaku v pláštích pneumatik. Pneumatika je nejdůležitější člen vzhledem k přenosu sil od vozovky na vozidlo, proto se pro správnou činnost musí tlak předepsaný výrobcem dodržet. Odchylka tohoto tlaku má za následek jak nerovnoměrné opotřebení pláště, tak zhoršené chování vozidla. V extrémních případech může dojít i k vyklouznutí pláště z ráfku.

V Tab. 3 jsou popsány variabilní parametry a jejich nastavitelné rozsahy. Pro každé nastavení je nutná manipulace s vozidlem, ať se jedná o přemístění závaží, nebo povolení a opětné utahnutí spojovacího materiálu. Výchozí stav pro hodnotu příklonu rejdové osy byl stanoven při odklonu kola 0° .

U změny hmotnosti byly vypočteny dva maximální stavy, kde jeden je vozidlo s prázdnými boxy a u druhého stavu jsou boxy plné. Hmotnost jednoho závaží je 3,6 kg a celkově se jich do boxů může uložit třináct. Existuje však více variant, jak závaží uložit. Případné uložení jednoho závaží do boxu je realizováno tak, že jeho pohyb je zajištěn teleskopickou tyčí.

Změna hmotnosti vozidla a rozmístění jednotlivých závaží má také vliv na setrvačné momenty vozidla. Těch můžeme na vozidle řešit nekonečně mnoho, ale v praxi jsou nejdůležitější tři viz Obr. 65. Jsou to momenty, které se vztahují k ose vozidla s počátkem v těžišti. Z hlediska dynamického chování mají vliv na odezvy vozidla, tedy jak hmotná část vozidla odolává změně rychlosti otáčení kolem určité osy. Podle rovnice (63)[58] je vidět, že točivý moment je závislý jak na momentu setrvačnosti, tak na úhlovém zrychlení [59].

$$M = J\alpha_u \quad (63)$$

Kde J je moment setrvačnosti, M je točivý moment a α je úhlové zrychlení.

Základní výpočet momentu setrvačnosti je podle rovnice (64). Ten narůstá s kvadrátem vzdálenosti elementu hmotnosti. Při přepočítání rovnice k jiné ose, než je osa procházející těžištěm je využita Steinerova věta podle rovnice (65) [59].

$$J = \sum_i m_i r_i^2 \quad (64)$$

$$J_s = J + m_s r_s^2 \quad (65)$$

Kde J_s je přepočítaný moment setrvačnosti, m_i je element hmotnosti, r_i je polohový vektor, m_s je hmotnost přidaného závaží a r_s je vzdálenost obou rovnoběžných os. Moment setrvačnosti kolem osy z má vliv na reakci na volant a měl by tak být malý, avšak při příliš malé hodnotě bude zase vozidlo náchylné na boční vítr, což snižuje stabilitu vozidla. Podélné momenty setrvačnosti mají vliv na klopení a klonění rámu. Při příliš velkých momentech setrvačnosti může být ovládání vozidla těžké, mohlo by reagovat pomaleji a vyžadovat větší sílu na řízení. A naopak u malých momentů setrvačnosti může být vozidlo náchylné na negativní vlivy a stávat se tak nestabilním. Proto je důležité najít správné rozložení hmot. Pro konstrukci jsou tyto parametry důležité z hlediska přetáčivosti a nedotáčivosti [58].



Obr. 65 Hlavní osy vozidla [60]

Tab. 3 Rozsah nastavení variabilních parametrů

	Odklon kola [°]	Příklon rejdové osy [°]	Záklon rejdové osy [°]	Sbíhavost kol [°]	Hmotnost závaží [kg]
Výchozí stav	0	6	0	0	0
1.max.stav	7	15	15	20	0
2.max.stav	-9	-1,4	-6	-20	50,7

ZÁVĚR

Výsledkem této diplomové práce je konstrukční návrh experimentálního vozidla pro výuku, které by mělo sloužit jako účinná technická pomůcka pro prohlubování znalostí v oblasti dynamického chování vozidel během výuky. V první části práce byly zhodnoceny druhy elektromotorů a volně prodávané sestavy, ze kterých byl vybrán jeden typ. Byla vybrána sestava s diferenciálem od firmy Raveo. Elektromotor má výkon 1200 W a sestava obsahuje převodovku s diferenciálem s převodem 10 : 1. Dále byly popsány důležité parametry, které mají vliv na jízdní vlastnosti, které se řeší u všech typů vozidel. Z nich byly zvoleny ty, které budou variabilní. Na základě těchto zvolených parametrů bylo vytvořeno konstrukční řešení, tak aby bylo lehké na výrobu a splňovalo podmínky pro větší rozsah variabilních parametrů. Poté byla zvolena koncepce experimentálního vozidla a rozmístění jednotlivých prvků na něm. Elektromotor s baterkou a elektroinstalací jsou umístěné v zadní části vozidla na plechu, který je upevněn k rámu.

Dále byly vypočteny síly pro různé zátěžné stavy, které byly dále použity pro pevnostní výpočty. Při řešení sil bylo vycházeno ze zátěžných stavů, ve kterých se vyskytují největší hodnoty sil. Tyto stavy jsou kritické brzdění a jízda do zatáčky. Největší namáhání vzniká v místě svarových spojů, kde koeficient bezpečnosti FS byl vybrán s ohledem na charakter zatěžování. Při vyhodnocení svarů byly zkontrolovány místa s největším redukováným napětím.

Na závěr byly zhodnoceny výsledky bezpečností a provedena vizualizace návrhu. Zde je zobrazeno pět klíčových pohledů pro úplnost zobrazení. Při cenovém odhadu bylo vycházeno z volně dostupných cenových návrhů firem a vypočtena celková odhadovaná cena při výrobě vozidla. S tím, že do výpočtu nebyla započtena cena práce při výrobě, protože bylo počítáno s výrobou v samotné dílně školy.

Experimentální vozidlo je tedy určené na krátké experimenty v rámci cvičení z předmětu Automobily-QMV, kde by měla sloužit jako pomůcka k pochopení vlivu změn parametrů na jízdní dynamiku vozidla. Je určené jak do vnitřních, tak venkovních prostor. Základní variabilní parametry jsou odklon kola, záklon rejdové osy, příklon rejdové osy, sbíhavost kol, předpětí pružiny na tlumiči, nastavení počtu brzdových okruhů a poloha těžiště vozidla. Další nastavitelným parametrem je tlak v pláštích pneumatiky. Ten má také vliv na správné chování vozidla a hlavně bezpečnost, protože přes pneumatiku se přenášejí všechny síly od vozovky.

Navrhnuté experimentální vozidlo je tedy účinná pomůcka do výuky, která slouží k lepšímu pochopení dynamických vlastností vozidla. Při výrobě a provozování vozidla by se mohlo ukázat, že některé variabilní parametry by se měly zrušit, nebo naopak některé přidat. Podle poznatků z praxe by se tak experimentální vozidlo mohlo vyvíjet dál.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [2] Elektromotory. *Technický portál* [online]. 2021 [cit. 2023-02-20]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/poutaky/neni-motor-jako-motor-synchronni-elektromotory-uspesne-celi-svym-puvodnim-slabinam_53685.html
- [3] Electric motor. In: *Car and driver* [online]. 2022 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: https://hips.hearstapps.com/hmg-prod/images/motorama-101-1647890487.jpg?crop=1.00xw:0.668xh;0,0.143xh&resize=1200:*
- [4] PMS motory. *Raveo* [online]. [cit. 2023-02-23]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/trakcni-pms-motory>
- [5] Průběh točivých momentů u jednotlivých typů elektromotorů. In: *Raveo* [online]. [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/metalrota/pms_motory/BL4.png
- [6] Asynchronní motor. *O energetice* [online]. [cit. 2023-02-14]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektrina/asynchronni-stroje-konstrukce-princip-funkce-a-rizeni>
- [7] Schéma trojpólového komutátorového motoru. In: *Dps-az* [online]. 2022 [cit. 2023-02-06]. Dostupné z: <https://www.dps-az.cz/getFile/id:84900>
- [8] Elektromotor 1500W 60V. In: *Čtyřkolky-Brandýs* [online]. [cit. 2023-02-02]. Dostupné z: <https://cdn.ctyřkolky-brandys.cz/images/0/66e45d3c63eaa21b/2/elektromotor-1500w60v-na-zadni-napravu.jpg>
- [9] Informace o firmě Raveo. *Raveo.cz* [online]. [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/onas>
- [10] Diferenční jednotky. In: *Raveo.cz* [online]. Italy [cit. 2023-02-21]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2022/11/differential_units.pdf
- [11] *TME Eletronic Components* [online]. [cit. 2023-02-04]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/cz/news/library-articles/page/44796/typy-a-druhy-akumulatoru-li-ion-akumulator-ni-mh-akumulator-li-po-akumulator/>
- [12] *Batteryuniversity* [online]. [cit. 2023-02-09]. Dostupné z: <https://batteryuniversity.com/articles>
- [13] *ASTRA* [online]. [cit. 2023-02-09]. Dostupné z: <https://www.astramodel.cz/cz/blog/prehledne-informace-o-typech-akumulatoru.html>
- [14] How does the lead acid battery work. *Battery University* [online]. [cit. 2023-02-10]. Dostupné z: <https://batteryuniversity.com/article/bu-201-how-does-the-lead-acid-battery-work>

- [15] Počet nabíjecích cyklů startovací a trakční baterie. In: *TZB info* [online]. [cit. 2023-02-10]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/akumulace-elektriny/16090-jak-funguje-oloveny-akumulator>
- [16] Trakční baterie Varta. In: *Battery Charger CZ* [online]. [cit. 2023-02-09]. Dostupné z: <https://www.bch-battery.cz/Trakcni-baterie-VARTA-Professional-Dual-Purpose-Deep-cycle-240Ah-12V-LED240-d2610.htm#detail-anchor-description>
- [17] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [18] Jilek, P. ., Pokorný, J. ., & Šefčík, I. (2014). URČENÍ SOUŘADNICE TĚŽIŠTĚ AUTOMOBILU NA SKLOPNÉ PLOŠINĚ. *Perner's Contacts*, 9(3), 78–86. Získáno z <https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/647>
- [19] Těžiště tělesa. *Encyklopedie Fyziky* [online]. [cit. 2023-02-04]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/101-teziste-telesa>
- [20] Porsche Cayman. In: *Car and driver* [online]. [cit. 2023-02-04]. Dostupné z: https://hips.hearstapps.com/hmg-prod/amv-prod-cad-assets/images/11q2/406119/2012-porsche-cayman-r-photo-407150-s-986x603.jpg?resize=768:*&keepGifs=1
- [21] Návod k obsluze GV GE002. In: *Elit* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://img.elit.cz/rgcmedia/s/168/159/ce6f4f5343fa46e49d54b42fbbd5f329.pdf>
- [22] Zavěšení kol. In: *Autolexikon* [online]. [cit. 2023-02-10]. Dostupné z: <https://www.autolexikon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [23] XLC tlumič odpružení. *Šlapací kolo* [online]. [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: https://www.slapacikolo.cz/XLC-RS-F03-165x22-mm-650LBS-d95359.htm?gclid=Cj0KCQjwr82iBhCuARIsAO0EAZytMEgkv1IUD4M1E5v0UJif4nUE8tA_4qkaGxheARncoH2JZv20Z-saA1A0EALw_wcB#detail-anchor-description
- [24] descriptionMotoma 24 V 12Ah. In: *Heureka* [online]. [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: <https://olovene-baterie.heureka.cz/motoma-24v-12ah/#specifikace/>
- [25] Silentblok. In: *Autokelly* [online]. [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: https://content.lkq.cz/File/AKYD/8A47CE80-D07F-317A-855C-0112E0CBB1D1_L.JPG
- [26] Pedály motokáry. In: *Constructorsfl* [online]. [cit. 2023-03-14]. Dostupné z: http://www.constructorsfl.com/piclib/getpic.php?pldb=constr_4&picid=1770&var=full&profile=admin_obrazky
- [27] Plášť a duše. *Trailer plus* [online]. [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: <https://www.trailerplus.cz/product/sada-pneu-4-80-4-00-8-s-6003-6pr-tt-tr13-71-m>
- [28] Mechanismus řízení. In: *Quad ATV* [online]. 2021 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: https://www.ctyrkolky-atv.cz/1476464-thickbox_default/mechanizmus-rizeni-buggy-125cc-2021-.jpg

- [29] *HR4-100-1.5-7* [online]. In: . [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/sites/default/files/elif/h1.png>
- [30] Čep spodního ramene ATV. *Autom* [online]. [cit. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.autom.cz/cep-spodniho-ramene-ATV-SMC-d6320.htm?tab=description#anch1>
- [31] Čepy řízení. In: *Autom* [online]. [cit. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.autom.cz/cepy-řízení-sada-M12-x-1-5mm-levy-pravy-zavit-d2755.htm>
- [32] Kardanové klouby. *Olejobchod* [online]. [cit. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://olejobchod.cz/kloub-sloupek-řízení-spidan-u126>
- [33] BRADÁČ, Albert. *Soudní inženýrství*. Dotisk [i.e. 2. vyd.]. Brno: CERM, 1999. ISBN 80-720-4133-9.
- [34] Rozdělení brzdových destiček. *Wemoto* [online]. [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: http://www.wemoto.cz/info/brake_pads_gg_or_hh/
- [35] Brzdy: Když je potřeba zbavit se rychlosti. *Škoda motorsport* [online]. 2018 [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: <https://www.skoda-motorsport.com/cs/37234-2/>
- [36] Výpočet brzd. *Mitcalc* [online]. [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/brakesclutches/help/cz/brakesclutches.htm>
- [37] Brzdový kotouč 150 mm. In: *Esell* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.esell.cz/produkt/brzdovy-kotouc-150-mm#parametryJednotná>
- [38] Teflonová brzdová hadice. *Race-shop* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://race-shop.cz/brzdove-hadice/5029-teflonova-brzdova-hadice-s-nerezovym-opletem-an3.html>
- [39] Brzdový třmen. *Essel* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.esell.cz/produkt/kompletni-zadni-brzda-atv-125cc-nozni>
- [40] Ustanovení pro schvalování osobních automobilů z hlediska brzdění. *Esipsa* [online]. [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: [https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42010X0831\(02\)](https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42010X0831(02))
- [41] Hydraulický okruh brzdového systému. In: *Autolexicon* [online]. [cit. 2023-05-16]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/brzdova-kapalina/>
- [42] Jakosti ocelí. *Feromat* [online]. [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: http://www.feromat.cz/jakosti_oceli
- [43] Materiálové vlastnosti. *Eurocodeapplied* [online]. [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/steel-design-properties>
- [44] Materiálové vlastnosti hliníku 7075. *HoLee* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://cz.holeealuminum.com/aluminum-tube/aluminum-round-tube/7075-aluminum-round-tube.html>

- [45] *Pevnost a tvrdost šroubů* [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: <http://www.faspoj.cz/pevnost%20sroubu.html>
- [46] Materiálové vlastnosti 12061. In: *Czferrosteel* [online]. [cit. 2023-04-28]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-12061.pdf>
- [47] *Utahovací momenty šroubů* [online]. [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/cs/m-364-utahovaci-momenty-metricnych-sroubu>
- [48] ZHU, Qiuyan, Pengmin LU a Qingyi XIANG. Fatigue life evaluation of web butt welding structure on boom of excavator by hot spot stress approach. *Engineering Failure Analysis* [online]. 2020, 113 [cit. 2021-01-28]. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2020.104547
- [49] HOBACHER, A. The new IIW recommendations for fatigue assessment of welded joints and components – A comprehensive code recently updated. *International Journal of Fatigue* [online]. 2009, 31(1), 50-58 [cit. 2021-01-28]. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2008.04.002
- [50] Hot spot průběh napětí. In: *Sciencedirect* [online]. 2008 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S0142112308001072?token=4A1444A47B84D77E6117B742623927B7CE592C2E7F2D0949E8C18A3D1B9BC15101C88287A187275D3C8C9480FEBA008C&originRegion=eu-west-1&originCreation=20230407161828>
- [51] Mechanické vlastnosti svařovacích drátů. *Docplayer* [online]. [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/11208594-Weld-g3si1-sfa-aws-a-5-18-er-70s-6-en-iso-14341a-g3si1.html>
- [52] Ochranné plyny pro svařování. *Vlaho* [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: <http://www.vlaho.cz/files/stargasmig.pdf>
- [53] Svařované spoje. *Mitcalc* [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/welding/help/en/welding.htm>
- [54] *Koeficient bezpečnosti* [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: https://www.mitcalc.com/doc/help/en/C_safety.htm
- [55] S235JRG2. *Steelnumber* [online]. [cit. 2023-04-08]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=848
- [56] E.SHIGLEY, Joseph, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vutium, 2010. ISBN 978- 80- 214-2629-0.
- [57] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [58] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.

- [59] KRATOCHVÍL, C., SLAVÍK, J. *Mechanika těles - Dynamika*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Akademické nakladatelství Čerm, Druhé vydání, Brno, 2007. ISBN 978-80-214-3446-2.
- [60] *Dynamika vozidla a jízdní stabilita* [online]. 2018 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: https://dspace.tul.cz/bitstream/handle/15240/152214/Diplomova_prace_2018_Jan_Slech_an.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$3D$	[-]	Trojrozměrný
A	[N]	Celková síla při akceleraci
a_b	[m·s ⁻²]	Decelerace při brzdění
AC	[-]	Střídavý proud
A_F	[N]	Dynamické zatížení přední nápravy
A_{Ff}	[N]	Třecí síla na přední nápravě
A_R	[N]	Dynamické zatížení nápravy
$A_{R1,2}$	[N]	Normálová síla na jedno zadní kolo během akcelerace
A_{Rf}	[N]	Třecí síla na zadní nápravě
a_y	[m·s ⁻²]	Boční zrychlení vozidla
B	[N]	Celková brzdná síla
B_F	[N]	Normálová síla na přední nápravu při brzdění
$B_{F1,2}$	[N]	Normálová síla na jedno přední kolo při brzdění
B_{Ff}	[N]	Brzdná síla na přední nápravu
B_R	[N]	Normálová síla na zadní nápravě při brzdění
$B_{R1,2}$	[N]	Normálová síla na jedno zadní kolo při brzdění
B_{Rmax}	[N]	Maximální možná vyvinutá brzdná síla na jedno kolo
B_{Rr}	[N]	Brzdná síla na zadní nápravě
$B_{Rr1,2}$	[N]	Brzdná síla na jedno zadní kolo
C_{max}	[Nm]	Maximální točivý moment elektromotoru
d	[m]	Průměr drátu pružiny
D	[m]	Vnější průměr vinuté pružiny
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
DC	[-]	Stejnoseměrný proud
d_h	[mm]	Průměr pístku u hlavního brzdového válce
d_t	[mm]	Průměr pístku u brzdového třmene
E	[GPa]	Youngův modul pružnosti
E_k	[J]	Kinetická energie při akceleraci
F	[N]	Výsledná síla vynásobená rázovým součinitelem
f	[-]	Dynamický součinitel tření
F_{Bc}	[N]	Celková boční síla
F_i	[N]	Osová síla ve šroubu

F_{11}	[N]	Normálová síla na přední vnější kolo při zatačení
F_{13}	[N]	Normálová síla na zadní vnější kolo
F_N	[N]	Normálová síla na pístky brzdového třmenu
F_o	[N]	Ovládací síla na brzdovém pedálu
F_{oc}	[N]	Ovládací síla na brzdovém pedálu pro dva brzdové okruhy
F_{omax}	[N]	Maximální dovolená ovládací síla na brzdovém pedálu
F_p	[N]	Síla na hlavní brzdový válec
FS	[-]	Koeficient bezpečnosti u svarového spoje
F_{stat}	[N]	Statická síla
F_t	[N]	Třecí síla mezi kotoučem a brzdovými destičkami
$F_{transfer}$	[N]	Příčný přesun zatížení
F_x	[N]	Hnací síla na
F_{xmax}	[N]	Maximální možně přenesená hnací síla na mokré vozovce
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[mm]	Výšková poloha těžiště
i	[-]	Převodový poměr převodovky elektromotoru
i_p	[-]	Počet pístků na brzdovém třmenu
J	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti
J_s	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti podle Steinerovy věty
k	[N·m ⁻¹]	tuhost
k_e	[-]	Koeficient bezpečnosti svarového spoje
k_r	[-]	Rázový součinitel
L	[mm]	Rozvor vozidla
L_1	[mm]	Vzdálenost od čepu otáčení k působišti síly F_p
L_2	[N]	Vzdálenost od čepu otáčení k působišti ovládací síly F_o
M	[N·m]	Točivý moment
M_{Bf}	[N·m]	Brzdový moment na jednom předním kole
M_{bm}	[N·m]	Brzdový moment elektromotoru
m_i	[kg]	Element hmoty
M_k	[N·m]	Točivý moment elektromotoru
M_{k0}	[N·m]	Moment elektromotoru při nulových otáčkách.
M_{kkolo}	[N·m]	Točivý moment na jednom kole při akceleraci

m_f	[kg]	Hmotnost řidiče
m_s	[kg]	Hmotnost
M_u	[N·m]	Utahovací moment
m_v	[kg]	Hmotnost vozidla
n_l	[s ⁻¹]	Otáčky elektromotoru při referenční rychlosti
n_{kolo}	[s ⁻¹]	Otáčky kola
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky elektromotoru
P_e	[kW]	Jmenovitý výkon elektromotoru
p_h	[MPa]	Tlak v brzdovém okruhu
P_h	[mm]	Rozteč závitu
P_h	[mm]	Rozteč závitu
p_{hmax}	[N]	Maximální tlak v hydraulickém okruhu
r	[mm]	Dynamický poloměr kola
R_e	[mm]	Efektivní poloměr brzdového obložení
Re	[Mpa]	Mez kluzu materiálu
R_i	[mm]	Vnitřní poloměr brzdových destiček
r_i	[mm]	Polohový vektor elementu hmoty
R_o	[mm]	Vnější poloměr brzdových destiček
r_s	[mm]	Vzdálenost obou rovnoběžných os
s_b	[m]	Brzdná dráha při kritickém brzdění
S_{wA}	[MPa]	Dovolené napětí pro svarový spoj
t	[mm]	Rozchod kol
t_a	[s]	Čas akcelerace z nulové rychlosti na referenční rychlost
v_b	[m·s ⁻¹]	Referenční rychlost při brzdění
W	[N]	Celková tíha vozidla
W_f	[N]	Statické zatížení přední nápravy
$W_{f/2}$	[N]	Statická síla na jedno kolo vynásobená rázovým součinitelem
W_r	[mm]	Statické zatížení zadní nápravy
$W_{r1,2}$	[N]	Statické zatížení na jedno zadní kolo
x_T	[mm]	Podélná poloha těžiště
z_p	[mm]	Vzdálenost od materiálu k patě svaru
α	[°]	Úhel profilu
α_u	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení

ν	[-]	Poissonův poměr
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota materiálu
$\sigma_{0,4t}$	[MPa]	Napětí ve vzdálenosti 0,4·tloušťky materiálu od paty svaru
σ_{12mm}	[MPa]	Napětí ve vzdálenosti 12mm od paty svaru
σ_{1t}	[MPa]	Napětí ve vzdálenosti 1,0·tloušťky materiálu od paty svaru
σ_{4mm}	[MPa]	Napětí ve vzdálenosti 4mm od paty svaru
σ_{8mm}	[MPa]	Napětí ve vzdálenosti 8mm od paty svaru
σ_{hs1}	[MPa]	Maximální „hotspot“ napětí v prvním kritickém místě svaru
σ_{hs2}	[MPa]	Maximální „hotspot“ napětí v druhém kritickém místě svaru
μ	[-]	Součinitel tření
μ_a	[-]	Součinitel tření při akceleraci na mokré vozovce
μ_b	[-]	Součinitel tření mezi kotoučem a brzdovými destičkami