



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE VYSOCE ZATĚŽOVANÝCH KOMPONENT PRO MOTORSPORT

OPTIMIZING A HIGHLY LOADED COMPONENTS FOR MOTORSPORT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR ŠIŠPERA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. KAMIL ŘEHÁK, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Petr Šišpera**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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 bakalářské práce:

Optimalizace vysoce zatěžovaných komponent pro motorsport

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Komponenty využívané v motorsportu jsou zatěžovány výrazně vyššími silami v porovnání s automobily pro běžný provoz. Současně je kladen požadavek na snížení hmotnosti celého vozidla tak, aby automobil byl při závodech konkurenceschopný. Při návrhu jednotlivých komponent tak jsou využívány výpočtové modely, které slouží jak pro určení zatížení, tak i optimalizaci jednotlivých komponent či celých konstrukčních celků.

Cíle bakalářské práce:

Provedení rešerše za účelem stanovení možných přístupů.
Stanovení komponent pro optimalizaci spolu s vytvořením modelu geometrie.
Provedení deformačně napěťové analýzy sériových komponent.
Provedení optimalizace.
Zhodnocení jednotlivých zátěžných stavů.

Seznam doporučené literatury:

LAWRENCE, Kent L. ANSYS workbench tutorial: structural & thermal analysis using the ANSYS workbench release 14 environment. Mission: SDC Publications, 2012, ISBN 978-1-58503-754-4.

LI, Jixiong. Lightweight Design of Front Suspension Upright of Electric Formula Car Based on Topology Optimization Method. World Electric Vehicle Journal [online]. 2020, 1. 2. 2020.

CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran, ISBN: 9781138486294.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Tato práce se zabývá optimalizací zavěšení zadních kol páté generace Hondy Civic pro aplikaci v motorsportu. Cílem je snížení hmotnosti spolu se zvýšením tuhosti a přesnosti vedení kol. Práce vychází z vlastností sériových komponent, které jsou analyzovány pomocí MKP analýzy v programu Ansys. Zátěžové stavy jsou vypočteny z jízdní dynamiky a zatížení jednotlivých ramen z kinematiky nápravy. Prvky nápravy jsou nejprve vymodelovány a analyzovány a z těchto dat vychází vstupní informace pro optimalizaci. Jednotlivé prvky jsou nejprve topologicky optimalizovány, na jejichž základě vznikají modely analyzované deformačně napětovou analýzou. Vlastnosti sériových dílů jsou nakonec porovnány s optimalizovanými v nejkritičtějších zátěžových stavech, a výsledkem práce je optimalizovaná soustava zavěšení s nižší hmotností a vyšší tuhostí.

Abstract

This thesis deals with optimizing the rear suspension of the fifth generation Honda Civic for motorsport application. The goal is to reduce weight while increasing stiffness and precision in wheel control. The work is based on the properties of serial components, which are analyzed using FEM analysis in the Ansys program. Load conditions are calculated from vehicle dynamics and the loading of individual arms from the suspension kinematics. Suspension components are first modeled and analyzed and this data provides input information for optimization. Individual components are initially topologically optimized, based on which models are created for deformation stress analysis. The properties of the serial parts are ultimately compared to optimized ones under the most critical loading conditions and the result of the work is an optimized suspension system with lower weight and higher stiffness.

Klíčové slova

Motorsport, zavěšení kol, optimalizace, topologická optimalizace, metoda konečných prvků, reverzní inženýrství

Keywords

Motorsport, car suspension, optimization, topology optimization, finite element method, reverse engineering

Bibliografická citace

ŠIŠPERA, Petr. *Optimalizace vysoce zatěžovaných komponent pro motorsport*. Brno: 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/154102>. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Řehák.

Prohlašuji, že bakalářskou práci s názvem *OPTIMALIZACE VYSOCE ZATĚŽOVANÝCH KOMPONENT PRO MOTORSPORT* jsem vypracoval sám, pod vedením Ing. KAMILA ŘEHÁKA, Ph.D., s použitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu na konci práce.

.....
Petr Šišpera
24. května 2024

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za odborné vedení a rady. Poděkování patří také mé rodině a přátelům za podporu během studia.

Petr Šišpera

Obsah

1	Úvod	9
2	Konstrukční rozvaha a inspirace	10
2.1	Vývoj závodních vozů na základě sériových	10
2.1.1	Vývoj Porsche motorsport	10
2.1.2	Vývoj Škody motorsport	11
2.2	Vývoj prototypových závodních vozů	11
2.2.1	Vývoj týmu Red Bull Racing	11
2.2.2	Vývoj týmů Formule Student	12
3	Analýza metodou konečných prvků	17
3.1	Model materiálu	17
3.2	Model geometrie tělesa	17
3.3	Sít konečných prvků	18
3.4	Okrajové podmínky	18
3.5	Kontakt dvou těles	19
3.6	Výskyt singularit v řešení	20
4	Kinematika a model nápravy	21
4.1	Reverzní inženýrství	21
4.1.1	3D skenování	21
4.2	CAD model	23
4.3	Kinematický model	24
5	Výpočet zátěžných stavů	26
5.1	Statické zatížení a těžiště	26
5.2	Model pneumatik	27
5.3	Akcelerace	29
5.4	Brzdění	29
5.5	Průjezd zatáčkou	30
5.5.1	Vnější kolo	31
5.5.2	Vnitřní kolo	31
5.6	Brzdění při zatáčení	32
6	Analýza sériových prvků nápravy	34
6.1	Přední sbíhavostní rameno	34
6.2	Zadní horní odklonové rameno	36
6.3	Zadní spodní nosné rameno	38
6.4	Podélné rameno	40
7	Optimalizace	43
7.1	Topologická optimalizace	43
7.2	Optimalizační metody v programu Ansys	43
7.3	Optimalizační proces	43
7.4	Přední sbíhavostní rameno	45

OBSAH

7.4.1	Výpočet čepů	45
7.4.2	Vymezovací podložky	47
7.4.3	Výpočet spojovací trubky	47
7.4.4	Konstrukce optimalizovaného ramena	48
7.5	Zadní horní odklonové rameno	49
7.5.1	Výpočet čepů	50
7.5.2	Konzole uchycení	51
7.5.3	Výpočet spojovací trubky	52
7.5.4	Konstrukce optimalizovaného ramena	52
7.6	Zadní spodní nosné rameno	54
7.6.1	Výpočet čepů	54
7.6.2	Topologická optimalizace	55
7.6.3	Konstrukce optimalizovaného ramena	56
7.7	Podélné rameno	59
7.7.1	Výpočet čepu	59
7.7.2	Konstrukce náboje	60
7.7.3	Topologická optimalizace	63
7.7.4	Konstrukce optimalizovaného ramena	64
8	Závěr	69
9	Literatura	72
10	Seznam použitých zkratk a symbolů	74

1 Úvod

Pro dosažení konkurenceschopnosti závodního automobilu je důležité snížit jeho hmotnost, zároveň je důležité zachovat tuhost jeho komponentů pro přesné řízení. Oproti zavěšením sériových vozů jsou závodní zatěžovány vyššími silami, a optimalizace jejich vlastností je zvláště důležitá, jelikož ty spolu s koly a pneumatikami zajišťují kontakt vozidla s cestou a přenos řídicích a hnacích sil. Snížením neodpružené hmotnosti a tuhosti zavěšení dojde k výraznému zlepšení ovladatelnosti a čitelnosti automobilu.

V této práci se zabývám optimalizací prvků zadní nápravy páté generace Hondy Civic pro aplikaci v motorsportu. Zadní náprava této Hondy je nezávisle zavěšená víceprvková se třemi příčnými rameny, z nichž jedno slouží také jako uchycení tlumiče. A podélným vlečným ramenem na, kterém je uchycen náboj kola s brzdíčem. Tento způsob řešení zadní nápravy je neobvyklý u stejné kategorie aut, které obvykle disponují jednoduššími systémy zavěšení. I díky tomuto jsou dnes tyto Civicy s oblibou využívány v motorsportu. Mezi hlavní výhody tohoto způsobu zavěšení kol je jejich přesné vedení, které pomáhá zvýšit adhezi pneumatik při náklonech karoserie. Další z výhod je, že zavěšení je nezávislé, takže pohyb jednoho kola neovlivňuje kolo na opačné straně auta.

Zátěžové stavy odvodím z jízdní dynamiky. Vypočtu, jaké síly působí na zavěšení kola, například při průjezdu zatáček či při brzdění. Přesné rozložení sil v zavěšení spočítám díky kinematickému modelu. Z toho následně vzejdou okrajové podmínky zatěžování jednotlivých komponentů při napěťových analýzách.

Jednotlivé prvky nápravy nejprve vymodeluji, složitější před převedením na CAD modely 3D naskenuji. K pevnostní analýze využiji výpočetní program pracující s metodou konečných prvků, ve kterém dále budu pokračovat topologickou optimalizací. Z té vzejdou finální návrhy, na kterých ve stejném programu provedu pevnostní analýzu a porovnam výsledky sériových a mnou navržených dílů.

2 Konstrukční rozvaha a inspirace

Existuje několik přístupů při konstrukci závodních aut. Jedním je konstrukce závodního vozu z již existujícího sériově vyráběného, u kterého se využije již zkonstruovaných a sériově vyráběných součástí spolu s nově vyvinutými pro závodní účely. Dalším je vývoj prototypového závodního vozu, kdy je automobil zkonstruován přímo pro daný závod.

2.1 Vývoj závodních vozů na základě sériových

Výhodou tohoto způsobu konstruování je následná nižší pořizovací cena závodních vozů a také reklamní prezentace sériových modelů automobilek, na jejichž základě je automobil sestaven. Tímto způsobem jsou konstruovány například cupové závodní vozy, vozy pro závody cestovních automobilů, rallyové speciály a jiné.

Soustavy zavěšení takovýchto vozů často využívají sériové uchycení ke karoserii a některých sériových podvozkových komponentů. To umožňuje snížit finanční náročnost případných oprav a výměn dílů.

2.1.1 Vývoj Porsche motorsport

Porsche 992 GT3 RS patří ke špičkovým sportovním autům, z něho vycházející závodní varianty nesou jeho karoserii, část zavěšení a spoustu dalších dílů. [6]

Toto Porsche má přední nehnanou nápravu dvojitou lichoběžníkovou, která je složena ze dvou trojúhelníkových ramen a těhlice. Zadní náprava tohoto automobilu je víceprvková.



Obrázek 1: Zavěšení kola Porche GT3, převzato z [6]

2.1.2 Vývoj Škody motorsport

Škoda motorsport staví závodní vozy pro kategorii Rally2 se základem automobilu Škoda Fabia čtvrté generace, které konstrukčně navazují na úspěšné předchozí závodní vozy tohoto týmu. Oproti sériovým modelům ze kterých vychází mají kompletně přepracovaný systém zavěšení kol, systém pohonu, a aerodynamiku. Karoserie je vyztužena bezpečnostním rámem, který kromě vyšší ochrany posádky zajišťuje její vysokou tuhost. [7]

Při konstrukci nejenom dílů zavěšení bylo nutné dosáhnout dostatečné odolnosti při co nejnižší hmotnosti. Zavěšení musí odolat rozbitým šotolinovým cestám a velkým přetížením na hladkých asfaltových rychlostních zkouškách. [7]

Díky optimální kombinaci sériových a závodních dílů je tento automobil velmi úspěšný na trhu, kde nabízí jezdcům a závodním týmům soutěžit v rallye v kategorii Rally2.

Systém zavěšení kol tohoto vozu se skládá se dvou McPhersonových náprav, které jsou opatřeny stabilizátory. Ramena jsou vyrobena z trubek uchycená ke karoserii a těhlicím pomocí kulových čepů. Těhlice je obrobena ze slitiny hliníku.



Obrázek 2: Zavěšení kola Fabie RS Rally2, převzato z [7]

2.2 Vývoj prototypových závodních vozů

Při vývoji prototypových závodních vozů omezují konstrukci pouze pravidla závodní soutěže a stanovený rozpočet.

2.2.1 Vývoj týmu Red Bull Racing

Vývoj monopostů formule 1 patří ke špičce vývoje v motorsportu. Mnohačlenné týmy pracují na vývoji kompletně nového závodního vozu podle pravidel automobilové federace. Pro závodní sezónu 2024 zkonstruoval tento tým monopost RB20, kde použil přední dvojitou lichoběžníkovou nápravu se systémem uložení tlumiče pull rod a vzadu tuto nápravu se systémem push rod. Zavěšení kol automobilů s nekapotovanými koly je specifické v tom, že kolem nich obtéká vzduch a tak je u nich řešena i aerodynamika. Prvky zavěšení jsou vyrobeny převážně z kompozitu uhlíkových vláken a spojeny kulovými čepy.

2.2 VÝVOJ PROTOTYPOVÝCH ZÁVODNÍCH VOZŮ



Obrázek 3: Monopost RB20, převzato z [8]

2.2.2 Vývoj týmů Formule Student

Většina komerčních optimalizací je utajená, a tak informace pro rešerši z nich nelze dohledat. Proto jsem pro rešerši použil několik volně dostupných akademických prací zabývajících se optimalizací zavěšení Formule Student, které mně budou sloužit jako zdroj know-how.

Formule Student je evropská studentská soutěž, která vzešla z původní americké. Studentské týmy zde soutěží v tom, kdo postaví nejlépe ovladatelné, výkonné, spolehlivé a bezpečné jednomístné závodní auto. Každý z týmů staví vlastními silami svůj monopost, se kterým následně soutěží v několika disciplínách. [9]

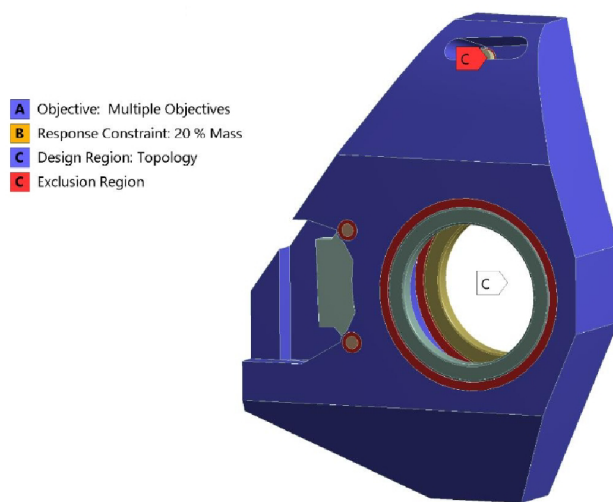
Součástí vývoje tohoto vozu je i optimalizace závodních podvozkových komponent. Práce jednotlivých týmů si vezmu jako inspiraci, jak k mé optimalizaci přistoupit.

Těhlice vozu Dragon X

V roce 2020 byla týmem VUT Brno racing zvolena k výrobě těhlice metoda přesného lití jako vhodná pro kusovou výrobu umožňující výrobu složitých tvarů. Tato metoda jinak nazývaná lití do vytavitelného modelu je dnes jednou z nejvýznamnějších ve slévárenství. Při výrobě vytavitelného modelu byl použitý 3D tisk. [10]

Jako materiál pro tyto odlitky byla zvolena slitina hliníku AlSi7Mg0,6 s tepelnou úpravou T6. Návrhový součinitel byl zvolen 1,2 vůči mezi kluzu. Únava materiálu nebyla brána v potaz z důvodu nízkého množství cyklů, kterým zavěšení během jedné sezóny projde. Pro výpočet byly zvoleny zátěžné stavy průjezd zatáčkou, akcelerace, akcelerace v zatáčce, brzdění, přejezd nerovností a nakonec kontrola odlehčeného kola při zatáčení. [10]

Topologická optimalizace byla provedena v programu Ansys, kde byly do optimalizace vloženy všechny zátěžové stavy. [10]



Obrázek 4: Vstup pro topologickou optimalizaci, převzato z [10]

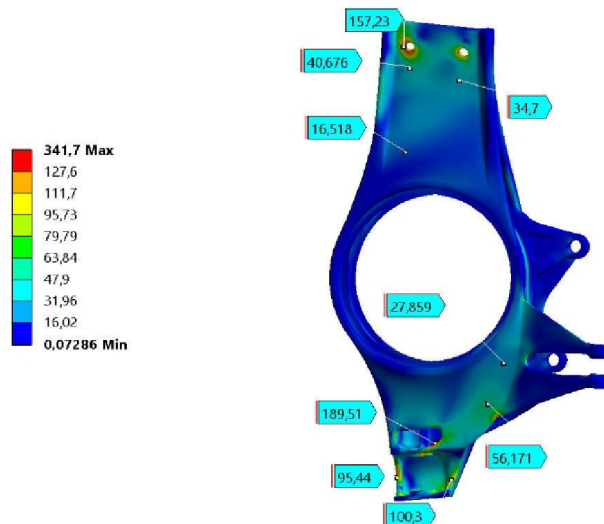
Do topologické optimalizace byl vložen hrubý model spolu s komponenty, které se ho dotýkají. Byl zatížen vypočtenými silami a byla zadána optimalizace co nejvyšší tuhosti při zachování 20 % hmotnosti. [10]



Obrázek 5: Výsledek topologické optimalizace, převzato z [10]

Po několika iteracích byl výsledek topologické optimalizace převeden na 3D model. Na tom byl následně provedena deformačně napěťová napěťová analýza v programu Ansys. Optimalizovaný model měl oproti hrubému 11% hmotnost. [10]

2.2 VÝVOJ PROTOTYPOVÝCH ZÁVODNÍCH VOZŮ

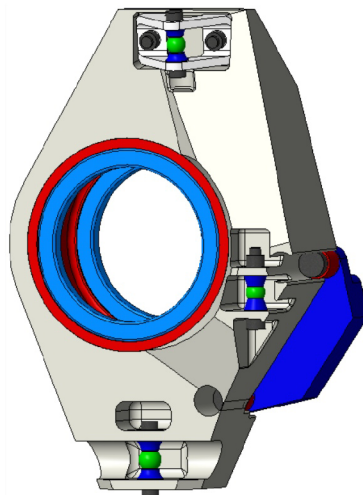


Obrázek 6: Rozložení napětí na těhlici Dragon X při kombinaci zatáčení a akcelerace, převzato z [10]

Těhlice vozu Dragon 8

V roce 2018 tým z mé univerzity zvolil pro výrobu těhlice aditivní metodu tisku pomocí SLM. Tato metoda se nabízí ve spojení s topologickou optimalizací, jelikož lze vyrobit velmi složité tvary, které by nebylo možné jinými technologiemi vyrobit. Výhodou je také to, že cena tištěného dílu se výrazně nezvyšuje s narůstající složitostí dílů, ale pouze s jeho velikostí a hmotností. [11]

Jako materiál byla zvolena speciální hliníková slitina optimalizovaná pro 3D tisk. Mezi zátěžnými stavy bylo počítáno s průjezdem zatáčkou, brzděním, přejezdem nerovností a prudkém zpomalení v opačném směru. S únavovým namáháním nebylo uvažováno z důvodu nízkého počtu cyklů během jedné závodní sezóny a zároveň z důvodu nedostatku dat popisující únavový životnosti zvoleného materiálu. [11]



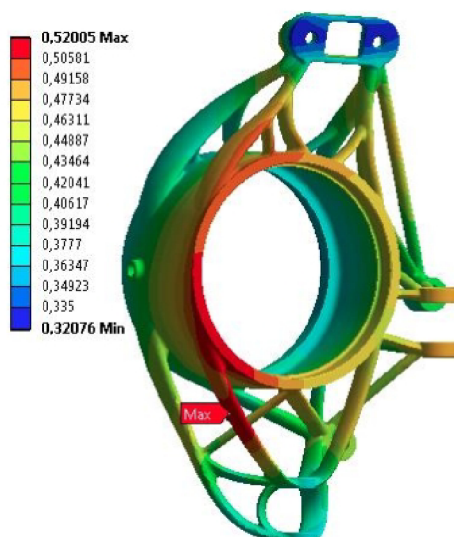
Obrázek 7: Vstup pro topologickou optimalizaci, převzato z [11]

Hrubý model pro optimalizaci byl spolu s dalšími přilehlými komponenty vložen do programu Ansys, ve kterém na něm proběhla topologická optimalizace. [11]



Obrázek 8: Výsledek topologické optimalizace, převzato z [11]

Její výsledek byl zpracován v programu CREO, kde sloužil jako předloha modelovaného konečného dílu. Ten byl poté vložen do programu Ansys a analyzován. [11]



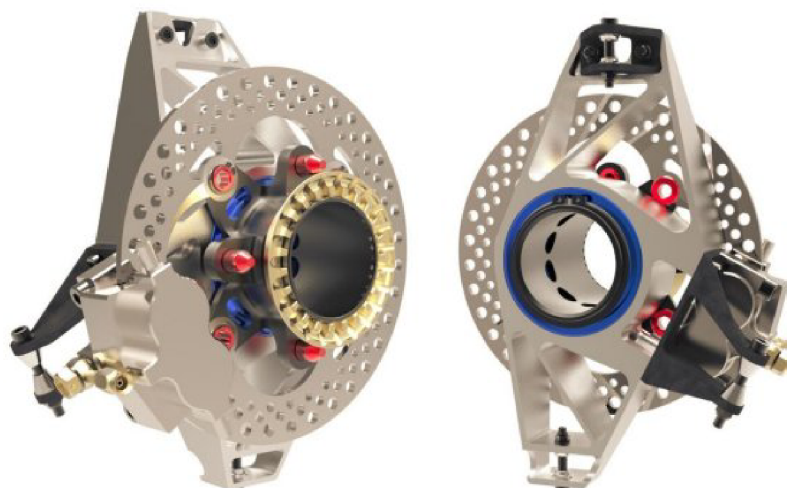
Obrázek 9: Deformace těhlice Dragonu 8 při průjezdu zatáčkou, převzato z [11]

Těhlice vozu Dragon 5

V roce 2016 zvolil brněnský tým podobně jako v předchozích letech obrábění, jako metodu výroby těhlice svého závodního vozu. Tato metoda umožnila použít vysokopevnostní hliníkovou slitinu EN AW 7075 s tepelnou úpravou T6. [12]

Prvotní tvar těhlice vzešel z polohy kinematických bodů a náboje kola. Původní návrh byl opatřen žebry ke zvýšení tuhosti dílu. Tento návrh byl analyzován v programu Ansys, ve kterém bylo spočteno maximální napětí na součásti a její deformace v zátěžných stavech. Uvažovali tehdy zátěž při prudkém brzdění a průjezdu zatáčkou. [12]

2.2 VÝVOJ PROTOTYPOVÝCH ZÁVODNÍCH VOZŮ



Obrázek 10: Těhlice vozu Dragon 5, převzato z [12]

3 Analýza metodou konečných prvků

Metoda konečných prvků je numerická metoda široce využívána v inženýrských výpočtech. Pracuje s rozdělením složitých těles na mnoho menších prvků, se kterými dále provádí výpočty. Spočítat se tak dá mechanické zatížení, vedení tepla a další. Tímto způsobem je možné analyzovat složitá tělesa a soustavy, které by analyticky řešit nebylo možné. Rozdělením tělesa na dostatečný počet prvků umožňuje napodobit jeho skutečnou geometrii. Počet prvků však zvyšuje nároky na výpočetní výkon. [1]

Díky numerickým metodám došlo k výraznému usnadnění konstrukce a výpočtů, které byly dříve prováděny ručně. Několikrát se tak zrychlil vývoj nových součástí, čímž se snížila i jeho finanční nákladnost. Díky přesnějším výpočtům byly také sníženy nároky na výrobu mnoha prototypových součástí, které by vývoj dále prodražily. [1]

Programy, které pracují s MKP algoritmy začaly vznikat spolu prvními počítači. Nejprve jako univerzitní projekty, ze kterých se vyvinuly komerční produkty. Dnes jich existuje velké množství, jako například NASTRAN, SESAM, ANSYS, CASTEM nebo LUSAS. [2] Já jsem si k mým analýzám vybral program Ansys, který nabízí studentskou licenci, kterou využiji.

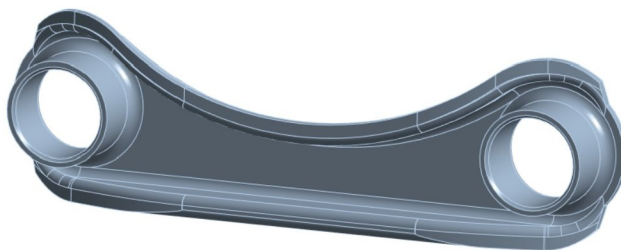
3.1 Model materiálu

Materiál je v každém z výpočtů definován těmi veličinami, které jsou pro konkrétní výpočet nezbytné. V lineární napěťové analýze je materiál popsán Hookovským izotropním modelem, který je definován Youngovým modulem pružnosti v tahu E a Poissonovou konstantou μ . V případě že, do výpočtu vstupuje zrychlení, je nutné definovat hustotu materiálu ρ .

3.2 Model geometrie tělesa

Model který se vkládá do analýzy může obsahovat tvary, které nebudou mít na její výsledek vliv. Ty negativně ovlivní počet prvků, které budou k provedení výpočtu nutné. Je tak vhodné tyto tvary před analýzou z geometrie odstranit. Jedná se o různá zaoblení a zkosení a pro analýzu nepodstatné výčnělky.

Výpočet je možné dále zjednodušit využitím symetrie, která dovolí do výpočtu vložit pouze symetrickou část modelu, což výrazně sníží výpočetní náročnost.

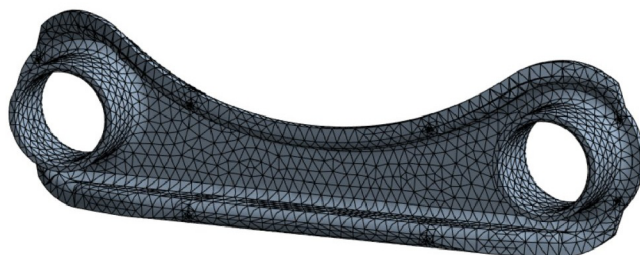


Obrázek 11: Model geometrie v Ansys Workbench

3.3 Síť konečných prvků

Model je při síťování diskretizován na prvky, které jsou navzájem spojeny uzly. Prvky mohou být buď jedno, dvou nebo třírozměrné. Dále mohou být buď lineární, kdy jsou tvořeny uzly ležícími v jejich koncích nebo rozích, nebo kvadratické, které mají navíc uzly ležící na jejich hranách, což zpřesňuje analýzu na úkor náročnějšího výpočtu.

Diskretizace může být provedena několika způsoby. Lze nastavit velikost a typ prvků. Zvolit je také možné algoritmus, podle něhož bude síť tvořena. Definování vhodné sítě je zásadní k získání správných výsledků. Neexistuje univerzální síť, která by byla vhodná pro všechny geometrie. Síťování se tak musí nastavit individuálně ke každému případu. Kvalitu sítě, kterou program vytvořil lze analyzovat pomocí kritériálních parametrů.



Obrázek 12: Síť konečných prvků v Ansys Workbench

3.4 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou vazby a silová zatížení, která jsou přiřazena k jednotlivým uzlům. Kromě zatížení tak určují i polohu tělesa v prostoru. Reálné podmínky se však mohou od definovaných lišit. Je to tak například v případě vetknutí, které je dokonale tuhou vazbou. Odstranit tuto nedokonalost lze tak, že kromě analyzovaného tělesa se k němu v soustavě připojí součásti, ke kterým je uchyceno. Analýzou této soustavy je simulován skutečný dotyk. [1]

Okrajové podmínky lze rozdělit několik typů. První udává polohu nebo posunutí, mezi ně patří například: [20]

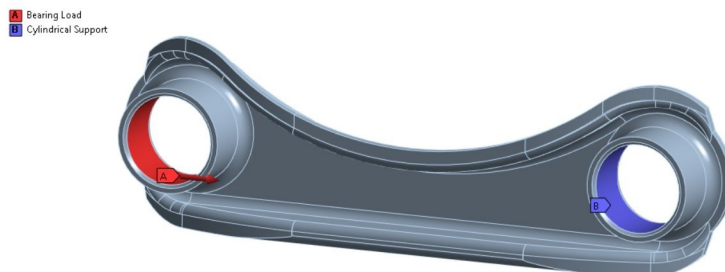
- *Fixed support*: Zabraňuje všem posuvům, rotacím a deformacím.
- *Frictionless support*: Zabrání normálovému pohybu a deformacím zvolených prvků.
- *Displacement*: Definuje posuv zvolené části a posuvný vektor.
- *Cylindrical support*: Vloží ke zvolené válcové ploše válec, který zabráni všem posuvům a deformacím této plochy.
- *Elastic support*: Vloží ke zvoleným prvkům pružnou podporu.

Druhý typ definuje silovou nebo momentovou zátěž, k těm patří například: [20]

- *Force*: Zatíží zvolené prvky definovanou silou.
- *Moment*: Ke zvoleným prvkům přiřadí momentovou zátěž.
- *Bearing load*: Tato zátěž simuluje radiální síly ložiskového zatížení.
- *Bolt pretension*: Touto okrajovou podmínkou se simuluje předpětí šroubů.

Třetí popisuje setrvačné účinky zatížení zrychlením, mezi tyto zatížení patří například: [20]

- *Standart Earth gravity*: Touto podmínkou se zatíží analyzované těleso standardním tíhovým zrychlením.
- *Acceleration*: Zatíží těleso zrychlením v definovaném směru.

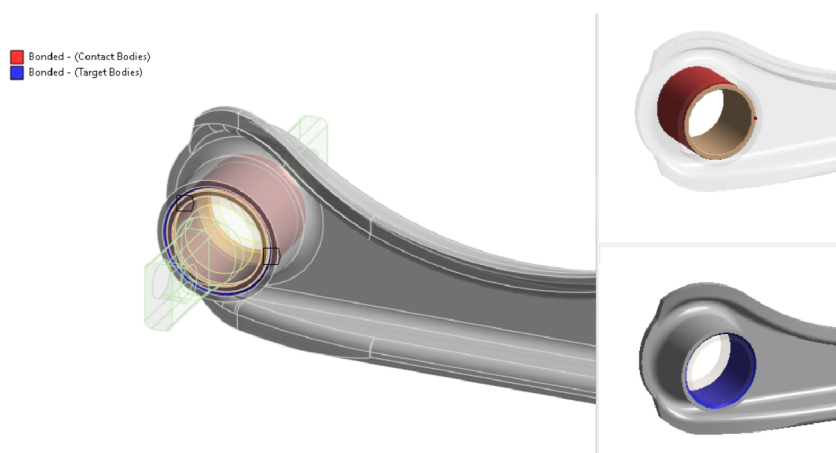


Obrázek 13: Okrajové podmínky v Ansys Workbench

3.5 Kontakt dvou těles

Při analýze soustav těles je nutné definovat jejich kontakty, které popisují jejich interakci. Existuje několik typů vazeb, jsou to: [1]

- *Bonded*: Tato vazba takzvaně slepí dvě tělesa k sobě, nepovoluje posuv ani separaci kontaktních oblastí.
- *No separation*: Takto zavazbená tělesa mohou po sobě klouzat kontaktními plochami bez tření, jejich oddělení je však zabráněno.
- *Frictionless*: Tělesa, která jsou takto zavazbená po sobě mohou bez tření klouzat a jejich oddělení není zabráněno.
- *Rough*: Tento druh vazby simuluje nekonečně velké tření tak, že posuv kontaktních oblastí je zabráněn.
- *Frictional*: Tato vazba simuluje kontakt se třením, jehož koeficient musí být definován.



Obrázek 14: Kontakt dvou těles v Ansys Workbench

3.6 Výskyt singularit v řešení

Singularity jsou místa, kde se ve výsledku napěťových analýz ojediněle vyskytuje místo, ve kterém skokově vzrostlo napětí. Toto může být způsobeno nekvalitně vytvořenou sítí, umístěním a tuhostí vazeb nebo výskytem ostrých hran. Chyba zde vzniká proto, že ve skutečnosti existují zaoblení, která jsou simulovaná jako kolmá, a v tom případě by se zde teoreticky mělo koncentrovat nekonečné napětí. V těchto místech nelze daným výpočtovým modelem určit napětí.

4 Kinematika a model nápravy

Kinematika se zabývá pohybem těles bez ohledu na síly, které tento pohyb způsobily. Popisuje tak geometrické souvislosti pohybu těles. [4] Kinematika zavěšení popisuje, jak se podvozkové komponenty vzájemně pohybují. To určuje chování automobilu a rozložení sil mezi tyto součásti. Abych získal kinematické údaje a modely podvozkových komponent, použiji několik metod reverzního inženýrství.

4.1 Reverzní inženýrství

Reverzní inženýrství je opačný proces oproti standardnímu. Na rozdíl od součástky vzniklé z výkresu se vytváří model či výkres z již existujícího dílu. Těto metody je využíváno, pokud k součásti neexistuje nebo není dostupná dokumentace, jako je to v mém případě. Rozměry lze zjistit ručním měřením, ale v současné době se zejména u složitějších součástí využívá 3D skenování. [13]

4.1.1 3D skenování

3D skenování je proces, při kterém se vytváří počítačový model reálného objektu. Tato metoda se využívá nejen ve strojním inženýrství, ale i ve stavebnictví, geodezii, bioinženýrství a dalších oborech. Existuje několik metod získávání těchto obrazů, já budu využívat bezkontaktních skenerů na optické bázi. [14]

Tyto 3D skenery, měří pomocí mnoha laserů polohu bodů v jeho zorném poli. Z těchto dat vytvoří software takzvané mračno bodů, které představuje seznam bodů se souřadnicemi v 3D prostoru. [14]

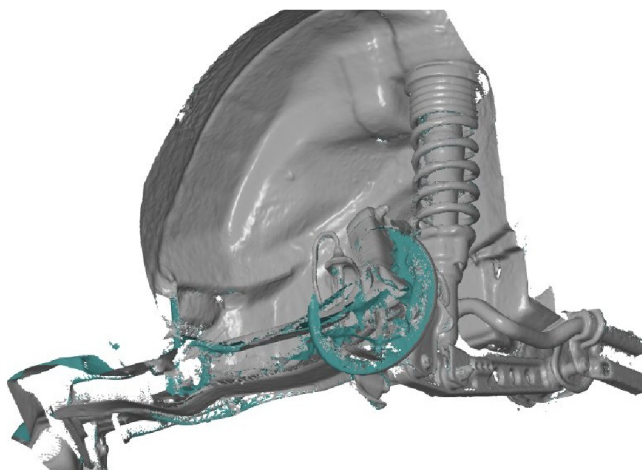
Karoserie

Model karoserie byl získán pomocí 3D skenování telefonem iPhone 12 Pro. Aplikace ScandyPro využívá blíže infračerveného LiDARového skeneru tohoto mobilu, běžně používaného k rozeznávání obličejů k vytvoření 3D skenu. Tento skener pracuje na principu promítání sítě bodů, jejíž zaznamenaná deformace slouží k výpočtu vzniklého mračna bodů. [15]

Exportovaný .stl model byl vyčištěn a zjednodušen v programu GOM Inspect a následně vložen do programu Solidworks, v němž byly podle něj určeny polohy kinematických bodů.

Tento způsob skenování jsem shledal vhodným díky tomu, že mobilní telefon je snadno přenosný a mohl jsem tak naskenovat automobil mimo laboratorní prostory. Nevýhodou oproti složitějším skenerům je nižší úroveň detailů, která mnou v tomto případě nebyla požadována, jelikož jsem potřeboval pouze určit polohu kinematických bodů a obálku, ve které se komponenty zavěšení mohou pohybovat.

4.1 REVERZNÍ INŽENÝRSTVÍ



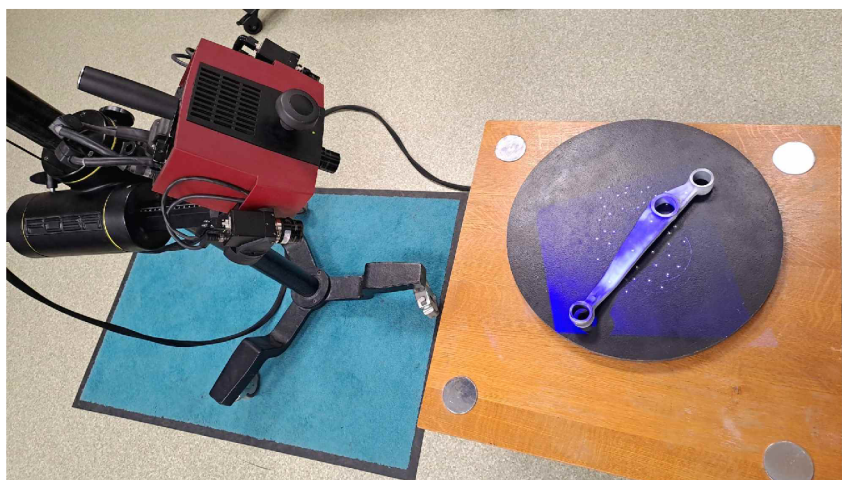
Obrázek 15: Exportovaný sken karoserie v programu GOM Inspect

Ramena

Podélné rameno se spodním zadním byly 3D naskenovány. K tomu jsem použil 3D skener ATOS Compact Scan 2M v laboratoři ÚADI. Tento skener snímá data pomocí promítání proužků, jejichž odraz interpretuje jako mračno bodů v prostoru.

Před skenováním bylo nutné skenované plochy ošetřit. Ty by neměly být lesklé a tmavé, nanest se na ně proto křídový povlak ve spreji. Povlak je vhodné nanášet co nejtenčí, aby jeho tloušťka neovlivnila skenovaná data. Na skenovaná ramena byly zároveň umístěny referenční body, díky kterým software skeneru přesně určil polohu tělesa v prostoru a navázal naskenovaná data. Rozmístěny byly tak, aby se ve skenované oblasti vždy nacházely alespoň 3 tyto body. Díky těmto terčům v místě jejich nalepení vnikají chyby ve skenovaném souboru. Je tak vhodné jich použít při skenování co nejméně.

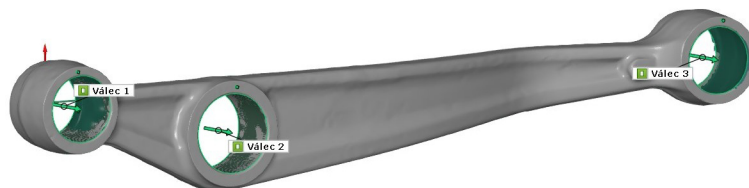
Odlité rameno bylo skenováno postupně ze všech stran tak, aby byla získána co nejkompletnější síť. Plechové podélné rameno bylo skenováno pouze z jedné strany a jeho model bude vytvořen díky znalosti tloušťky plechu.



Obrázek 16: Skenování zadního spodního ramena

Spolu se skenovanými tělesy byly zaznamenané podložky a další tělesa, ty jsem odstranil v programu GOM Inspect. Dále jsem síť vyčistil a zjednodušil, tu jsem následně

díky připraveným geometrickým prvkům zarovnal do souřadnicového systému. Takto zpracované síť jsem exportoval jako soubor .stl.



Obrázek 17: Sken spodního ramena v programu GOM Inspect

4.2 CAD model

Jednotlivé komponenty zavěšení jsem vymodeloval v programu Solidworks. Spolu s rameny jsem vymodeloval i jejich uložení, která budou hrát významnou roli v napěťové analýze. U jednodušších dílů jsem zjistil jejich rozměry pomocí posuvného měřítka. U složitějších prvků jsem k vytvoření jejich modelů využil 3D skenů. Spodní rameno jsem vymodeloval vytvořením geometrických prvků umístěných podle naskenované sítě bodů v programu Fusion 360. U podélného ramena jsem využil přikládání plošek k naskenované síti, kterou tento program proložil souvislou plochou, u níž jsem následně definoval tloušťku.

Jednotlivé vymodelované prvky zavěšení jsem umístil do soustavy a definoval vazby tak, abych simuloval kinematiku skutečného zavěšení. Tento model je nezbytný jednak k definování těžiště neodpružené hmoty a zadního roll centra, ale také ho využiji v následující deformačně napěťové analýze, ve které díky vymodelované kinematice budu simulovat rozložení sil na ramena.

4.3 KINEMATICKÝ MODEL



Obrázek 18: Sestava sériové soustavy zavěšení

neodpružená hmota zadní nápravy	m_{nZ}	61 kg
vertikální poloha těžiště zadní neodpružené hmoty	Tn_v	288 mm
vzdálenost uchycení brzdového třmenu od osy kola	r_{tr}	68,5 mm

Tabulka 1: Data vyčtená z CAD modelu

4.3 Kinematický model

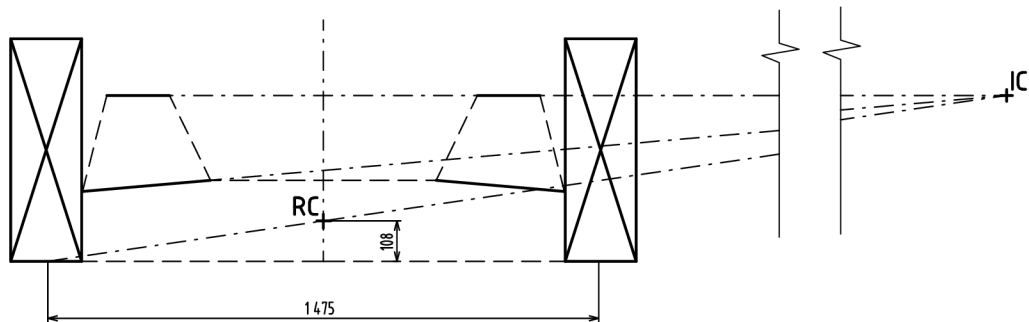
Tento model popisuje geometrické vztahy mezi jednotlivými prvky zavěšení. Popisuje, jak se budou kola hýbat vzhledem ke karoserii. Díky těmto geometrickým vztahům, lze přesně spočítat rozklad sil na jednotlivé prvky zavěšení.

Z modelu kinematiky lze zkonstruovat několik bodů, které popisují chování zavěšení. Jedním z nich je instantní centrum v obrázku (19) označeno *IC*. Je to bod, sestrojený jako

průsečík průmětů přímk, procházejících spodním a horním ramenem, do roviny kolmé k cestě a rovnoběžné s osou nápravy. [17]

Spojením instantního centra se středem dotykové plochy kola na opačné straně nápravy se zkonstruuje přímka, na jejímž průsečíku s osou symetrie nápravy se nachází Roll centrum RC . Kolem tohoto bodu bude karoserie rotovat při náklonech a síla která tento náklon způsobí bude působit na rameni vertikální vzdálenosti roll centra a těžiště. [17]

U nezávislého zavěšení se poloha těchto bodů při propružování kol neustále mění, já ale pro výpočet zátěžných stavů použiji jeho polohu za klidu vozidla.



Obrázek 19: Roll centrum zadní nápravy

rozvor náprav	Rv	2570 mm
rozchod zadní nápravy	Rch	1475 mm
výška zadního roll centra	Rc_v	108 mm

Tabulka 2: Kinematická data

5 Výpočet zátěžných stavů

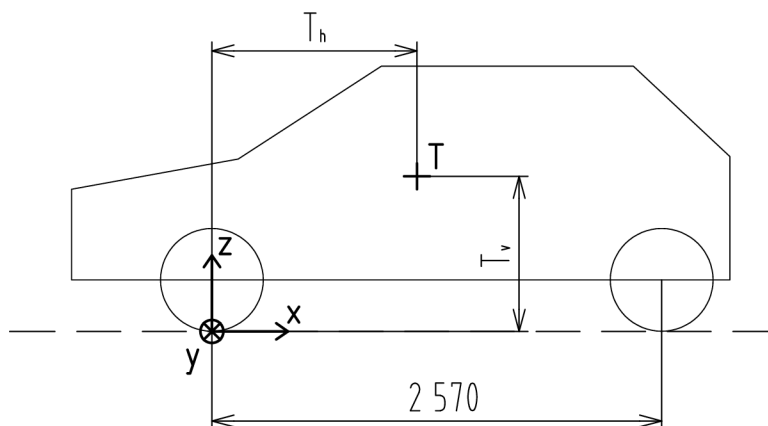
Zatížení, které působí na zavěšení kol závodních aut je mnohem vyšší, než to, které se vyskytuje v běžném provozu. Proto je při jejich konstrukci důležité přesně spočítat zátěžné stavy a zavěšení pro ně nadimenzovat s požadavkem maximální úspory hmotnosti.

K určení sil působících při těchto stavech použiji výpočtů jízdní dynamiky metodou přenosu váhy. Tuto metodu popsanou v [17] využil například tým VUT Brno racing při konstrukci těhlice pro Dragon X [10]. Při výpočtech zátěžných stavů budu počítat s několika zjednodušeními ale vždy tak, aby vypočtená síla byla větší než reálná, což bude mít za následek zvýšení koeficientu bezpečnosti.

Pro analýzu jsem vybral nejvýznamnější zátěžné stavy, kterým je zavěšení kol vystaveno. Jedná se o zatížení při akceleraci, brzdění a zatížení vnějšího kola v zatáčce.

5.1 Statické zatížení a těžiště

Celková hmotnost vozidla včetně náplní a řidiče je 990 kg, z toho nese 580 kg přední a 410 kg zadní náprava. Rozložení váhy mezi nápravami je tak 58,6 % na přední a 41,4 % na zadní. Rozvor náprav je 2570 mm. Z těchto údajů lze spočítat polohu těžiště v rovině cesty. Výšku těžiště odhadnu na základě dat výšek těžišť osobních aut se stejnou koncepcí pohonu v [16] jako hodnotu 510 mm.



Obrázek 20: Diagram polohy těžiště

hmotnost automobilu	m_T	990 kg	-
hmotnost nesená přední nápravou	m_P	580 kg	58,6%
hmotnost nesená zadní nápravou	m_Z	410 kg	41,4%

Tabulka 3: Statické rozložení váhy

Z těchto údajů a normálního tíhového zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ lze spočítat síly působící na jednotlivé nápravy pomocí vztahu:

$$F = m \cdot g \quad (1)$$

Kde F je působící síla, m je hmotnost a g je normální tíhové zrychlení.

síla působící v těžišti automobilu	Fv_{T_s}	9711,9 N
síla na přední nápravu	Fv_{P_s}	5689,8 N
síla na zadní nápravu	Fv_s	4022,1 N

Tabulka 4: Rozložení sil

Za pomoci momentové rovnováhy po převedení problému do 2D lze spočítat horizontální polohu těžiště za pomoci vztahů:

$$\begin{aligned} \sum M_y &= 0 \\ Fv_{T_s} \cdot T_h - Fv_s \cdot Rv &= 0 \\ T_h &= \frac{Fv_s \cdot Rv}{Fv_{T_s}} = 1064 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2)$$

V tomto vztahu vystupuje horizontální poloha těžiště T_h , pomyslná síla působící v těžišti Fv_{T_s} , rozvor náprav Rv a reakční síla na zadní nápravě Fv_s .

poloha těžiště za přední nápravou	T_h	1064 mm
výška těžiště nad cestou	T_v	510 mm

Tabulka 5: Poloha těžiště

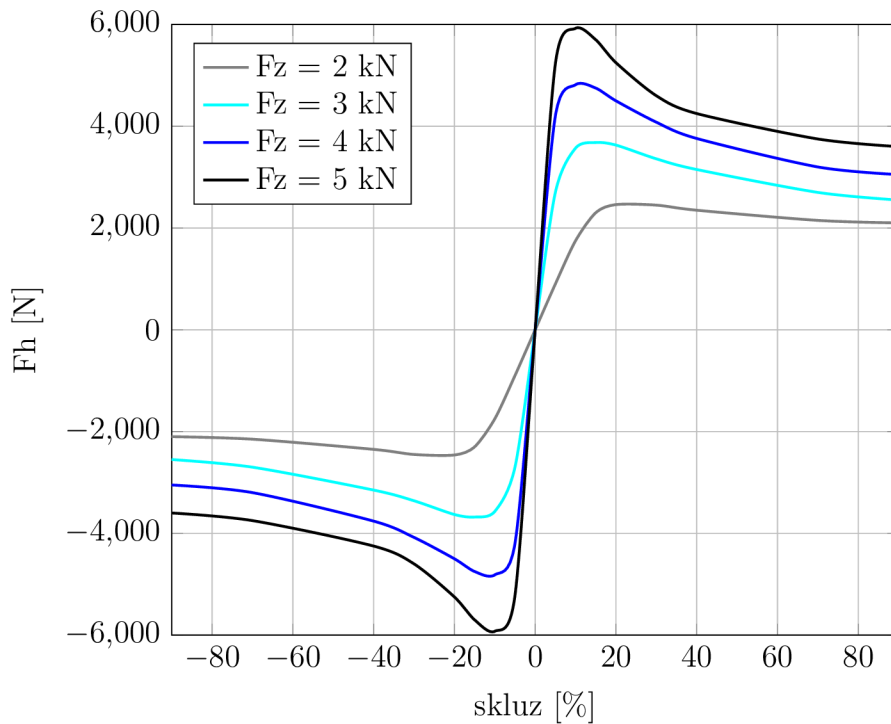
5.2 Model pneumatik

Kontakt pneumatiky s vozovkou má velmi velký vliv na chování vozidla. Od akcelerace přes zatáčení po brzdění, vše se odvíjí od tohoto kontaktu. V historii bylo vytvořeno mnoho modelů, které chování pneumatik zjednodušeně popisují. Jejich skutečné vlastnosti jsou ale velmi složitě popsatelné a pokrok v jejich modelování přinesly moderní testovací metody a počítačové simulování. [19]

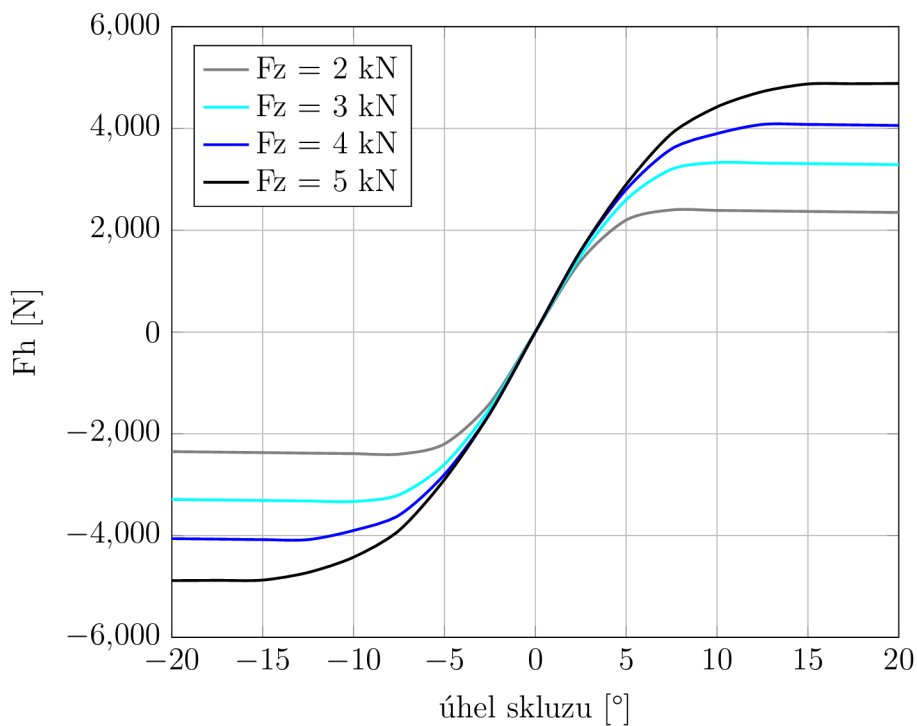
Model chování pneumatik jsem pro účely mých výpočtů interpretoval z [17] a [19] a zpracoval do následujících dvou diagramů v obrázcích (21) a (22). Za pomoci těchto dvou grafů určím horizontální síly od pneumatik v jednotlivých zátěžových stavech.

Díky komplexnosti chování pneumatik neexistuje jednoduchý vzorec, který by popisoval jejich vlastnosti. Já budu v mých výpočtech počítat pouze s nejvyššími silami, které pneumatiky dokáží přenést a nebudu tak potřebovat znát jejich průběh. V některých výpočtech si pro mé účely tento komplexní problém zjednoduším, a budu počítat s koeficientem adheze pneumatik μ analogicky jako s koeficientem tření.

5.2 MODEL PNEUMATIK



Obrázek 21: Diagram závislosti podélné síly na zatížení a skluzu



Obrázek 22: Diagram závislosti příčné síly na zatížení a skluzu

Pneumatiky budu považovat za dokonale tuhé, i když jsou ve skutečnosti pružné a absorbují část zatížení. Toto zjednodušení dále zvýší konzervativnost silového modelu, protože vypočtené síly budou vyšší než reálné.

Výpočty budu provádět pro rozměry pneumatik 195/55R15 obutých na kolech 5,5Jx15 ET45, která byla originálně montována na Hondy Civic EG6. [18]

Jejich poloměr pro další výpočty získám ze vztahu:

$$r_k = 195 \cdot 0,55 \cdot \frac{25,4 \cdot 15}{2} \doteq 298 \text{ mm} \quad (3)$$

5.3 Akcelerace

Při akceleraci dojde k odlehčení hnané přední nápravy. Na zadní nápravu se naopak váha přenesa a zavěšení bude zatíženo o přírůstek. Pro jeho výpočet je potřeba znát zrychlení, s jakým bude vozidlo akceleroovat. Vzorec k jeho výpočtu jsem odvodil pomocí vztahů z [17] a momentové rovnováhy z rovnice (2):

$$a_a = \frac{\mu \cdot (Rv - T_h)}{Rv + \mu \cdot T_v} \cdot g \doteq 0,57 \cdot g \quad (4)$$

Do tohoto vztahu vstupuje rozvor Rv , horizontální poloha těžiště T_h , tíhové zrychlení g , výška těžiště T_v , koeficient tření mezi pneumatikami a cestou jsem odhadl podle diagramu v obrázku (21) na $\mu = 1,2$.

Přírůstek se spočte z následujícího vztahu [17]:

$$Pv_a = \frac{m_T \cdot a_a \cdot T_v}{Rv} \doteq 1094,6 \text{ N} \quad (5)$$

Zde vstupuje výška těžiště T_v , zrychlení při akceleraci a_a , celková hmotnost m_T a rozvor náprav Rv .

Celkové dynamické zatížení je součtem přírůstku zatížení Pv_a a statického zatížení Fv_s . Pro spočtení síly pro jedno kolo je nutné tyto údaje vydělit dvěma [17]:

$$Fv_a = \frac{Fv_s + Pv_a}{2} \doteq 2558,3 \text{ N} \quad (6)$$

Pro zjednodušení nebudu uvažovat horizontální sílu způsobenou kinematikou zavěšení.

zatížení kola vertikální silou	Fv_a	2558,3 N
--------------------------------	--------	----------

Tabulka 6: Zátěžné síly při akceleraci

5.4 Brzdění

Při brzdění dojde k odlehčení zadní nápravy, takže není zatěžována tak velkými silami, jako v předchozích stavech. Oproti těm se zde ale vyskytuje brzdový moment a brzdová síla, které zatíží zavěšení v nových směrech.

Na základě úvahy, že přenos váhy nastane až okamžik po začátku brzdného manévru, budu v tomto stavu počítat s plně zatíženou zadní nápravou. Jako tomu je těsně po iniciaci brzdového účinku.

Náprava je ve vertikálním směru zatížena svou statickou silou, jejíž velikost pro jedno kolo získám vydělením této hodnoty dvěma [17]:

5.5 PRŮJEZD ZATÁČKOU

$$Fv_b = \frac{Fv_s}{2} \doteq 2011,1 \text{ N} \quad (7)$$

Z modelu pneumatiky v obrázku (21) je určena horizontální brzdná síla $Fh_b = 2400 \text{ N}$, ze které se brzdový moment se vypočte ze vztahu [17]:

$$M_b = Fh_b \cdot r_k \doteq 714,6 \text{ Nm} \quad (8)$$

Kde Fh_b je horizontální síla od brzdného účinku a r_k je poloměr kola.

zatížení kola vertikální silou	Fv_b	2011,1 N
zatížení kola horizontální silou	Fh_b	2400 N
velikost brzdného momentu	M_b	714,6 Nm

Tabulka 7: Zátěžné síly při brzdění

5.5 Průjezd zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou dojde k přenosu váhy na vnější kola. Síla působící na kolo vertikálně je součtem statické síly a přírůstku síly díky přenosům vah. Horizontální síla, která směřuje do středu zatáčky je spočtena z modelu pneumatik.

Pro výpočet bočního zrychlení v zatáčce využijí zjednodušení vyplývajícího z druhého Newtonova zákona a vzorce tření.

$$\begin{aligned} F &= m \cdot a \\ F &= N \cdot \mu \\ N &= m \cdot g \end{aligned} \quad (9)$$

Z těchto vztahů odvodím vzorec zjednodušení výpočtu příčného zrychlení při průjezdu zatáčkou.

$$a_z = \mu \cdot g = 1,2 \cdot g \quad (10)$$

Příčné zrychlení se podle tohoto vztahu vypočítá součinem normálního tíhového zrychlení g a koeficientem tření pneumatik a vozovky μ . Tento koeficient je váženým průměrem koeficientů na všech čtyřech kolech při průjezdu zatáčkou odhadnutý na základě grafu v obrázku (22).

Přírůstek k vertikálnímu zatížení se skládá při tomto zátěžném stavu ze tří částí, přenosu neodpružené a odpružené váhy a elastického přenosu váhy. Neodpruženou váhu spočtu vzorcem:

$$m_n = m_{nP} + m_{nZ} = 2 \cdot m_{nZ} = 122 \text{ kg} \quad (11)$$

Zde je m_T celková hmotnost, m_{nP} neodpružená hmotnost přední a m_n neodpružená hmotnost zadní nápravy. Ve výpočtu jsem provedl zjednodušení a počítal jsem, že neodpružená hmotnost přední nápravy je stejná jako tato hmotnost nápravy zadní.

Neodpružený přenos je popsán vztahem [17]:

$$Pvn_z = \frac{m_n \cdot a_z \cdot Tn_v}{Rch} \doteq 280,4 \text{ N} \quad (12)$$

Zde vystupuje neodpružená hmotnost m_n , příčné zrychlení při zatáčení a_z , výška těžiště neodpružené hmoty Tn_v a rozchod nápravy Rch .

Odpruženou hmotnost vozidla vyskytující se v následujícím vztahu spočítám pomocí odečtení neodpružené váhy m_n od celkové hmotnosti m_T :

$$m_o = m_T - m_n = 868 \text{ kg} \quad (13)$$

Geometrický přenos odpružené váhy popisuje vztah [17]:

$$Pvg_z = \frac{m_o \cdot a_z \cdot \frac{T_h}{Rv} \cdot Rc_v}{Rch} \doteq 309,8 \text{ N} \quad (14)$$

Do zlomku vstupuje odpružená hmotnost m_o , horizontální poloha těžiště T_h , rozvor náprav Rv , vertikální poloha zadního roll centra Rc_v .

Elastický přenos zatížení odpružené hmoty je definován vztahem [17]:

$$Pve_z = \frac{m_o \cdot a_z \cdot (T_v - Rc_v) \cdot \frac{MP_z}{MP}}{Rch} \doteq 1392,4 \text{ N} \quad (15)$$

Do tohoto vztahu vstupuje rozdíl výšek těžiště T_v a roll centra Rc_v , poměr tuhostí protiklopného momentu zadní nápravy MP_z a celkového tohoto momentu MP . Jelikož neznám přesné hodnoty protiklopných momentů, počítal jsem zjednodušeně $\frac{MP_z}{MP} = \frac{1}{2}$.

5.5.1 Vnější kolo

Vertikální síla, působící na vnější kolo v zatáčce se vypočte ze vztahu [17]:

$$Fv_z = \frac{Fv_s}{2} + Pvn_z + Pvg_z + Pve_z \doteq 3993,7 \text{ N} \quad (16)$$

Horizontální složku síly mířící do středu oblouku zatáčky určím podle modelu pneumatik $Fh_z = 4800 \text{ N}$.

zatížení kola vertikální silou	Fv_z	3993,7 N
zatížení kola horizontální silou	Fh_z	4800 N

Tabulka 8: Zátěžné síly vnějšího kola při zatáčení

5.5.2 Vnitřní kolo

V tomto zátěžném stavu vypočtu síly působící na vnitřní kolo. I když vnitřní kolo bude zatěžováno mnohem méně než vnější, zkontroluji tento zátěžný stav z důvodu působení sil v opačných směrech, než u sil kola vnějšího.

Podobně jako při brzdění, budu uvažovat stav před tím, než dojde k přenosu váhy, tudíž výsledná vertikální síla bude pouze staticky působící síla na jedno kolo:

5.6 BRZDĚNÍ PŘI ZATÁČENÍ

$$Fv_{zi} = \frac{Fv_s}{2} \doteq 2011,1 \text{ N} \quad (17)$$

Horizontální složku síly mířící do středu oblouku zatáčky určím podle modelu pneumatik $Fh_z = 2400 \text{ N}$.

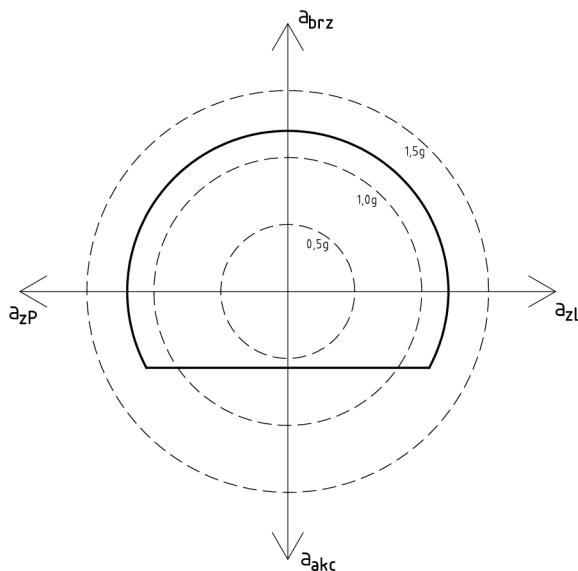
zatížení kola vertikální silou	Fv_{zi}	2011,1 N
zatížení kola horizontální silou	Fh_{zi}	2400 N

Tabulka 9: Zátěžné síly vnitřního kola při zatáčení

5.6 Brzdění při zatáčení

V tomto režimu dochází ke komplexnímu zatížení zavěšení, kdy kromě bočních dostředivých sil zde působí brzdový moment. Velikosti příčného a podélného zrychlení budou však nižší než ve stavech pouze zatáčení či brzdění.

Tuto skutečnost popisuje takzvaný $g - g$ diagram jinak zvaný trakční kruh. V tom je zaznačeno maximální zrychlení, jakého může vozidlo dosáhnout. V ose x podélné a ose y příčné. V ideálním případě by tento diagram byl kruh, jehož poloměr by se rovnal maximálnímu dosažitelnému zrychlení. V reálných případech je potřeba tato zrychlení změřit. Já pro své výpočty použiji zjednodušení, kdy bude $g - g$ diagram kruhový s poloměrem $1,2 \text{ g}$ odvozeným ze vzorce (10), useknutý v ose zrychlení při akceleraci, kdy díky přenosu váhy automobil není schopný přenést výkon na cestu a zrychluje pouze se zrychlením $0,57 \text{ g}$, spočítaného vzorcem (4). [17]



Obrázek 23: Teoretický $g-g$ diagram

Velikosti podélného a příčného zrychlení spočítám geometricky z toho diagramu:

$$\begin{aligned}
a_{lim}^2 &= a_{zb,z}^2 + a_{zb,b}^2 \\
a_{lim} &= 1,2 \cdot g \\
a_{zb,z} &= a_{zb,b}
\end{aligned}
\tag{18}$$

Z těchto vztahů odvodím vzorec pro zrychlení v příčném směru:

$$a_{zb,z} = a_{zb,b} = a_{lim} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \doteq 0,85 \cdot g \tag{19}$$

Podobně jako při výpočtu zátěže při samotném brzdění, budu uvažovat moment těsně po stlačení brzdového pedálu před přenesením váhy na přední kola. Vertikální sílu tak vypočtu dosazením zrychlení $a_{zb,z} = 0,85 \cdot g$ do vztahů (12), (14) a (15), jejichž výsledky dosadím do rovnice vertikálního zatížení:

$$Fv_{zb} = \frac{Fv_s}{2} + Pvn_{zb} + Pvg_{zb} + Pve_{zb} \doteq 3413 \text{ N} \tag{20}$$

Horizontální sílu vychýlenou o 45° od poloměru zatáčení určím podle modelu pneumatik $Fh_{zb} = 4100 \text{ N}$.

Její podélnou a příčnou složku získám geometrickým vztahem (19):

$$Fh_{zb,pd} = Fh_{zb,pr} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot Fh_{zb} = 2899,1 \text{ N} \tag{21}$$

Brzdný moment je způsobený její podélnou složkou a jeho velikost spočítám:

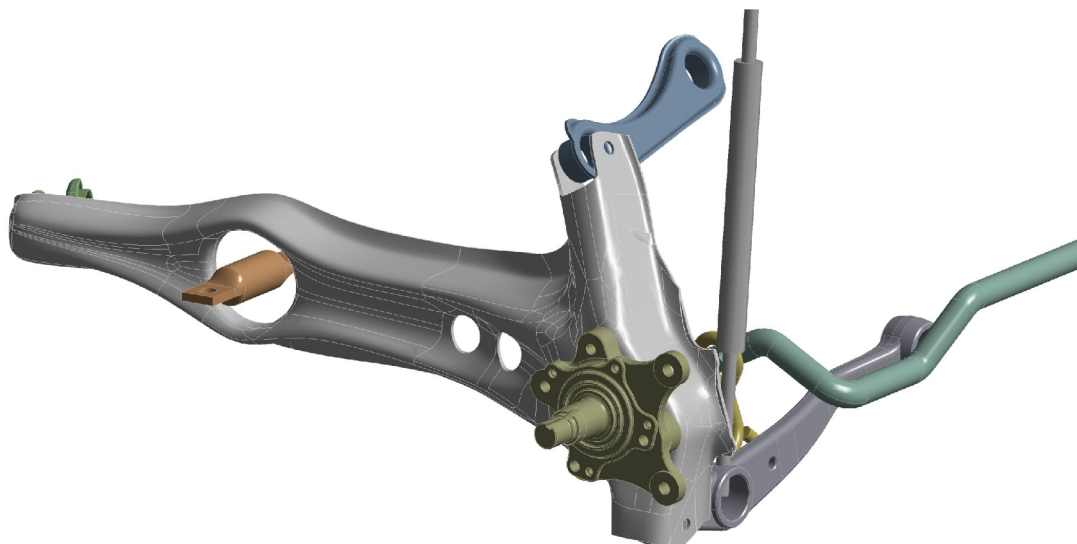
$$M_{zb} = Fh_{zb,pod} \cdot r_k \doteq 863,2 \text{ Nm} \tag{22}$$

zatížení kola vertikální silou	Fv_{zb}	3413 N
zatížení kola horizontální podélnou silou	$Fh_{zb,pd}$	2899,1 N
zatížení kola horizontální příčnou silou	$Fh_{zb,pr}$	2899,1 N
velikost brzdného momentu	M_{zb}	863,2 Nm

Tabulka 10: Zátěžné síly při brzdění se zatáčením

6 Analýza sériových prvků nápravy

Z vymodelovaných a naskenovaných ramen jsem vytvořil soustavu, kterou jsem uchytil v kinematických bodech karoserie. Tento model geometrie jsem vložil do programu Ansys do řešiče Rigid Dynamics, ve kterém jsou tělesa zjednodušená jako dokonale tuhá. V tomto řešiči spočítám, jak se rozloží síly na jednotlivé komponenty v kritických zátěžových stavech. Jejich velikosti zjistím pomocí sond umístěných ve vazbách. Výpočet jednotlivých sil urychlím definováním parametrů, na základě kterých jsou velikosti spočtených sil z několika zátěžných stavů vypsány do tabulky.



Obrázek 24: Sestava v řešiči Rigid Dynamics

Osu náboje zatížím pomocí Remote force silou působící z místa kontaktu kola s vozovkou. To je o $r_k = 298 \text{ mm}$ kolmo pod nábojem kola. Její velikosti jsem pro jednotlivé zátěžné stavy spočetl v předchozí kapitole (5).

6.1 Přední sbíhavostní rameno

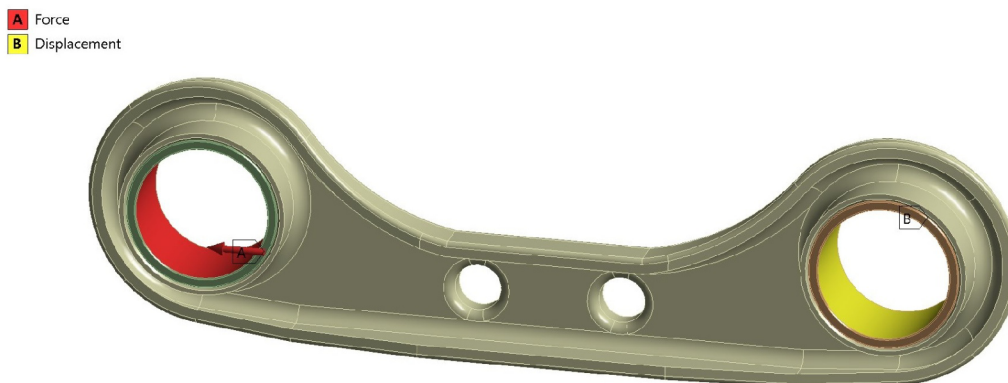
Toto rameno má pouze dva kinematické body, je tak namáháno jen v jedné ose. Při analýze uchytilm rameno za jeden z jeho kinematických bodů pevnou vazbou. Budu tak k jeho zatížení potřebovat pouze sílu působící v druhém kinematickém bodě. Po vložení sil z tabulek (6), (7), (8), (9) a (10). Ze zátěžných stavů do soustavy v Rigid Dynamics jsem spočetl její hodnoty:

typ zatížení	osa	KB1
akcelerace	x	-193,5 N
brzdění	x	-672,2 N
zatáčení vnější	x	616,7 N
zatáčení vnitřní	x	-667,3 N
brzdění při zatáčení	x	-410,8 N

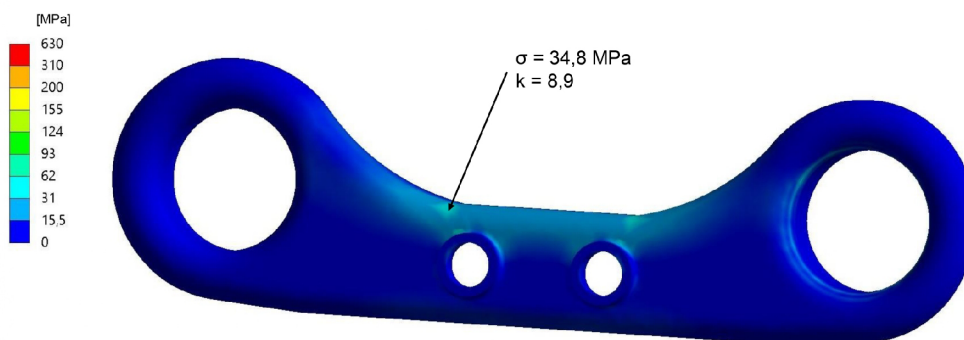
Tabulka 11: Zatížení sbíhavostního ramena

Z vypočtených sil je zřejmé, že rameno je namáháno nejvíce ve stavech brzdění a zatáčení. Pro analýzu vyberu tyto zátěžné stavy. Do programu Ansys jej importuji i s kroužky silentbloků, na kterých definuji okrajové podmínky. Ty spojím s ramenem pomocí kontaktu Bonded.

Jako materiál pro analýzu zvolím ocel EN 1.0060 která mohla být v devadesátých letech použita k výrobě výlisků komponentů zavěšení tohoto automobilu. Mez pevnosti této oceli je $R_m = 630$ MPa, její mez kluzu dosahuje $R_e = 310$ MPa, mez únavy $\sigma_c = 200$ MPa. Poissonovo číslo je rovno $\nu = 0,29$, Youngův modul $E = 190$ GPa a hustota $\rho = 7900$ kg/m³. [23]



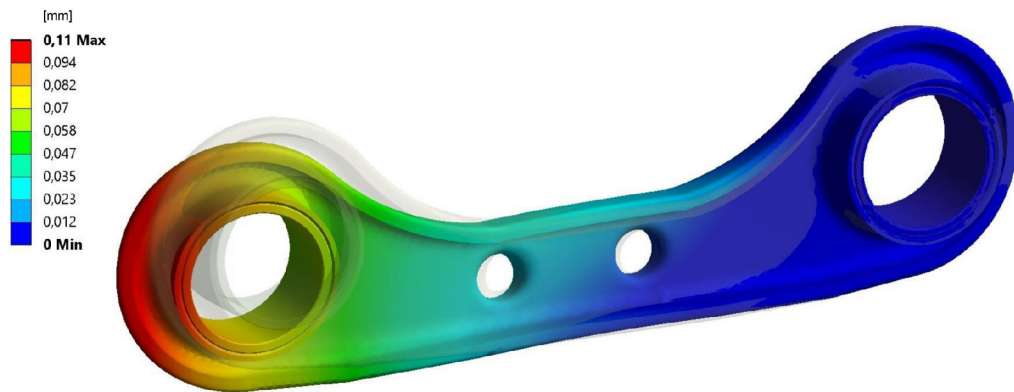
Obrázek 25: Okrajové podmínky sbíhavostního ramena



Obrázek 26: Rozložení napětí na sbíhavostním ramenu při brzdění

Analýzou jsem zjistil, že nejvyšší napětí zde vzniká při brzdění kdy na rameni vzniká napětí 34,8 MPa.

6.2 ZADNÍ HORNÍ ODKLONOVÉ RAMENO



Obrázek 27: Deformace sbíhavostního ramena při brzdění

Při tomto zatížení dojde k deformaci ramena o 0,11 mm a gumová lůžka se zdeformují o 0,41 mm.

bezpečnost vůči mezi kluzu	8,91
deformace v ose ramena	0,11 mm
deformace v ose ramena včetně uložení	0,52 mm
hmotnost samotného ramena	0,217 kg
hmotnost včetně uložení	0,421 kg

Tabulka 12: Mechanické vlastnosti sbíhavostního ramena

Toto rameno je i pro vysoké zatížení v závodních podmínkách značně předimenzováno.

6.2 Zadní horní odklonové rameno

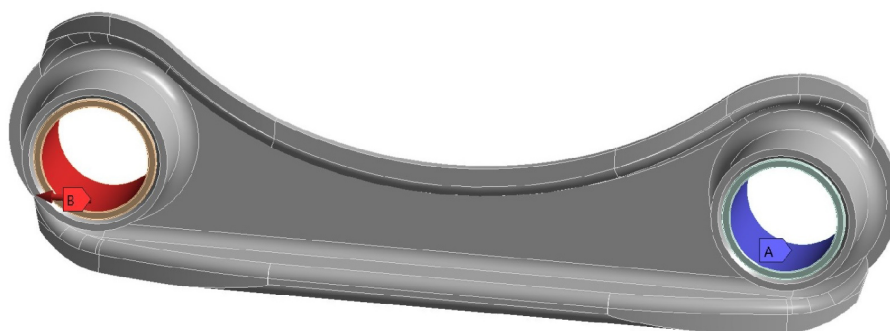
Odklonové rameno má podobně jako sbíhavostní dva pouze kinematické body. Okrajové podmínky u něj definují obdobně jako u předchozího. Zatížím ho silami spočtenými v Rigid Dynamics vložení sil z tabulek zátěžných stavů (6), (7), (8), (9) a (10):

typ zatížení	osa	KB1
akcelerace	x	788,2 N
brzdění	x	200 N
zatáčení vnější	x	-3349,3 N
zatáčení vnitřní	x	2925,7 N
brzdění při zatáčení	x	-2316,5 N

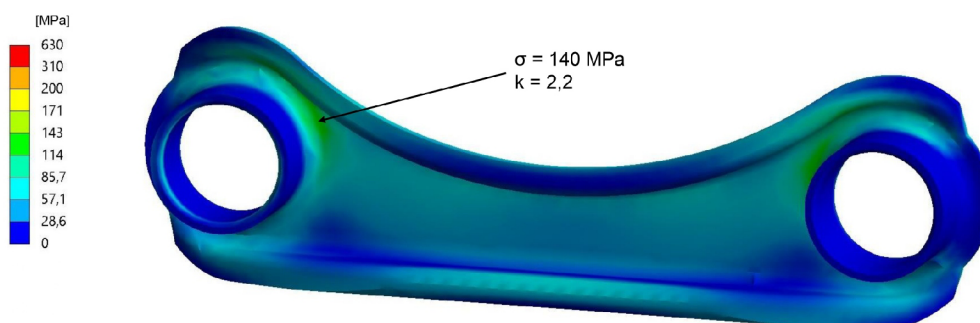
Tabulka 13: Zatížení odklonového ramena

Z vypočtených sil vyplývá, že je nejvíce namáháno při zatáčení. Analyzuji tak zátěžné stavy zatáčení vnitřního a vnějšího kola. Materiál pro analýzu zvolím jako u předchozího ramena ocel EN 1.0060.

A Fixed Support
B Force

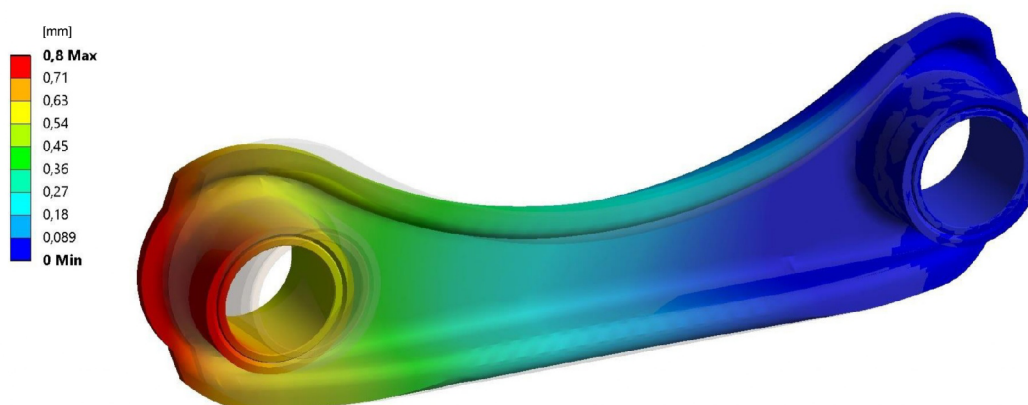


Obrázek 28: Okrajové podmínky odklonového ramena



Obrázek 29: Rozložení napětí na odklonovém ramenu při zatáčení na vnějším kole

Z napěťových analýz vyplynulo, že nejvyšší napětí zde působí 140 MPa při zatáčení.



Obrázek 30: Deformace odklonového ramena při zatáčení na vnějším kole

Rameno se při tomto zátěžném stavu ve své ose zdeformuje o 0,80 mm a jeho gumové uložení o 0,71 mm.

6.3 ZADNÍ SPODNÍ NOSNÉ RAMENO

bezpečnost vůči mezi kluzu	2,21
deformace v ose ramena	0,80 mm
deformace v ose ramena včetně uložení	1,51 mm
hmotnost samotného ramena	0,424 kg
hmotnost včetně uložení	0,755 kg

Tabulka 14: Mechanické vlastnosti odklonového ramena

6.3 Zadní spodní nosné rameno

K tomuto ramenu je uchycený mimo jiné tlumič a stabilizátor. Celkem tak rameno disponuje čtyřmi kinematickými body. Rameno je tak namáháno ve více místech a osách. Tyto body označím čísly od jedné do čtyř, abych rozlišil mezi silami, které v nich působí. K bodu 1 je uchyceno podélné rameno, k bodu 2 tlumič, bodem 3 je rameno uchyceno ke karoserii a k bodu 4 je uchyceno táhlo stabilizátoru. Při analýze definuji v bodě 3 okrajové podmínky pomocí vazby Remote displacement, ve které zakážu všechny posuvy. Dále ramenu zamezím posuv a rotaci v ose x a rotaci v ose y v bodě 2. K analýze tak budu potřebovat sílu, která působí v bodě 1 a sílu od táhla stabilizátoru. Ta působí pouze při zatáčení a její velikost spočítám z přírůstku zatížení od elastického přenosu zatížení odpružené hmoty při zatáčení Pve_z a poměrů vzdáleností uchycení podélného ramena a stabilizátoru.

$$F_{st} = Pve \cdot \frac{341mm}{200mm} \quad (23)$$

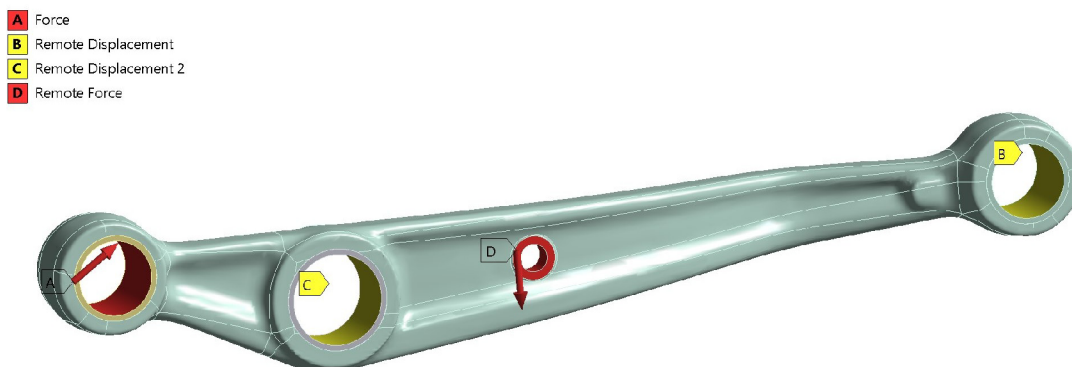
Po vložení dat z tabulek (6), (7), (8), (9) a (10) do řešiče Rigid Dynamics jsem spočetl tyto síly:

typ zatížení	osa	KB1	KB4
akcelerace	x	-653,1 N	0 N
	y	2744,2 N	0 N
	z	0 N	0 N
brzdění	x	135,2 N	0 N
	y	3505 N	0 N
	z	0 N	0 N
zatáčení vnější	x	6686,1 N	-2374,1 N
	y	4430 N	0 N
	z	0 N	0 N
zatáčení vnitřní	x	-4655 N	0 N
	y	2434,8 N	0 N
	z	0 N	0 N
brzdění při zatáčení	x	4243,9 N	-1678,7 N
	y	5149 N	0 N
	z	0 N	0 N

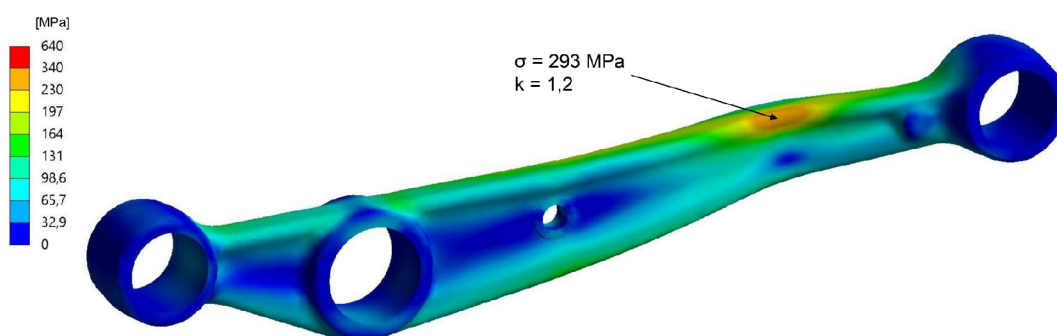
Tabulka 15: Zatížení spodního ramena

Z tabulky vypočtených zátěžných sil zde není zřejmé, kdy bude rameno zatěžováno nejvíce. Provedu proto analýzu všech zátěžných stavů.

Spodní rameno je na rozdíl od předchozích lité. Jako materiál pro jeho analýzu jsem zvolil ocel pro odlitky EN 1.0558 s mezí pevnosti $R_m = 640$ MPa, její mez kluzu je $R_e = 340$ MPa, mez únavy $\sigma_c = 230$ MPa. Poissonovo číslo je rovno $\nu = 0,29$, Youngův modul $E = 190$ GPa a hustota $\rho = 7900$ kg/m³. [23]



Obrázek 31: Okrajové podmínky spodního ramena



Obrázek 32: Rozložení napětí na spodním ramenu při zatáčení na vnějším kole

Z analýz jsem zjistil, že ze všech zátěžových stavů zde působí nejvyšší napětí při zatáčení na vnějším kole, kdy je rameno místy zatíženo tlakem 293 MPa.



Obrázek 33: Deformace spodního ramena při zatáčení na vnějším kole

6.4 PODÉLNÉ RAMENO

Takto zatížené rameno se ve své ose zdeformuje o 0,40 mm a deformace uložení v ose činí 1,71 mm.

bezpečnost vůči mezi kluzu	1,16
deformace v ose ramena	0,40 mm
deformace v ose ramena včetně uložení	2,11 mm
hmotnost samotného ramena	1,45 kg
hmotnost včetně uložení	1,94 kg

Tabulka 16: Mechanické vlastnosti zadního spodního ramena

Napětí na tomto rameni při závodním zatížení přesahuje mez únavy.

6.4 Podélné rameno

Podélné rameno spojuje kolo s předešlými třemi rameny a navíc je uchyceno jedním silent-blokem ke karoserii. Vyskytují se na něm tak čtyři kinematické body. Ke kinematickému bodu 1 je uchyceno sbíhavostní rameno, bodem 2 je podélné rameno uchyceno ke karoserii, v bodě 3 je přimontováno spodní zadní rameno a v bodě 4 je uchyceno rameno odklonové. Síla od brzdového momentu bude působit v uchycení třmenu k ramenu a je vypočtena z následujícího vztahu:

$$F_{tr} = \frac{M}{r_{tr}} \quad (24)$$

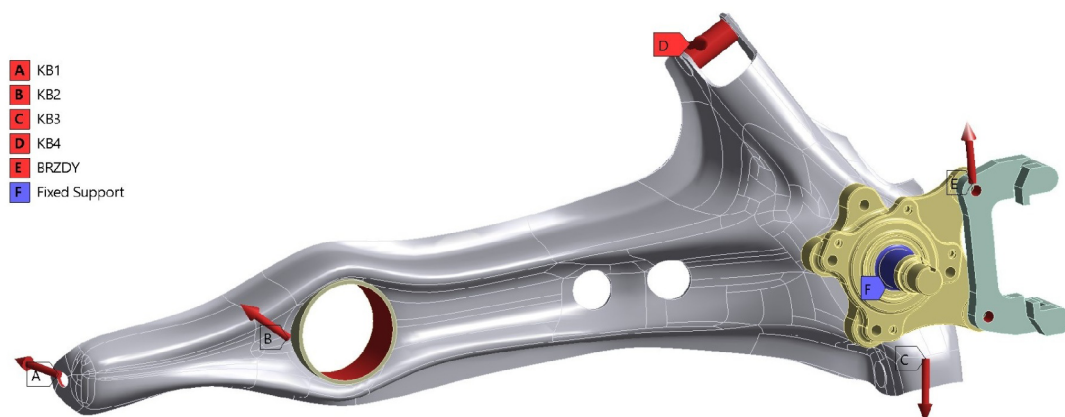
M_b je zde brzdový moment ze vztahů (8) a (22), r_{tr} je vzdálenost uchycení třmenu od osy kola z tabulky (1).

Rameno při analýze uchytím za náboj a zamezím všem posuvům a rotacím. V kinematických bodech budou působit reakční síly na síly ramen. Ty spočítám pomocí modelu v Rigid Dynamics dosazením hodnot z tabulek (6), (7), (8), (9) a (10):

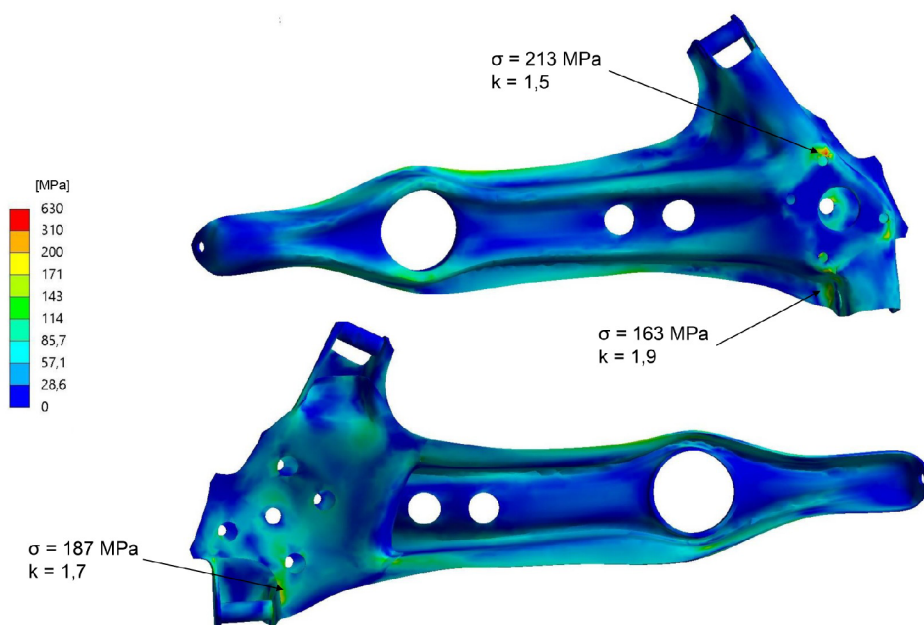
typ zatížení	osa	KB1	KB2	KB3	KB4	F_{tr}
akcelerace	x	-65,6 N	153,3 N	-296,8N	-71,2 N	0 N
	y	10,1 N	50,8 N	-2736,2 N	122,9 N	0 N
	z	-173,4 N	0 N	-623,2 N	774,5 N	0 N
brzdění	x	-218,9 N	-1901,2 N	-541,1 N	-25,6 N	0 N
	y	99,5 N	1666,6 N	-3451,5 N	47,4 N	10432,1 N
	z	-580,8 N	0 N	373,8 N	192,7 N	0 N
zatačení vnější	x	245 N	-808,6 N	-765,5 N	560,5 N	0 N
	y	-144,4 N	737,5 N	-3526 N	-1106,6 N	0 N
	z	650,2 N	0 N	7167,1 N	-3101,1 N	0 N
zatačení vnitřní	x	-236,8 N	390,5 N	-151,8 N	-213,9 N	0 N
	y	22,2 N	-3,8 N	-2376,1 N	354,2 N	0 N
	z	-625,9 N	0 N	-4684,7 N	2895 N	0 N
brzdění při zatačení	x	-66,72 N	-2928,6 N	-873,2 N	423,9 N	0 N
	y	51,9 N	2311,3 N	-3847,4 N	-847,8 N	12601,7 N
	z	-178,7 N	0 N	5228,3 N	-2221,6 N	0 N

Tabulka 17: Zatížení podélného ramena

Podélnému ramenu vylisovaného z plechu bylo pro analýzu přiřazeno materiál ocel EN 1.0060 a odlitému uchycení třmenu a náboje kola ocel na odlitky EN 1.0558 z předchozích analýz. Rameno uchytím za hřídel náboje vazbou Fixed a zatížím jej v jednotlivých kinematických bodech silami z předchozí tabulky.



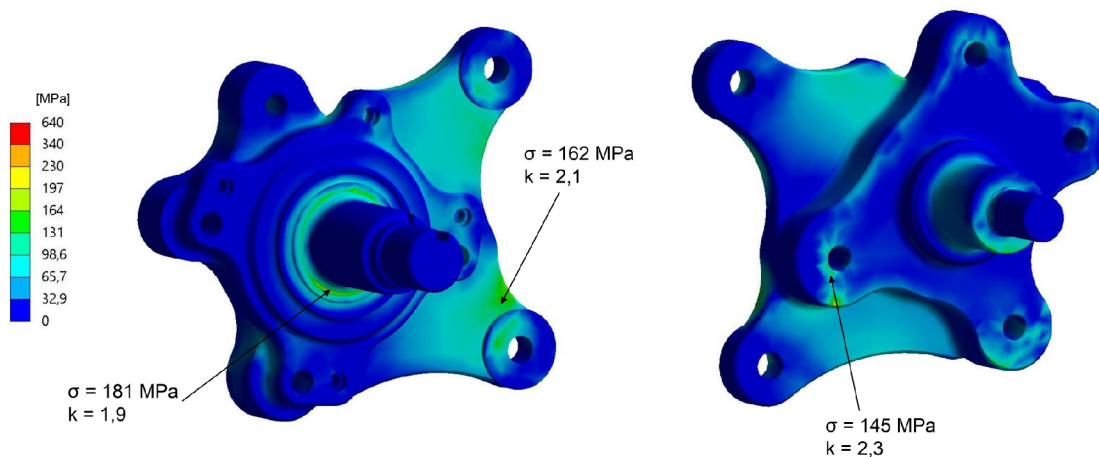
Obrázek 34: Okrajové podmínky podélného ramena



Obrázek 35: Rozložení napětí na výlisku podélného ramena při zatáčení

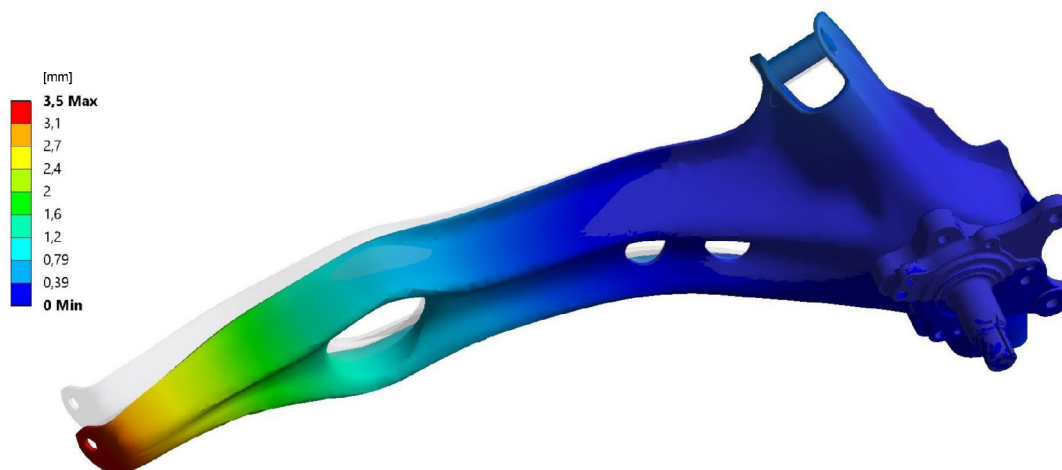
Nejvyšším napětím je zatížené rameno vnějšího kola při zatáčení, které dosahuje vyjma singularit 213 MPa.

6.4 PODÉLNÉ RAMENO



Obrázek 36: Rozložení napětí na odlitku podélného ramena při brzdění v zatáčce

Odlitek byl zatížen nejvíce při brzdění v zatáčce, kdy na něm v uchycení třmenu vzniklo napětí 181 MPa.



Obrázek 37: Deformace podélného ramena při zatáčení

K největší deformaci dojde při zatáčení kdy se rameno vnějšího kola deformuje o 3,5 mm.

bezpečnost vůči mezi kluzu	1,46
deformace	3,5 mm
hmotnost ramena a odlitku	6,74 kg
hmotnost včetně náboje, brzd a uložení	16,61 kg

Tabulka 18: Mechanické vlastnosti zatížení podélného ramena

Podobně jako u předchozího ramena zde dochází k překročení meze únavy.

7 Optimalizace

Optimalizace je disciplína zabývající se maximalizací nebo minimalizací funkcí tak, aby se co nejefektivněji přiblížily zadaným cílům v rámci omezujících podmínek. V inženýrské praxi se optimalizace objevuje velmi často. Například při návrhu mostové konstrukce o dané nosnosti při minimální spotřebě materiálu. [3]

Já budu optimalizovat podvozkové komponenty tak, aby odolaly vypočteným zatížením při co nejvyšší tuhosti za dosažení co nejnižší hmotnosti.

7.1 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace je jednou z metod strukturních optimalizací. Využívána je k získání optimálního tvaru součásti, který vznikne z původního tvaru odstraněním přebytečného materiálu, přičemž dojde k zachování požadovaných mechanických vlastností. [5]

7.2 Optimalizační metody v programu Ansys

V programu Ansys jsou dostupné tři druhy topologických optimalizací:

- *Density based optimization*: Tato metoda přiřadí jednotlivým prvkům tělesa čísla 1 nebo 0 na základě kterých jsou prvky odstraněny z tělesa. Nevýhodou této metody je že často vznikne neúplné rozpojené těleso.
- *Level set based optimization*: Tato metoda pracuje s tvarem součásti takže na rozdíl od předchozí jejím výsledkem je úplné těleso.
- *Mixable density*: Tato metoda pracuje na podobném principu jako Density based optimization s rozdílem, že prvkům přiřadí čísla od 1 do 0, což má za výsledek jemnější a spojený model.

Dále je možné optimalizovat pomocí:

- *Shape optimization*: Tato optimalizace opravuje tvar tělesa a na rozdíl od topologických optimalizací neodebírá prvky tělesa.
- *Lattice optimization*: Touto optimalizací se optimalizuje výplň těles pro aditivní výrobu.

7.3 Optimalizační proces

K optimalizaci použiji program Ansys, ve kterém pomocí bloku Topology Optimization zadám odstranění velké části materiálu při zachování maximální tuhosti. Postupovat budu podobně jako tým VUT Brno racing při konstrukci těhlic pro Dragon 8 a X a to výpočtovým přístupem k optimalizaci znázorněným v diagramu v obrázku (38). S rozdílem, že zvolenou technologii zvolím na základě topologických optimalizací jednotlivých dílů.

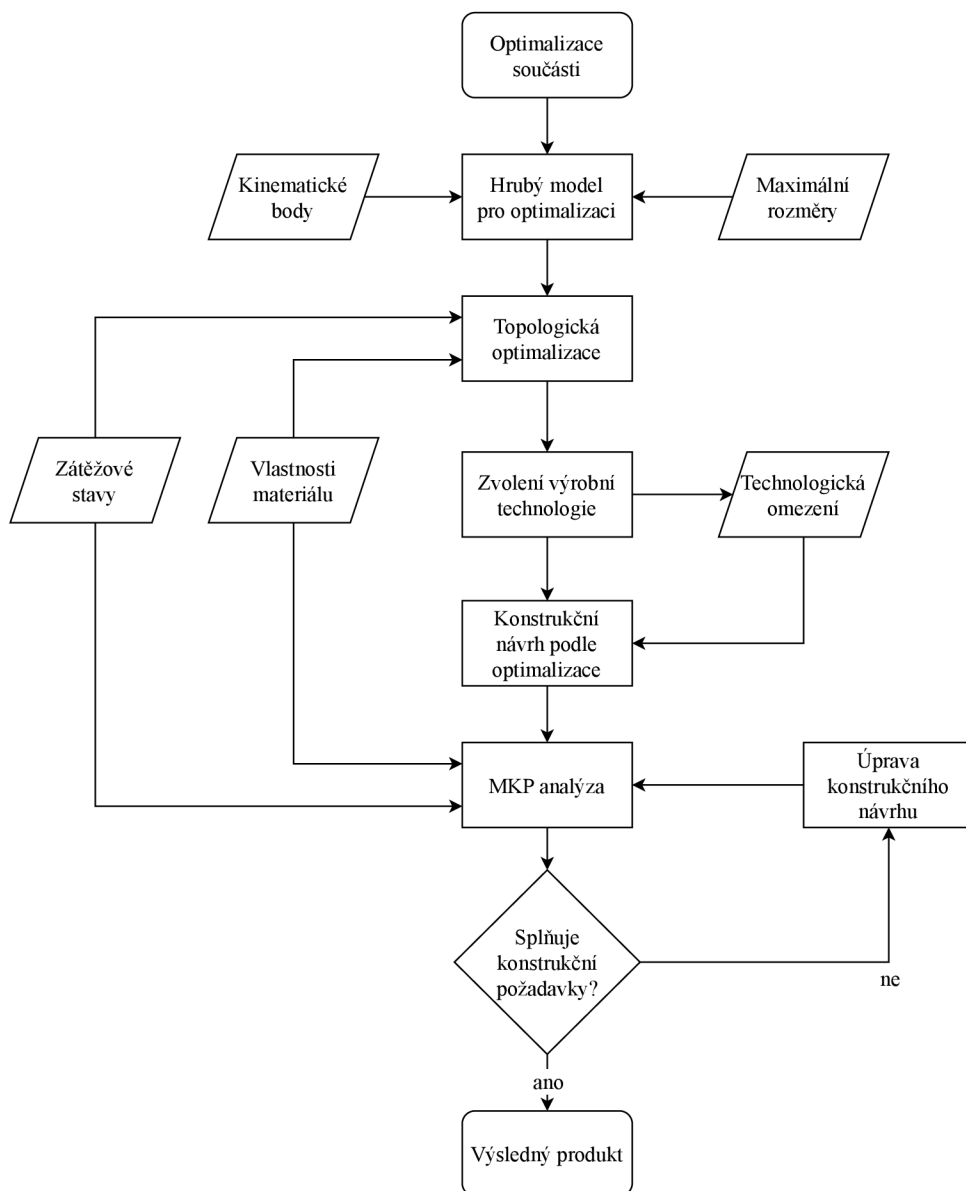
Na základě rozměrů sériových komponentů a polohy jejich kinematických bodů vymodeluji hrubé modely k topologickým optimalizacím. Ty zatížím v režimu topologické optimalizace na základě vypočtených zátěžových stavů a definuji část odebraného materiálu při zachování co nejvyšší tuhosti dílu. Na základě výsledků optimalizací zvolím

7.3 OPTIMALIZAČNÍ PROCES

technologii výroby dílu a zpracuji jej na základě konstrukčních omezení do konstrukčních návrhů, na kterých provedu deformačně napětové analýzy. Pokud jejich vlastnosti nebudou splňovat konstrukční požadavky, změním parametry topologické optimalizace, výrobní metodu nebo přidám materiál v kritických místech a proces budu opakovat, dokud nedocílím požadovaných vlastností.

Optimalizovaná ramena by měla být lehčí než sériová a měla by mít vyšší nebo stejnou tuhost. Bezpečnost vůči mezi kluzu by měla dosahovat alespoň 2. S únavou materiálu nebudu přesně počítat, jelikož počet cyklů kritického napětí je během závodní sezóny zanedbatelný vůči únavovému životu při bezpečnosti 2.

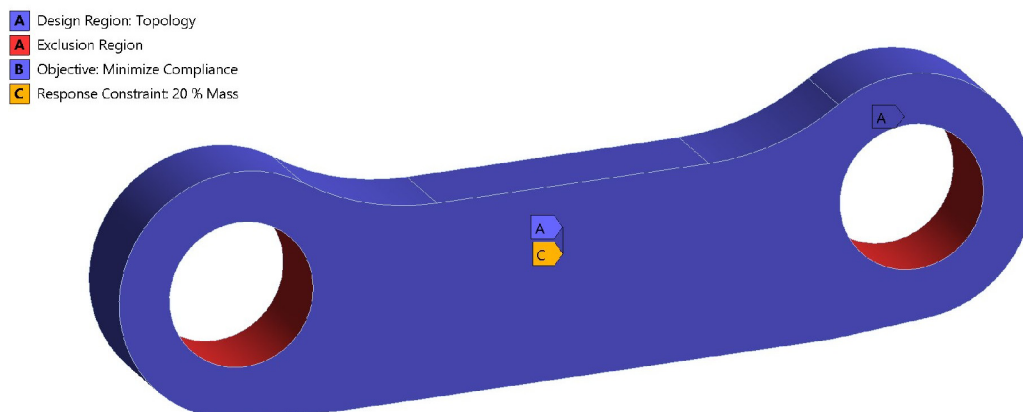
Při konstrukci optimalizovaných ramen budu využívat místo gumových uložení kulové čepy a polyuretanové lůžka, čímž eliminuji většinu deformací v systému zavěšení. Čepy budu dimenzovat s životností alespoň 400 hodin cyklování.



Obrázek 38: Logický postup při mé optimalizaci

7.4 Přední sbíhavostní rameno

Do řešiče Structural Optimization v programu Ansys vložím hrubý model ramena. Definuji oblasti k optimalizaci, oblasti k zachování a použiji metodu optimalizace - Mixable density. Zachovám místa, ve kterých jsou v rameni umístěna uložení. Optimalizovat budu tuhost tělesa při zachování 20 % materiálu. Rameno zatížím silami z tabulky (11) a okrajové podmínky definuji obdobně jako v kapitole (6.1). Tělesu přiřčím materiál hliníkové slitiny s Poissonovým číslem $\nu = 0,32$, Youngovým modulem $E = 71$ GPa.



Obrázek 39: Hrubé sbíhavostní rameno pro topologickou optimalizaci



Obrázek 40: Výsledek topologické optimalizace sbíhavostního ramena

Z topologické optimalizace vyplývá, že u takto jednoduše namáhaného dílu je vhodné spojit uložení jednoduchou tyčí. Na základě toho zvolím konstrukční řešení použitím čepových hlav se závity spojených závitovou trubkou. Takto zkonstruované rameno odstraní požadavek výroby přesné plochy pro uložení kulového čepu a jejich rozteč. Navíc bude díky závitu možné měnit sbíhavost zadních kol.

7.4.1 Výpočet čepů

Zvolil jsem čepy od firmy SKF, která ve svém katalogu [21] uvádí výpočty, na základě kterých lze vybrat vhodně dimenzovaný čep. Při dimenzování se budu řídit maximálním zatížením, jaké bude na čepy působit z tabulky (11). Veličiny nutné k výpočtu čepu vypíši do následující tabulky:

7.4 PŘEDNÍ SBÍHAVOSTNÍ RAMENO

radiální síla	$F_{r.sb}$	673 N
axiální síla	$F_{a.sb}$	0 N
pracovní úhel	β_{sb}	30°
pracovní teplota	$t_{0.sb}$	70 °C

Tabulka 19: Parametry zatížení čepů sbíhavostního ramena

čas oscilace	t_{os}	0,1 s
--------------	----------	-------

Tabulka 20: Parametry zatížení zavěšení

Pro zvolení parametru y je nutné spočítat poměr axiální a radiální síly působící na kulový čep [21].

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 \quad (25)$$

Podle tabulek v katalogu [21] zvolím parametr $y = 1$. Následujícím vzorcem spočítám ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, které bude v tomto případě stejné jako radiální síla:

$$P = F_r \cdot y = 673 \text{ N} \quad (26)$$

Tento parametr vynásobím dvěma, čímž získám návrhový koeficient dynamického zatížení C_{nv} [21]:

$$C_{nv} = 2 \cdot P = 1,35 \text{ kN} \quad (27)$$

Z návrhového koeficientu je zřejmé, že čep s vnitřním průměrem 12 mm pro šroub M10 by byl značně předimenzovaný. Zvolím tedy čepy s vnitřním průměrem 6 mm. Při instalaci tak bude nutné upravit pevný bod v karoserii pro uchycení šroubem M5. Z katalogu vyberu čepové hlavy s čepy ocel na ocel SKF SA 6 E s pravým a SKF SAL 6 E s levým závitem, jejichž parametry vypíši do následující tabulky [21]:

koeficient dynamického zatížení	C_{sb}	3,4 kN
koeficient statického zatížení	$C_{0.sb}$	8,15 kN
faktor dynamického zatížení	K_{sb}	100 N/mm ²
průměr čepové hlavy	$d_{k.sb}$	10 mm
čepová vůle	vl_{sb}	0,040 mm

Tabulka 21: Parametry zvolených čepů sbíhavostního ramena

Měrné zatížení je dáno vztahem [21]:

$$p = K \cdot \frac{P}{C} \doteq 19,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (28)$$

Kde K je faktor dynamického zatížení, a C je koeficient dynamického zatížení zvoleného čepu. Obvodovou rychlost kluzu spočítám pomocí vzorce [21]:

$$v = 8,73 \cdot 10^{-6} \cdot d_m \cdot \frac{4 \cdot \beta}{t_{os}} \doteq 0,0001 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (29)$$

Kde $d_m = d_k$ průměru čepu, β je koeficient vyčtený z tabulky v [21] a t je čas oscilace.

Měrné zatížení a skluzovou rychlost vynesu do pv diagramu v [21] a zkontroluji, zda je možné čep využít. Z tabulky vyplývá, že vybraný čep lze použít. Jeho životnost je dána vztahem [21]:

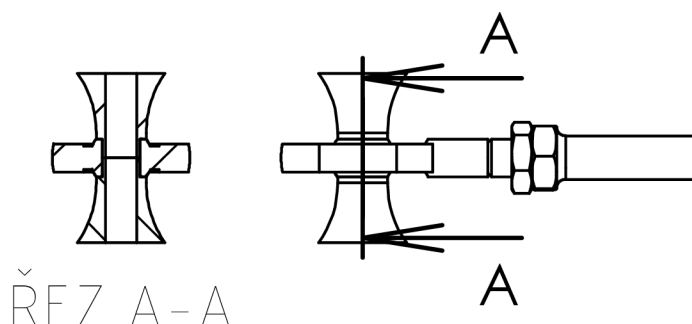
$$G_h = b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot b_4 \cdot b_5 \cdot \frac{330}{p^{1,2} \cdot v} \doteq 5421 \text{ h} \quad (30)$$

Zde jsou koeficienty b_1 až b_5 , charakterizující provozní stav čepu z tabulek v [21].

Vypočtená životnost je 5421 hodin cyklování, čepy jsou tak stále odolnější, než je potřeba. Jsou však nejmenšími nabízenými v katalogu SKF.

7.4.2 Vymezovací podložky

Pro uchycení čepových hlav ke karoserii a ramenu je potřeba použít podložek, aby bylo dosaženo rozteče 30 mm mezi styčnými plochami. Toho docílím podložkami, které budou přimontovány k čepu upevňovacím šroubem. Podložky budou vyrobeny z feritické nerezové oceli EN 1.4107. Mez pevnosti této oceli je $R_m = 700$ MPa, její mez kluzu dosahuje $R_e = 400$ MPa, mez únavy $\sigma_c = 260$ MPa. Poissonovo číslo je rovno $\nu = 0,28$, Youngův modul $E = 190$ GPa a hustota $\rho = 7800$ kg/m³. [23]



Obrázek 41: Provedení vymezovacích podložek čepu

7.4.3 Výpočet spojovací trubky

Pro spojovací trubku zvolím hliníkovou slitinu EN AW 5457 - H28, která je vhodná pro svaření koncových matek s tyčí. Její mez pevnosti je $R_m = 210$ MPa, mez kluzu $R_e = 190$ MPa, Poissonovo číslo $\nu = 0,33$, Youngův modul $E = 68$ GPa a hustota $\rho = 2700$ kg/m³. [23].

Vnitřní průměr trubky zvolím 7 mm. Vnější průměr spočítám analyticky ze vzorců:

7.4 PŘEDNÍ SBÍHAVOSTNÍ RAMENO

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{N}{S} \\ S &= \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \\ k &= \frac{R_e}{\sigma}\end{aligned}\tag{31}$$

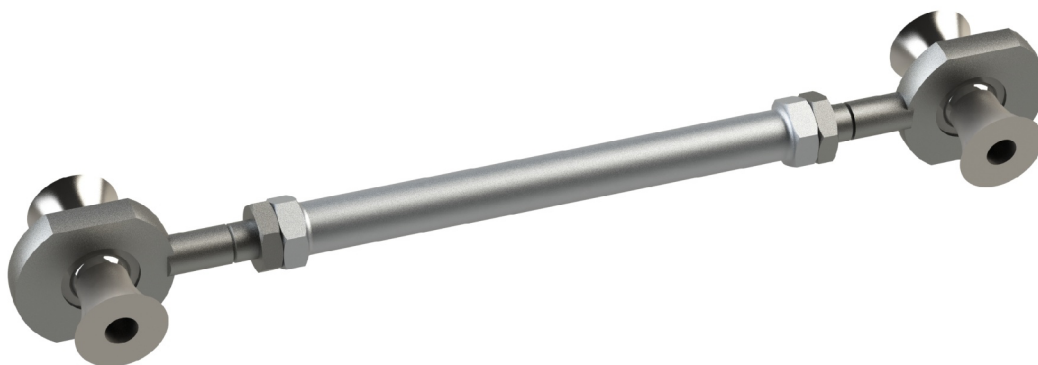
Kde σ je mechanické napětí, N je zatěžující síla, S je plocha v řezu trubící, D je hledaný vnější průměr a $d = 7$ mm je vnitřní průměr. Dále návrhový součinitel $k = 2$ a mez kluzu R_e . Dosazením do vzorců získám vztah:

$$D = \sqrt{4 \cdot \frac{N \cdot k}{\pi \cdot R_e} + d^2} \doteq 7,62 \text{ mm}\tag{32}$$

Pro trubku zvolím vnější průměr 8 mm.

7.4.4 Konstrukce optimalizovaného ramena

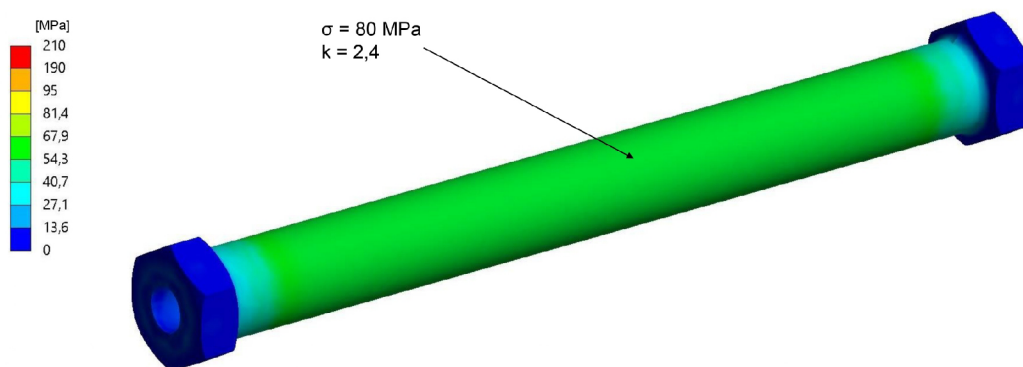
Na základě topologické optimalizace a výpočtů v této kapitole jsem zkonstruoval optimalizované sbíhavostní rameno s dvěma čepovými hlavami s opačnými závity. Ty jsem zvolil oproti sériovým gumovým silentblokům z důvodu zvýšení celkové tuhosti, která bude mít pozitivní dopad na přesné vedení kol. Čepové hlavy jsem spojil trubkou z hliníkové slitiny EN AW 5457 - H28, na jejíž koncích jsou přivařené matice ze stejného materiálu se závity M6. Zvolil jsem čepové hlavy s navzájem opačnými závity tak, aby pootočení spojovací závitové trubky mělo za výsledek změnu rozteče čepů, čímž se změní sbíhavost kol. Pro vymezovací podložky jsem zvolil nerezovou ocel EN 1.410 pro zajištění co nejvyšší tuhosti uložení čepů.



Obrázek 42: Optimalizované sbíhavostní rameno

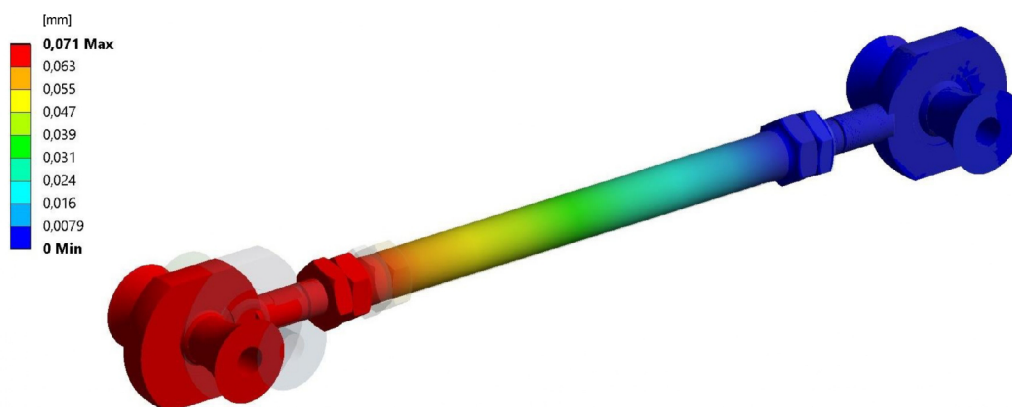
hmotnost samotného ramena	0,004 kg
hmotnost uložení	0,053 kg
celková hmotnost	0,057 kg

Tabulka 22: Parametry optimalizovaného sbíhavostního ramena



Obrázek 43: Rozložení napětí na optimalizovaném sbíhavostním ramenu při brzdění

Na rameni se koncentruje nejvyšší napětí 80 MPa při brzdění.



Obrázek 44: Deformace optimalizovaného sbíhavostního ramena při brzdění

K nejvyšší deformaci ramena dojde při brzdění, kdy z se zdeformuje o 0,071 mm.

bezpečnost vůči mezi kluzu	2,38
maximální deformace	0,07 mm
maximální deformace včetně uložení	0,15 mm

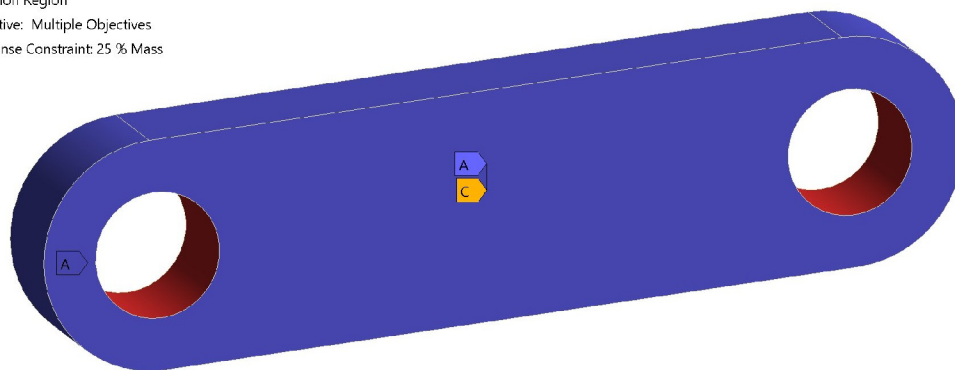
Tabulka 23: Parametry analýzy optimalizovaného sbíhavostního ramena

7.5 Zadní horní odklonové rameno

Stejně jako u předchozího pro toto rameno vymodeluji hrubý model pro topologickou optimalizaci, který vložím do řešiče Structural Optimization s metodou Mixable density. Oblasti zachování definuji pomocí zadaných okrajových podmínek a do optimalizace zadám zachovat 20 % materiálu při co nejvyšší tuhosti. Rameno zatížím silami z tabulky (13) a okrajové podmínky použiji z analýzy (6.2). Jako materiál pro optimalizaci zvolím hliníkovou slitinu s Poissonovým číslem $\nu = 0,32$, Youngovým modulem $E = 71 \text{ GPa}$.

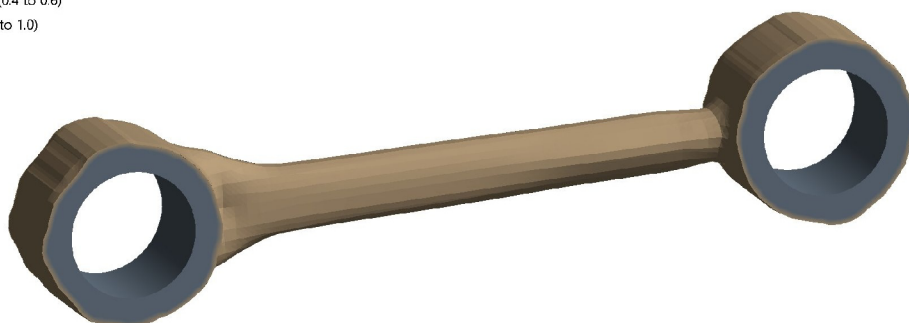
7.5 ZADNÍ HORNÍ ODKLONOVÉ RAMENO

- A** Design Region: Topology
- A** Exclusion Region
- B** Objective: Multiple Objectives
- C** Response Constraint: 25 % Mass



Obrázek 45: Odklonové rameno pro topologickou optimalizaci

- Remove** (0.0 to 0.4)
- Marginal** (0.4 to 0.6)
- Keep** (0.6 to 1.0)



Obrázek 46: Výsledek topologické optimalizace odklonového ramena

Na základě výsledku této optimalizace zvolím technologii použitou u předchozího ramena.

7.5.1 Výpočet čepů

radiální síla	$F_{r.od}$	3350 N
axiální síla	$F_{a.od}$	0 N
pracovní úhel	β_{od}	30°
pracovní teplota	$t_{0.od}$	70 °C

Tabulka 24: Parametry zatížení čepů odklonového ramena

Dosazením do vzorců (25), (26) a (27) spočítám hodnotu $C_{nv.od} = 6,7$ kN. Na základě této hodnoty a zvolím čepové hlavy SKF SA 10 E a SKF SAL 10 E, jejichž parametry vypíši do následující tabulky.

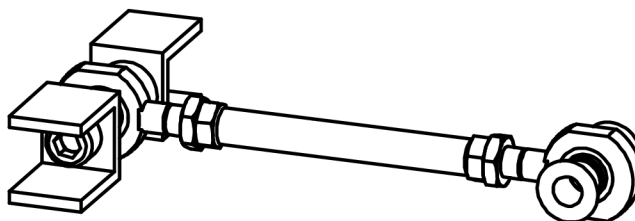
koeficient dynamického zatížení	C_{od}	8,15 kN
koeficient statického zatížení	$C_{0.od}$	18,3 kN
faktor dynamického zatížení	K_{od}	100 N/mm ²
průměr čepové hlavy	$d_{k.od}$	16 mm
čepová vůle	vl_{od}	0,064 mm

Tabulka 25: Parametry zvolených čepů odklonového ramena

Po dosažení hodnot z tabulky do vzorců (28), (29) a (30) vyjde hodnota životnosti čepu 545 hodin.

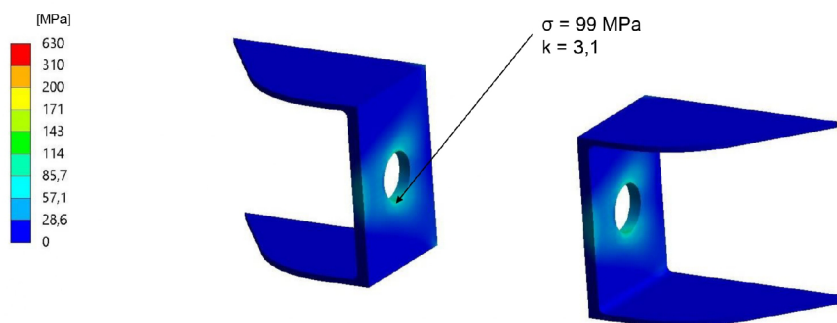
7.5.2 Konzole uchycení

Sériové rameno je uchyceno ke karoserii ocelovým válečkem, procházejícím skrze uložení, opatřeným otvory pro šrouby M10, toto řešení vzhledem ke zvoleným čepům nelze využít. Navrhnou proto konzole, které se v místě kinematického bodu ke karoserii přivaří a budou sloužit jako uchycení pro rameno.



Obrázek 47: Návrh konzole odklonového ramena

Tuto konzoli pokusnou metodou optimalizují. Zde se nebudou pouštět příliš do hloubky, protože přesný pevnostní výpočet této konzole by vyžadoval analýzu pevného bodu v karoserii, ke kterému bude přivařena, zvolím tedy konzervativní přístup a konzoli mírně předdimenzuji proto, abych zachoval tuhost zavěšení. Zkonstruovanou konzoli zkontroluji deformačně napětovou analýzou:



Obrázek 48: Rozložení napětí na konzoli odklonového ramena při zatáčení

7.5 ZADNÍ HORNÍ ODKLONOVÉ RAMENO

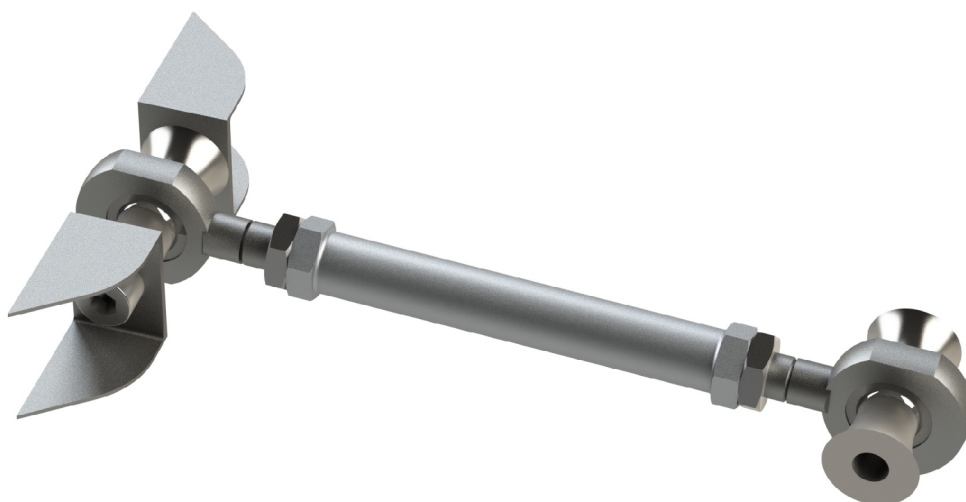
Na konzoli se vyskytne maximální napětí 99 MPa.

7.5.3 Výpočet spojovací trubky

Pro spojovací trubku zvolím stejný materiál jako u předchozího ramena EN AW 5457 - H28. Po dosazení zvoleného vnitřního průměru spojovací trubky $d = 11$ mm a zátěžné síly $N = 3350$ N tohoto do vzorce (32) spočítám minimální vnější průměr $D \doteq 12,9$ mm. Na základě tohoto výpočtu zvolím pro trubku vnější průměr 13 mm.

7.5.4 Konstrukce optimalizovaného ramena

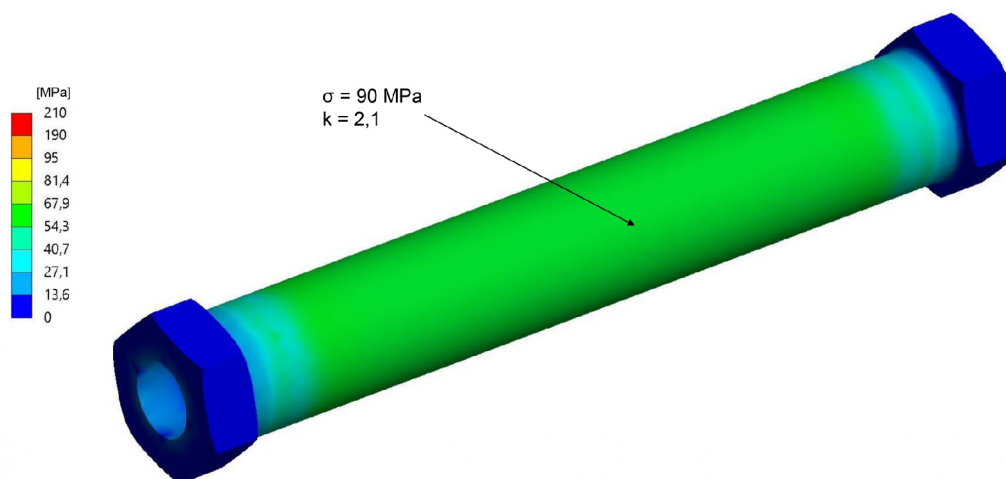
Podobně jako u předchozího ramena jsem zvolil na základě optimalizace konstrukci se dvěma čepovými hlavami spojenými závitovou trubicí. Té jsem opět přiřadil materiál EN AW 5054 - H28 a nadimenzoval její průměr pomocí analytického výpočtu. Pro konstrukci vymezovacích podložek jsem použil stejné technologie, jako u předchozího ramena. Uchytení ramena ke karoserii jsem vyřešil pomocí konzole, která se přiváří k pevnému bodu na karoserii. To mně umožnilo použít vhodně dimenzovaný čep v tomto místě uchytení.



Obrázek 49: Optimalizované odklonové rameno

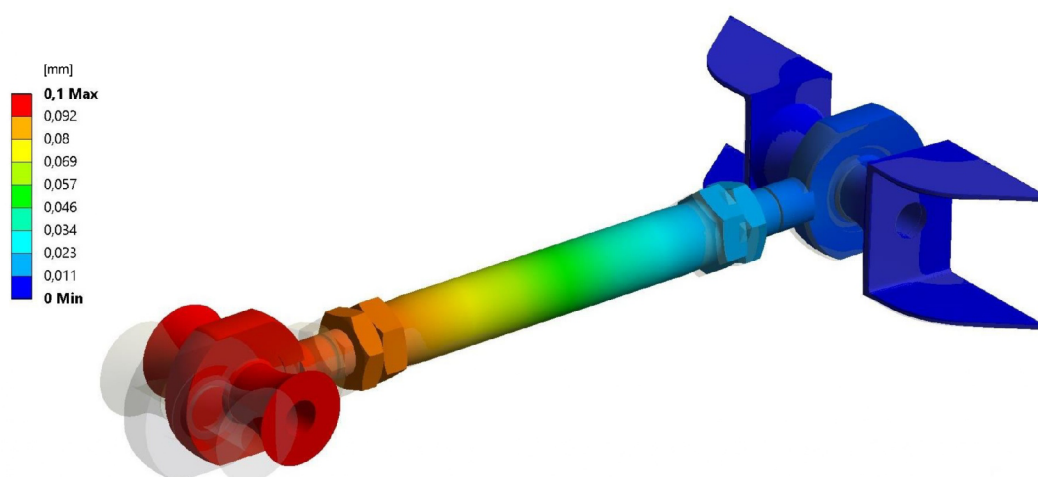
hmotnost samotného ramena	0,021 kg
hmotnost uložení	0,227 kg
celková hmotnost	0,248 kg

Tabulka 26: Parametry optimalizovaného odklonového ramena



Obrázek 50: Rozložení napětí na optimalizovaném odklonovém ramenu při zatáčení na vnějším kole

Při nejkritičtějším zátěžném stavu zatáčení na vnějším kole se na rameni koncentruje napětí 90 MPa.



Obrázek 51: Deformace optimalizovaného odklonového ramena při zatáčení na vnějším kole

K nejvyšším deformacím dojde při zatáčení na vnějším kole, kdy se rameno zdeformuje o 0,10 mm.

bezpečnost vůči mezi kluzu	2,10
maximální deformace	0,10 mm
maximální deformace včetně uložení	0,16 mm

Tabulka 27: Parametry analýzy optimalizovaného odklonového ramena

7.6 Zadní spodní nosné rameno

Pro toto rameno zvolím konstrukci s čepy uloženými ve válcových dírách v rameni. Jejich parametry spočítám v následující sekci a pomocí jejich rozměrů vymodeluji hrubé rameno pro optimalizaci. Materiál pro toto rameno zvolím hliníkovou slitinu EN AW 7075 s tepelnou úpravou T6. Její mez pevnosti je $R_m = 560$ MPa, mez kluzu $R_e = 480$ MPa, Poissonovo číslo $\nu = 0,32$, Youngův modul $E = 70$ GPa a hustota $\rho = 3000$ kg/m³. [23].

7.6.1 Výpočet čepů

Pro dimenzování čepů potřebuji znát síly, které v nich působí. Ty vypočtu pomocí umístění sond do vazeb a zatěžující síly v napěťové analýze v (6.3) a jejich velikosti vypíši do tabulky:

typ zatížení	KB1	KB2	KB3
akcelerace	2820,8 N	3622,8 N	1095,6 N
brzdění	3507,6 N	4626 N	1129,1 N
zatáčení vnější	8020,5 N	4166,5 N	7015,2 N
zatáčení vnitřní	5253,3 N	3228,1 N	4727,8 N
brzdění při zatáčení	7471,3 N	6921,1 N	4903,2 N
maximální	8020,5 N	6921,1 N	7015,2 N

Tabulka 28: Radiální síly v čepích spodního ramena

Pro uložení tlumiče použiji polyuretanové uložení, jelikož kulový čep díky vzniklému momentu od táhla stabilizátoru není možné použít ve všech kinematických bodech tohoto ramena. Toto uložení v místě tlumiče zvolím z důvodu, že zde vniklá vůle pružením polyuretanu nebude mít vliv na geometrii vedení kol.

Vnější čep uchycení podélného ramena

Tento čep leží v kinematickém bodě 3, z tabulky (28) vyčtu parametry jeho zatížení:

radiální síla	$F_{r.sp1}$	8020,5 N
axiální síla	$F_{a.sp1}$	0 N
pracovní úhel	β_{sp1}	30°
pracovní teplota	$t_{0.sp1}$	70 °C

Tabulka 29: Parametry zatížení vnějšího čepu spodního ramena

Dosazením do vzorců (25), (26) a (27) spočítám hodnotu $C_{nv.sp1} = 16,0$ kN. Na základě volím čep SKF GE 17 ES, jehož parametry vypíši do následující tabulky.

koeficient dynamického zatížení	C_{sp1}	21,2 kN
koeficient statického zatížení	$C_{0.sp1}$	106 kN
faktor dynamického zatížení	K_{sp1}	100 N/mm ²
průměr čepové hlavy	$d_{k.sp1}$	24 mm
čepová vůle	vl_{sp1}	0,100 mm

Tabulka 30: Parametry zvoleného vnějšího čepu spodního ramena

Po dosazení hodnot z tabulky do vzorců (28), (29) a (30) vyjde hodnota životnosti čepu 429 hodin.

Čep bude nalisován do díry v rameni s tolerancí N7 podle [21]. Čep zajistím v axiálním směru pojistným kroužkem ČSN 02 2931 - 30 x 1,2 [21].

Vnitřní čep uchycení ke karoserii

Tento čep leží v kinematickém bodě 1, z tabulky (28) vyčtu parametry jeho zatížení:

radiální síla	$F_{r.sp3}$	7015,2 N
axiální síla	$F_{a.sp3}$	0 N
pracovní úhel	β_{sp3}	30°
pracovní teplota	$t_{0.sp3}$	70 °C

Tabulka 31: Parametry zatížení vnitřního čepu spodního ramena

Dosazením do vzorců (25), (26) a (27) spočítám hodnotu $C_{nv.sp3} = 14,0$ kN. Na základě této hodnoty volím čep SKF GE 17 ES, jehož parametry vypíši do následující tabulky.

koeficient dynamického zatížení	C_{sp3}	21,2 kN
koeficient statického zatížení	$C_{0.sp3}$	106 kN
faktor dynamického zatížení	K_{sp3}	100 N/mm ²
průměr čepové hlavy	$d_{k.sp3}$	24 mm
čepová vůle	vl_{sp3}	0,100 mm

Tabulka 32: Parametry zvoleného vnitřního čepu spodního ramena

Po dosazení hodnot z tabulky do vzorců (28), (29) a (30) vyjde hodnota životnosti čepu 600 hodin.

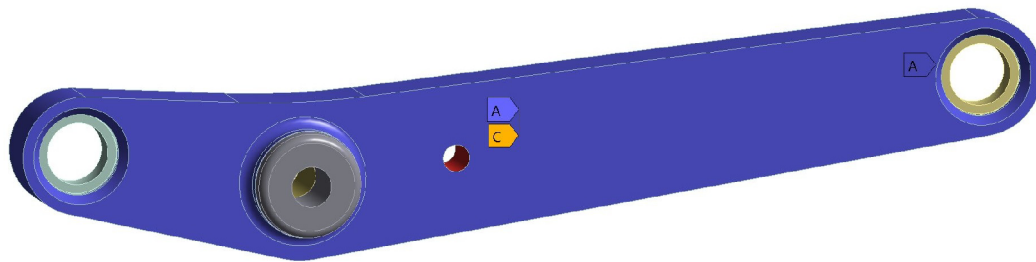
Čep bude nalisován do díry v rameni s tolerancí N7 podle [21]. Zajištění v axiálním směru provedu stejně jako u předchozího pojistným kroužkem ČSN 02 2931 - 30 x 1,2. [22]

7.6.2 Topologická optimalizace

Na základě vypočtených čepů vymodeluji novou soustavu hrubého ramena, zvolených čepů a polyuretanového uložení. Tuto soustavu vložím do topologického optimalizátoru, ve kterém zadám zachovat 55 % hmotnosti z hrubého ramena.

7.6 ZADNÍ SPODNÍ NOSNÉ RAMENO

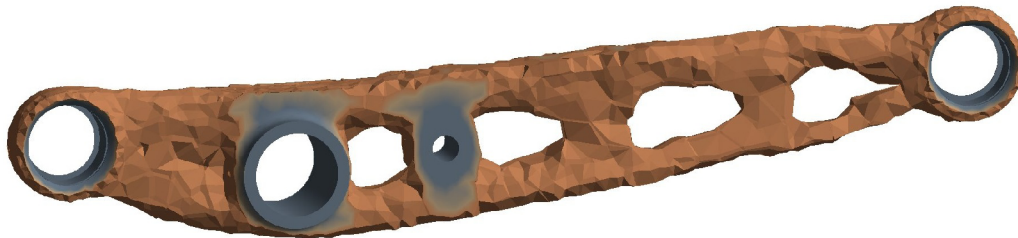
- A** Design Region: Topology
- A** Exclusion Region
- B** Objective: Multiple Objectives
- C** Response Constraint: 55 % Mass



Obrázek 52: Spodní rameno pro topologickou optimalizaci

K výsledku optimalizace jsem přidal materiál pomocí Retained Threshold, abych spojil všechny části do jednoho tělesa.

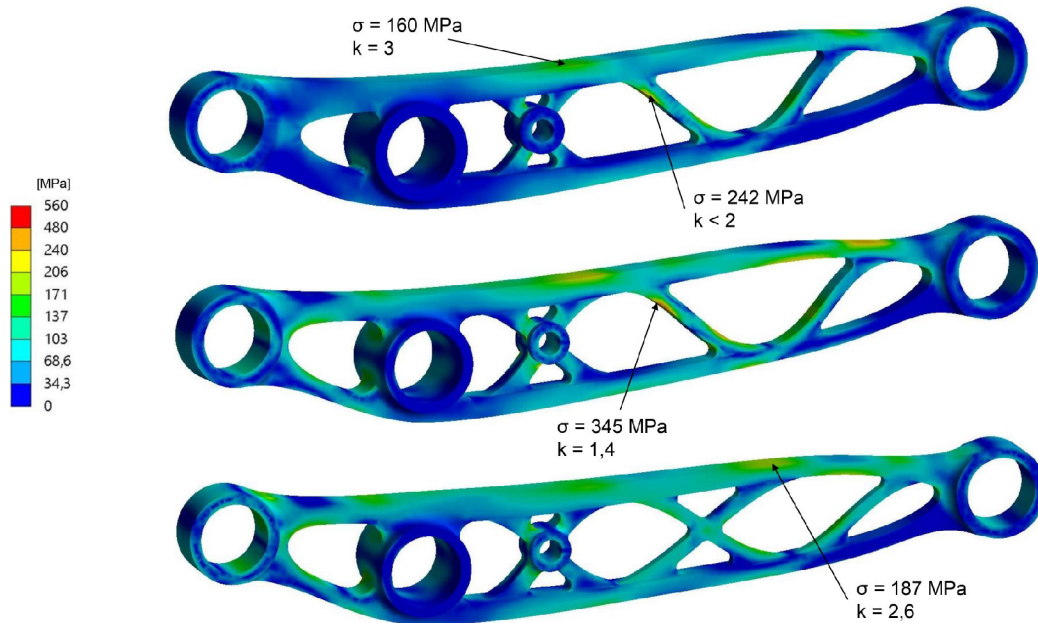
- Remove** (0.0 to 0.4)
- Marginal** (0.4 to 0.6)
- Keep** (0.6 to 1.0)



Obrázek 53: Topologická optimalizace spodního ramena

7.6.3 Konstrukce optimalizovaného ramena

Podle topologických optimalizací vymodeluji spodní rameno v Solidworks tak, aby bylo možné vyrobit frézováním na víceosé frézce. To budu dále na základě napěťových analýz iterovat, dokud nedosáhnou rovnoměrně zatíženého tuhého ramena.

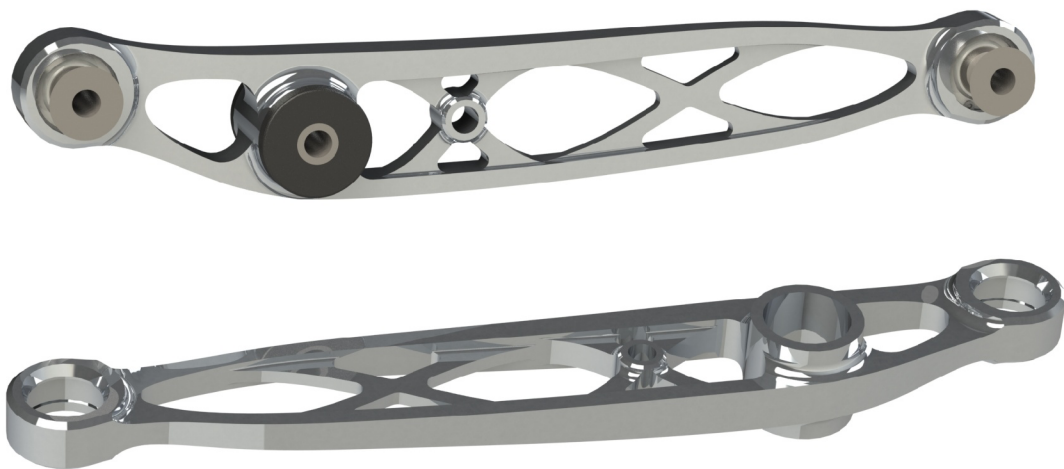


Obrázek 54: Rozložení napětí na iteracích spodního ramena při zatáčení na vnějším kole

Díky analýze jsem zjistil že je na prvním navrženém rameni přebytečný materiál v níže zatížených oblastech. Na rameni se zároveň vyskytují slabá místa, která naopak vyztužím. Po analýze druhého ramena je zřejmé, že jsem ubral příliš materiálu. Napětí se koncentruje na rozpěrných prvcích, proto v další iteraci změním jejich geometrii. Díky nové konstrukci třetí iterace se napětí na dílu rozloží rovnoměrněji, napětí se snížilo pod kritickou úroveň, na rameni se ale vyskytla níže zatížená místa. V dalších iteracích proto odstraním jednoduchý rozpěrný prvek a pokusím se napětí rozložit rovnoměrněji.

Konečný návrh

Po několika iteracích a analýzách jsem navrhnul konečné rameno, na kterém je rovnoměrně rozložené napětí v kritických zátěžových stavech, zároveň je dostatečně tuhé a maximální napětí nepřekračuje mnou stanovenou úroveň:

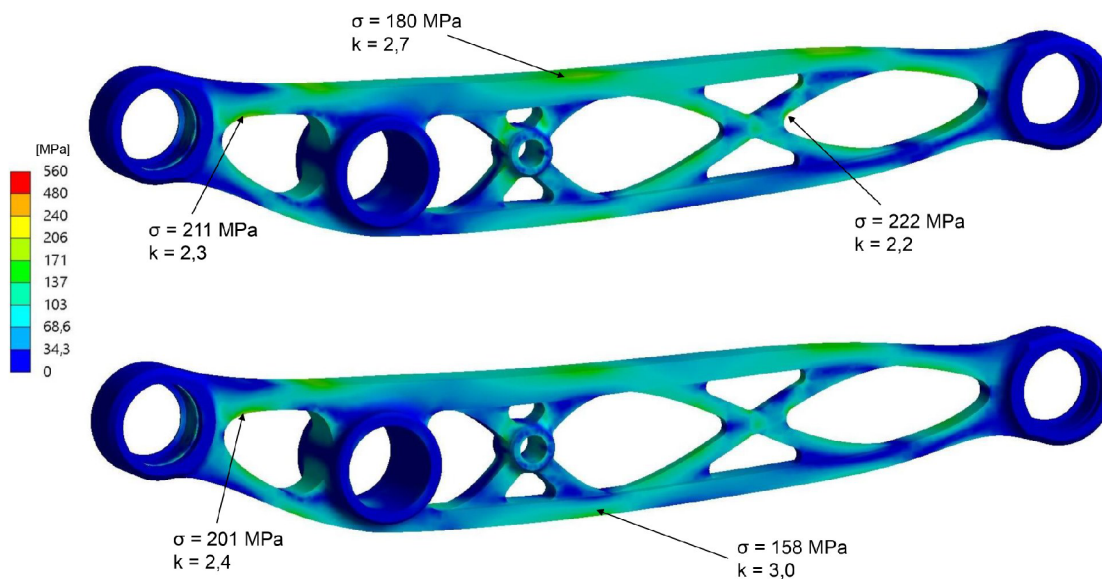


Obrázek 55: Optimalizované spodní rameno

7.6 ZADNÍ SPODNÍ NOSNÉ RAMENO

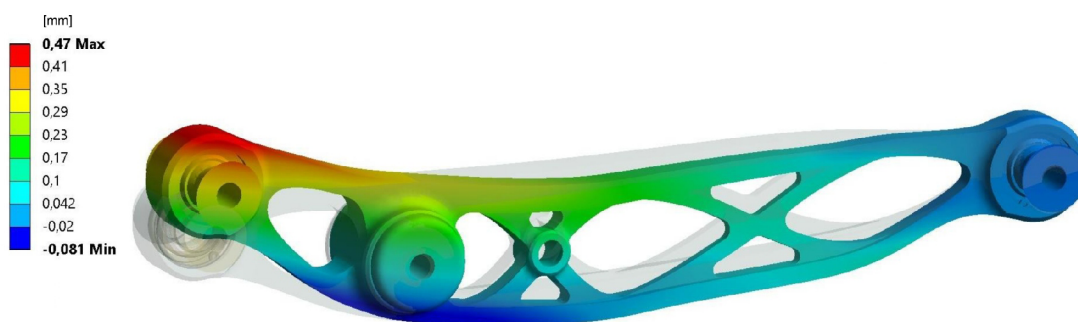
hmotnost samotného ramena	0,391 kg
hmotnost uložení	0,312 kg
celková hmotnost	0,703 kg

Tabulka 33: Parametry optimalizovaného spodního ramena



Obrázek 56: Rozložení napětí na optimalizovaném spodním ramenu, nahoře při zatáčení na vnějším kole, dole za brzdění při zatáčení

Nejvyšší napětí 222 MPa se na optimalizovaném ramenu indukovalo při zatáčení na vnější straně.



Obrázek 57: Deformace optimalizovaného spodního ramena při zatáčení

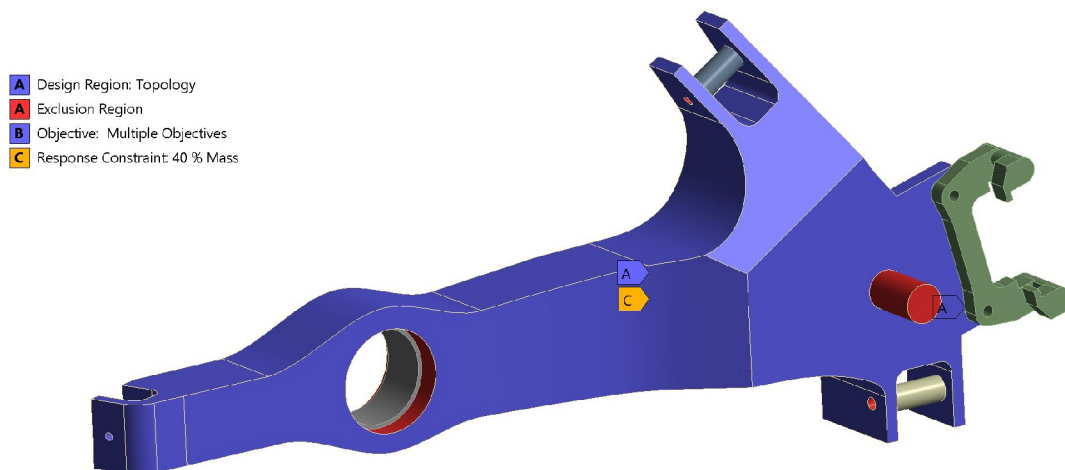
K nejvyšší deformaci o 0,47 mm dojde při zatížení zatáčením na vnějším kole.

bezpečnost vůči mezi kluzu	2,16
maximální deformace	0,47 mm
maximální deformace včetně uložení	0,67 mm

Tabulka 34: Parametry analýzy optimalizovaného ramena

7.7 Podélné rameno

Pro zvolení technologie výroby vymodeluji hrubé rameno s rozměry uložení sériových silentbloků pro topologickou optimalizaci. Do Structural Optimization zadám zachování 40 % materiálu okrajové podmínky z analýzy (6.4) a síly z tabulky (17).



Obrázek 58: Podélné rameno pro topologickou optimalizaci



Obrázek 59: Výsledek topologické optimalizace podélného ramena

Z optimalizace vyplývá, že uložení silentbloku spotřebuje velké množství materiálu. Podobně tak uložení ložisek náboje na hřídeli spotřebuje více materiálu než uložení ložisek náboje do děr v rameni. Vypočtu tedy čep a ložiska a zkonstruuji hrubé rameno pro optimalizaci s kulovým čepem a ložisky uloženými do ramena.

7.7.1 Výpočet čepu

Velký silentblok na tomto rameni nahradím čepem, ten ale musí odebírat pouze dva místo tří posuvů. Toho docílím uvolněním axiálního posuvu umístěním čepu na kluzný válec vedený jeho jádrem. Kulový čep zvolím mnohem odolnější podle výpočtu, jelikož jeho vnitřní plocha bude využita jako kluzná ložisková.

7.7 PODÉLNÉ RAMENO

Radiální sílu působící v tomto čepu spočítám pomocí Pythagorovy věty z hodnot z tabulky pro KB2 (17). Nejvyšší síla zde působí při zátěžném stavu brzdění při zatáčení.

radiální síla	$F_{r.po}$	3730 N
axiální síla	$F_{a.po}$	0 N
pracovní úhel	β_{po}	30°
pracovní teplota	$t_{0.po}$	70 °C

Tabulka 35: Parametry zatížení čepu podélného ramena

Dosazením do vzorců (25), (26) a (27) spočítám hodnotu $C_{nv.po} = 7,46$ kN. Zvolím čep SKF GE 25 ES, jehož parametry vypíši do následující tabulky.

koeficient dynamického zatížení	C_{po}	30 kN
koeficient statického zatížení	$C_{0.po}$	146 kN
faktor dynamického zatížení	K_{po}	100 N/mm ²
průměr čepové hlavy	$d_{k.po}$	35,5 mm
čepová vůle	vl_{po}	0,116 mm

Tabulka 36: Parametry zvoleného čepu podélného ramena

Po dosazení hodnot z tabulky do vzorců (28), (29) a (30) vyjde hodnota životnosti čepu 2169 hodin.

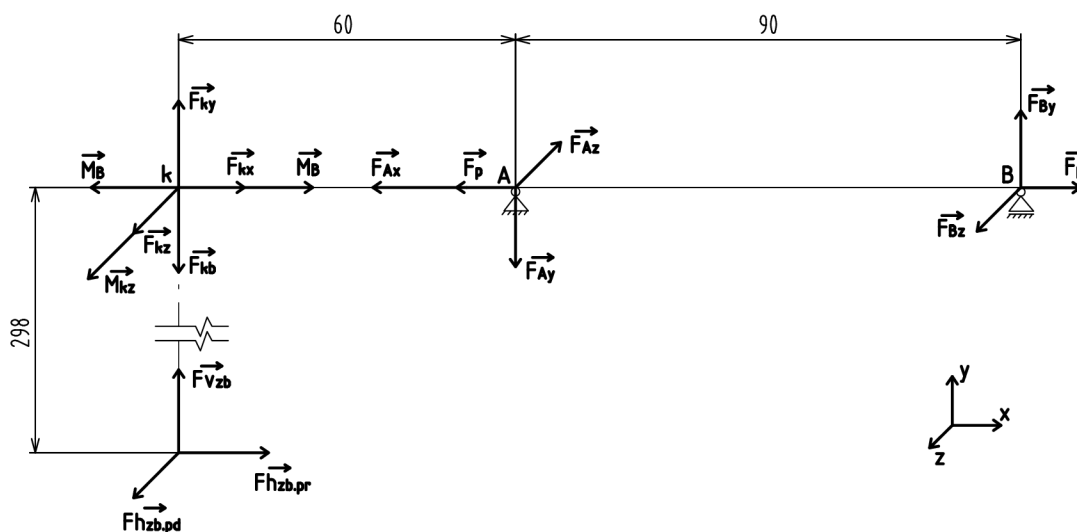
Čep bude nalisován do díry v rameni s tolerancí N7 podle [21] a zajištěn v axiálním směru pojistným kroužkem ČSN 02 2931 - 42 x 1,75 [21].

7.7.2 Konstrukce náboje

Pro optimalizované rameno zkonstruuji odlehčený náboj uchycený dvěma ložisky k ramenu a zajištěný maticí. Jeho model na základě napěťových analýz iteračně pokusně optimalizuji. Jako materiál zvolím kalenou a temperovanou vysokopevnostní litou ocel EN 1.6579 s mezí pevnosti $R_m = 980$ MPa, její mez kluzu dosahuje $R_e = 910$ MPa, mez únavy $\sigma_c = 570$ MPa. Poissonovo číslo je rovno $\nu = 0,29$, Youngův modul $E = 190$ GPa a hustota $\rho = 7800$ kg/m³. [23]. Náboj v optimalizaci zatížím jednotlivými zátěžnými stavy z tabulek (6), (8) a (10).

Výpočet ložisek

Pro zvolení vhodných ložisek spočítám jejich zatížení pomocí silové s momentové rovnováhy při zátěžných stavech akcelerace, zatáčení a brzdění při zatáčení.



Obrázek 60: Silové a momentové rozložení

Pro uložení náboje zvolím dvě kuličková ložiska v konfiguraci zády k sobě předepnuté silou $F l_p = 350$ N. Dle schématu a zatěžujících sil z tabulek (6), (8) a (10) spočítám zátěžné silové a momentové reakce v náboji kola:

$$\begin{aligned}
 F_{kx} &= F h_{zb.pr} \\
 F_{ky} &= F v_{zb} \\
 F_{kz} &= F h_{zb.pd} \\
 M_{kz} &= F h_{zb.pr} \cdot r_k \\
 F_{kb} &= M_{zb} \cdot \frac{r_k}{r_t r}
 \end{aligned} \tag{33}$$

typ zatížení	označení	akc	zat	brz + zat
zatěžující síla v ose x	F_{kx}	0 N	4800 N	2899 N
zatěžující síla v ose y	F_{ky}	2558 N	3993 N	3413 N
zatěžující síla v ose z	F_{kz}	0 N	0 N	2899 N
zatěžující moment v ose z	M_{kz}	0 N	1430 N	864 N
reakční brzdna síla	F_{kb}	0 N	0 N	12612 N

Tabulka 37: Zatížení náboje kola

Pomocí momentové a statické rovnováhy vypočítám reakční síly v ložiscích A a B:

$$\begin{aligned}
 Fl_{A.rd} &= \sqrt{F_{A.y}^2 + F_{A.z}^2} \\
 Fl_{A.ax} &= Fl_p + F_{A.x} \\
 Fl_{B.rd} &= \sqrt{F_{B.y}^2 + F_{B.z}^2} \\
 Fl_{B.ax} &= Fl_p
 \end{aligned} \tag{34}$$

7.7 PODÉLNÉ RAMENO

typ zatížení	označení	akc	zat	brz + zat
radiální zatížení ložiska A	$Fl_{A.rd}$	4263 N	7889 N	25396 N
axiální zatížení ložiska A	$Fl_{A.ax}$	350 N	5150 N	3249 N
radiální zatížení ložiska B	$Fl_{B.rd}$	1705 N	12689 N	15851 N
axiální zatížení ložiska B	$Fl_{B.ax}$	350 N	350 N	350 N

Tabulka 38: Zatížení ložisek

Z tabulek SKF [24] vyberu ložisko 6014-2Z.

Pro výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v radiálním směru vypočtu součinitel [24]:

$$sl = \frac{fl_0 \cdot Fl_{ax}}{Cl_0} \quad (35)$$

Z tabulek [24] interpoluji součinitel e a porovnáám ho s poměrem sil $\frac{Fl_{ax}}{Fl_{rd}}$. Na základě toho dosadím vhodné součinitele X a Y do vzorce ekvivalentního zatížení:

$$Pl = X \cdot Fl_{rd} + Y \cdot Fl_{ax} \quad (36)$$

Hodinovou výdrž ložisek za otáček odpovídajících rychlosti 100 km/h $nl = 14,8$ Hz v jednotlivých zátěžných stavech spočítám vzorcem [24]:

$$L_{10h} = \left(\frac{Cl}{Pl} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{nl} \quad (37)$$

Celkovou výdrž ložiska při ohledu na trvání zátěžných stavů spočítám ze vzorce [24]:

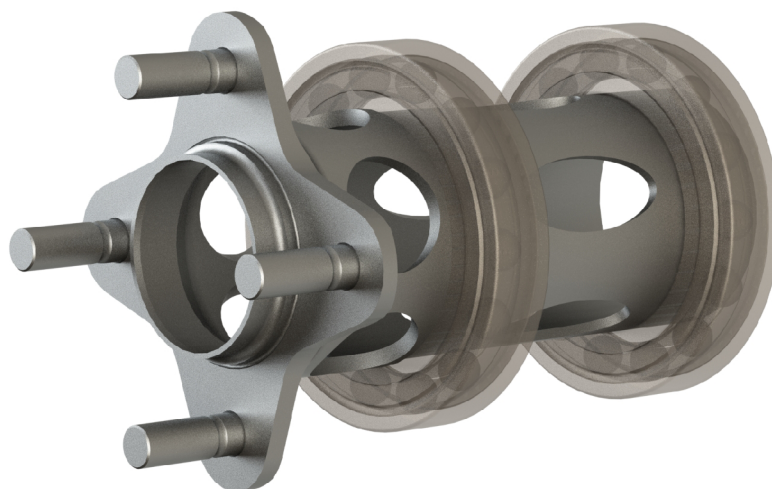
$$L_{10h.cel} = \frac{1}{\frac{0,1}{L_{10h.a}} + \frac{0,5}{L_{10h.z}} + \frac{0,4}{L_{10h.zb}}} = 459 \text{ hod} \quad (38)$$

Výpočtem jsem ověřil, že vybraná ložiska vydrží provozní zátěž, k výpočtu jsem postupoval konzervativně a počítal jsem pouze s náročnými zátěžnými stavy.

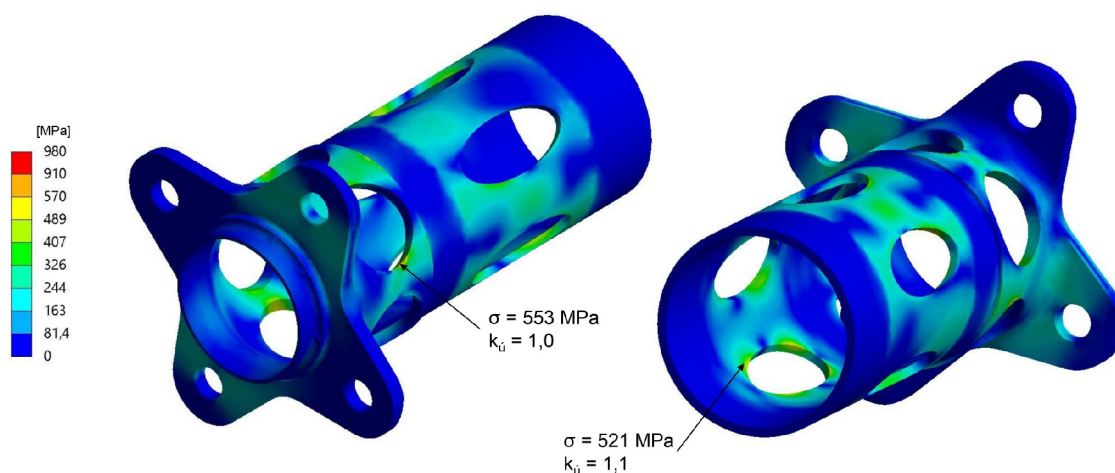
Konstrukce náboje

Při modelování optimalizovaného náboje budu vycházet z geometrie sériového, vytáhnou z něj trubku s několika osazeními, kterou odlehčím po obvodě pěti páry eliptických děr. Vytvořený napětově a deformačně analyzuji a na základě analýz upravím, dokud nedosáhnou požadovaných vlastností, kdy napětí bude pod úrovní meze únavy $\sigma_c = 570$ MPa.

Po několika iteracích jsem zkonstruoval konečný optimalizovaný náboj uložený v ložiscích SKF 6014-2Z.



Obrázek 61: Optimalizovaný náboj



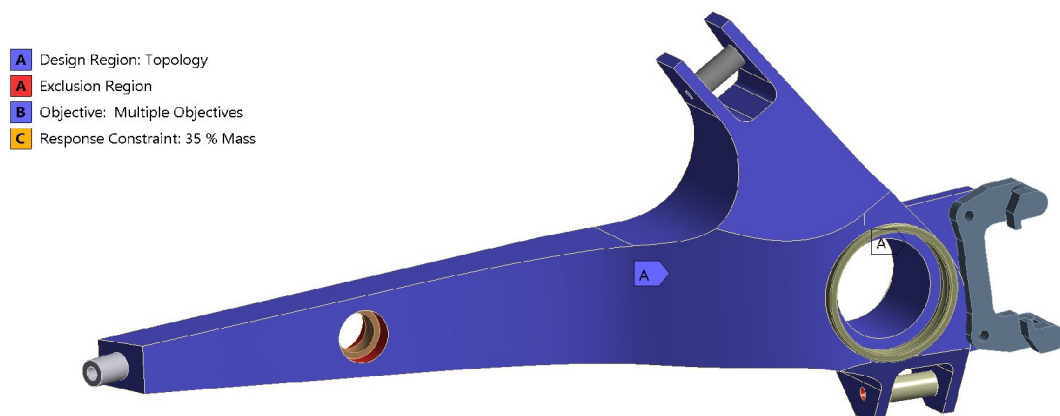
Obrázek 62: Rozložení napětí na optimalizovaném náboji za zatáčení při brzdění

Na náboji se koncentruje nejvyšší napětí za zatáčení při brzdění a to 569 MPa.

7.7.3 Topologická optimalizace

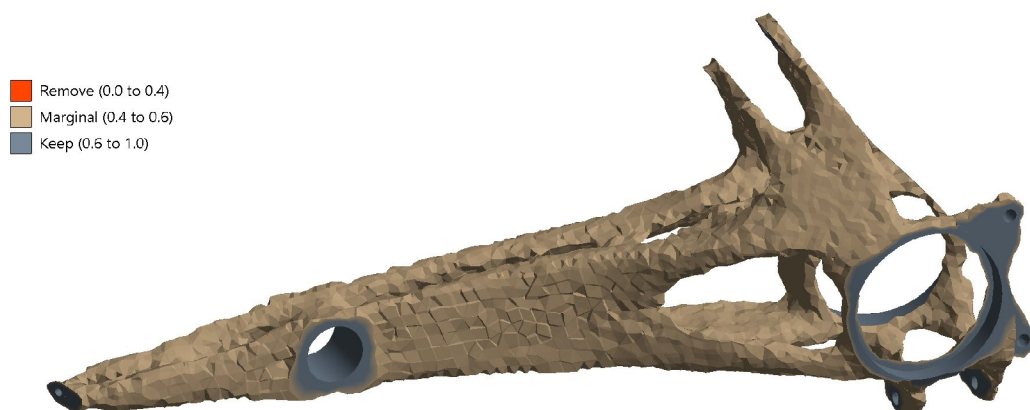
Na základě zkonstruovaného náboje vytvořím nový hrubý model pro topologickou optimalizaci.

7.7 PODÉLNÉ RAMENO



Obrázek 63: Podélné rameno pro topologickou optimalizaci

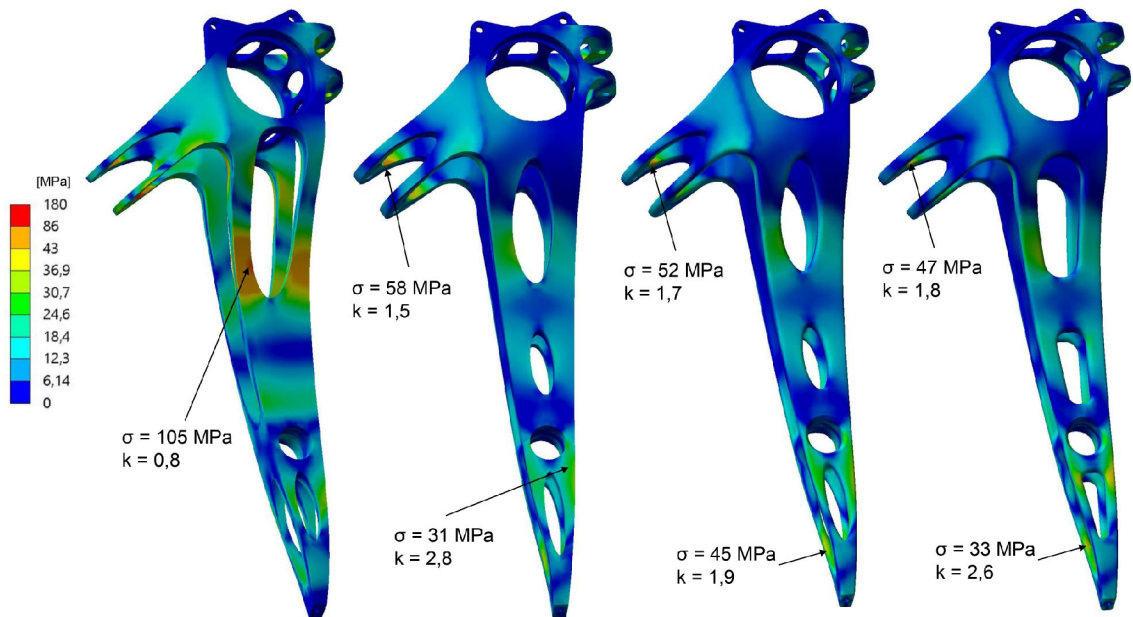
Po odebrání většiny materiálu je výsledkem topologické optimalizace odlehčené rameno s odebraným materiálem v jeho dutinách.



Obrázek 64: Výsledek topologické optimalizace podélného ramena

7.7.4 Konstrukce optimalizovaného ramena

Na základě topologické optimalizace zkonstruuji rameno pro výrobu litím lehkou hliníkovou slitinou EN AC-44200 vhodnou pro komplexní tvary s tenkými stěnami. Její mez pevnosti dosahuje $R_m = 180$ MPa, kluzu $R_e = 86$ MPa, Poissonovo číslo se rovná $\nu = 0,33$, Youngův modul $E = 72$ GPa a hustota $\rho = 2500$ kg/m³ [23].

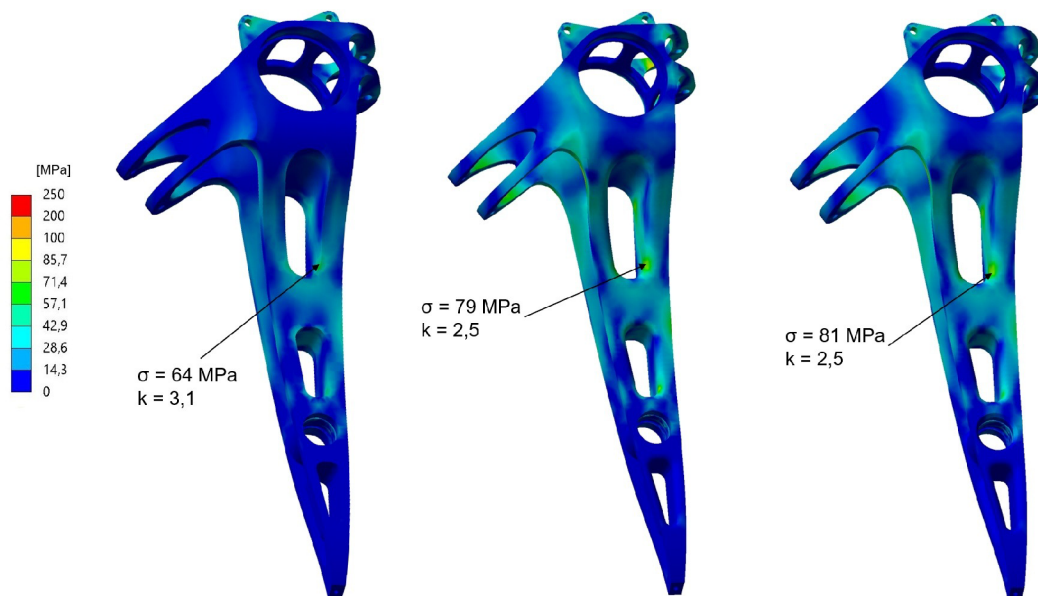


Obrázek 65: Rozložení napětí na iteracích podélného ramena při zatáčení na vnějším kole

Geometrii původního návrhu ramena jsem postupně upravil podle rozložení napětí na součásti. Změnil jsem rozložení odlehčujících otvorů i jejich tvary a upravil jsem tvary pro upevnění připojujících ramen.

Zkonstruované rameno z vybrané hliníkové slitiny je pouze o 60 % lehčí, zvolím proto pro jeho konstrukci jiný materiál a podle nových napěťových analýz upravím vytvořený optimalizovaný parametrický model.

Nově zvolím pro toto rameno hořčíkovou slitinu WE43B-T6. Její mez pevnosti dosahuje $R_m = 250$ MPa, mez kluzu $R_e = 200$ MPa, Poissonovo číslo je $\nu = 0,29$, Youngův modul $E = 44$ GPa a hustota $\rho = 1900$ kg/m³ [23].



Obrázek 66: Rozložení napětí na iteracích podélného ramena při zatáčení na vnějším kole

7.7 PODÉLNÉ RAMENO

Rameno jsem upravil podle vlastností nově zvoleného materiálu. Odlehčující otvory jsem spojil napříč ramenem, čímž jsem navíc zajistil vysokou tuhost tohoto komponentu a rovnoměrněji rozložil napětí.

Konečný návrh

Po několika dalších iteracích jsem zkonstruoval finální návrh ramena, na kterém indukované napětí dosahuje požadovaných hodnot.

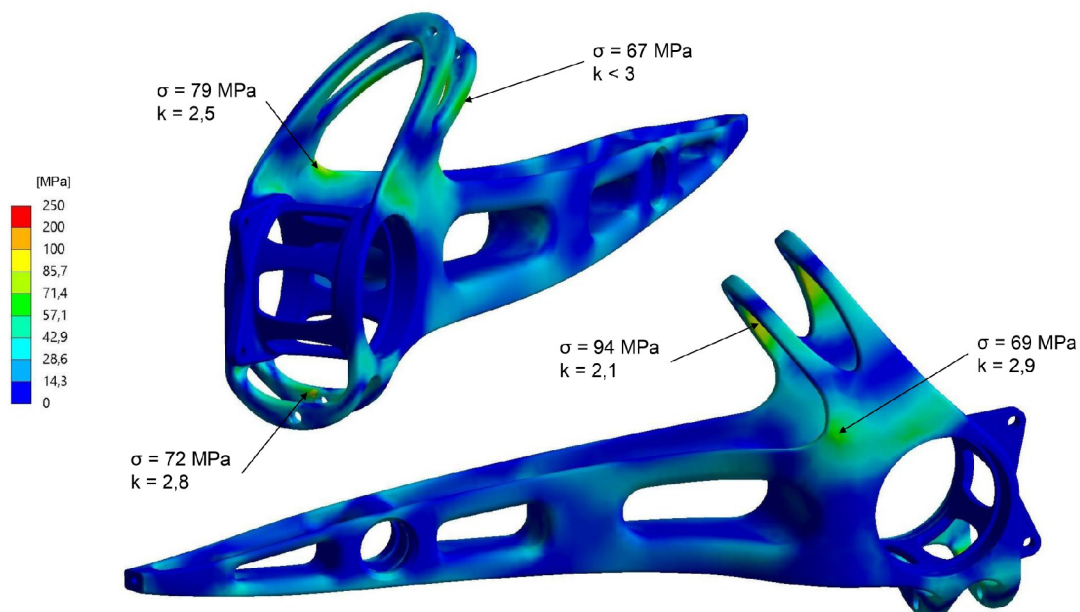


Obrázek 67: Optimalizované podélné rameno

hmotnost samotného ramena	1,803 kg
hmotnost náboje	1,014 kg
hmotnost ostatních komponentů	5,457 kg
celková hmotnost	8,354 kg

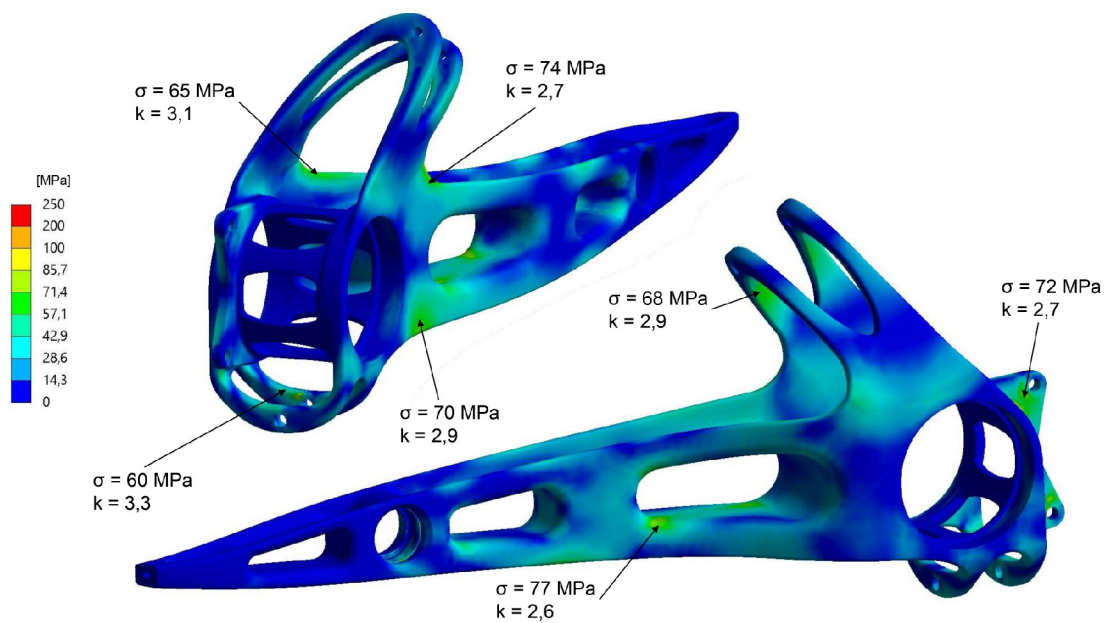
Tabulka 39: Parametry optimalizovaného spodního ramena

Nejkritičtějšími zátěžnými stavy jsou pro toto rameno brzdění při zatáčení a zatáčení na vnějším kole. Každý z těchto stavů zatíží rameno v jiných místech.



Obrázek 68: Rozložení napětí na optimalizovaném podélném ramenu při zatáčení na vnějším kole

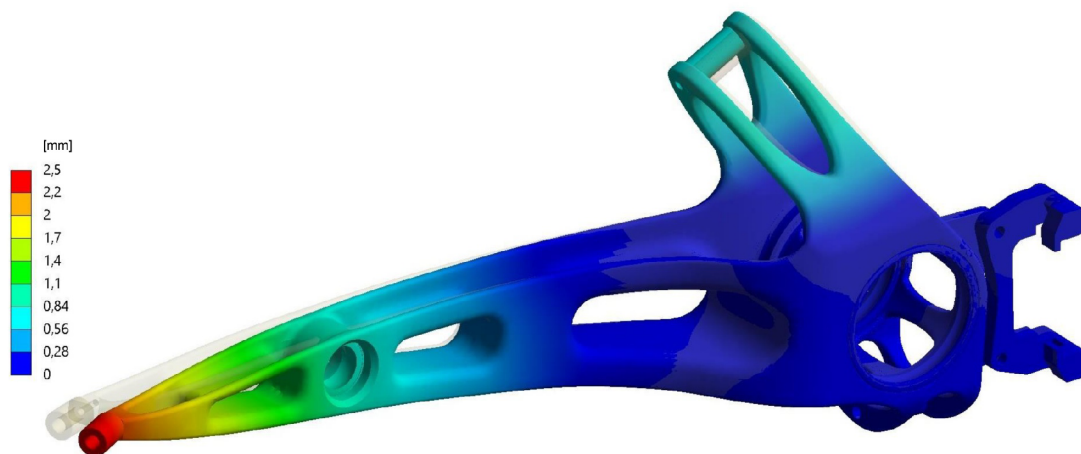
Na rameni vzniká při zatáčení mimo singularity nejvyšší napětí 94 MPa.



Obrázek 69: Rozložení napětí na optimalizovaném podélném ramenu při brzdění za zatáčení

Při brzdění za zatáčení se na rameni vyskytuje napětí 77 MPa.

7.7 PODÉLNÉ RAMENO



Obrázek 70: Deformace optimalizovaného podélného ramena při brzdění za zatáčení

Nejvyšší deformace na rameni nastanou při brzdění při zatáčení, kdy se rameno zdeformuje celkově o 2,5 mm.

bezpečnost vůči mezi kluzu	2,1
maximální deformace	2,5 mm

Tabulka 40: Parametry analýzy optimalizovaného ramena

8 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo optimalizovat prvky zadního zavěšení osobního automobilu pro závodní účely. Nejprve stanovit komponenty k optimalizaci a poté vytvořit jejich modely. Na těchto modelech následně provést napětovou analýzu, k jejíž provedení určit a spočítat zátěžové stavy. Na základě namáhání sériových komponentů nakonec vytvořit optimalizovaná ramena podle topologických optimalizací a deformačních analýz.

Jednotlivá optimalizovaná ramena jsou výsledkem topologických optimalizací hrubých tvarů, vycházejících ze sériových komponent. Při optimalizaci jsem bral ohled na zlepšení jejich vlastností oproti sériovým dílům, konkrétně jsem snižoval jejich hmotnost a zvyšoval tuhost. Výrobní metody a materiály jsem zvolil na základě výsledků topologických optimalizací. Tuhost soustavy zavěšení jsem dále zvýšil použitím uložení pomocí kulových čepů.

Celkem jsem optimalizací snížil hmotnost ramen zadní nápravy celkem o 53 % a tuhost zavěšení jsem zvýšil o 55 %. Celková neodpružená hmotnost zadní nápravy klesla o 21 %. Toto vylepšení je však vykoupeno velmi vysokou cenou frézovaných a litých ramen z drahých materiálů. Cena uložení ramen a jejich údržba je podobně mnohem vyšší než u sériových komponent.

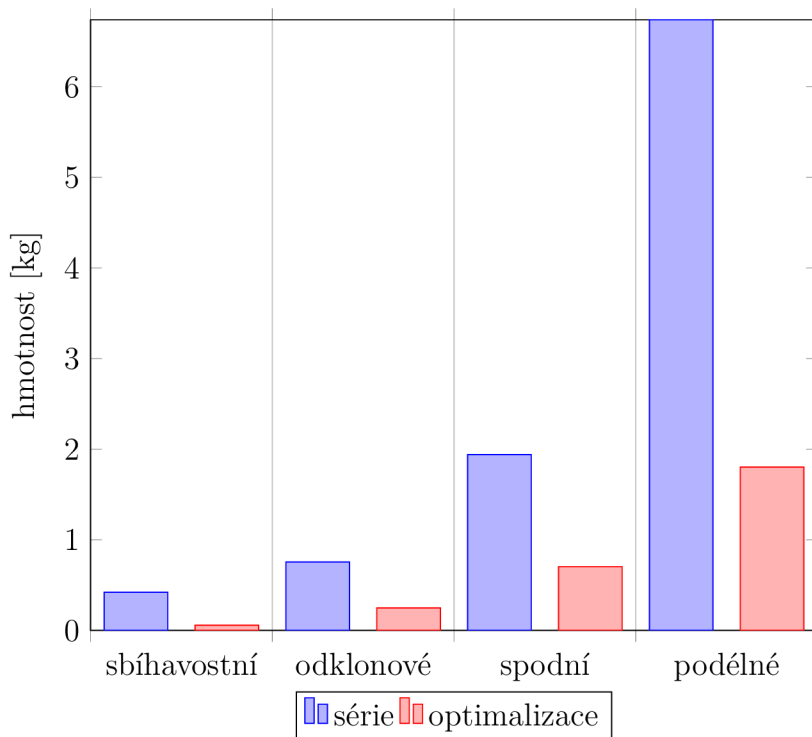
rameno	verze	m [kg]	m [kg]	d [mm]	d [mm]
		samotné	sestava	samotné	sestava
sbíhavostní	sér	0,217	0,421	0,11	0,52
	opt	0,004	0,057	0,07	0,15
odklonové	sér	0,424	0,755	0,80	1,51
	opt	0,021	0,248	0,10	0,16
spodní	sér	1,450	1,940	0,40	2,11
	opt	0,391	0,703	0,47	0,67
podélné	sér	6,740	16,610	3,50	-
	opt	1,803	8,306	2,50	-
celkem	sér	8,831	19,726	4,81	7,64
	opt	2,219	9,314	3,14	3,48

Tabulka 41: Tabulka parametrů zavěšení; m - hmotnost, d - deformace, sér - sériové, opt - optimalizované

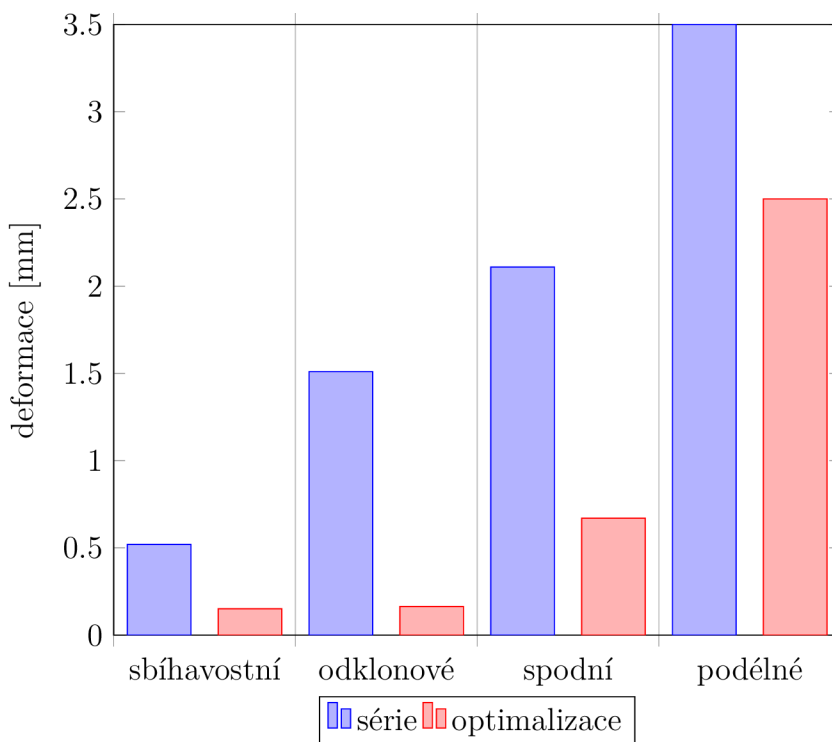
U sbíhavostního a odklonového ramena jsem snížil hmotnosti celých soustav ramen o 86 a 67 % a jejich tuhosti jsem zvýšil o 71 a 89 %. Dosáhnout těchto čísel nebylo příliš složité, jelikož sériová ramena byla několikrát předdimenzována. Použití hliníkové trubice spojující dvě čepové hlavy jsem zvolil jako jednoduché řešení toho ramena namáhaného pouze v tahu a tlaku.

U spodního ramena se mně díky použití vysokopevnostní slitiny hliníku podařilo snížit hmotnost celého ramena o 64 % a zvýšit jeho tuhost o 68 %. Technologii obrábění jsem zvolil z důvodu rovnoběžnosti os děr pro uložení čepů a rovinné symetričnosti ramena.

Pro podélné rameno jsem zvolil technologii lití z lehké hořčíkové slitiny, čímž se mě podařilo snížit hmotnost samotného ramena o 73 % a zvýšit tuhost o 29 %. Nový jsem konstruoval i náboj kola, kvůli jinému způsobu uložení, který mně dovolil odebrat více materiálu.



Obrázek 71: Hmotnost prvků zavěšení



Obrázek 72: Deformace prvků zavěšení

Závodní auto s takto optimalizovanou nápravou bude mnohem lépe ovladatelné a předvídatelné. Díky nastavitelné délce některých ramen lze navíc přesně nastavit geometrii zavěšení podle potřeb pilota a podmínek na trati.

Dalším postupem by bylo další optimalizování tvarů pro přizpůsobení technologii výroby. Po jejich vyrobení by muselo proběhnout testování zatížením ramen spočtenými silami, aby se ujistilo, že pevnostní výpočty odpovídají realitě.



Obrázek 73: Optimalizovaná soustava zavěšení

9 Literatura

- [1] Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. 2019. Taylor and Francis, 2019. ISBN 978-1-1384-8629-4.
- [2] PETRUŠKA, Jindřich. MKP v inženýrských výpočtech. Brno. Dostupné také z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>. Vysoké učení technické v Brně.
- [3] WERNER, Tomáš. Optimalizace [online]. 2011, 23.9.2011 [cit. 2024-01-28]. Dostupné z: https://cw.fel.cvut.cz/old/_media/courses/a4b33opt/cviceni/opt1.pdf.
- [4] PŘIKRYL, Doc. Ing. Karel. Kinematika. 1994. Brno: PC-DIR spol. s r. o. - Nakladatelství, Brno, 1994. ISBN 80-214-0535-X. Dostupné z: http://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/Kinematika_Prikryl.pdf.
- [5] LI, Jixiong. Lightweight Design of Front Suspension Upright of Electric Formula Car Based on Topology Optimization Method [online]. [cit. 2024-01-28]. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/wevj11010015>.
- [6] Porsche Motorsport [online]. [cit. 2024-05-22]. Dostupné z: <https://www.porsche.com/international/motorsportandevents/motorsport/>.
- [7] Škoda Motorsport [online]. [cit. 2024-05-22]. Dostupné z: <https://www.skoda-motorsport.com/cs/skoda-fabia-rs-rally2/>.
- [8] Red Bull Racing [online]. [cit. 2024-05-22]. Dostupné z: <https://www.redbullracing.com/int-en>.
- [9] TU Brno Racing [online]. [cit. 2024-02-25]. Dostupné z: <https://tubrnoracing.cz/o-nas/formula-student/>.
- [10] DOLEŽAL, Tomáš. Těhlice formulového vozu z hliníkové slitiny. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=212483. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [11] BAXANT, Roman. Analýza napjatosti uložení předního kola vozidla. Brno, 2018. Dostupné také z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=175131. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [12] BAXANT, Roman. Návrh uložení předního kola závodního vozidla. Brno, 2016. Dostupné také z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=127641. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [13] GARCÍA, Manuel J., Pierre BOULANGER a Miguel HENAO. Structural optimization of as-built parts using reverse engineering and evolution strategies [online]. 2007 [cit. 2024-02-02]. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-007-0122-6; url: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00158-007-0122-6>.
- [14] Matter and form [online]. 2017 [cit. 2024-02-03]. Dostupné z: <https://matterandform.net/blog/how-do-3d-scanners-work>.

- [15] IFIXIT. How LiDAR Works, and Why It's in the iPhone 12 Pro. PURDY, Kevin. IFIXIT [online]. [cit. 2024-02-24]. Dostupné z: <https://www.ifixit.com/News/45482/how-lidar-works-and-why-its-in-the-iphone-12-pro>.
- [16] WIEGAND, Brian. AUTOMOTIVE MASS PROPERTIES ESTIMATION, Rev. A. 2022. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/publication/358198970_AUTOMOTIVE_MASS_PROPERTIES_ESTIMATION_Rev_A.
- [17] MILLIKEN, William F. a MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
- [18] Wheel-Size.com [online]. [cit. 2024-02-29]. Dostupné z: <https://www.wheel-size.com/size/honda/civic/1992/#trim-v-egehej-1991-1995-jdm-16-sir-e-eg6--168>.
- [19] PACEJKA, Hans B. Tyre and Vehicle Dynamics. Second edition. 2006. ISBN 13: 980-0-7506-6918-4.
- [20] ANSYS, INC. Ansys Help [online]. [cit. 2024-03-05]. Dostupné z: <https://ansyshelp.ansys.com/>.
- [21] SKF spherical plain bearings and rod ends [online]. [cit. 2024-03-20]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680154a05/pdf_preview_medium/0901d19680154a05_pdf_preview_medium.pdf.
- [22] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Vydaní šesté, přepracované a doplněné. Brno: CERM, akademické nakladatelství, 2019. ISBN 978-80-7623-010-1.
- [23] MakeItFrom [online]. [cit. 2024-03-23]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/>.
- [24] SKF Rolling bearings [online]. 2018 [cit. 2024-04-11]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196802809de/pdf_preview_medium/0901d196802809de_pdf_preview_medium.pdf.

10 Seznam použitých zkratek a symbolů

VUT	Vysoké učení technické v Brně
MKP	metoda konečných prvků
FEM	finite element method
CAD	computer aided design
LiDAR	light detection and ranging
ÚADI	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
SLM	selective laser melting
IC	instatní centrum
RC	roll centrum
KB	kinematický bod
<i>Al</i>	hliník
<i>Si</i>	křemík
<i>Mg</i>	hořčík
ν	Poissonova konstanta
<i>E</i>	Youngův modul pružnosti v tahu
ρ	hustota
<i>F</i>	síla
<i>a</i>	zrychlení
<i>g</i>	tíhové zrychlení
<i>M</i>	moment síly
μ	koeficient tření
R_m	mez pevnosti
R_e	mez kluzu
σ_c	mez únavy
<i>MPa</i>	megapascal
<i>GPa</i>	gigapascal

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

kg	kilogram
mm	milimetr
N	Newton
$^{\circ}$	stupeň
$^{\circ}C$	stupeň Celsia
m_n	neodpružená hmota
m_{nZ}	neodpružená hmota zadní nápravy
m_{nP}	neodpružená hmota přední nápravy
m_o	odpružená hmota
Tn_v	vertikální poloha těžiště zadní neodpružené hmoty
r_{tr}	vzdálenost uchycení brzdového třmenu od osy kola
Rv	rozvor náprav
Rch	rozchod zadní nápravy
Rc_v	výška zadního roll centra
m_T	hmotnost automobilu
m_P	hmotnost nesoucí přední náprava
m_Z	hmotnost nesoucí zadní náprava
Fv_{Ts}	síla působící v těžišti automobilu
Fv_{Ps}	síla na přední nápravu
Fv_s	síla na zadní nápravu
T_h	poloha těžiště za přední nápravou
T_v	výška těžiště nad cestou
r_k	poloměr kola
Pv	přírůstek k vertikálnímu zatížení nápravy
Fv	zatížení kola vertikální silou
Fh	zatížení kola horizontální silou
Pvn	přenos neodpružené váhy
Pvg	geometrický přenos váhy

P_{ve}	elastický přenos váhy
M_b	velikost brzdného momentu
MP	celkový protiklopný moment
MP_z	zadní protiklopný moment
a_{lim}	limitní zrychlení automobilu
$a_{z.b.z}$	limitní příčné zrychlení automobilu při brzdění za zatáčení
$a_{z.b.b}$	limitní podélné zrychlení automobilu při brzdění za zatáčení
F_{tr}	brzdná síla na třmen
F_{st}	síla stabilizátoru na rameno
F_r	radiální síla na čep
F_a	axiální síla na čep
β	pracovní úhel čepu
t_0	pracovní teplota čepu
t_{os}	čas oscilace čepu
P	zatížení čepu
C_{nv}	návrhový koeficient dynamického zatížení čepu
C	koeficient dynamického zatížení
C_0	koeficient statického zatížení
K	faktor dynamického zatížení
d_k	průměr čepové hlavy
vl	čepová vůle
p	měrné zatížení
v	obvodová rychlost oscilování čepu
G_h	hodinová životnost čepu
b_x	koeficienty zatížení čepu
sl	součinitel pro výpočet zatížení ložisek z tabulek SKF
Pl	ekvivalentní zatížení ložisek
L_{10h}	hodinová životnost ložisek