



FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Návrh šlapací tříkolky

Design of a Pedal Tricycle

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2024

Jiří DLABAČ

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Ing. Petr Karel Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dlabač** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **492688**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh šlapací tříkolky

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a Pedal Tricycle

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh šlapací tříkolky. Student provede kontrolu legislativních podmínek pro provoz a dle nich navrhne několik koncepčních řešení a z nich vybere jednu variantu, kterou dále zpracuje. U vybrané varianty student provede veškeré potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Pomocí metody konečných prvků provede návrh/kontrolu navrhovaného rámu tříkolky. Tříkolka bude kompletně zpracována v CAD systému. Součástí práce bude kompletní výkresová dokumentace. Vybrané výkresy budou tištěné pro možnosti diskuze během obhajoby.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojte a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Petr, K. STROJÍRENSKÉ KONSTRUOVÁNÍ – Tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem. Praha: ČVUT v Praze (skripta), 08/2020. ISBN 978-80-01-06715-4.
- [5] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **20.10.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **19.01.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s tématem: Návrh šlapací tříkolky vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Karla Ph.D. a s použitím zdrojů, které jsou uvedeny na konci práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

.....

Jiří Dlabač

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Petru Karlovi Ph.D. za všechny jeho cenné rady, vstřícnost, trpělivost a odborné připomínky při vypracovávání bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat vyučujícím všech předmětů během mého studia, a to za obohacení znalostmi a zkušenostmi, které mi pomohly při vypracování této práce.

ANOTAČNÍ LIST

| | |
|---------------------------|--|
| Jméno autora: | Jiří Dlabač |
| Název bakalářské práce: | Návrh šlapací tříkolky |
| Name: | Design of a Pedal Tricycle |
| Akademický rok: | 2023/2024 |
| Ústav: | Konstruování a částí strojů |
| Vedoucí bakalářské práce: | Ing. Petr Karel Ph.D. |
| Bibliografické údaje: | Počet stran 53 Počet obrázků 59 Počet tabulek 2 Počet příloh 1 |
| Klíčová slova: | šlapací tříkolka, výletní tříkolka, turistická rikša |
| Keywords: | pedal tricycle, touring tricycle, tourist rickshaw |
| Anotace: | Bakalářská práce se zabývá koncepčními variantami šlapací tříkolky jakožto nemotorového dopravního prostředku do města. Také řeší problematiku konstrukčního uspořádání a návrh výsledného modelu s ohledem na některé normy. Závěrem práce je také kontrola metodou MKP |
| Abstrakt: | The bachelor thesis deals with conceptual variants of the pedal tricycle as a non-motorized means of transport to the city. It also addresses the design issues and the design of the resulting model with respect to some standards. The thesis also concludes with an examination of the FEM method. |



Obsah

| | |
|---|----|
| 1. Úvod..... | 1 |
| 2. Legislativa..... | 2 |
| 3. Historický vývoj tříkolek | 2 |
| 4. Technické uspořádání..... | 3 |
| 4.1. Varianty pohonného ustrojí a řazení | 3 |
| 4.1.1. Přenos sil s použitím válečkového řetězu..... | 3 |
| 4.1.2. Přenos sil s využitím generátoru..... | 4 |
| 4.1.3. Přenos sil se systémem DrivEn | 5 |
| 5. Používané materiály pro rámy jízdních kol | 6 |
| 5.1. Rámy z oceli | 6 |
| 5.2. Rámy z hliníku..... | 6 |
| 5.3. Rámy z uhlíkových vláken | 7 |
| 6. Zkušební metody a normy | 9 |
| 6.1. Zkušební metody pro sedlo a sedlovku..... | 10 |
| 6.2. Brzdový systém | 12 |
| 7. Geometrie posedu a kola..... | 13 |
| 7.1. Geometrie posedu turisty..... | 14 |
| 8. Orientační koncepční propočít pro základní dimenzování | 16 |
| 8.1. MPK kontrola zjednodušeného rámu | 17 |
| 8.2. Materiál rámu | 17 |
| 8.3. Nastavení podmínek výpočtu..... | 18 |
| 8.4. Omezení a podmínky..... | 18 |
| 8.5. Zátěžné síly a uložení..... | 19 |
| 8.6. Výsledky studie | 20 |
| 8.6.1. Grafické zobrazení výsledků varianty A-sezení..... | 20 |
| 8.6.2. Grafické zobrazení výsledků varianty B-nastupování ze strany | 21 |
| 9. Návrhová a výpočtová část | 22 |
| 9.1. Rám | 22 |
| 9.2. Dynamický součinitel k_d | 25 |
| 9.3. Pohon | 26 |
| 9.3.1. Průběžná MKP studie..... | 29 |
| 9.4. Úprava konstrukce rámu a pohonu | 32 |
| 9.5. Výpočty | 34 |
| 9.5.1. Hřídel..... | 35 |
| 9.5.2. Šrouby víček na koncích hřídele | 36 |
| 9.5.3. Otláčení pro drážkování řetězových kol {8} na hřídeli viz Obr. 43..... | 38 |
| 9.5.4. Kontrola ložisek pro hřídel | 38 |
| 10. MKP výstup..... | 40 |
| 11. Návrh vzhledu a umístění kupovaných komponentů..... | 44 |
| 12. Závěr | 47 |
| Seznam použité literatury: | 48 |
| Seznam obrázků: | 51 |
| Seznam tabulek: | 53 |
| Seznam příloh: | 53 |

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|-------------------|----------------------|--------------------------|
| • D | [mm] | Průměr |
| • p | [Pa] | Tlak |
| • R | [mm] | Poloměr |
| • ω | [s ⁻¹] | Úhlová rychlost |
| • K | [N.m ⁻¹] | Tuhost |
| • L | [mm] | Délkový rozměr |
| • F | [N] | Síla |
| • R | [N] | Reakce |
| • M_k | [N.m] | Moment v krutu |
| • M_o | [N.m] | Moment v ohybu |
| • W_k | [mm ³] | Modul průřezu v krutu |
| • W_o | [mm ³] | Modul průřezu v ohybu |
| • τ | [MPa] | Tečné napětí |
| • f | [-] | Součinitel tření |
| • σ | [MPa] | Normálové napětí |
| • σ_{red} | [MPa] | Normálové napětí |
| • A | [m ²] | Plocha |
| • P | [mm] | Rozteč závitu |
| • D_1 | [mm] | Vnější průměr |
| • D_2 | [mm] | průměr stoupání |
| • D_3 | [mm] | Průměr jádra |
| • γ | [°] | Úhel stoupání závitu |
| • β | [°] | Úhel boku profilu závitu |
| • φ | [°] | Třecí úhel |
| • S | [-] | Spolehlivost ložiska |
| • $z_{\check{c}}$ | [-] | Počet činných závitů |
| • k | [-] | Bezpečnost |

1. Úvod

Šlapací tříkolky představují skupinu variabilních tříkolových vozítek, jejichž hlavní předností oproti běžnému jízdnímu kolu je větší stabilita.

Lze rozlišovat dle věku uživatelů dětské tříkolky a tříkolky pro dospělé a seniory. Tříkolky (Obr. 1) představují jednoduchou a k přírodě šetrnou variantu osobní i nákladní dopravy, zábavní dopravní doplněk a také rehabilitační pomůcky, které umožňují samostatnou jízdu seniorům, tělesně postiženým a jinak mobilně znevýhodněným lidem.

Technicky nejjednodušší jsou dětské tříkolky pro předškolní věk. Šlapací ústrojí mají uložené na ose předního kola, nebo na samostatném náboji s využitím řetězového převodu pro přenos sil na zadní nápravu. Pro starší děti i dospělé jsou určeny v oblasti zábavy tříkolky s tradičním šlapacím ústrojím. V zemích s tradicí nákladní cyklistiky jsou běžné a stále oblíbené nákladní tříkolky. Tyto dopravní varianty tříkolek slouží pro přepravu nákladu, obvykle převozu drobného zboží. Tříkolky určené pro pracovní využití mohou mít malý motor, který pomáhá řidiči jako posilovač, ale nelze jej použít na samostatný pohon. Tato varianta se v současné době také často využívá pro údržbu apartmánů a residencí.

Cílem této bakalářské práce je vytvořit návrh konstrukce tříkolky pro dva cestující a řidiče. Tato varianta tříkolového vozítka je primárně určena pro turistické využití. Tříkolku lze uplatnit pro krátké vzdálenosti v městských oblastech, ale i v rekreačních resortech a všude tam, kde je kladen důraz na životní prostředí, tradice a turistické aktivity. Tříkolka je vnímána jako klidná, ekologická alternativa k dnešní rychlé motorizované dopravě.

Pro návrh tříkolky je v začátku bakalářské práce důležité seznámit se s legislativními nároky. V práci dále uvažují různé varianty konstrukce s ohledem na poptávku, využití a zároveň zajištění bezpečnosti při provozu. Součástí vlastního návrhu řešení je MKP kontrola rámu a propočty jednotlivých součástí. V návrhu vizuální koncepce tříkolky zohledňují její bezpečnou viditelnost v dopravním provozu a zároveň atraktivnost pro cestující.



Obr. 1: Rikša [1]

2. Legislativa

Homologace a ověření nemotorového tříkolového vozidla podléhá č. 341/2002 Sb. Výsledný návrh této práce jsem se snažil navrhnout v souladu s běžnými předpisy české republiky, které musí splňovat pro silniční a městský provoz. Schválení prototypu pro provoz na silničních komunikacích bude obsahem budoucí práce. [2]

3. Historický vývoj tříkolek

Předchůdcem tříkolek je jízdní kolo. První nákresy vznikly v roce 1817. Vzhledem k datu svého vzniku bylo kolo vyrobeno ze dřeva a bylo pouze odrážecí. Postupným zlepšováním konstrukce došlo v roce 1860 k významnému milníku ve vývoji jízdních kol. Kolo bylo vyrobeno Pierrem Michauxem s pohonem pedálu na předním kole. V důsledku tohoto technického vylepšení se kolo rychle šířilo mezi veřejnost. To urychlilo další vývoj. Postupně byly dřevěné díly nahrazovány kovovými a ráfky byly opatřeny tvrdou gumou.

Problém představovala cestovní rychlost. Otáčky byly bez převodu spřaženy s pedály, což mělo při cestování velmi omezené možnosti zrychlení. Uvedenou problematiku měla vyřešit tzv. kohoutovka, tedy vysoké kolo, které mělo mnohonásobně zvětšený průměr předního kola. Řešení se rozšířilo, ale na takovém stroji bylo obtížné udržet rovnováhu. Riziko pádu z velké výšky bylo značné. Stabilitu měl vyřešit tzv. „dicykl“ (Obr. 2). Jednalo se o koncepci dvou paralelních kol na jedné hřídeli, kde ovládání bylo řešeno přibrzdováním jednoho nebo druhého kola. Vyřešilo se tím snížení výšky jezdce, ale problém s rovnováhou v dopředném směru trval. Vývoj se tím ustálil na sériové uspořádání kol a cestovní rychlost postupem času začal řešit řetězový převod. Za pomoci řetězu se mohlo přesouvat těžiště jezdce od předního kola. To umožnilo uzpůsobit geometrii kola pro větší cestovní rychlost.[3][4]



Obr. 2: Dicykl [5]

Při převozu nákladu nebo více lidí byl problém s rovnováhou výraznější, což bylo přínosné pro jeden způsob odvětví vývoje – tříkolky. Začalo vznikat mnoho variant různých technických uspořádání a řešení. Ty se ustálily na dvě základní. Dvě stejně velká kola na nápravě buď vpředu (Obr. 3) nebo vzadu a hnací síly byly přenášeny na třetí samostatné kolo. [5] [6]



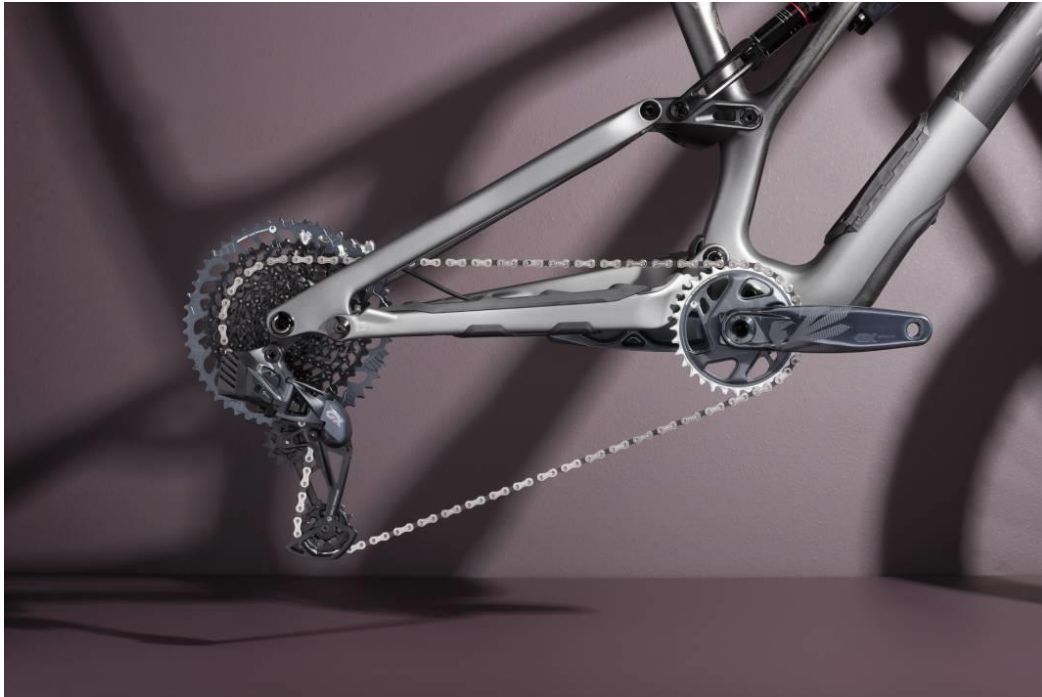
Obr. 3: Motorová tříkolka Laurin & Klemen v roce 1905 [6]

4. Technické uspořádání

4.1. Varianty pohonného ustrojí a řazení

4.1.1. Přenos sil s použitím válečkového řetězu

Absolutně nejrozšířenější je využití řetězu k přenosu sil od jezdce na klikách pedálů k zadnímu hnanému náboji kola. Toto uspořádání umožňuje vhodné určení pozice středu klik pro jezdce, dostatečnou světlou výšku pro terén a dobrou účinnost přenosu sil při dostatečném mazání jednotlivých čepů řetězu. Ten se časem opotřebovává a zvyšuje poškozování pastorku a rozety. Navíc nezakrytované mazivo se při dešti, nebo otěrem husté okolní vegetace dostává do přírody a z hlediska ekologie dochází ke znečišťování. K řazení pro optimalizaci frekvence šlapání a síly se používá přesmykač a přehazovačka. Hodnota poměru řetězových kol určuje převodový poměr. V případě, že stačí převod při větší zátěži, se pro ušetření finančních prostředků a hmotnosti často vynechává přesmykač a řadí se pouze přehazovačkou na zadní kazetě. S modernizací designu a neustálým snižováním hmotnosti se také dělí způsob řazení na mechanické a elektrické (Obr. 4). Elektrický způsob nahrazuje lanko za přesnější bezdrátové řazení viz. [7]



Obr. 4: Sram GX AXS bezdrátové řazení [7]

4.1.2. Přenos sil s využitím generátoru

Absence řetězu má výhodu ve zjednodušení údržby, snížení opotřebení mechanismu a případného přetržení (roznýtování) řetězu. Odpadají zde také řídící komponenty řetězu. Mechanickou energii od pedálu převádí generátor na elektrickou energii, kterou následně v motoru zadního kola převede na hnací část pohonu. Výhoda je malá akumulace energie a v případě výjezdu kopce si jezdec může pomoci našetřenou energií při rekuperaci po rovině nebo z kopce. Tento koncept (Obr. 5), který ještě není klasické elektrokolo a je určen spíše pro vyrovnávání energetických špiček, je řazen ještě pod klasická kola při nižších parametrech v případě nižšího výkonu a kapacity baterie.

Pro šlapací tříkolku by největší výhodou této varianty pohonu byl bezproblémový přenos hnacích sil jak na vzdálenější zadní nápravu, tak i na jednotlivá kola. Tím, že rám je delší, robustnější, složitější a v pohonném ústrojí budou větší síly, přináší při přímém přenosu sil jisté komplikace. To má ale negativní stránku horší účinnosti. Koeficienty samotné účinnosti jsou nižší a při jejich násobení do výsledné hodnoty je ztráta vyšší. V případě zpětné potřeby přidání podpůrného pohonu pro řidiče by u této varianty stačilo pouze přidat větší elektrobaterii, která by se nabíjela ve stanici mezi jednotlivými turistickými výlety. [8][9]



Obr. 5: Využití generátoru jako mezičlánku [9]

4.1.3. Přenos sil se systémem DrivEn

Systém vyvinula firma Ceramic Speed. Rámcová funkce je nahrazení řetězu hřídeli a osazením kuželového soukolí. Pro snížení tření mezi plochami jsou místo zubů použita keramická ložiska, která zapadají do negativního tvaru na unašečích (Obr. 6). Řazení je řešeno na zadním kole, kde dochází k posunutí věnce ložisek na jiný zubový průměr pastorku, a tedy jiný převodový poměr. Udávaná účinnost pohonu je 99 %. Není zde potřeba napínák řetězu a ani jeho vedení, když je použit na větší roztečné vzdálenosti, které u tříkolky pro více lidí může nastat. Pro případ odpružené zadní stavby je hřídel teleskopická a vyrovná tedy změnu délky. [10][11]

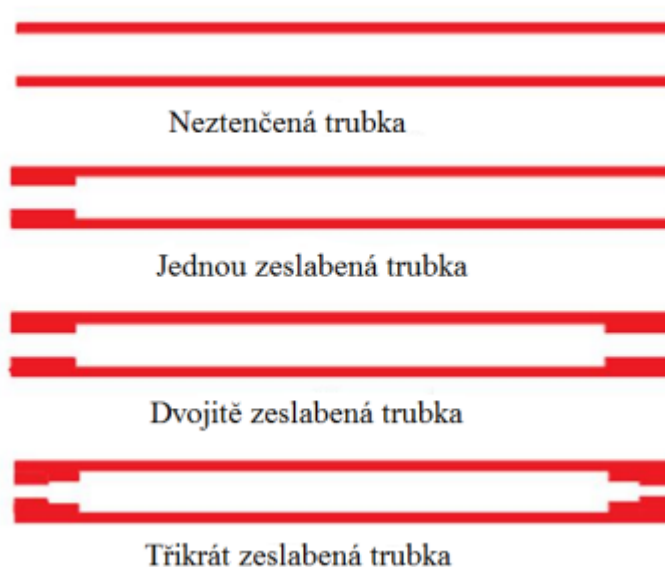


Obr. 6: Systém bez řetězu DriveEn [10]

5. Používané materiály pro rámy jízdních kol

5.1. Rámy z oceli

V dnešní době jsou ocelové rámy na ústupu. Vyznačují se vysokou tuhostí, dlouhou životností, menšími profilovými rozměry při dostatečné pevnosti a dobré svařitelnosti. Rámy lze také dobře pájet. Musí být však dobře povrchově upraveny. Lakování musí být odolné, v případě jeho porušení by rám začal korodovat. V současné době má ocel pro výrobu rámu nejčtenější využití v kategorii silničních kol. V ostatních disciplínách, jako je horská, dirtová a gravelová cyklistika, může být tuhost ocelových rámu příliš vysoká, a tedy jízda bývá nekomfortní a bez výrazných útlumů vibrací vznikajících od drobných nerovností terénu. [12]



Obr. 7: Způsob zeslabování trubek [13]

Ocelové i duralové trubky je možné pro odlehčení zeslabovat. V místech, které nejsou tolik zatížené, se tloušťka stěny zeslabí (Obr. 7), a tím se optimalizuje využití materiálu a zároveň sníží hmotnost při zachování požadované únosnosti rámu.

5.2. Rámy z hliníku

Ocelové rámy byly poměrně těžké a nároky na snížení hmotnosti jízdního kola s jeho rozšiřováním mezi veřejností rostly. Samotný hliník ale nesplňoval při snížené hmotnosti pevnostní požadavky rámu. Proto vzniklo mnoho druhů slitin. Hliníkové rámy ze slitin se začaly používat na začátku dvacátého století a jejich postupným vývojem vznikly dvě nejpoužívanější slitiny v cyklistice. Slitina EN AW-6061 (AlMg1SiCu) a slitina EN AW-7020 (AlZn4,5Mg1) jsou nejrozšířenější. Obchodně se hliníkovým slitinám říká Dural. Tyto slitiny

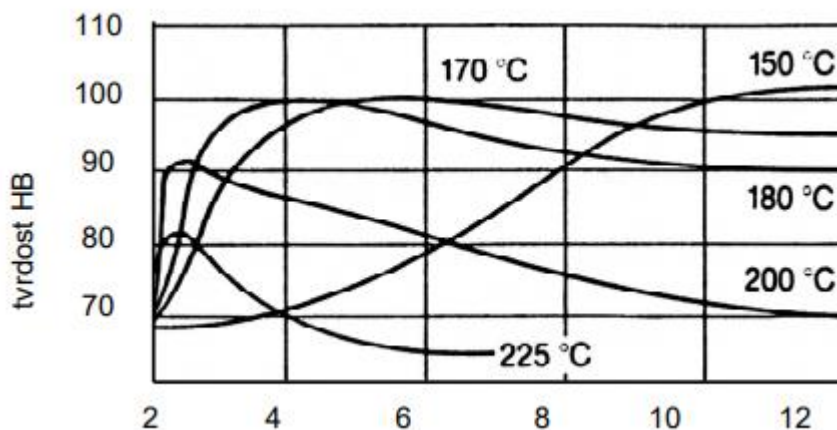
mají oproti samotnému hliníku výrazně lepší vlastnosti, ale hmotnost rámu není na rozdíl od ocelového rámu tak vysoká. Chemické složení EN AW-6061 (AlMg1SiCu) je na Obr. 8.

| Al | Si | Fe | Cu | Mn | Mg | Cr | Zn | Ti |
|-----|-----------|-------|----------|---------|------|-----------|-------|-------|
| Bal | 0,40-0,80 | ≤0,70 | 0,15-0,4 | 0,8-1,2 | 1,20 | 0,04-0,35 | ≤0,25 | ≤0,15 |

Obr. 8: Chemické složení duralu EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6 [14]

Nevýhoda duralových ráků je jejich nižší tuhost. Proto měla ocel v minulosti dlouhou své místo v cyklistice, ale vývojem materiálů nakonec pomalu ustoupila.

Pro dosažení potřebných mechanických vlastností se musí duralové svařené trubky rámu tepelně zpracovat. Prochází žiháním pro snížení hodnoty vnitřního pnutí a následným vytvrzením. To začíná rozpouštěcím žiháním, které je zakončené rychlým ochlazením a následným stárnutím hliníku. Průběh stárnutí je na Obr. 9. U slitiny EN AW-7020 (alZn4,5Mg1)-T6 se používá přirozené stárnutí. V případě slitiny EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6 je použito umělé stárnutí, kdy se teplota temperuje od 195 °C po dobu tří hodin.[14][15]



Obr. 9 Proces stárnutí u slitiny AlSi10Mg [14]

5.3. Ráky z uhlíkových vláken

Jde o materiál silný cca 5-10 μm . Je tvořený dominantním podílem atomů uhlíku, které jsou pospojované do drobných krystalů, a ty pak ještě do dlouhých uhlíkových vláken. Právě ono speciální a symetrické uspořádání krystalů způsobuje, že je vlákno i přes svoji mikro-velikost extrémně pevné. Vlákna mají průměrnou hustotu 1750 kg/m³ s přesahujícím modulem pružnosti, než je u ocele.

Na ráky kol se nejčastěji používají vlákna o tloušťce 6 až 9 μm a porovnávají se dle modulu pružnosti (210 ~ 480 GPa). Vlákno označované jako Intermediate Modulus – IM má modul pružnosti kolem 320 GPa. Výhodou vláken s vyšším modulem pružnosti je použití

méně materiálu pro dosažení stejné tuhosti, a tedy lehčí konstrukce. Z důvodu náročnosti výroby jsou dražší. Dalším zmenšením průměru vlákna a zvýšením jeho hustoty vznikají vlákna HM-High Modul, které mají 380 GPa a více. Tento typ se často používá pro vytvoření uhlíkové tkaniny (Obr. 10) na výrobu značkových karbonových kol, nejčastěji pro závodní ježdění.



Obr. 10: Uhlíková tkanina [20][20]

Následně se provádí povrchová úprava vláken z důvodu ochrany před abrazivním poškozováním samotnými vlákny. Dále je chrání před absorpcí plynů na povrchu vláken a zvyšuje reaktivitu povrchu vůči vazebným prostředkům a matricím.

Povrchové úpravy uhlíkových vláken lze rozdělit do dvou fází. Nejdříve je třeba zvýšit povrchovou energii vláken, a pak vlákna preparovat tzv. „sizingem“, který chrání uhlíkové vlákno před poškozením, drtí monofily v kabílku a současně usnadní pronikání pojiv k povrchu vláken a zajišťuje nejideálnější podmínky dalšího zpracování. Po spletení samotných částí rámu dochází k finálnímu lakování (Obr. 11). Lak kryje tkaninu a v případě zbarvení slouží jako estetický prvek. [16][17][18][19]



Obr. 11: Rám z uhlíkových vláken s čirým lakem [21]

Výroba karbonových vláken z předpřipravených trubek nebo samotným navíjením je nákladná a úspora hmotnosti oproti celkové váze tříkolky s cestujícími a řidiče je zanedbatelná. Provozní hmotnost navrhované tříkolky bude přibližně 305 kg. Zatímco použití uhlíkových vláken oproti oceli nebo hliníku by ušetřilo zhruba 4 kilogramy, na ceně by se to u navrhovaného rámu kusové výroby projevilo několikanásobným zvýšením. Dále by se zvětšilo riziko, kdy v případě bodového poškození rámu defekt nelze opravit jako u zbylých variant, například svařením. Další odlišné vlastnosti uhlíkových vláken jsou pro návrh a požadavky rámu oproti ceně malé. Proto budu vybírat mezi dalšími variantami.

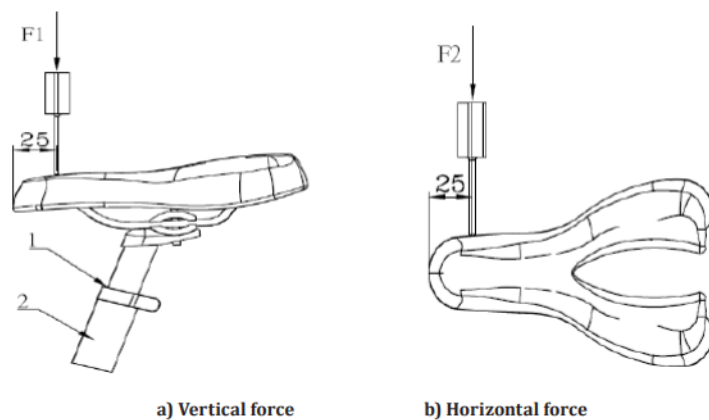
6. Zkušební metody a normy

Pro provoz na dopravní komunikaci musí tříkolka splňovat dané zákony, vyhlášky a normy. Například zákon č.56/2001 Sb. určuje parametry a charakter vozidel. Plánovaný návrh tříkolky bude směřován do jeho kategorie R. K této kategorii je přiřazována vyhláška č. 341/2002 Sb. Ta se často používá pro základní určení vlastností nemotorového vozidla. Udává povinnosti ohledně uzpůsobení, parametrech a bezpečnosti při provozu. Pro její splnění je například nutnost mít dvě funkční na sobě nezávislé brzdy, aby i při poruše jedné z nich, bylo možné provést bezpečné zastavení. Dále určuje například zaoblenost hran, zaslepení otvorů řídítek, použití světelných odrazek atd. Pro případ, kdy by se použil pomocný elektromotor jako podpora při šlapání, což zmiňovaná vyhláška umožňuje, je třeba maximální povolený výkon motoru 250 W. Zároveň by bylo nutné splňovat normu ČSN EN 15194, která udává požadavky na elektrický obvod a řízení výkonu. Nejen zmíněné požadavky pro splnění homologace tříkolky pro silniční dopravu je třeba v rámci legislativní části plně splnit. Tím že část legislativních podmínek je uvažovaná jako náplň další práce se hlavně zaměřím na pevnostní normy. Ty z důvodu celosvětové poptávky začali vznikat nátlakem na splnění bezpečnosti a spolehlivosti. Zkoušky, které jsou více rozepsané v navazujících kapitolách, jsou navrženy tak, aby byla zajištěna pevnost a životnost jednotlivých dílců, a zároveň jízdního kola jako sestavy.

Normy jsou určeny pro jízdní kola, ale do stejné skupiny bude spadat i navrhovaná tříkolka a lze některé normy přenést anebo použít jejich zátěžné stavy. Některé normy jsou spíše legislativního stylu, ale ty, které přímo ovlivňují pevnostní, funkční a rozměrové vlastnosti, je třeba uvažovat již při návrhu, aby se předešlo následným změnám v provedení. Mohl by nastat problém je do tříkolky zakomponovat, anebo by zásadně změnilly parametry návrhu a jeho funkčnost. Navržená tříkolka bude muset projít úspěšně zkouškami dle norem. Při návrhu budu vycházet ze základních a běžně používaných norem pro homologaci. Níže zmíněné normy mají vliv na pevnost rámu, na geometrii, návrhové výpočty i na osvětlení, které bude rozšířeno také na reklamní prvky a vylepšení vzhledu včetně atmosféry pro noční vyjíždky.

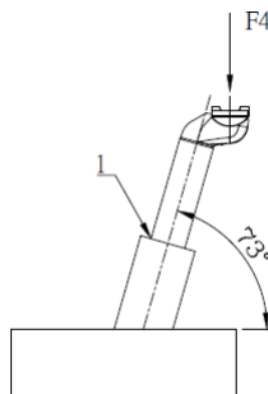
6.1. Zkušební metody pro sedlo a sedlovku

Norma EN ISO 4210-9 se týká zkoušky upevnění sedlovky, která musí unést danou zátěž. Při minimální hloubce zasunutí sedlovky v rámu a správném utažení objímky dle návodu výrobcem se působí silou F_1 . Ta působí ve svislém směru a ve vzdálenosti 25 mm od přední nebo zadní části sedla viz Obr. 12. Místo se určuje podle toho, kde vznikne větší kroutící moment na upnutí sedla. Síla $F_1 = 650$ N po působení jedné minuty se uvolní a sedlo se zatíží silou $F_2 = 250$ N ve vodorovném směru. Zde platí také pravidlo vyvolání většího ohybového momentu. Tuto zkoušku může ovlivnit použití sedlové objímky a sedla. Proto je nutné dodržet při zkoušení výrobcem doporučované postupy. [22]



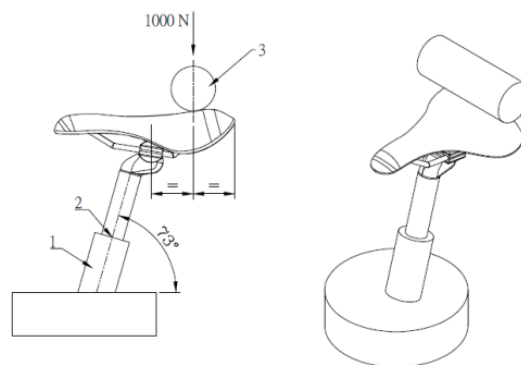
Obr. 12: Pozice sil F_1 a F_2 normy EN ISO 4210-9 [25]

Statická zkouška pevnosti a maximální zátěžný stav během zkoušek je při uložení sedlovky v rámu se sundaným sedlem. Zatěžuje se svislou silou na část pro uchycení sedla (Obr. 13). Pro městská trekingová kola je zatížení 2000 N. Sedlová trubka musí být zasunuta v rámu na své minimální hranici uvedené výrobcem a na dané hodnotě se zátěž drží jednu minutu při níž se sledují posuvy.[23]



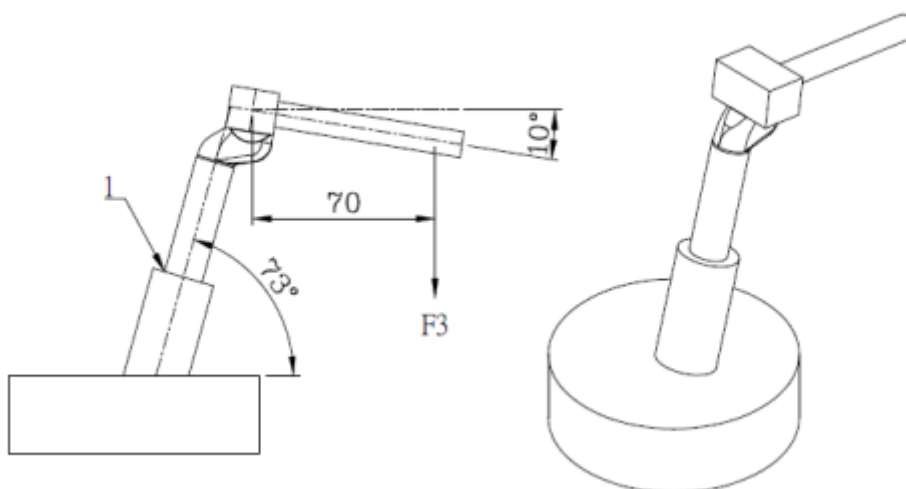
Obr. 13: Schéma pro statickou zkoušku [25]

Dynamická zkouška pevnosti (Obr. 14) je provedena opět při minimálním zasunutí sedlové trubky a sedlo musí být v maximální, výrobcem povolené zadní pozici vůči sedlovce. Následně se sedlo ustaví do vodorovné polohy a provede se utažení všech šroubových spojů dle návodu. Opakovaně působící síla 1000 N je vedena svisle dolu v počtu 200 000 cyklů. Při zkoušce pro zabránění poškození sedla a lokálnímu přetížení musí být použit válec o délce 300 mm a průměru 80 mm. Maximální dovolenou zkušební frekvenci je nutné dodržet dle normy EN ISO 4210-3:2014 4.5. [23]



Obr. 14: Schéma pro dynamickou zkoušku [25]

Únavová zkouška EN ISO 4210-6:2014 4.5.2 je prováděna při uchycení sedlové trubky dle Obr. 15. Prodlužovací tyč je natočena o úhel 10° dolu a dozadu vůči horizontále. Svislá síla F velikosti 1100 N je v místě 70 mm od středu objímky sedla zatěžována s počtem 100 000 cyklů. Dle již uvedené normy ISO 4210-3:2014 4.5 je zde nutno také dodržet maximální dovolenou frekvenci.[24]

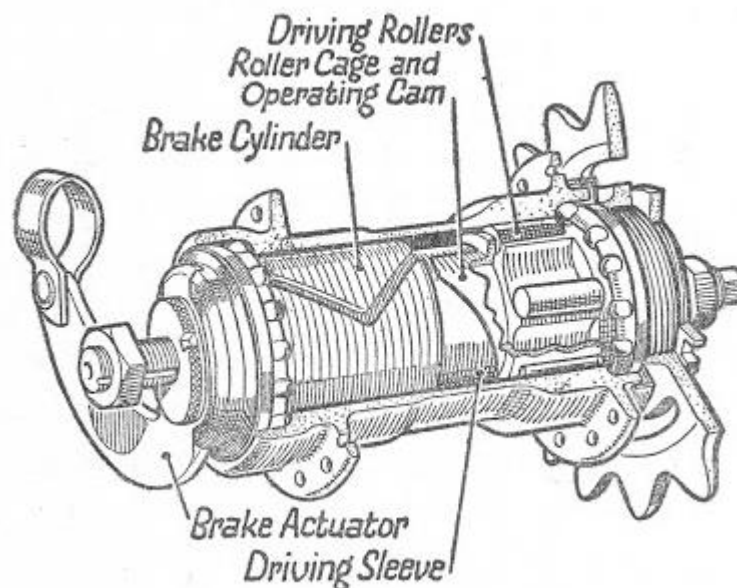


Obr. 15: Schéma pro únavovou zkoušku [25]

6.2. Brzdový systém

Norma ČSN EN ISO 4210-4 uvádí maximální brzdné dráhy za sucha a za mokra při rovném povrchu do 2° sklonu. Pro městská trekingová kola je za sucha z 25 km/h pro obě brzděná kola 7 m a pro zadní kolo 15 m. Za mokra, kdy při zkoušce dochází k trvalému namáčení brzd vodními tryskami a hmotnost musí být více než 99kg kola i s jezdcem je z 16 km/h brzdná dráha 5 m a 10 m. Zkouška se opakuje deseti platnými pokusy. Maximální ovládací síla vyvinutá na brzdovou páčku je 180 N. Tou je působeno 10 mm od konce páčky. Při zkoušce je nutné sledovat stav nahuštění pneumatik a povětrnostní podmínky. Maximální vítr pro platnou zkoušku je 3 m/s. Povrch podkladu musí být bez nečistot a volných částí. Může se použít povrch asfaltu nebo betonu.

Pevnostní zkouška protišlapacího brzdného systému (tzv. „torpédo“ Obr. 16) ČSN EN ISO 4210-4. se provádí na kompletně smontovaném rámu jízdního kola. Jeho komponenty je nutné správně seřadit. Při zkoušce se působí svislou silou F o velikost 1500 N na střed čepu levého pedálu po dobu jedné minuty.[26]



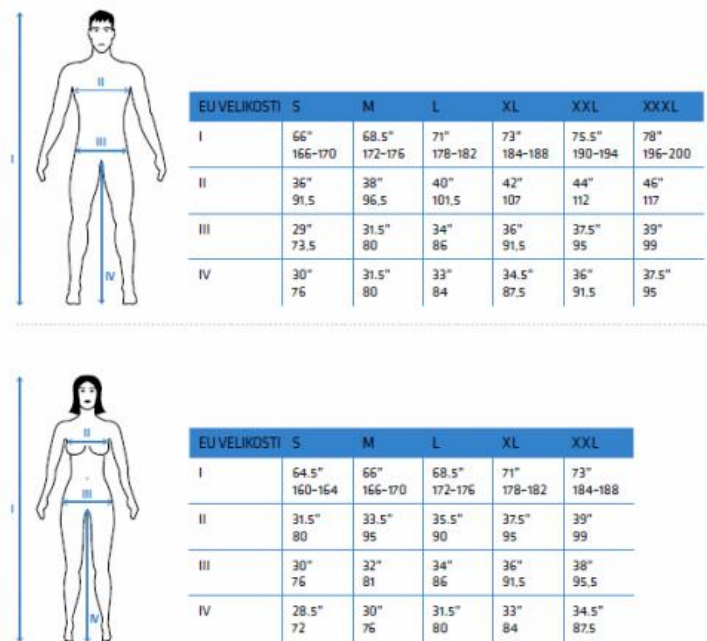
Obr. 16: Uspořádání protišlapacího brzdného systému [27]

Pro bezpečnost za šera a potenciální reklamní využití je dobré myslet i na osvětlení. Norma ISO 6774-1 určuje osvětlovací zařízení a jeho umístění na jízdním kole, která jsou určena pro použití na veřejných komunikacích, a zvláště pro jízdní kola, která mají splňovat normu ISO 4210. V žádném místě nesmí být svítivost světlometu větší než 120 cd a menší než 100 cd. Světelný kužel koncového světla musí být červené barvy a musí mít záporný úhel od svislice 45°. Tedy maximální možný stínící úhel konstrukce světla může být 90°.

V případě, že nebude napájení vedeno přímo z dynama, ale bude využito bateriového zdroje, musí být splněna norma publice IEC č.86.[28]

7. Geometrie posedu a kola

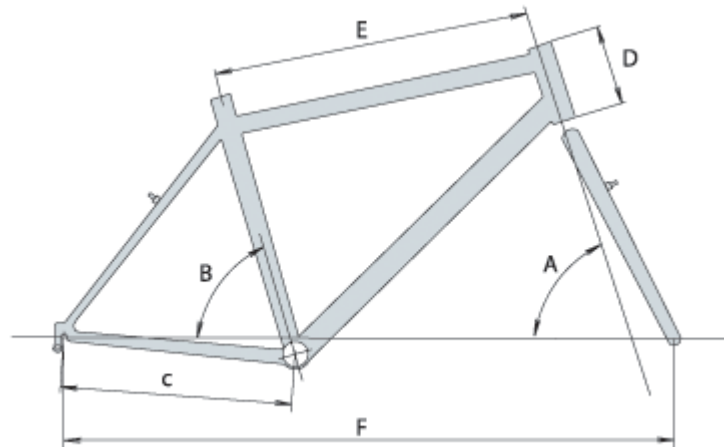
Při dlouhodobé jízdě mohou nastat problémy se sedacími partiemi, svalovými křečemi, bolestmi zad a bolestmi šije. Největší vliv na tyto následky má geometrie posedu. Jejich malé příznaky jsou zcela normální pro osobu, která s daným posedem a pohybem přijde nově do styku. Neměly by ovšem být omezující a nebo dlouho přetrvávající. Sedací potíže jsou ovlivněny typem sedla a jeho polohy vůči středu kola a pozice nohou. Svalové křeče, které nejčastěji vznikají v lýtkovém svalstvu, může způsobit nevhodné nastavení výšky sedla s frekvencí šlapání. Bolest zad zase ovlivňuje pozice, velikost úhlu trupu se zvolením nevhodné vzdálenosti a výšky řídítek oproti sedlu. Bolest šije může naopak způsobit nutný záklon hlavy pro sledování situace okolí při nepřirozené poloze hlavy. Z tohoto důvodu je nutné věnovat zvolené geometrii jízdního kola dostatečnou pozornost a vhodně ji navrhnout. Doporučované rozměry geometrie pro daný typ postavy (Obr. 17) jsou obsaženy v Obr. 18 a Obr. 19 [29][30]



Obr. 17: Evropské velikosti rámu pro rozměry cyklisty [31]

| KATEGORIE | VELIKOST | A | B | C | D | E | F |
|------------------|-----------|-----|-------|-----|-----|-----|------|
| MTB | 15" | 70° | 73,5° | 425 | 115 | 556 | 1060 |
| | 16.5" | 70° | 73,5° | 425 | 115 | 563 | 1076 |
| | 18" | 70° | 73,5° | 425 | 130 | 577 | 1090 |
| | 20.5" | 70° | 73,5° | 425 | 165 | 600 | 1113 |
| CROSS | 15" | 71° | 73° | 440 | 115 | 542 | 1046 |
| | 16.5" | 71° | 73° | 440 | 115 | 542 | 1050 |
| | 18" | 71° | 73° | 440 | 130 | 556 | 1067 |
| | 20.5" | 71° | 73° | 440 | 165 | 590 | 1092 |
| FULL MARATHON | 16.5" | 70° | 73,5° | 435 | 115 | 560 | 1078 |
| | 18" | 70° | 73,5° | 435 | 140 | 569 | 1092 |
| | 20.5" | 70° | 73,5° | 435 | 140 | 591 | 1112 |
| STREET | 15" | 69° | 73° | 410 | 140 | 542 | 1059 |
| DOWNHILL | 16" (333) | 67° | | 435 | 140 | | 1145 |
| | 16" (666) | 67° | | 440 | 140 | | 1150 |

Obr. 18: Doporučená závislost proporcí rámu a jeho velikosti [32]



Obr. 19: Parametricky kotovaný rám [32]

7.1. Geometrie posedu turisty

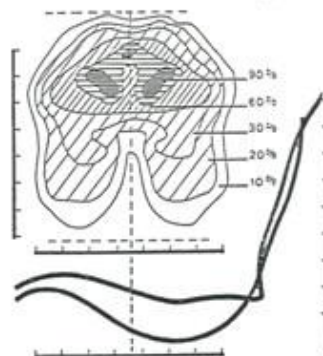
Při výletní cestě kromě dobrého výhledu a krytí proti slunci a dešti je žádoucí pohodlí cestujících při sezení. Nepříjemné posezení by se mohlo projevit v zájmu turistů o vyjížděku a případné negativní reklamě. Na samotný posed osoby se vztahuje všeobecná norma ČSN 91 0015 viz Tabulka 1. Při sezení bez svalové aktivity dolní nohy po 30 minutách začínají otékat. Uživatel může cítit brnění a bolest. Zvolením vhodné hloubky sedadla se zajistí, aby nohy spočívaly na vnitřní části kolene s optimálním tlakem a zároveň bylo správné položení hýždí (Obr. 20) a plné využití podepření těla. Vnitřní část kolene má poměrně citlivou pokožku a nedostatečnou ochranu v oblasti šlach, což by mohlo vést k jejich dráždění. Hloubka sedadla by tedy měla být zvolena kratší, než je délka mezi zadní stranou kolena a hýždí. To podmiňuje navrhnutí dle nejmenší osoby, pro kterou se posed plánuje. Úhel sedáku určuje držení těla a může mít negativní vliv na stlačení břicha při malém úhlu mezi

sedlem a zádovou opěrkou. Podle normy ČSN EN 1335-1 se doporučuje navrhovat šířku sedáku větší, než je jeho hloubka. To zvýší komfortní pohodlí z posedu a pocit bezpečí.[33][34]

Tabulka 1: Rozměry částí sedadla dle ČSN 91 0015 [34]

| Funkční rozměry | | | | Způsob měření |
|-----------------|-------------------------|-------------------------------------|----------------------|---|
| označení | | židle bez loketníků | židle s loketníky a) | |
| l1 | šířka sedadla | min. 360 | min. 390 | na nejširším místě |
| l2 | mezi loketníky | – | min 420 | měří se ve středu sedáku |
| b | hloubka sedadla | 360 – 450 | min. 390 | od hrany do průsečíku s opěrákem |
| h | střed bederní opěry | 165 – 200 (170 – 230 ^b) | | výška od polohy středu sedáku do středu podkřížce |
| h1 | sedák nad zemí | 420 – 480 | | měří se ve středu přední hrany sedáku |
| h2 | loketník nad sedákem | | 180 – 240 | délka kolmice od loketníku po výšku středu sedáku |
| h3 | vzdálenost trnože | min. 300 | min. 300 | spodní okraj přední trnože k zemi |
| α^1 | sklon sedáku | 0 – 5° | | úhel, který svírá sedák s podlahou |
| α^2 | sklon opěráku | max. 110° | | úhel, který svírá sedadlo s opěradlem |
| α^3 | Sklon od bederní opěrky | 0 – 6° | | není v ČSN 91 0620, je v ČSN EN 1729-1vzdělávání |

Odpružení prostoru pro cestující lze vyřešit odpružením zadní stavby rámu anebo odpružením samotného sedáku. V případě delší vyjížďky při fixní poloze sezení a rázech od nerovností vozovky může docházet k vytlačení tekutin z plotének, špatnému prokrvování dolních končetin a případné bolesti páteře a zádových svalů.

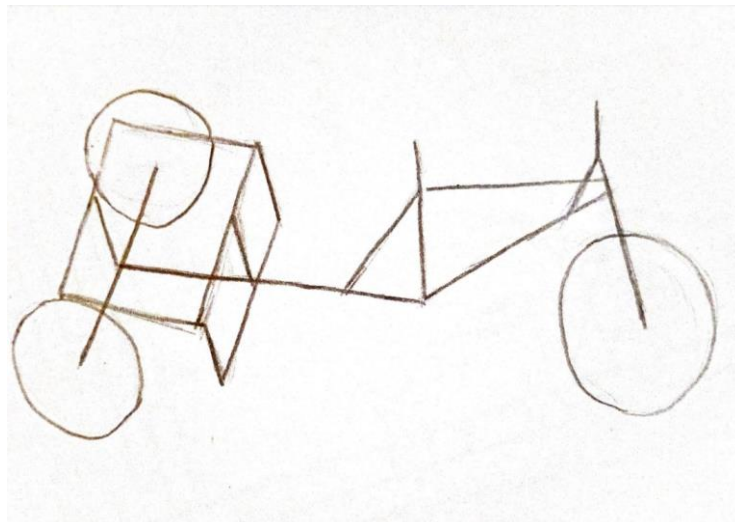


Obr. 20: Rozložení tlaku na hýždích při sezení [35]

8. Orientační koncepční propoččet pro základní dimenzování

Zde jsem navrhl orientační zjednodušený model, kterým jsem si chtěl zajistit lepší přehled o možnostech provedení rámu a zvolení typu konstrukce. Chci tak předejít případným problémům při navrhování finální verze, najít kritická místa rámu a zároveň i vhodnější zvolení varianty pohonu.

Prvotní návrh tříkolky plánuji pro dvě cestující osoby na zadním sedáku a pro jezdce, který bude v přední části tříkolku řídit. Proto je vhodná koncepce jednoho kola vpředu, které bude řízené, a dvou kol v zadní části tříkolky, tato kola budou hnací viz. schéma na Obr. 21. Posed jezdce plánuji s ohledem na geometrii moderních jízdních kol, abych zajistil dostatečnou efektivitu při šlapání a také pohodlí jezdce. Při variantě, kdy by jezdec měl polohu podobnou běžnému sezení na židli, by měl vhodnější pozici pro dlouhodobější sezení, ale taková poloha by snižovala fyzickou výdrž při šlapání. Zadní část jsem se rozhodl koncipovat pro pohodlí cestujících, připomínající posed na lavici. Jako základ konstrukce jsem plánoval hlavní středový nosník, se kterým propojím přední a zadní část.



Obr. 21: Výchozí volba tříkolky

Pohon budu směřovat ke klasickému řetězovému uspořádání, který je u jízdních kol používán. Tím mohu pro konstrukci pohonu tříkolky použít kupované díly, a snížím tak náklady na její výrobu. Řetěz pohonu plánuji vést kolem hlavního nosníku na zadní nápravu, která bude mít dvě kola. Na sousedě hřídeli se středem kol plánuji kazetu s řazením převodového poměru. Nosná trubka nápravy bude zároveň sloužit pro uložení ložisek a připevnění kol. Pro materiál celého rámu jsem se rozhodl použít hliníkové slitiny, abych docílil s většími profily masivnějšího vzhledu, přitom jsem zachoval rozumnou hmotnost, dostupnost polotovarů a možnost nechat rám svařit odbornou firmou. Jako výchozí rozměr pro šířku sedáku jsem zvolil 800 mm. Délku sedáku v rámci zkušebního modelu jsem zvolil 400 mm, prostor pod nohy 300 mm a přední část rámu 1 000 mm. Celkem tedy tříkolka i s koly bude přesahovat přes 2 500 mm.

8.1. MPK kontrola zjednodušeného rámu

V programu abaqus jsem provedl MKP studii svařovaného návrhu rámu (Obr. 22) pro turistickou tříkolku. Konstrukci jsem navrhl z duralových trubek. Pro běžně prodejné komponenty byly dodrženy rozměry vnějších/vnitřních průměrů jako je například sedlová trubka, středové složení a hlavové složení pro vidlici. Další profily pro nosnou část trubky zadní nápravy a hlavní nosníkovou trubku jsem volil s průměrem 45 mm a tloušťkou stěny 4 mm. Zbylé trubky zadní části jsem volil o průměru 35 mm a přední části 30 mm s jednotnou tloušťkou stěny 1,5 mm. Předběžné vymodelování výpočtového modelu jsem provedl bez přídavných zátěžných stavů konstrukce a jejich montážních prvků. Simulaci jsem uvažoval pro kvazistatické pojetí, které nahrazuje síly při jízdě a vliv rázů, například od děr v silnici, pro kterou je rám určen. Na zmíněný model stačí 1D beam model.



Obr. 22: Konceptní rám tříkolky

8.2. Materiál rámu

Pro rám jsem zvolil materiál ze slitiny hliníku EN AW-6061 (AlMg1SiCu). Často je nazýván obchodně termínem dural. Je dobře obrobitelný s dostatečnou tvrdostí a s dobrou pevností vůči hmotnosti. Zároveň je skvěle svařitelný. Po následné tepelné úpravě lze pevnost ještě zvýšit. Tepelnou úpravu volím kategorii T6.

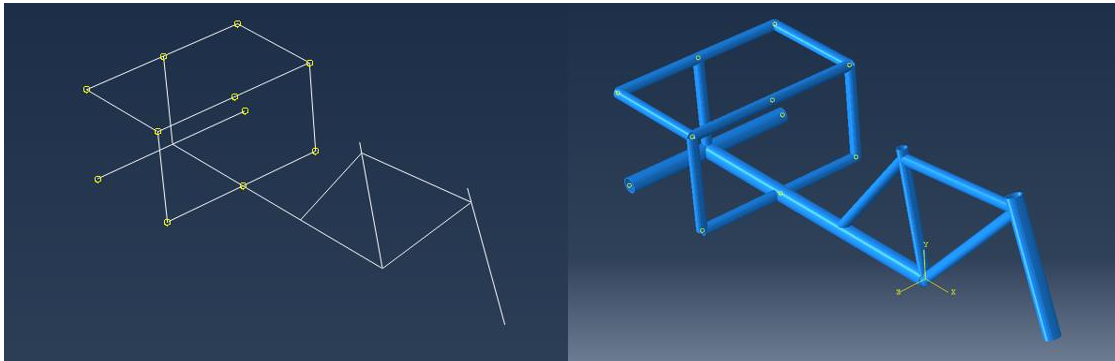
Vlastnosti materiálu jsou na Tabulka 2:

Tabulka 2: Pevnostní parametry EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6 [36]

| | |
|----------------------------|-----------|
| density | 2,70 g/cc |
| Hardness-brinell | 95 |
| Tensile strenght, Ultimate | 310 MPa |
| Tensile strenght, yield | 276 MPa |
| Modulus of Elasticity | 68,9 GPa |
| Poissons Ratio | 0,33 |
| Shear Strength | 207 Mpa |

8.3. Nastavení podmínek výpočtu

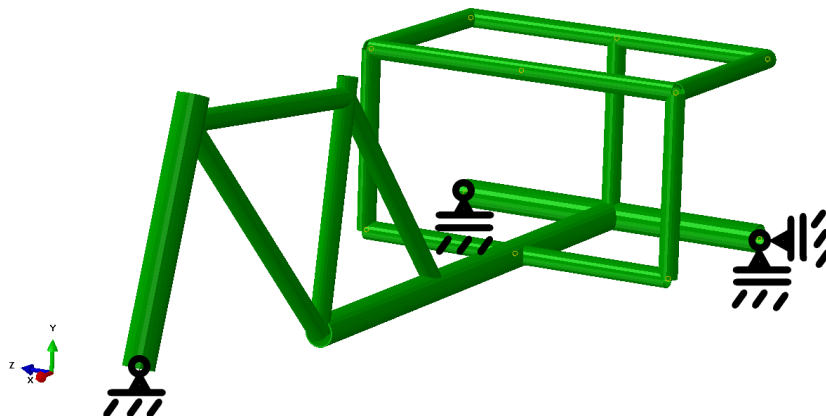
Nejprve jsem vytvořil nosníkovou konstrukci z os profilů. Následně jsem vytvořil sekci pro materiál, kde jsem nastavil jeho vlastnosti. Poté jsem vytvořené profily přiřadil k jednotlivým osám a propojil je s materiálovou sekci viz Obr. 23. Také jsem definoval souřadnicové natočení pro profily jednotlivých částí.



Obr. 23: Konceptní model v abaqusu

8.4. Omezení a podmínky

Zátěžný stav byl zvolen do *step-1*. V něm jsem také uložil rám (Obr. 24). Pevné uložení, aby se těleso nepohybovalo v prostoru (X;Y;Z), jsem zvolil v ose předního kola. Zadní nápravu jsem uložil podpěrami v ose Y v místech kol. Pro zabránění rotace rámu jsem ještě zvolil pevné uložení ve směru Z na levém kole zadní nápravy. Toto uložení rámu neodpovídá skutečnosti. Ovšem pro předběžný propočít, kdy nebyly vyhodnoceny ještě síly od pohonu, naklopení vozíku při jízdě ani určení odpružených prvků, předpokládám malý vliv použitého vetknutí na výsledek simulace. Podrobnější případy zatěžování rámu budu uvažovat v kontrolní simulaci finálního rámu.

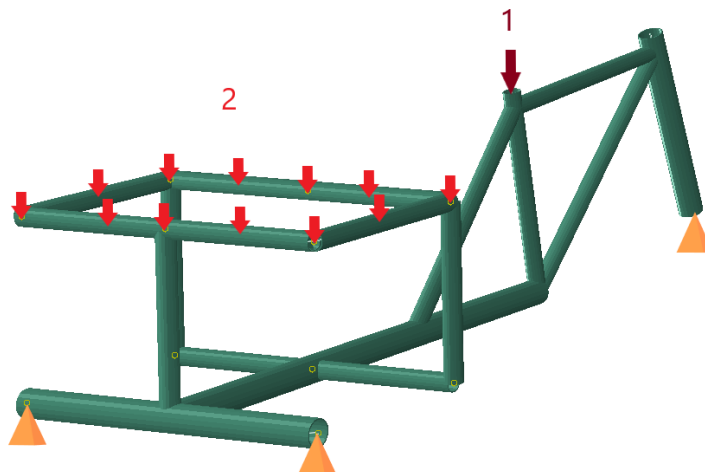


Obr. 24: Uložení rámu

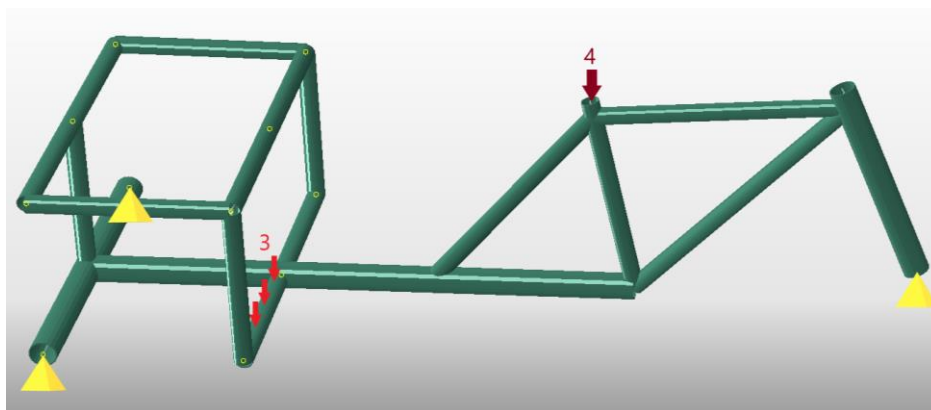
8.5. Zátěžné síly a uložení

Uvažoval jsem více variant. První varianta A (Obr. 25) byla při statickém stavu, kdy řidič i cestující s věcmi plně sedí na sedadlech. Normo-hmotnost řidiče je počítaná na 80 kg a každého z cestujících na 90 kg i s osobními zavazadly. Tedy 784,8 N působí na sedlo {1} řidiče a na sedačku cestujících {2} 1765,8 N.

Další stav zátěže je varianta B (Obr. 26). Ta vznikne při nastupování jednoho cestujícího. V tomto případě dochází ke zkroucení rámu vlivem excentrických sil od hmotnosti pasažéra na nášlapu podlahy. Tato síla {3} je pro kritický stav při provozu zanesena prozatím do jedné části podpěry podlahy. Při běžném provozu ponese zatížení i hlavní rámový nosník přes roznesení síly v podlaze. To roznese síly, a tedy i napětí v materiálu bude nižší. Snížení se projeví v lepší bezpečnosti. Zároveň je rám zatěžován opět hmotností řidiče, který sedí v sedle {4}.

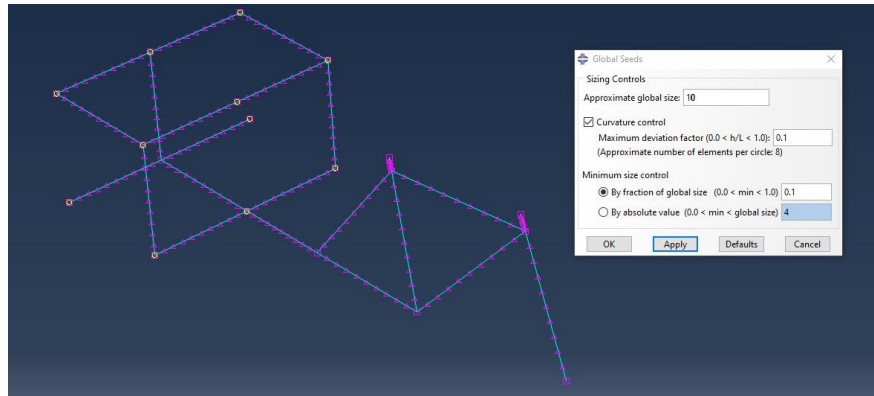


Obr. 25: Assembly load varianty A-při sezení



Obr. 26: Assembly load varianty B –při nastupování

Při zasiťování beam elementů (Obr. 27) je použita síť size 10. Její velikost jsem zvolil s ohledem na přesnost výsledků, velikost rámu a na průběh sil. Zároveň negeneruje dlouhý a náročný výpočet.



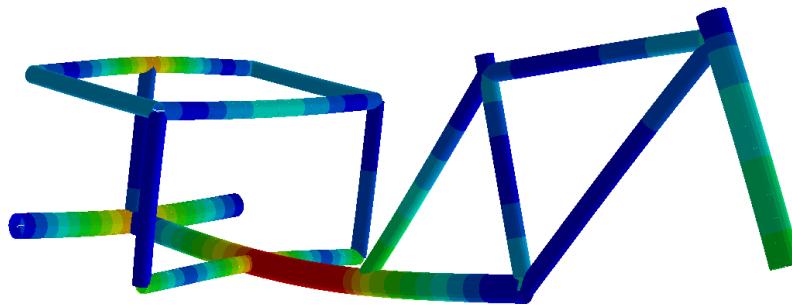
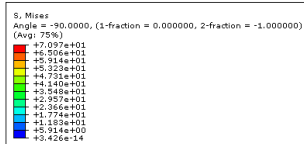
Obr. 27: Mesh síť

8.6. Výsledky studie

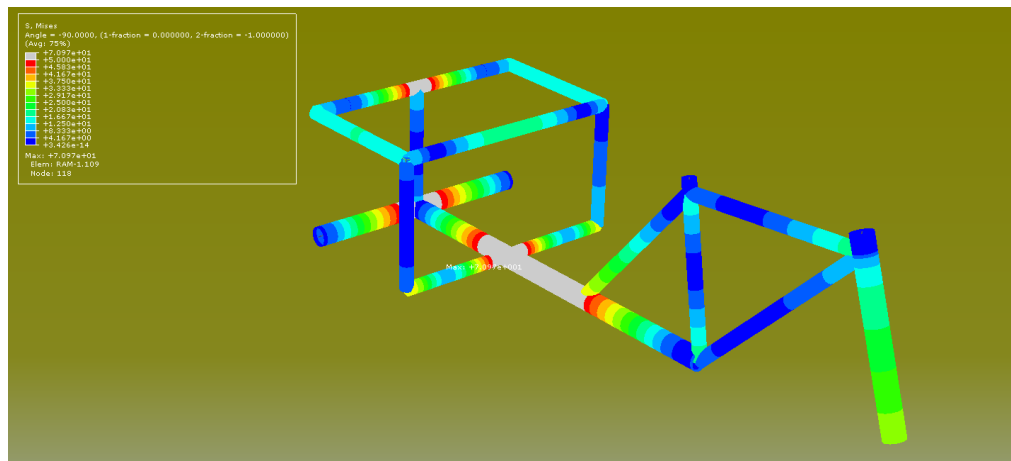
Pro výstup z abaqusu jsem zvolil metodu HMM, ve které rozhoduje stav napjatosti měrné energie, neboli deformační energie. Výsledné redukované napětí zmíněnou metodou je 70,1 MPa (Obr. 28) Pro následné navrhování tříkolky předpokládám, že to bude poměrně velké napětí. Tím, že úlohu nahrazuji kvazistatickým modelem, budou například vlivy rázů, cyklického namáhání a vady svarů snižovat životnost, respektive bezpečnost rámu. Tyto aspekty budou zahrnuty do dynamického součinitele k_d . Ten mi po vynásobení s koeficientem bezpečnosti k sníží dovolené napětí pravděpodobně pod hodnotu 70 MPa. Proto ve výsledném modelu použiju různé profily a tloušťky jednotlivých trubek pro lepší využití materiálu.

8.6.1. Grafické zobrazení výsledků varianty A-sezení

Z MKP studie (Obr. 28) je poznat nejvíc namáhané místo v části hlavní nosné trubky. Proto upravím finální model tak, abych zmíněnému místu odlehčil. V Obr. 29 jsem zvolil maximální grafické rozlišení do hodnoty 50 MPa. Tím se na grafickém výstupu lépe projeví další místa, která jsou blízko maximální hodnotě namáhání a detailněji se vykreslí zbylé méně namáhané úseky.



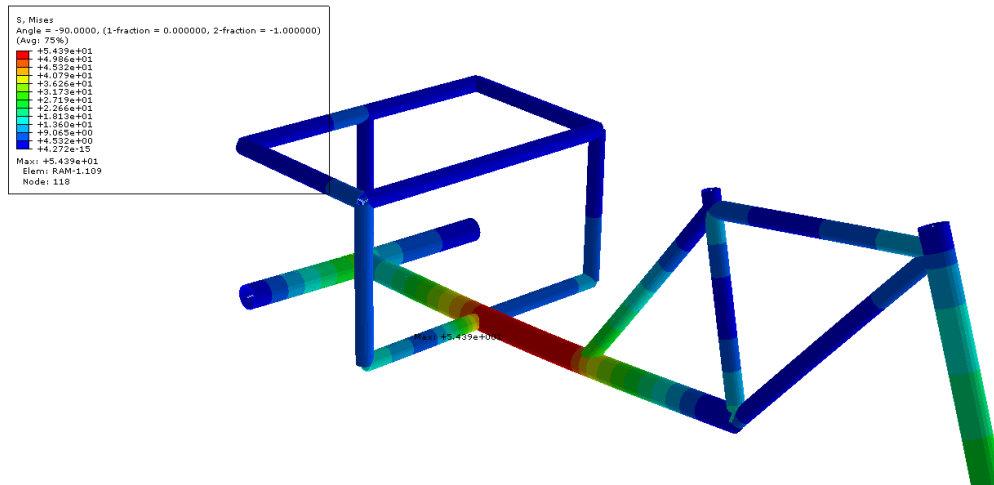
Obr. 28: Grafické zobrazení maximálního napětí v rámu (70,1 MPa) - varianta A



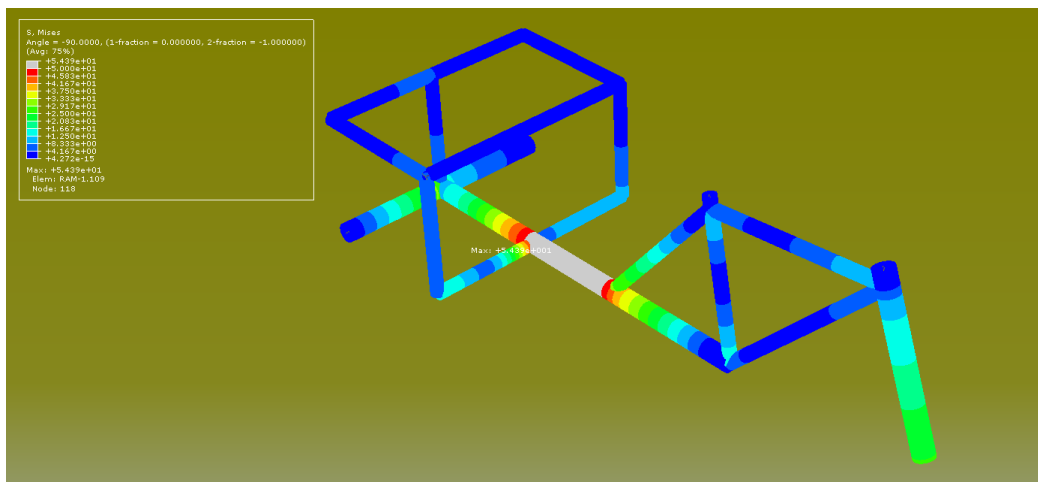
Obr. 29: Grafické zobrazení pro hraniční napětí 50 MPa. - varianta A

8.6.2. Grafické zobrazení výsledků varianty B-nastupování ze strany

Při simulaci (Obr. 30) nastupování cestujícího ze směru boku tříkolky je rám více namáhán krutem. Tento vliv ale pro použité řešení není tolik kritický. V rámci orientační konstrukce rámu je významnější simulace varianty A. Velikost maximálního napětí pro zvolené zatěžování je 54,4 MPa. V Obr. 31 jsem opět snížil hodnotu napětí pro grafické vykreslení na 30 MPa. Zde nedošlo k většímu přebarvení rámu, a tedy zkroucení rámu je nejméně vhodné pro hlavní nosné trubce.



Obr. 30: Grafické zobrazení maximálního napětí v rámu (54,4 MPa) - varianta B



Obr. 31: Grafické zobrazení pro hraniční redukované napětí 30 MPa. - varianta B

9. Návrhová a výpočtová část

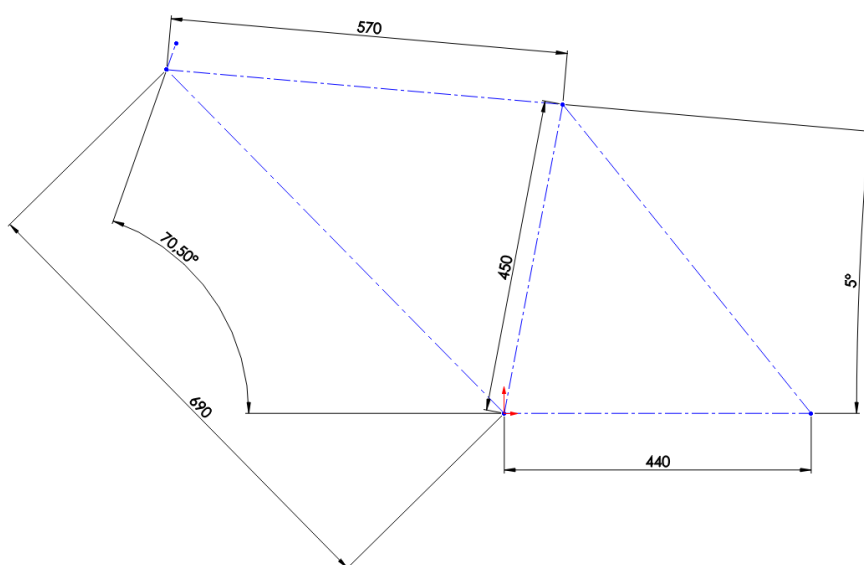
U průměrného cyklisty se uvádí průměrný výkon 3 W na kilogram. Pro dlouhodobější šlapání a klidné tempo uvažuji 200 W. Z této hodnoty plyne návrh převodových stupňů. Frekvence je to již individuální. Každému jezdcovi vyhovuje jiný styl jízdy. Silové šlapání se často udává ve frekvenci od 40 do 70 min^{-1} . Rychlé šlapání je kolem 100 otáček za minutu. Pro návrh tedy uvažuji střední frekvenci 80 min^{-1} . [37]

9.1. Rám

Rám uzpůsobím pro využití nakupovaných a normalizovaných dílů. Například navrhovat své vlastní brzdy by bylo vhodnější pro uzpůsobení konstrukce, ale docílit správné funkčnosti za přijatelné ceny v porovnání se sériovou výrobou by bylo problematické. Rám budu navrhovat jako svařenec z trubek. Trubky pro kupované komponenty přizpůsobím jejich rozměrům, zbylé části budu volit s ohledem na celistvost

vzhledu a jejich namáhání. To jsem prováděl již v rámci MKP simulací, ve kterých jsem postupně upravoval jednotlivé rozměry pro lepší využití materiálu, než bylo u orientačního rámu. Zároveň jsem v něm upravoval konstrukční uspořádání trubek pro lepší přenášení silových účinků rámem. Pro kupované komponenty, jako je trubka pro uchycení sedačky jezdce, volím vnitřní průměr pro zasunutí do rámu 30,9 mm. Rozměry hlavového složení použiji pro běžný 1 1/8" sloupek vidlice, která bude kupovaná. Středové složení o průměru 35 mm a délce 70 mm využiji s jednotácovými klikami. Výsledné rozměry jednotlivých profilů trubek jsou dle výkresové dokumentace. Řazení pro změnu převodového poměru uskutečním na zadní nápravě přes přehazovačku a kazetu. To mi vykompenzuje potřebnou změnu tempa a síly. Takové uzpůsobení považuji za dostatečné na řazení v rámci navrhovaného využití, a zároveň je jednoduché. Také to vyřeší napínání řetězu, neboť součástí přehazovačky je i ramínko s napínací kladkou. V případě předního řazení bych musel navrhnout napínací mechanismus. Součástí sériově vyráběných zadních nábojů je ořech s rohatkou, neboli „cvrček“. To ušetří jezdci energii při nutnosti točit pedály během jízdy s absencí zmíněného cvrčka. Tím se předejde i případnému poranění jezdce, aby ho nemohly udeřit rotující pedály.

Přední část uzpůsobím dle doporučených norem pro posed cyklisty. Velikost rámu pro postavu je různá. Při špatném zvolení rámu má jezdec problém s výkonem a s bolestmi různých částí těla, nejčastěji zad. Abych předešel potřebě několika variant velikostí rámu tříkolek, použil jsem základní a univerzální geometrii (Obr. 32), která se pro velikost dané osoby uzpůsobí nastavením sedla, změnou podložek na hlavovém složení pod představcem, změnou samotného představce a případně lze změnit i šířku řídítek.

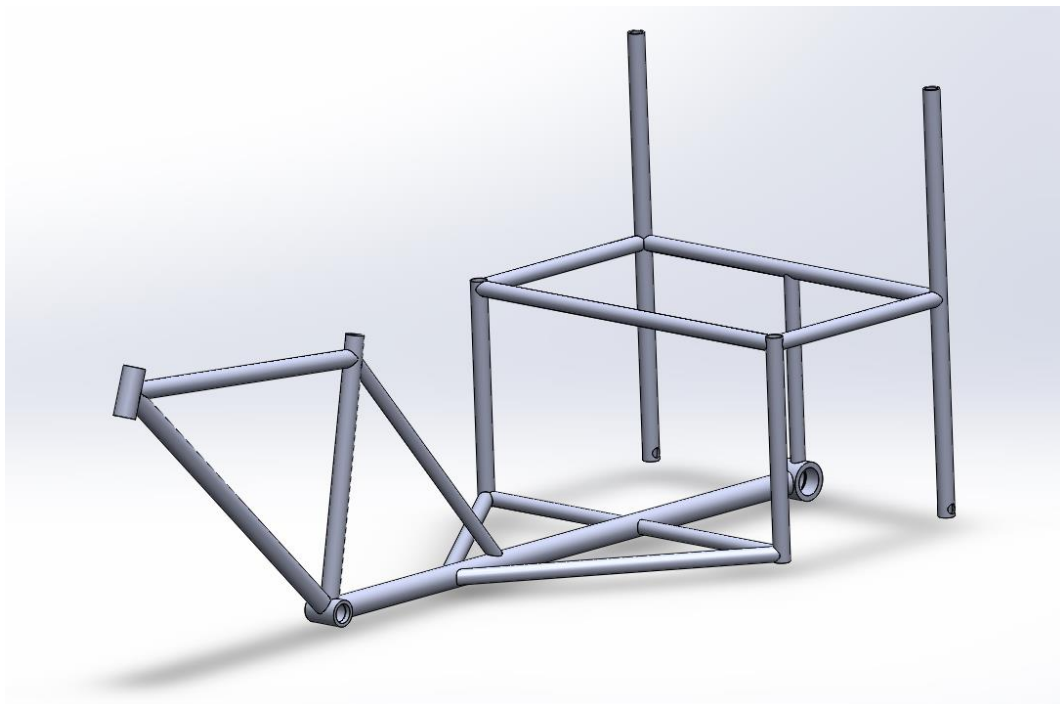


Obr. 32: Geometrie přední části rámu pro jezdce

Úhel hlavové trubky jsem volil pro efektivitu šlapání, pro ovladatelnost při pomalejší jízdě a pro dostatečné tlumení nárazů. Menší úhel pro navrhované rychlosti je zbytečný, a přínos ve stabilitě z důvodu zadní nápravy by nebyl významný.

Zadní část rámu bude uzpůsobena pro pohon na jednom kole. Varianta s pohonem na obě zadní kola by vyžadovala diferenciál, a to by koncepci prodražilo. Nicméně jsem si nebyl jistý, jestli pouze jedno poháněné kolo nebude zasahovat do řízení a nebude mít tendence zatáčet s tříkolkou. V rámci pokusů na zkušební konstrukci jsem si tento aspekt vyvrátil, protože na řízení to nemělo negativní vliv. Na rozdíl od koncepce s použitím brzdy pouze na předním kole a na jednom zadním (druhém) kole, než je pohon. Tato varianta se v případně brždění neosvědčila. Proto je třeba dát brzdy na obě zadní kola.

Dále jsem chtěl docílit nízkého těžiště tříkolky. Tento záměr mi vyřadil, použít příhradový typ rámu. S ním bych mohl použít menší průměry a tloušťky profilů, které by lépe přenášely síly ovlivňující prohnutí rámu. Zároveň by se ale zvýšila výška podláčky pro nohy cestujících, nebo by vznikla nutnost mít příčku oddělující prostor podláčky pro cestující. To by případné dvojici nemuselo vyhovovat, a proto jsem použil hlavní nosnou trubku s výtuhami ve stejné výšce Z. Po zohlednění zmíněných aspektů jsem navrhl rám viz. Obr. 33.



Obr. 33: Základ rámu

Zakomponoval jsem také zadní, delší svislé tyče pro připevnění stříšky a opěradla. Dále jsem pro pokračování modelování potřeboval navrhnout pohon a bezpečnost pro pevnostní dimenzování rámu.

9.2. Dynamický součinitel k_d

Zátěž rámu je od jezdce a dvou pasažérů. Bezpečnost rámu volím pro výpočtový model MKP studie $k = 2$. Součinitel dynamických účinků pro pojetí úlohy jako kvazistatickou jsem odvodil z energetické rovnováhy a za předpokladu lineárního útlumu energie při dopadu.

Maximální náraz předpokládám při seskočení z obrubníku, který má výšku $h = 120$ mm. Při dopadu je tlumícím prvkem pneumatika, tuhost rámu, odpružení sedadla turistů a deformace těla, která dopad také utlumí. Pneumatika se deformuje o $d = 20$ mm. Do této hodnoty jsem také zahrnul tuhost rámu, která je v řádech menší. Z důvodu uvažované deformace pneumatiky je třeba určit její parametry i do provozu, neboť například silniční galuskové pneumatiky by deformaci 20 mm nedovolily. Tu z důvodu komfortu jízdy například po dlažebních kostkách nepoužiji. Návrhová pneumatika je treková 26x1,9 do přípustného tlaku 3,5 baru. Odpružení sedačky uskutečním pomocí pružin a pásové gumy. Zdvih při dopadu uvažuji $D = 20$ mm. Touto hodnotou vycházím ze zkoušek zkušební lavice, na kterou jsem po zatížení statickou ekvivalentní zátěží osoby pouštěl druhé závaží simulující dopad z obrubníku. Výsledný průhyb byl na hodnotě 30 mm. Jelikož útlum pneumatiky tuto hodnotu ve skutečnosti sníží tím, že bude fungovat paralelní pružina, volím útlum sedáku zmíněných 20 mm. Tlumení těla je nezanedbatelné, ale velice záleží na okolních podmínkách, jako je pozice posedu, svalnatost osoby a její fyzická kondice. Také to ovlivní automatické reakce v rámci reflexe na náraz. To obsahuje velké množství proměnných vlivů a individuálnosti osob, které by bylo obtížné vyčíslit. Z tohoto důvodu útlum v rámci těla zanedbám pro výpočet a ve skutečné situaci bude fungovat jako polehčující prvek, například při překročení tlaku v pneumatice.

Při dopadu se musí utlumit potencionální energie z obrubníku vůči dopadu. Tedy platí vztah (1).

$$E_{k_{dopadu}} = E_{p_{obrubníku}} \quad (1)$$

Potencionální energii můžeme nazvat jako vykonanou práci, kterou musíme vyvinout pro zvednutí tělesa do úrovně obrubníku. Proto dále lze E_p dopadu nazvat jako práci W , kdy platí následující.

$$W = F \cdot S \quad (2)$$

$$S = d + D \quad (3)$$

Úpravou lze dojít k výslednému poměru sil (8), ze kterého navrhnu bezpečnost pro vykompenzování dynamického účinku.

$$E_{k_{\text{dopadu}}} = E_{p_{\text{pobrubníku}}} \quad (4)$$

$$W = E_p \quad (5)$$

$$F \cdot S = m \cdot g \cdot h \quad (6)$$

$$F = \frac{m \cdot g \cdot h}{S} \quad (7)$$

$$k_d = \frac{F}{F_0} = \frac{m \cdot g \cdot h}{S \cdot m \cdot g} = 3 \quad (8)$$

Z energetického principu vychází dynamický součinitel $k_d = 3$. S pronásobením hodnoty zvolené bezpečnosti vyjde výsledný celkový koeficient $K_c = 6$

$$K_c = k \cdot k_d = 2 \cdot 3 = 6 \quad (9)$$

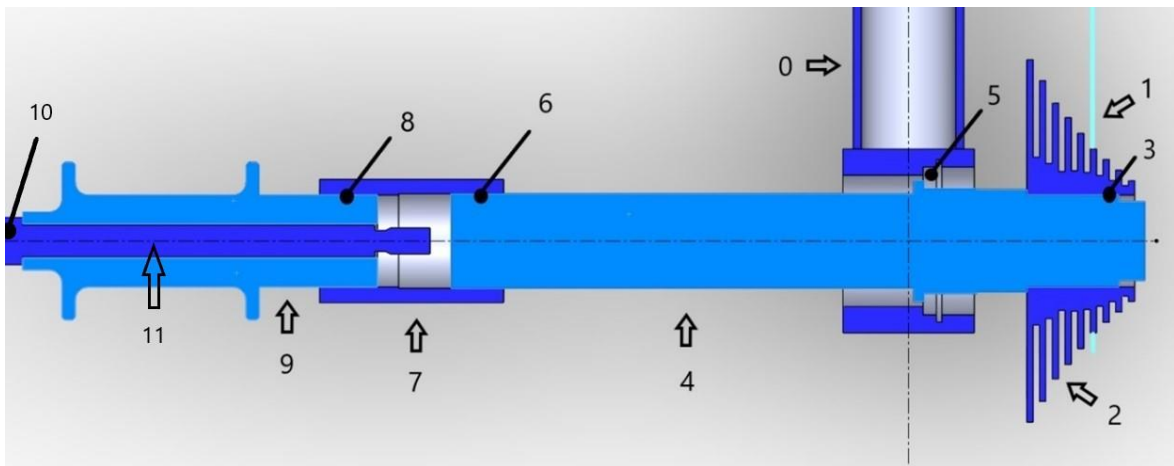
Z hodnot materiálu - Tabulka 2. a po zanesení bezpečnosti do vztahu (10) získám maximální dovolené napětí $\sigma_d = 46 \text{ MPa}$ pro materiál EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6.

$$\sigma_d = \frac{\sigma_k}{K_c} = \frac{276}{6} = 46 \text{ MPa} \quad (10)$$

9.3. Pohon

Chtěl jsem docílit pohonu bez diferenciálu. Také jsem se chtěl vyhnout složité konstrukci, která by musela mít krytování z důvodu estetiky a ochrany mechanismu. To mě přivedlo na záměr, mít vše uspořádané v rámci jedné osy (zadní kola-náboje-hřídel-kazeta řetězu vedeného rovnou z převodníku na klikách). Zároveň jsem chtěl, aby uspořádání pohonu vyhovovalo co nejnižšímu položení řetězu tak, aby nezvedal podlážku pro nohy cestujících. Jinak bych musel zvýšit i sedák a tím by se zvýšilo těžiště celého kola.

Proto jsem navrhl pohon, kdy síla od klik se přenáší přes řetěz {1} na pravé straně osy symetrie rámu, dozadu podél hlavní rámové trubky na kazetu {2} v ose kol. Ta je nasazena na drážkování {3} hřídele a zajištěna maticí. Uchycení přehazovačky na rám {0} přes objímku zajistí stabilní polohu a dobrý přístup pro její případné seřízení. Hřídel {4}, která vede přes uložení v ložisku s axiálním zajištěním {5} na levou stranu hnaného kola, končí plochou pro nalisování {6}. Na něm přes nalisovanou spojku {7} je hnací moment přenášen za pomoci drážkování {8} na ořech {9}, který je součástí náboje kola. V oblasti {10} je osa náboje kola {11} uchycena jednostranně ve vidlici. Viz Obr. 34



Obr. 34: Schéma uspořádání pohonu

Touto konstrukcí splním požadované parametry, ale vzniká problém s uložením osy náboje v patkách vidlice. Na vnější straně osy s patkou není problém. Na vnitřní straně osy ale problém s uložením v patce vzniká. Tam osa nemůže být podepřena kvůli hřídeli. Proto jsem uvažoval jednostranné uložení osy ve vidlici. Jednostranné uchycení používá například vidlice Lefty (Obr. 35). To snižuje tuhost vidlice a její pevnost.



Obr. 35: Přední jednostranná vidlice Lefty Ocho [38]

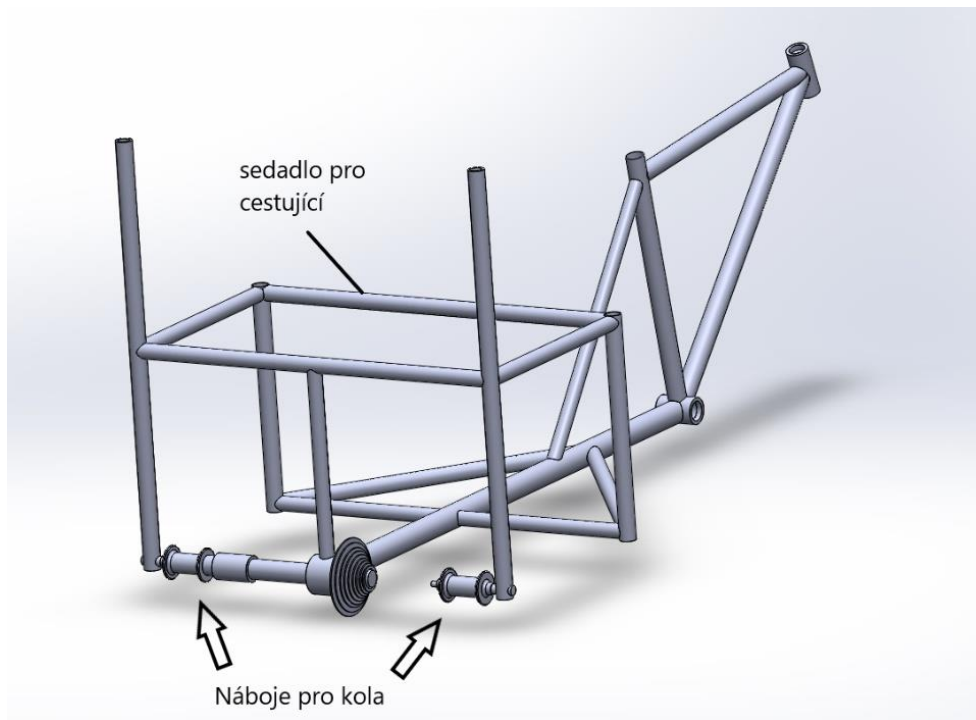
Ve dvounohé vidlici se náboj opře o obě strany nohou. Zde po stažení osou vzniká tření, ve kterém se přenáší síly mezi nábojem a patkou vidlice. Při překročení zmíněného tření by došlo k posunutí. Tomu jde zabránit uložením konců náboje do vybrání v patkách, ve

kterém se opřou o osazení. Druhá varianta lze použít při větších průměrech os. V ní se náboj opře o osu a začne ji namáhat na stříh. Osa je tedy namáhaná na tah a případně vedlejším namáháním na stříh/průhyb dle konstrukce. Jednostranná vidlice ale kromě stříhu a tahu je primárně namáhaná na ohyb. Tím, že z důvodu ceny chci použít sériově vyráběný náboj s uchycením výpletů a rohatky v ořechu, mě omezuje průměr osy. Zadní náboje pro cyklistická kola se vyrábějí pouze do průměru 12 mm. Z toho důvodu jsem použil kvalitnější dural, než je EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6 pro dosažení vyšší únosnosti vyráběné osy. Proto jsem na osu zadního náboje zvolil AL slitinu EN AW-7075-T6 (AlZnMgCu1,5) (Obr. 36). Osu rámu přivařím k vnější noze vidlice. Šla by použít i ocel, která má ještě lepší pevnostní parametry. Ocel se ale s duralem svařuje velice obtížně a lze to jen v některých případech.

| Mechanické vlastnosti | Metrický |
|--------------------------|----------|
| Maximální pevnost v tahu | 572 MPa |
| Pevnost při kluzu v tahu | 503 MPa |
| Pevnost ve smyku | 331 MPa |
| Únavová pevnost | 159 MPa |
| Modul pružnosti | 71.7 GPa |
| Smyk modulus | 26.9 GPa |

Obr. 36: Vlastnosti materiálu EN AW-7075-T6 (AlZnMgCu1,5)[39]

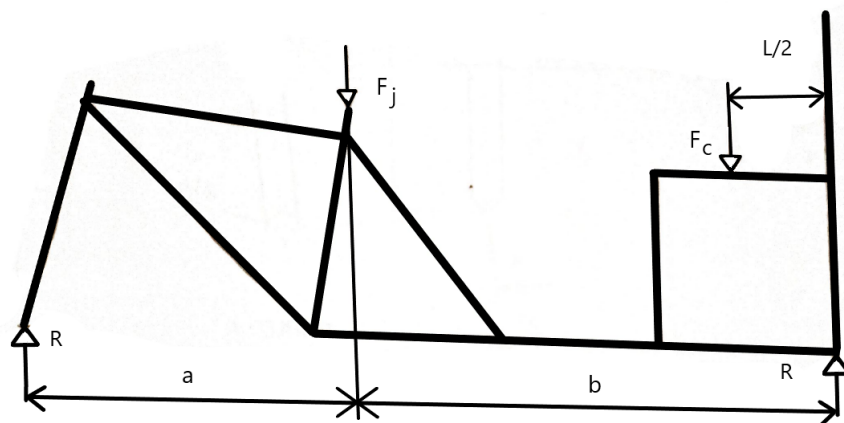
Při modelování sestavy pohonu jsem se nemohl zbavit dojmu, že jsem se vydal nesprávnou cestou konstrukce a že již v aktuálním stádiu návrhu (Obr. 37) by mi MKP model selhával. Proto jsem udělal předběžný MKP model v kapitole 9.3.1 pro své ověření, jestli je konstrukce rámu vhodná. Hlavně jsem chtěl zjistit, jak se bude chovat jednostranně vyložená vidlice a uložení náboje. Případné vyztužení osy by šlo uskutečnit tužší hřídelí a jejím lepším uložením, ale to by vedlo k servisnímu ztížení při preventivní kontrole, čemuž se chci vyhnout. Navíc drážkování na ořechu náboje není dimenzované pro pevné sevření spojky {7} (Obr. 34). Proto zde nemohu sevřít ořech tak, aby hřídel pomohla v podepření na vnitřní straně kola a s nábojem kola se začala chovat jako „tuhý“ celek.



Obr. 37: Rám s jednostranným uložením zadních kol

9.3.1. Průběžná MKP studie

Z důvodu potřeby ověření správnosti konstrukce jsem vypočítal z rovnováhy momentové rovnice (11) zátěžné stavy pro MKP studii. Pro získání rovnice jsem použil uvolnění rámu dle Obr. 38.



Obr. 38: Uvolnění rámu pro rovnici (11)

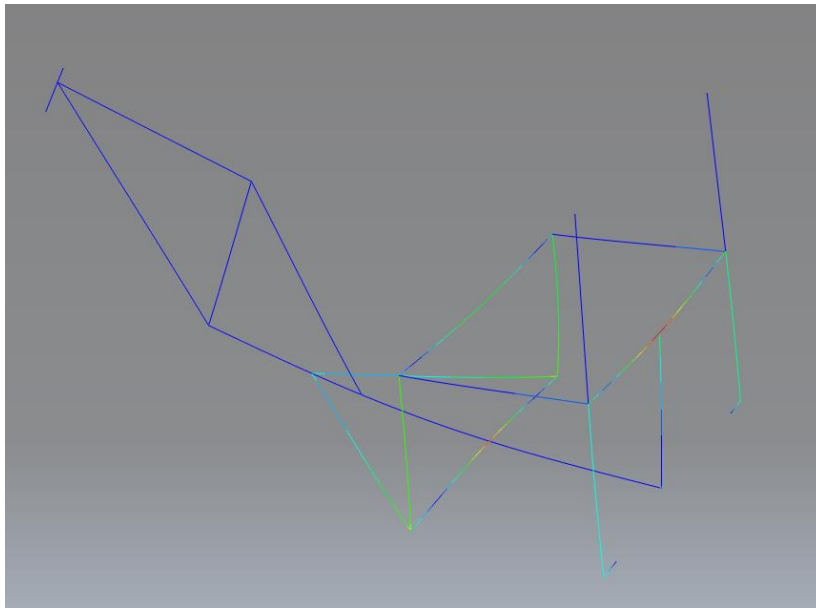
Z její úpravy a dosazením do vztahu (13) jsem zjistil, že zatížení zadní nápravy je 1861 N, a tedy silou 930,5 N je zatěžováno jedno zadní kolo.

$$M_A: F_J \cdot a + F_C \cdot \left(a + b - \frac{l}{2}\right) - R_B \cdot (a + b) \quad (11)$$

$$R_B = \frac{F_J \cdot a + F_C \cdot \left(a + b - \frac{l}{2}\right)}{(a + b)} \quad (12)$$

$$R_B = \frac{9,81 \cdot 80 \cdot 698 + 9,81 \cdot 2 \cdot 90 \cdot \left(698 + 1160 - \frac{420}{2}\right)}{(698 + 1160)} = 1\,861\, N \quad (13)$$

Pro simulovaný model jsem uložení kol zvolil jako podporu ve svislém směru a uchycením přední vidlice jsem odebral zbylé stupně volnosti.

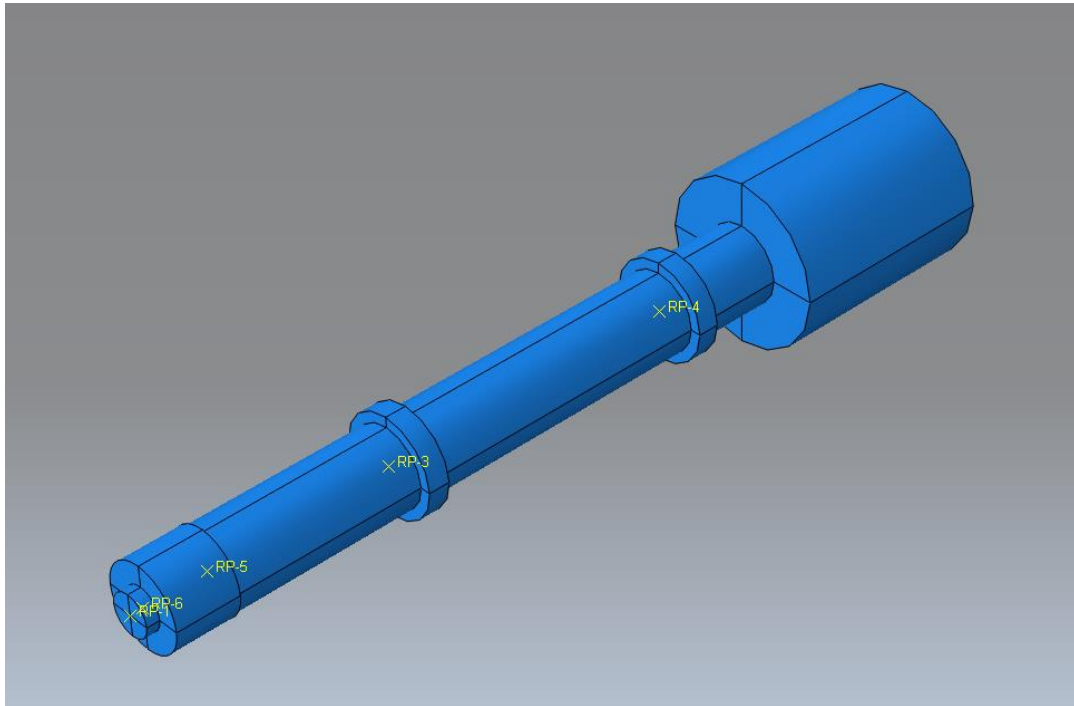


Obr. 39: Průběžná MKP studie rámu

Z průběžné MKP studie (Obr. 39) lze vidět kritická místa v rámu, kde by bylo vhodné je vyztužit nebo změnit uzpůsobení konstrukce. Zároveň zobrazuje místa, kde je velké předimenzování.

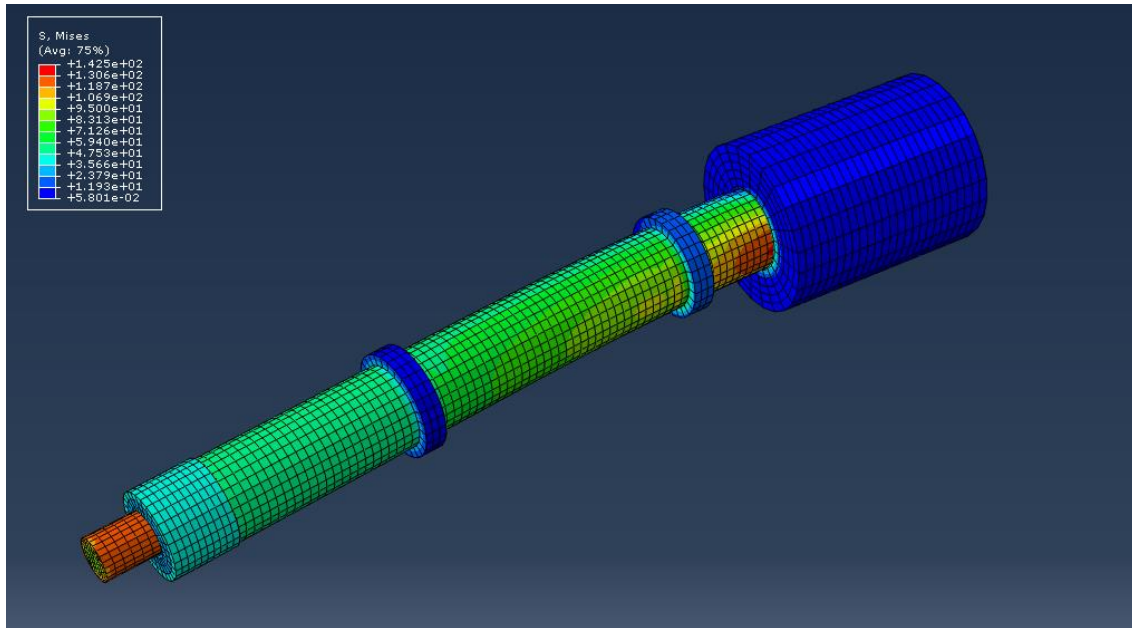
Hlavní zájem této simulace byla osa a vyložení při jejím uložení. Vyložení jednostranné vidlice není nejkritičtější část rámu, a proto jsem ještě zkontroloval osu pomocí MKP. Ta je uvažovaná pro 12 mm osu s vyztužením náboje, který vyztuží osu při utáhnutí přepínacím momentem 15 Nm. Tím se při ohybu více opře čelo náboje o dosedací plochu na vidlici a zvýší se poloměr ohybu z $\frac{12}{2}$ mm osy na $\frac{19}{2}$ mm průměr náboje. Zátěž jsem rozdělil do míst, ve kterých se nacházejí ložiska náboje {RP-3}; {RP-4} (Obr. 40). Tuhost celého náboje zlepšil ještě jeho vnější průměr, na kterém jsou i prstence pro výplet kol, ale pouze v situaci, kdy jsou ložiska vhodně předepnuta. Při skutečném používání se často stane, že z důvodu povolení šroubu nebo vymačkání ložisek vznikne jejich odlehčení a silový

tok přes vnější část náboje se sníží, či zcela anuluje. Proto jsem vnější průměr náboje do modelu nezahrnul.

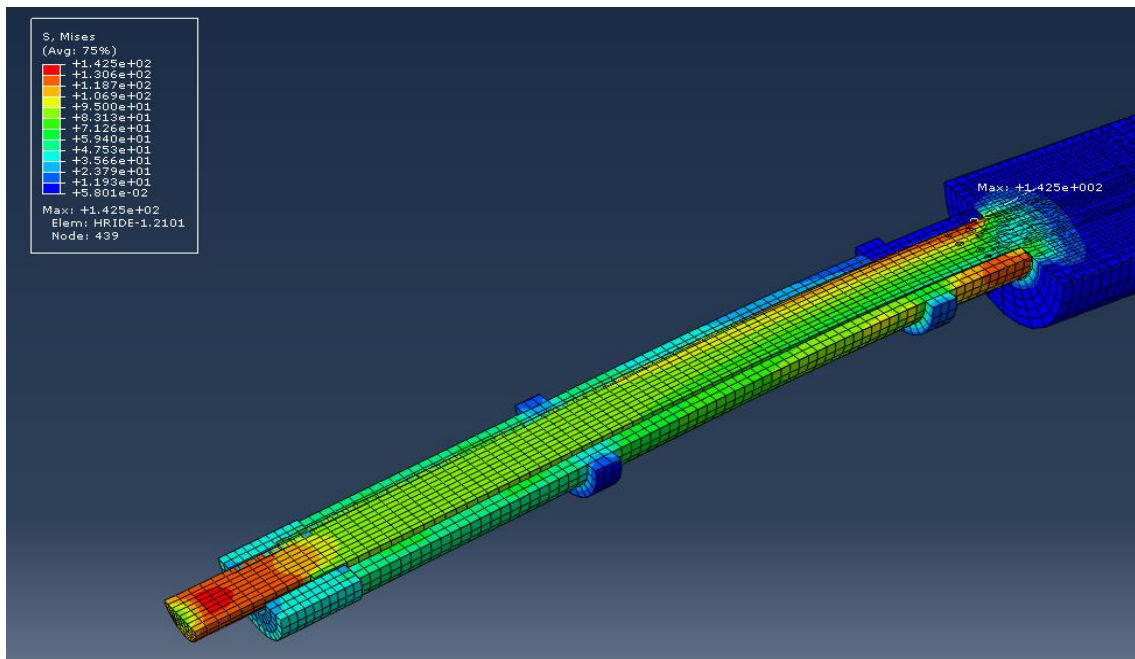


Obr. 40: Osa pro jednostranné uchycení s vnitřním průměrem náboje

Zátěžný stav zanesený do uložení ložisek jsem volil symetrický na každé ložisko o velikosti 465,25 N. Předepnutí matice jsem vytvořil vazbami v místech RP-1 a RP-6. Uložení v rámu jsem použil jako tuhé oproti ose. Výsledkem MKP studie (Obr. 41) lze vidět místa maximálního napětí. Oblast kolem matice není příliš věrohodná z důvodu absence závitů, který jsem nevymodelovával vzhledem k tomu, že kritické místo je u uložení osy. Tam dosahuje maximální napětí osy 142,5 MPa, které je dobře vidět na Obr. 42. Hodně zatížené místo je také v oblasti u uložení na vymodelované vnitřní části náboje. Pro koeficient výsledné bezpečnosti $K_c = 6$ dle rovnice (9) vychází u materiálu osy EN AW-7075 (AlZnMgCu1,5)-T6 maximální dovolené napětí 83,83 MPa. Skutečné napětí tedy překračuje dovolenou hodnotu. Z tohoto důvodu zvolené uspořádání konstrukce **nevyhovuje** a je nutné zvolit jiné uspořádání.



Obr. 41: MKP studie jednostranně uložené osy



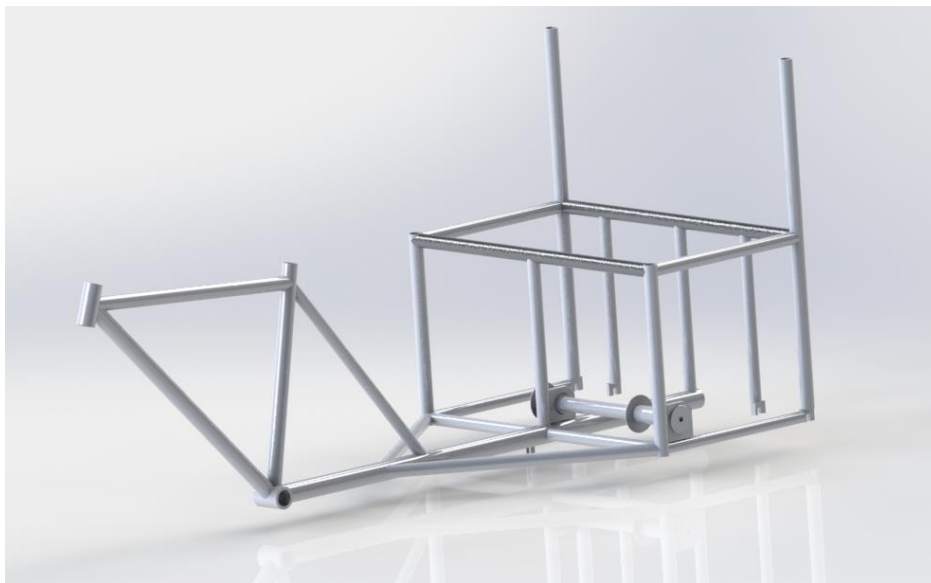
Obr. 42: Řez osy simulované MKP studie

9.4. Úprava konstrukce rámu a pohonu

Z důvodu nedostatečné pevnosti koncepce s jednostranným uložením zadních kol, jsem zvolil předělání rámu na standartní pojetí vidlice, která má dvě nohy. Tím mohu kromě sériově vyráběného náboje použít i jeho osu s rychloupínacím mechanismem. Levý náboj {1} o rozměrovém označení 5x135 mm se standardně používá pro běžná zadní kola. Pravý náboj {2} o rozměrovém označení 5x100 mm je běžně osazován do předních vidlic jízdních

vymezení axiální vůle se po svaření vloží pružná plechová podložka mezi jedním ložiskem a domkem. To sníží toleranci pozice ve směru osy y při svařování a zjednoduší se tím i výroba hřídele viz Obr. 43.

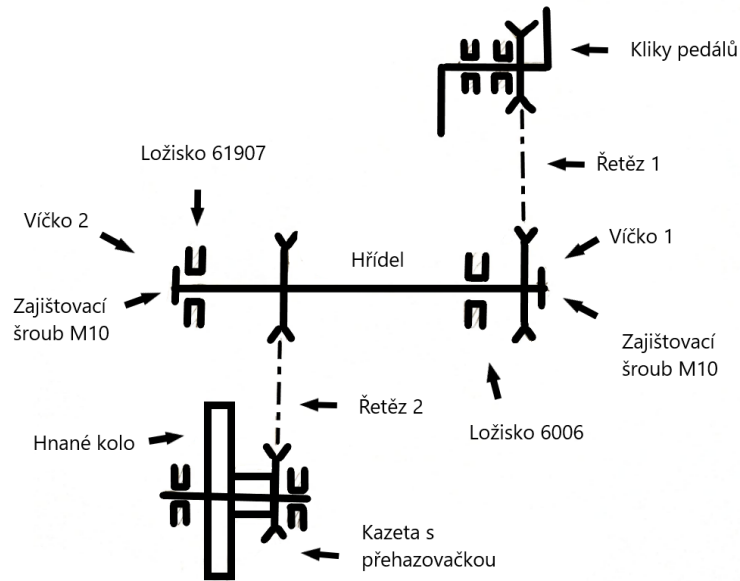
Typ brzd pro zadní nápravu jsem zvolil ráfkové s využitím ocelových lanek. Tříbodové uložení brzd je v místech {11} a {12} dle Obr. 43. Zde jsou navařeny elementy pro jejich přišroubování. Tyto brzdy jsou levnější a rozvod pomocí lanka je jednodušší. V případě hydraulického systému by byl problém rozdělení hadiček z jedné brzdové páčky pro dvě brzdy. U lankového mechanismu je to běžné používané uzpůsobení do tvaru Y. Často se s ním lze například setkat u přípojných vozíků k autům, které mají bubnové brzdy. Navíc změnou úhlu lanek, které mezi sebou svírají jednotlivé větve brzd, je možné zvýšit přítlačnou sílu brzdových špalíků, a to při stejné síle na brzdové páčce. Také je zde možnost vybrání brzdové páky s možností aretace polohy. To může následně fungovat jako parkovací brzda. Tím jsem dostal kompletní uspořádání rámu (Obr. 44). Následně provedu kontrolní výpočty a podrobnou MKP studii rámu.



Obr. 44: Výsledný návrh rámu

9.5. Výpočty

Potřebnou kontrolu součástí a jejich životnost jsem zkontroloval výpočtově. Zatěžující stavy běžného provozu vychází z průměrné zátěže 200 W. Zdroj tohoto výkonu předpokládám od jezdce. Špičková zátěž je brána ze zátěžové zkoušky protiblokovacího systému EN ISO 4210-4, kdy se zatěhuje ve svislém směru osa pedálu silou 1 500 N. Dle schématu (Obr. 45) jde silový účinek od pedálů na řetěz 1. Dále je přenášen hřídelí a řetězem 2 na kazetu a hnací kolo. U kazety je i přehazovačka pro řazení převodového poměru s ramínkem pro napínání řetězu.



Obr. 45: Schéma pohonu tříkolky

Na základě zkušební zátěže jsem vypočítal síly přenášené řetězem (14) a příslušný krouticí moment (15).

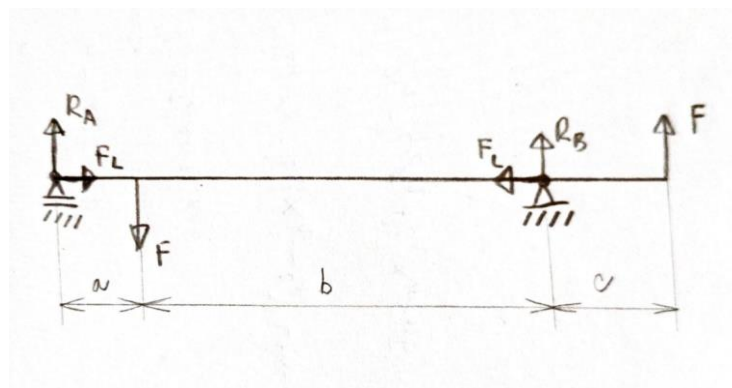
$$F_{\text{řetězu}} = \frac{L_{\text{kliky}}}{\frac{D_{\text{převodníku}}}{2}} \cdot F_{\text{pedálu}} = \frac{175}{\frac{140}{2}} \cdot 1500 = 3750 \text{ N} \quad (14)$$

$$M_{k_{\text{hřídele}}} = F_{\text{řetězu}} \cdot \frac{D_{\text{pastorku}}}{2} = 3750 \cdot \frac{57,2}{2} = 107625 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (15)$$

9.5.1. Hřídel

Kontrola pevnosti hřídele s bezpečností 1,6:

Pro hřídel jsem zvolil materiál EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6. Pro něj je mez kluzu v tahu 276 MPa (Tabulka 2). Po zkrácení se zvolenou bezpečností hřídele 1,6 vyjde $\sigma_D = 172,5$ MPa. Pro výsledný vztah kontroly (25), dle kterého hřídel **vyhovuje**, jsem použil uvolnění na Obr. 46.



Obr. 46: Uvolnění hřídele

$$x: -F_L + F_L = 0 \quad (16)$$

$$y: R_A + R_b - F + F = 0 \quad (17)$$

$$M_B: R_A \cdot (a + b) - F \cdot b - F \cdot c = 0 \quad (18)$$

$$I. x \in (0; a) \quad Mo_{(x)} = R_a \cdot x \quad (19)$$

$$II. x \in (a; b) \quad Mo_{(x)} = R_a \cdot x - F \cdot (x - a) \quad (20)$$

$$III. x' \in (0; c) \quad Mo_{(x')} = F \cdot x' \quad (21)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_T + \sigma_o)^2 + (\alpha \cdot \tau_{kD})^2} \leq \sigma_D \quad (22)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{F}{A} + \frac{M_{o_max}}{W_o}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{M_k}{W_k}\right)^2} \leq \sigma_D \quad (23)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{250}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} + \frac{385\,937}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{107\,625}{\frac{\pi \cdot 30^3}{16}}\right)^2} \leq 172,5 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\sigma_{red} = 156,27 \text{ MPa} \leq 172,5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (25)$$

9.5.2. Šrouby víček na koncích hřídele

Šroub se šestihrannou hlavou M10 x 20 volím pro oba konce hřídele (Obr. 45) stejný dle normy ISO 8676 s pevnostní třídou 8.8. Zvolený šroub na výsledný utahovací moment $M_{kk} = 16,4 \text{ Nm}$ **vyhovuje** ve všech níže kontrolovaných výpočtech.

Kontrola redukováného napětí ve šroubu:

(úhlu stoupání γ , úhlu boku profilu β_n , třecího úhlu φ')

$$\gamma = \text{tg}^{-1}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \text{tg}^{-1}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 3,017^\circ \quad (26)$$

$$\beta_n = \text{tg}^{-1}(\text{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \text{tg}^{-1}(\text{tg} 30 \cdot \cos 3,01671) = 29,958^\circ \quad (27)$$

$$\varphi' = \text{tg}^{-1}\left(\frac{f_z}{\cos \beta_n}\right) = \text{tg}^{-1}\left(\frac{0,13}{\cos 29,958}\right) = 8,533^\circ \quad (28)$$

Tahové napětí:

$$\sigma_{tš} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{10\,250}{\frac{\pi \cdot 8,160^2}{4}} = 195,998 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (29)$$

Smykové napětí:

$$\tau_{tš} = \frac{M_{kš}}{W_{kš}} = \frac{9\,453,393}{106,7} = 88,597 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (30)$$

$$M_{kš} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') = 10\,250 \cdot \frac{9,026}{2} \cdot \text{tg}(3,017 + 8,533) \quad (31)$$

$$M_{kš} = 9\,453,393 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{kš} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 8,160^3}{16} = 106,684 \text{ mm}^3 \quad (32)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tš}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{tš}^2} = \sqrt{195,998 + 2^2 \cdot 88,59741^2} = 177,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (33)$$

Kontrola bezpečnosti šroubu pevnosti 8.8 Dle hypotézy τ_{max} :

$$k_{\sigma_{red}} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{min} \quad (34)$$

$$k_{\sigma_{red}} = \frac{630}{177,7} = 3,54 \geq 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (35)$$

Kontrola tlaku v dosedací ploše pod hlavou šroubu $p_{hš}$

Díra pro šroub = $D_1 = 11 \text{ mm}$

$$p_{hš} = \frac{Q}{\pi \cdot (R_{2H}^2 - R_{1H}^2)} = \frac{10\,250}{\pi \cdot (8,885^2 - 5,5^2)} = 67 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_{DM} \quad (36)$$

$$p_{hš} = 67 \leq 172,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$R_{1H} = R_{1M} = \frac{D_1}{2} = \frac{11}{2} = 5,5 \text{ mm} \quad (37)$$

$$R_{2H} = \frac{e}{2} = \frac{17,77}{2} = 8,885 \text{ mm} \quad (38)$$

Výpočet tlaku v závitech (šroub – matice) p_z [MPa]

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_c} \leq p_D \quad (39)$$

$$p = \frac{10\,250}{\pi \cdot 9,026 \cdot 0,812 \cdot 6} \leq p_D \quad (40)$$

$$p = 74,194 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 172,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{10 - 8,376}{2} = 0,812 \text{ mm} \quad (41)$$

Stanovení potřebného utahovacího momentu M_{kk} na klíči pro šroub s respektováním třecího momentu M_{TM} pod maticí

Třecí moment mezi maticí a objímkou:

$$M_{TM} = \frac{Q \cdot f_M \cdot \left(\frac{s + D_1}{2}\right)}{2} = \frac{10\,250 \cdot 0,10 \cdot \left(\frac{16 + 11}{2}\right)}{2} = 6\,918,75 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (42)$$

Utahovací moment šroubu:

$$M_{kk} = M_{kš} + M_{TM} = 9\,453,393 + 6\,918,75 = \mathbf{16\,372 \text{ N} \cdot \text{mm}} \quad (43)$$

9.5.3. Otláčení pro drážkování řetězových kol {8} na hřídeli viz Obr. 43

Pro přenos silových účinků mezi hřídelí a řetězovými koly jsem zvolil drážkování. Typ jeho profilu jsem použil pro kompatibilitu s kazetami ozubených kol výrobce Shimano a jeho řady Deore. Otláčení kontroluji vztahem (44). Občas se i přes zajištění předepnutého šroubu povolí závit. Tím dojde ke snížení předepnutí a úbytku třecí síly na ploše řetězových kol a rozpěrných trubek. Které nesou předepnutí od šroubu víčka. Proto kontroluji otláčení na drážkování při maximálním zátěžném stavu bez vlivu třecích sil. Tím zkontroluji stav, kdy jsou síly od řetězových kol přenášeny pouze materiálovým stykem na drážkování. Tak zajistím, že nedojde k poškození hřídele i při špatném dotažení přítláčné desky, nebo povolením jejího šroubu.

$$p = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{s' \cdot l \cdot (D + d)} \leq p_D \quad (44)$$

$$p = \frac{4 \cdot 75 \cdot 10^3}{17,28 \cdot 1,6 \cdot (34,6 + 32)} = 162,392 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (45)$$

$$p = 162,392 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 172,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \Rightarrow \mathbf{vyhovuje}$$

9.5.4. Kontrola ložisek pro hřídel

Pro pravé uložení {9} hřídele {4} jsem zvolil ložisko ZKL 61907. Pro uložení {10} hřídele na levé, vnější straně jsem zvolil ložisko ZKL 6006 viz Obr. 43. Menší ložiska by byla také dostatečná, ale z důvodu velikosti průměru hřídele pro drážkování na hřídeli jsem zvolil

použité varianty. Další parametr volby byl co nejmenší vnější kroužek. Ten ovlivňuje velikost domku pro dané ložisko. Pro výpočtovou kontrolu životnosti a bezpečnosti ložiska jsem zvolil webový výpočtový modul společnosti ZKL group. [40] Dle přiložených výstupů (Obr. 47 a Obr. 48) lze z kontroly vyhodnotit, že ložiska vyhovují pro dynamickou životnost, tak i pro maximální statické zatížení výpočtovou silou v uložení.

Jednořadé radiální kuličkové ložisko id: 1, označení: 61907
Vstupní hodnoty:

| | | | |
|-------------------------------------|-------|---------------------------------|--------------------|
| Provedení radiální vůle | | CN | |
| Spolehlivost | S | 95 | % |
| Typ lubrikace | | Plastické mazivo | |
| Metoda specifikace lubrikace | | Viskozita při 40 °C pro VI = 95 | |
| Viskozita při 40 °C | nu_40 | 110 | mm ² /s |
| Čistota maziva | | Normální znečištění, krytováno | |
| Osvědčené účinné aditiva EP použity | | Ne | |

| ID zátěžného stavu | Váha stavu | Rychlost otáčení | Teplota vnitřního kroužku | Teplota vnějšího kroužku ve směru Y | Radiální síla ve směru Y | Radiální síla ve směru Z | Axiální síla |
|-----------------------|------------|----------------------|---------------------------------|---|-----------------------------|-----------------------------|--------------|
| id | w | n | Tir | Tor | FRY | FRZ | FA |
| [] | [] | [min ⁻¹] | [°C] | [°C] | [kN] | [kN] | [kN] |
| 1 | 10 | 10 | 30 | 30 | 2,968 | 0 | 0,25 |
| 2 | 30 | 80 | 30 | 30 | 0,83 | 0 | 0,1 |
| 3 | 20 | 90 | 30 | 30 | 0,2 | 0 | -0,25 |
| 4 | 30 | 80 | 30 | 30 | 0,83 | 0 | 0,25 |

Výsledné hodnoty:

| | | | |
|--|------|---------------|----------------------|
| Základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 | L10 | 260,07 | 10 ⁶ rev. |
| Základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 v hodinách | L10h | 222555 | h |
| Modifikovaná základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 | L5m | 24,63 | 10 ⁶ rev. |
| Modifikovaná základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 v hodinách | L5mh | 38485 | h |
| Statická bezpečnost podle ISO 76 | S0 | 2,29 | - |

Obr. 47: Kontrola pravého ložiska hřídele

Jednořadé radiální kuličkové ložisko id: 1, označení: 6006-RS
Vstupní hodnoty:

| | | | |
|-------------------------------------|-------|---------------------------------|--------------------|
| Provedení radiální vůle | | CN | |
| Spolehlivost | S | 95 | % |
| Typ lubrikace | | Plastické mazivo | |
| Metoda specifikace lubrikace | | Viskozita při 40 °C pro VI = 95 | |
| Viskozita při 40 °C | nu_40 | 110 | mm ² /s |
| Čistota maziva | | Normální znečištění, krytováno | |
| Osvědčené účinné aditiva EP použity | | Ne | |

| ID zátěžného stavu | Váha stavu | Rychlost otáčení | Teplota vnitřního kroužku | Teplota vnějšího kroužku ve směru Y | Radiální síla ve směru Y | Radiální síla ve směru Z | Axiální síla |
|-----------------------|------------|----------------------|---------------------------------|---|-----------------------------|-----------------------------|--------------|
| id | w | n | Tir | Tor | FRY | FRZ | FA |
| [] | [] | [min ⁻¹] | [°C] | [°C] | [kN] | [kN] | [kN] |
| 1 | 10 | 10 | 30 | 30 | 2,968 | 0 | 0,25 |
| 2 | 40 | 60 | 30 | 30 | 0,99 | 0 | 0,1 |
| 3 | 30 | 80 | 30 | 30 | 0,83 | 0 | 0,25 |
| 4 | 20 | 90 | 30 | 30 | 0,2 | 0 | -0,25 |

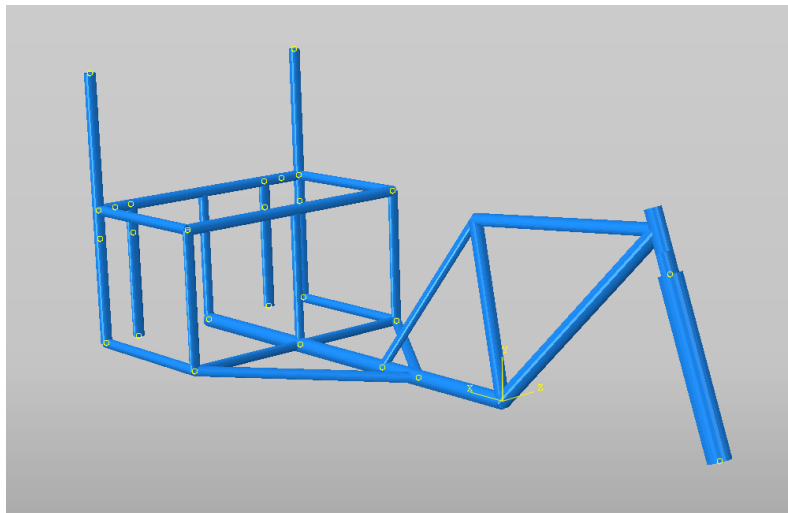
Výsledné hodnoty:

| | | | |
|--|------|---------------|----------------------|
| Základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 | L10 | 713,2 | 10 ⁶ rev. |
| Základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 v hodinách | L10h | 554908 | h |
| Modifikovaná základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 | L5m | 72,68 | 10 ⁶ rev. |
| Modifikovaná základní výpočtová trvanlivost podle ISO 281 v hodinách | L5mh | 109389 | h |
| Statická bezpečnost podle ISO 76 | S0 | 2,78 | - |

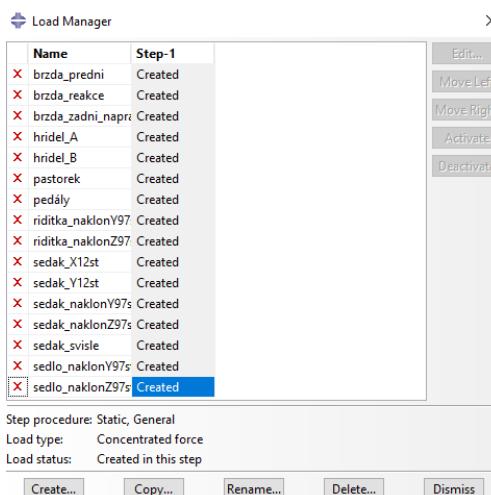
Obr. 48: Kontrola levé ložisko hřídele

10. MKP výstup

Kontrolní MKP model (Obr. 49) jsem udělal v programu Abaqus. Parametry zatížení simulace jsem volil dle předchozích kroků a návrhů. Ze souhrnu všech sil (Obr. 50) jsem vždy nechal aktivní zatížení pro daný typ simulace. V rámci zjednodušení modelu jsem u přední kupované vidlice použil její ekvivalent v jedné trubce. Její tuhost nemá výrazný vliv na výsledky simulací. Největší vliv přední vidlice je způsobením ohybového momentu pro hlavové složení přední části rámu, což zvolený ekvivalent simuluje. Na zadní nápravě jsem vynecháním nábojů nahradil vazbami mezi patkami pro uchycení v rámu. Předpokládám, že nedojde k povolení rychloupínacího mechanismu os náboje, čímž jedna noha vidlice při deformaci ovlivňuje přes vazbu „MPC-Tie“ nohu na druhé straně vidlice. Při pevnostní kontrole rámu jsem zvolil dva simulované stavy.

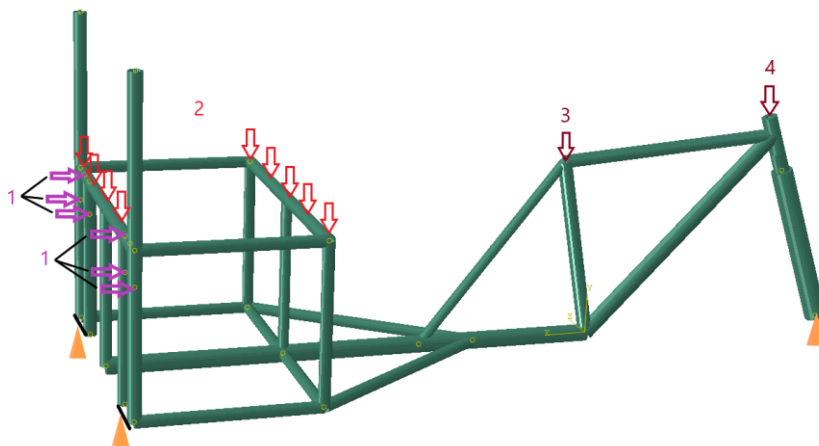


Obr. 49: Model pro simulaci v abaqusu



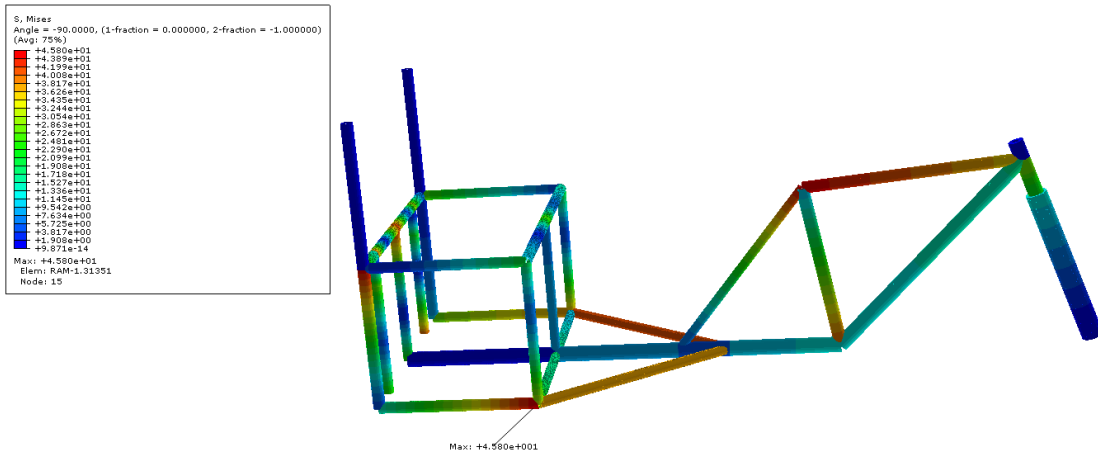
Obr. 50: Souhrn sil pro zatěžování rámu

První simulace je při jízdě při náklonu do strany ($9,73^\circ$). Rám jsem zatížil reakcí brzd {1} v místě jejich uložení. Použil jsem pouze zadní brzdy. Přední brzdu jsem vynechal, protože vznikající moment od jejího třmene při brždění měl odlehčující účinek na rám. Sílu od brzd v uložení jsem předpokládal při maximálním brzděném stavu, kdy se pneumatiky odvalují a nedojde k jejich zablokování. Součinitel adheze $\mu = 1,0$ беру pro případ suchého stavu mezi pneumatikou a betonem. Dále je rám zatížen hmotností turistů na sedačce {2}. Hmotnost jezdce jsem rozdělil do dvou míst. Z 80 % je zatěžováno sedlo {3}, a zbývajících 20 % zátěže je na řídítkách {4}. Zátěž sedadla bez roznesení hmotnosti i na pedály jsem zvolil pro větší namáhá rámu. Zvolená situace simuluje například stav při jízdě jedním kolem na silnici a druhým kolem na obrubníku. Viz Obr. 51. Ten zobrazuje pro přehlednost znázornění sil pouze v rovině XY. Účinky zmiňovaných sil při náklonu rámu jsou zaneseny v MKP simulaci.[41]

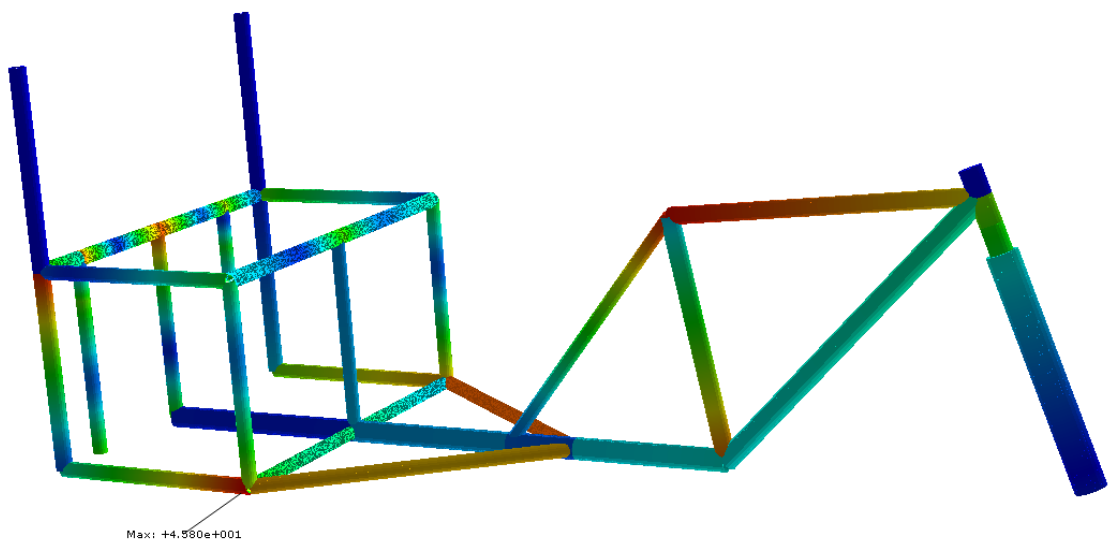


Obr. 51: Znázornění působišť sil v rovině XY v první variantě simulace

Uvažovaný součinitel pro nahrazení dynamických jevů k_d s koeficientem bezpečnosti k určuje maximální dovolené napětí 46 MPa. To vychází z rovnice (10). Zvolené profily rámu dle výkresové dokumentace jsou zvoleny ze sériově vyráběných rozměrů s ohledem na dostatečnou pevnost. Dle Obr. 52 a Obr. 53 je vidět velikost napětí v jednotlivých částech rámu. Maximální napětí dosahuje 45,8 MPa na boční vzpěře dolní části rámu. Podobné napětí je také v boční noze vidlice, ve vzpěře sedlové trubky a v horní rámové trubce.

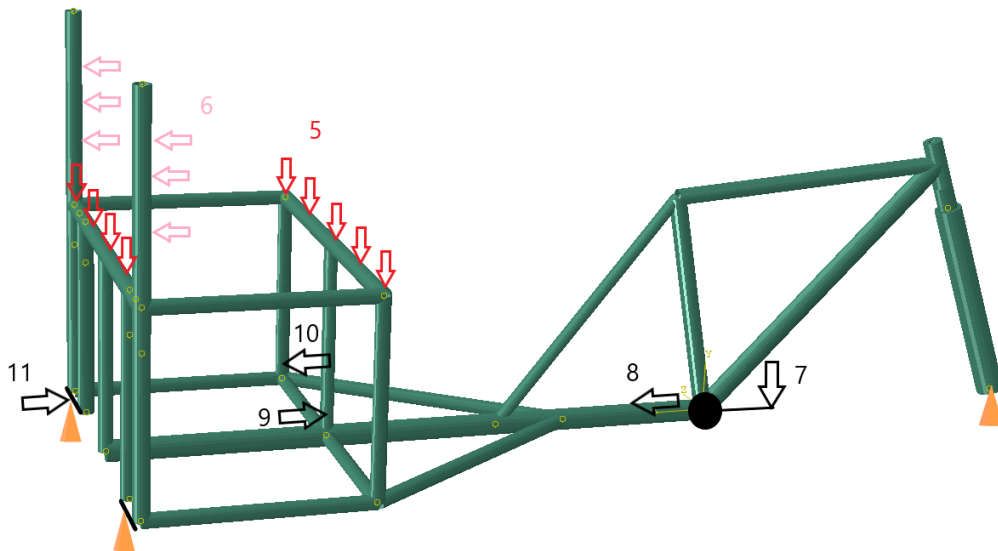


Obr. 52: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 45,8 MPa)



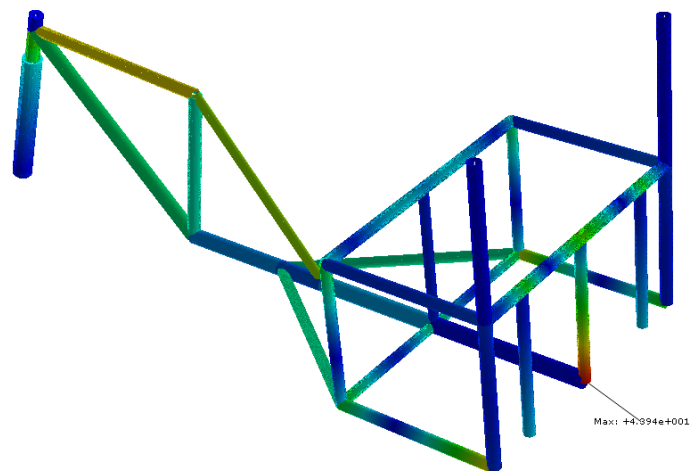
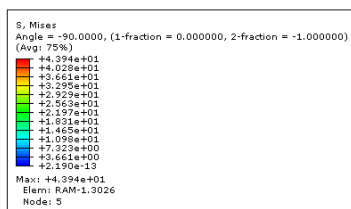
Obr. 53: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 45,8 MPa)

Druhou simulaci jsem uvažoval při výjezdu do 12° stoupání. Rám je zatížen opět hmotností turistů v místě sedáku {5}. Zároveň se opírají zády o opěradlo {6}. Na něj působí silou, která je rovna hodnotě 20 % ze zatěžování sedáku. Dále je rám zatížen hmotností jezdce, který stojí plnou vahou na pedálu. Velikost této síly {7} jsem určil pro vyvození maximálního výpočtového namáhání hřídele pohonu. Síla {7} je přenesena řetězem {8} na hřídel. Ta je uložena v ložiskách na rámu. V tomto uložení vznikají síly na rám {9} a {10}. Poslední zatížením rámu od pohonu je síla {11} v místě kazety na zadní nápravě viz Obr. 54. V něm jsem také zjednodušil zobrazení sil pro přehlednost a zanesl jsem do něho účinky hmotnostní zátěže pouze ve směru Y.

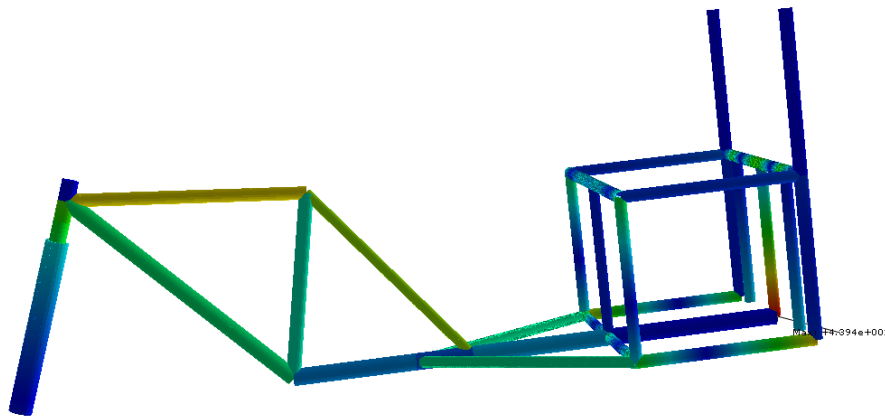


Obr. 54: Znáznornění působišť sil v rovině XY druhé simulace

Maximální napětí druhé simulace (Obr. 55 a Obr. 56) je na zadní prostřední vzpěře s hodnotou 43,39 MPa. Podobné napětí také vzniká v místě levé vzpěry zadní vidlice.



Obr. 55: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 43,39 MPa)



Obr. 56: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu ($\max = 43,39 \text{ MPa}$)

Z výstupu MPK studie lze prohlásit rám za vyhovující. Jeho maximální napětí o velikosti 45,8 MPa z první simulace je menší, než je maximální povolená hranice σ_d . Jiné způsoby zatěžování, které jsem volil, vždy zatěžovaly rám méně. Proto první zátěžný stav uvažuji jako maximální možné zatížení rámu, při kterém nedojde k jeho poškození. V případě vícekusové výroby bych zvolil ozkoušení rámu na prototypu. Tím by bylo možné získat přesnější průběh sil v rámu při dynamickém průběhu zatěžování. Na základě těchto dat by se dal upravit koeficient dynamického součinitele pro jednotlivé části rámu.

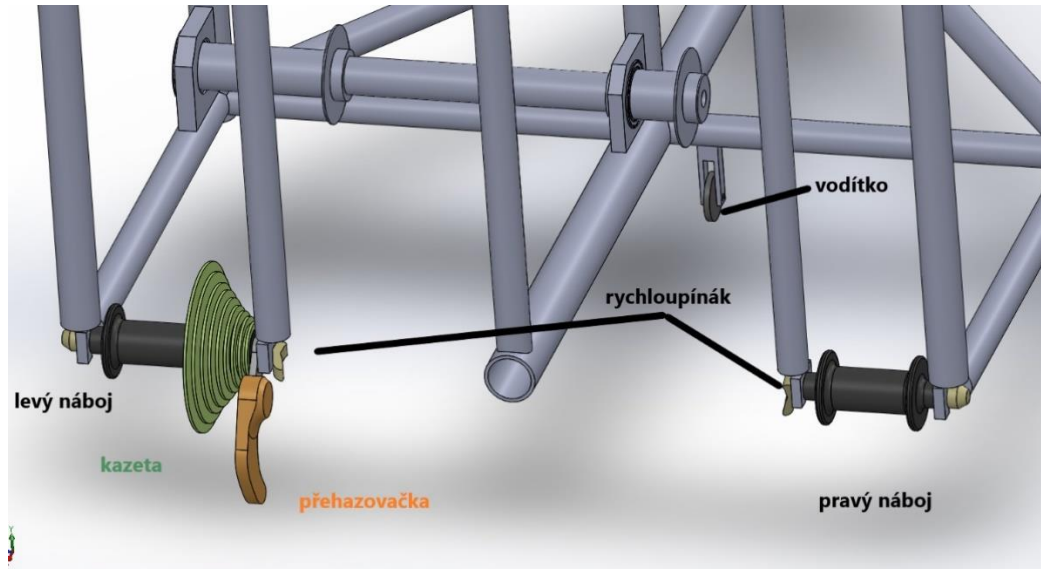
11. Návrh vzhledu a umístění kupovaných komponentů

Pro snížení nákladů na výrobu rámu jsem v průběhu práce předpokládal použití sériově vyráběných komponentů, které nejsou přímou součástí rámu, jako například ložiska hřídele. V následujících krocích doporučuji jejich umístění. Použil jsem schématické barevné bloky, které nevymodelovávám do přesných rozměrů, abych předešel porušení chráněného designu některých produktů. Navíc vymodelovat danou pozici například bowdenu pro jeho poddajnost, různou délku jednotlivých prodejců a variabilitu provedení by bylo nepřesné. Jejich uchycení se zvolí při montáži dle zvoleného dodavatele komponentů.

Pozice brzdových páček, světel, gripů nebo ledkové dekorace není pevně daná, a může být tedy změněna. To ale neplatí například pro uložení třmenů brzd. Jejich přemístění by mohlo mít za následek přetěžování konstrukce a následně poškození rámu. Změna pozice přehazovačky by měla zase negativní vliv na chod pohonu a řazení převodového stupně.

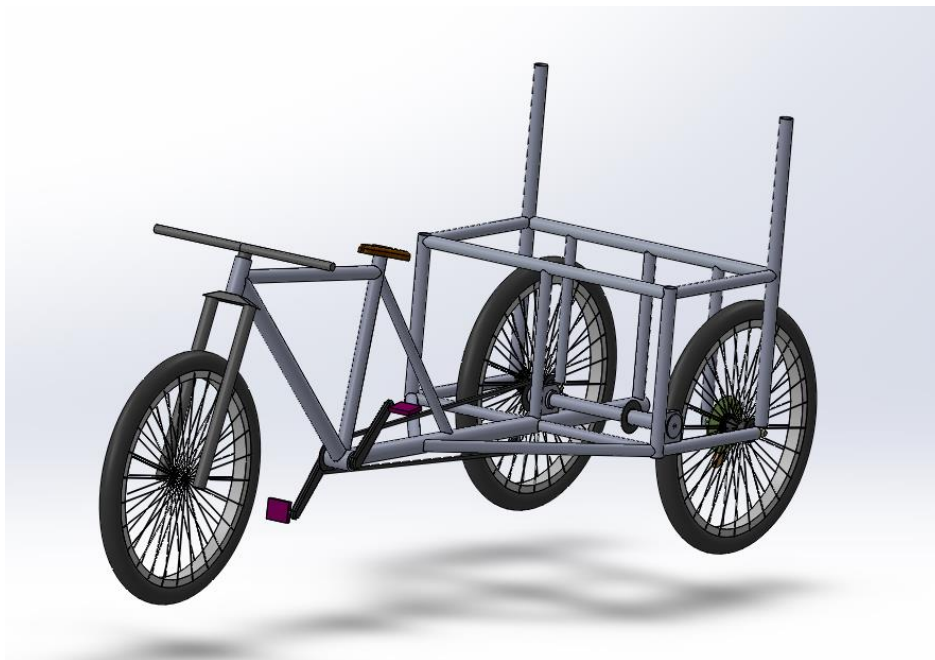
Na Obr. 57 je vložen levý náboj o rozměru 5x135 mm s rychloupínací osou. Patka přehazovačky je volena od firmy Agang pro sérii ND27. Samotná přehazovačka je pro kazetu typu S9. Ta bude mít vedený bowden přes středovou rámovou trubku a následně po

sedlové vzpěře povede až k řídkům. Pro typ S9 je i řetěz a řetězové kolečko vodítka. Kolečko vodítka je předpokládáno jako běžně se prodávající náhradní díl pro ramínka přehazovaček včetně jejich čepů pro uložení. Pravé kolo zadní nápravy má také rychloupínací osu a náboj s rozměry 5x100mm.



Obr. 57: Schéma umístění jednotlivých bloků

Dále jsou na Obr. 58 umístěny bloky vidlice, předních a zadních kol, řídek, sedla a umístění špalkových brzd pro zadní nápravu. Přední kolo má kotoučovou brzdou na vidlici. Rám jsem osadil také klikami a převodníkem, na kterém je řetěz.



Obr. 58: Schéma umístění dalších bloků

Pro konkrétní typ designu tříkolky a zefektivnění její atraktivnosti by bylo vhodné získat informace o poptávce a zájmu veřejnosti. Jako jednu z možností vzhledu tříkolky jsem zvolil klasický styl. Obložení rámu pro cestující jsem tedy vytvořil z dubové lakované překližky. Dub jsem také použil na tubus pro vedení řetězu, aby nemohl přijít do kontaktu s cestujícími. Sedák je polstrovaný tmavě červeným potahem, který je i na opěradle. Kompletní vzhled se světly jsem směřoval tak, aby působil jednoduše a stylově. Na zadní část opěradla umístím červené výstražné světlo dle vyhlášky č. 341/2002 Sb. Zároveň umístím světlo na řídítka pro dostatečný výhled v noci.

V případě poptávky stříšky, kterou by cestující byli lépe chráněni před sluncem a větrem, je možné snadno vyhovět i tomuto požadavku. Konstrukci stříšky lze zasunout do trubek opěradla. Návrh designu bez zastřešení je v Obr. 59.



Obr. 59: Výsledný návrh vizualizace

12. Závěr

Cílem bakalářské práce byl návrh konstrukce tříkolky pro dva cestující a řidiče. Specifikace tříkolky je turistické vozítko pro krátké vzdálenosti v klidných městských částech a v rekreačních resortech.

Úvodní část práce stručně seznamuje s vývojem jízdních kol a přibližuje variantu jejich přeměny na tříkolové uspořádání. Pojednává o různých typech v souvislosti s jejich různorodým využitím i o možnostech konstrukce. Shrnuje používané druhy pohonu a řízení v moderní cyklistice. Také rozebírá jednotlivé druhy materiálů pro rámy a řeší jejich výhody a nevýhody.

V navazující části bakalářské práce přechází do zjišťování problematiky legislativních požadavků. Tříkolka je navrhována jako výletní turistický dopravní prostředek po městě. Proto musí splňovat příslušné zákony a vyhlášky pro provoz na silniční komunikaci a bezpečnost provozu. Byly zohledněny některé předpisy, aby v případné navazující práci pro schválení byla možná homologace navržené tříkolky pro silniční provoz. Práce také řeší metody a normy pro pevnostní a bezpečnostní zkoušky. Jejich zátěžné stavy se následně promítají do kontrolních výpočtů.

Praktická část této práce přechází z teorie k vlastním návrhům. Jedná se o základní orientační návrhy, a nakonec i konkrétní výpočty s MKP studií včetně finální verze. Nejprve je zde navrhována předběžná konstrukce rámu, a to s ohledem na požadavky dopravy, efektivitu při jízdě, jízdní vlastnosti a zároveň komfort cestujících. Plánuje předpokládané postupy a parametry návrhu rámu tříkolky a MKP kontroly. Je základním vstupem do návrhu výsledného modelu, který řeší již detailněji jednotlivé úseky zatěžování rámu. Uvažuje o konkrétním uspořádání finální verze a uložení nutných komponentů. Rozebírá konstrukční řešení pohonu a jeho výhody i nevýhody. Zdůvodňuje nevhodnost plánovaného pohonu a příčiny jeho zamítnutí. Tím došlo ke změně rámu a předělání způsobu přenosu hnané síly na zadní kola. Následně jsou kontrolovány jednotlivé části pohonu pevnostními výpočty.

Dále bakalářská práce řeší pomocí MKP studie pevnost samotného rámu. Pro vymodelovaný rám byly zvoleny předpokládané maximální zátěžné stavy. Kvazistatická simulace ověřila, že tříkolka splňuje zvolené předpoklady. K rámu byla také zpracována kompletní výkresová dokumentace.

Poslední část práce navrhuje možnou designovou variantu s přihlédnutím k atraktivitě pro turisty včetně volby v současné době preferovaných přírodních materiálů. Doporučuje umístění jednotlivých bezpečnostních a estetických prvků.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

- [1] KUBICA, Aleš. E-kolo Rikša do Českého Švýcarska. Online. Hithit. 2016. Dostupné z: <https://www.hithit.com/cs/project/2052/e-kolo-rikxa-do-ceskeho-svycarska>. [cit. 2022-12-23].
- [2] Vyhláška č. 341/2002 Sb. Online. Zákony pro lidi. 2002. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2002-341>. [cit. 2023-12-15].
- [3] Invention of the Tricycle. Lesson planet [online]. By Bethany Stagliano [cit. 2023-02-03]. Dostupné z: <https://www.lessonplanet.com/article/social-studies/invention-of-the-tricycle>
- [4] Tricycle History, Facts and Types. Bicycle History [online]. bicyclehistory.net, 2023 [cit. 2023-02-03]. Dostupné z: <http://www.bicyclehistory.net/bicycle-history/history-of-tricycle/>
- [5] Dicycle Otto, from England, 1881 and 1886. In: Velorama [online]. [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: <https://www.veloramamaroute.nl/en/route/rondleiding-200-jaar-fietsgeschiedenis/museum-pieze/dicycle-otto-england-1881-and-1886>.
- [6] Velorama. National fietsmuseum [online]. AutoRoad.cz [cit. 2023-02-03]. Dostupné z: <https://www.veloramamaroute.nl/en/route/rondleiding-200-jaar-fietsgeschiedenis/museum-pieze/dicycle-otto-england-1881-and-1886> Tříkolka Laurin & Klement LW Zdroj: <https://autoroad.cz/historie/98853-trikolka-laurin-klement-lw-vite-co-je-roztrapovani>. Autoroad [online]. AutoRoad.cz, 2.4.2020 [cit. 2023-02-03]. Dostupné z: <https://autoroad.cz/historie/98853-trikolka-laurin-klement-lw-vite-co-je-roztrapovani>
- [7] SRAM GX Eagle nově v bezdrátovém provedení AXS. *Bikecentrum* [online]. 25.03.2021 [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://www.bikecentrum.cz/20848/sram-gx-eagle-nove-v-bezdratovem-provedeni-axs/>
- [8] Schaeffler pohony. *VTM* [online]. 13.2.2023 [cit. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://vtm.zive.cz/clanky/nemci-znovu-vynalezli-kolo-mezi-slapkami-a-zadnim-kolem-chybi-retez-nahradil-jej-kabel/sc-870-a-212063/default.aspx>
- [9] Next-Generation Actuator Systems. *Schaeffler* [online]. 13.2.2023 [cit. 2023-03-18]. Dostupné z: <https://www.schaeffler.com/en/media/dates-events/kolloquium/digital-conference-book-2022/actuator-systems/>
- [10] Pohon bez řetězu s 99 procentní účinností. *Bikenet* [online]. 2019 [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <http://bikenet.cz/novinky/pohon-bez-retezu-s-99-procentni-ucinnosti-pro-ceramicspeed-zadny-problem-ani-u-mtb-fullu/>
- [11] Ceramicspeed. *Ceramicspeed* [online]. 2023 [cit. 2023-03-28]. Dostupné z: <https://www.ceramicspeed.com/en/cycling/d3>
- [12] *REYNOLDS TECHNOLOGY LTD* [online]. In: . 2013 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: https://www.reynoldstechnology.biz/wp-content/uploads/2015/08/rtl_steel_alloys_extract.pdf
- [13] Frame Materials and What to Buy. *Bikeroar* [online]. 16.05.2013 [cit. 2023-03-08]. Dostupné z: <https://www.bikeroar.com/tips/frame-materials-and-what-to-buy>
- [14] Worldironsteel. Online. Dostupné z: <http://cz.worldironsteel.com/gas-cylinder-tube/6061-t6-seamless-aluminum-pipe.html>. [cit. 2023-03-17].

- [15] PERNICA, Jakub. Využití kompozitních materiálů a lehkých slitin pro výrobu rámců jízdních kol. Online, Bakalářská práce, vedoucí Ing. Jiří Votava, Ph.D. Brno: Mendelu, 2017. Dostupné z: https://theses.cz/id/cq0sdz/zaverecna_prace.txt. [cit. 2023-03-16].
- [16] MLNAŘÍK, Jakub, Josef Cizner a Jan HRUŠKA. Výzkum difuzních povlaků na bázi hliníku pro oceli v energetice. Engineering [online]. CB media s.r.o, 2015, , 1 [cit. 2021-5-2]. Dostupné z: <https://www.engineering.sk/clanky2/stroje-a-technologie/2858-vyzkum-difuznich-povlaku-na-bazi-hliniku-pro-oceli-v-energetice>
- [17] PIŠEK, David. CHEMICKO-TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ OCELÍ: CHEMICAL HEAT TREATMENT OF STEEL [online]. Brno, 2015 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=102172. Bakalářská práce. VUT. Vedoucí práce Ing. KAREL NĚMEC, Ph.D.
- [18] DIFÚZNÍ POVLAK. Encyklopedie v pohybu [online]. 2011 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://encyklopedie.vseved.cz/dif%C3%BAzn%C3%AD+povlak>
- [19] BC. NEIŠL, Valdemar. Technologie výroby rozváděcího kola [online]. Praha, 2015 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/63644/F2-DP-2015-Neisl-Valdemar-Technologie%20vyroby%20rozvadeciho%20kola.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Diplomová práce. CVUT. Vedoucí práce Ing. Vítězslav Rázek, CSc.
- [20] UHLÍKOVÁ TKANINA 200 GR. KEPR: Kompozity. Online. In: Chemex. Dostupné z: <https://shop.chemex.cz/kompozity-laminace-a-lepeni/51-testovaci-produkt.html>. [cit. 2023-02-13]. Matweb: Aluminium 6061-T6 [online]. 2022, 1 [cit. 2022-12-23]. Dostupné z: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=1b8c06d0ca7c456694c7777d9e10be5b
- [21] GLADIŠ, Tomáš. Karbon. Online. In: Kolo.cz. 2011. Dostupné z: <https://kolo.cz/clanek/potrebuje-na-kole-karbonovy-ram/kategorie/rady-vybirame-kolo>. [cit. 2023-02-13].
- [22] EN ISO 4210-9. *Zkušební metody pro sedlo a sedlovku*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [23] EN ISO 4210-3. *Jízdní kola – Bezpečnostní požadavky*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [24] EN ISO 4210-6. *Zkušební metody pro rám a vidlici*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [25] Taiwan Bicycle Industry Standard: 4210-9. Online. In: . Dostupné z: https://www.tba-cycling.org/uploadfiles/454/%E5%85%AC%E4%BD%88%E6%AC%84/TBIS%E8%87%AA%E8%A1%8C%E8%BB%8A%E7%94%A2%E6%A5%AD%E6%A8%99%E6%BA%96/English/tbis_4210-9_2016__en_.pdf. [cit. 2023-11-13].
- [26] ČSN EN ISO 4210-4. *Zkušební metody pro brzdění*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [27] My pedals are forced forward when the back-pedal brake is on. Online. In: Bicycles. Dostupné z: <https://bicycles.stackexchange.com/questions/35147/my-pedals-are-forced-forward-when-the-back-pedal-brake-is-on>. [cit. 2023-12-16].

- [28] EN ISO 6742-1. *Osvětlovací zařízení*. Druhé. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994.
- [29] KONOPKA, P. *Cyklistika*. Jablonec nad Nisou: ReproArt Liberec, s.r.o, 2007. ISBN 978-80-254-0258-0.
- [30] EN 1335-1. *Stanovení rozměrů*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [31] Geometrie rámu. *Bikestyle* [online]. 2021 [cit. 2023-03-25]. Dostupné z: http://www.bikestyle.cz/_obchody/bikestyle.shop5.cz/prilohy/97/http-bbbcycling.com-wp-content-uploads-2015-03-bbbcyclingcom-clothing-sizing-chart-2015-cz.png-0.jpg.big.jpg
- [32] Geometrie rámu. Twister [online]. Zlín, 2019 [cit. 2023-04-05]. Dostupné z: <http://www.twister-bike.cz/geometrie-ramu.php>
- [33] EN 1335-1. *Stanovení rozměrů*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [34] PROKOPOVÁ, H. *Ergonomie* [online]. 2004 [cit. 2023-03-02]. Dostupné z: ČSN 91 0015. Základní a bezpečnostní požadavky. Druhé. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2019.
- [35] Nábytkářský informační systém: Ergonomie. NIS [online]. 2013 [cit. 2023-02-13]. Dostupné z: <https://www.n-i-s.cz/cz/ergonomie/page/274/>
- [36] Aluminum 6061-T6. Online. Matweb. Dostupné z: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b8d536e0b9b54bd7b69e4124d8f1d20a&ckck=1>. [cit. 2023-07-17].
- [37] Řemen místo řetězu. Online. Cykloatom. Dostupné z: <https://www.cykloatom.cz/clanky/remen-misto-retezu/>. [cit. 2023-11-17].
- [38] VESELÝ, Pavel a Petr BUREŠ. CANNONDALE MĚNÍ BUDOUCNOST NOVÝM F-SI A LEFTY OCHO [online]. In: . [cit. 2024-01-07]. Dostupné z: <https://mtbs.cz/clanek/cannondale-meni-budoucnost-novym-f-si-a-lefty-ocho/kategorie/tech-news/rubrika/bike-technika?page=0>
- [39] *Cangzhou Yizeng Industry Co.* [online]. 06,2021n. I. [cit. 2023-08-05]. Dostupné z: <https://cz.yzpipes.com/info/7075-aluminum-properties-strength-and-uses-58090680.html>
- [40] ZKL GROUP. Výpočtový modul [online]. 2022 [cit. 2023-11-07]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/vypoctovy-modul>
- [41] VOPAVA, Lukáš. ADHEZE PNEUMATIK A JEJÍ MĚŘENÍ. Online, Bakalářská práce, vedoucí Ing. Tomáš Mičunek, Ph. D. Praha: CVUT FD, 2013. Dostupné z: https://k622.fd.cvut.cz/downloads/zaverecne_prace/bp_vopava_2013.pdf. [cit. 2023-11-18].

SEZNAM OBRÁZKŮ:

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Rikša [1] | 1 |
| Obr. 2: Dicykl [5] | 2 |
| Obr. 3: Motorová tříkolka Laurin & Klemen v roce 1905 [6] | 3 |
| Obr. 4: Sram GX AXS bezdrátové řazení [7] | 4 |
| Obr. 5: Využití generátoru jako mezičlánku [9] | 5 |
| Obr. 6: Systém bez řetězu DriveEn [10] | 5 |
| Obr. 7: Způsob zeslabování trubek [13] | 6 |
| Obr. 8: Chemické složení duralu EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6 [14] | 7 |
| Obr. 9 Proces stárnutí u slitiny AlSi10Mg [15] | 7 |
| Obr. 10: Uhlíková tkanina [20] | 8 |
| Obr. 11: Rám z uhlíkových vláken s čirým lakem [21] | 8 |
| Obr. 12: Pozice sil F1 a F2 normy EN ISO 4210-9 [26] | 10 |
| Obr. 13: Schéma pro statickou zkoušku [26] | 10 |
| Obr. 14: Schéma pro dynamickou zkoušku [26] | 11 |
| Obr. 15: Schéma pro únavovou zkoušku [26] | 11 |
| Obr. 16: Uspořádání protišlapacího brzdného systému [28] | 12 |
| Obr. 17: Evropské velikosti rámu pro rozměry cyklisty [32] | 13 |
| Obr. 18: Doporučená závislost proporcí rámu a jeho velikosti [33] | 14 |
| Obr. 19: Parametricky kotovaný rám [33] | 14 |
| Obr. 20: Rozložení tlaku na hýždích při sezení [36] | 15 |
| Obr. 21: Výchozí volba tříkolky | 16 |
| Obr. 22: Koncepční rám tříkolky | 17 |
| Obr. 23: Koncepční model v abaqusu | 18 |
| Obr. 24: Uložení rámu | 18 |
| Obr. 25: Assembly load varianty A-při sezení | 19 |
| Obr. 26: Assymbly load varianty B –při nastupování | 19 |
| Obr. 27: Mesh síť | 20 |
| Obr. 28: Grafické zobrazení maximálního napětí v rámu (70,1 MPa) - varianta A | 21 |
| Obr. 29: Grafické zobrazení pro hraniční napětí 50 MPa. - varianta A | 21 |
| Obr. 30: Grafické zobrazení maximálního napětí v rámu (54,4 MPa) - varianta B | 22 |
| Obr. 31: Grafické zobrazení pro hraniční redukované napětí 30 MPa. - varianta B | 22 |
| Obr. 32: Geometrie přední části rámu pro jezdce | 23 |
| Obr. 33: Základ rámu | 24 |
| Obr. 34: Schéma uspořádání pohonu | 27 |
| Obr. 35: Přední jednostranná vidlice Lefty Ocho [38] | 27 |
| Obr. 36: Vlastnosti materiálu EN AW-7075-T6 (AlZnMgCu1,5)[39] | 28 |
| Obr. 37: Rám s jednostranným uložením zadních kol | 29 |
| Obr. 38: Uvolnění rámu pro rovnici (11) | 29 |
| Obr. 39: Průběžná MKP studie rámu | 30 |
| Obr. 40: Osa pro jednostranné uchycení s vnitřním průměrem náboje | 31 |
| Obr. 41: MKP studie jednostranně uložené osy | 32 |
| Obr. 42: Řez osy simulované MKP studie | 32 |
| Obr. 43: Popis pohonu pro upravenou verzi rámu | 33 |
| Obr. 44: Výsledný návrh rámu | 34 |
| Obr. 45: Schéma pohonu tříkolky | 35 |
| Obr. 46: Uvolnění hřídele | 35 |
| Obr. 47: Kontrola pravého ložiska hřídele | 39 |
| Obr. 48: Kontrola levé ložisko hřídele | 39 |
| Obr. 49: Model pro simulaci v abaqusu | 40 |
| Obr. 50: Souhrn sil pro zatěžování rámu | 40 |



| | |
|--|----|
| Obr. 51: Znázornění působišť sil v rovině XY v první variantě simulace | 41 |
| Obr. 52: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 45,8 MPa) | 42 |
| Obr. 53: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 45,8 MPa) | 42 |
| Obr. 54: Znázornění působišť sil v rovině XY druhé simulace | 43 |
| Obr. 55: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 43,39 MPa) | 43 |
| Obr. 56: Grafické zobrazení průběhu napětí v rámu (max = 43,39 MPa) | 44 |
| Obr. 57: Schéma umístění jednotlivých bloků | 45 |
| Obr. 58: Schéma umístění dalších bloků | 45 |
| Obr. 59: Výsledný návrh vizualizace | 46 |



SEZNAM TABULEK:

| | |
|---|----|
| Tabulka 1: Rozměry částí sedadla dle ČSN 91 0015 [35] | 15 |
| Tabulka 2: Pevnostní parametry EN AW-6061 (AlMg1SiCu)-T6 [36] | 17 |

SEZNAM PŘÍLOH:

| | |
|-------------|--|
| Příloha 1.: | CD-Bakalářská práce 2024 Dlabač Jiří-příloha 1 - Výkresová dokumentace |
|-------------|--|