

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rekonstrukce a optimalizace zadního zavěšení jízdního kola

Redesign and an Optimization of a Bicycle rear Wheel Suspension

Student:

Bc. Lukáš Jančar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava: 10.5.2016

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Lukáš Jančar

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

Rekonstrukce a optimalizace zadního zavěšení jízdního kola
Redesign and an Optimalization of a Bicycle Rear Wheel Suspension

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Pro daný rám jízdního kola a převodové soukolí řetězu vypracujte konstrukční návrh zadního zavěšení kola. Zpracujte rozbor silového působení na zadní stavbu kola a kyvnou vidlici. Navrhněte konstrukci zadní kyvné vidlice a tu optimalizujte za účelem dosažení co nejnižší hmotnosti, při zachování dostatečné pevnosti a tuhosti. Uvažujte zatížení kola jezdcem o hmotnosti 120 kg. Dynamické účinky uvažujte podle standardů výrobce. Vypracujte sestavu zavěšení zadního kola a dílenské výkresy svařence vidlice a vybrané jedné její části.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL. *Části strojů I a II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
DEJL Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
ČSN EN ISO 4210-2 *Jízdní kola – Bezpečnostní požadavky na jízdní kola. Část 2: Požadavky na městská a trekkingová jízdní kola, na jízdní kola pro mládež, na horská a závodní jízdní kola*. Praha: UNMZ, 2015, 35 s.

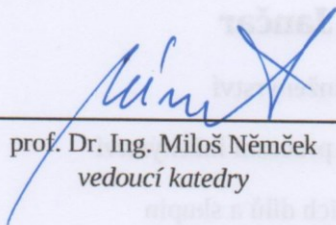
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

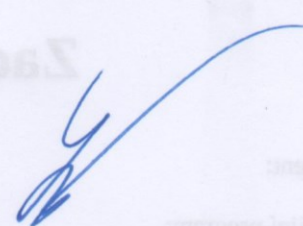
Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016





prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 11.5.2016

.....


Bc. Lukáš Jančar

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevydělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 11.5.2016



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:
Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bc. Lukáš Jančar
Výškovická 91; Ostrava

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JANČAR, L.: *Rekonstrukce a optimalizace zadního zavěšení jízdního kola*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016. 64 s. Diplomová práce, vedoucí: KALÁB, K.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zadní kyvné vidlice horského kola a jejího zavěšení. V úvodu práce je vypracována rešerše běžně sériově vyráběných kyvných vidlic a jejich způsobu uchycení k rámu. Dále je proveden rozbor požadovaného principu konstrukce a fungování kyvné vidlice a je vypracován návrh optimalizovaného řešení. Výpočtová část se zabývá rozbohem sil, které na bicykl, potažmo vidlici působí a jejich výslednými reakcemi v uložení vidlice a pákách. Na základě tohoto rozboru je dimenzována nová vidlice a páky. Pevnostní výpočet navržené konstrukce je proveden metodou konečných prvků. Dále jsou provedeny výpočty ložisek, pevnostní kontroly čepů a je navržen dvoustupňový ozubeno-řetězový převod. Kritická místa jsou rovněž výpočtem zkontrolována. Součástí práce je výkres kompletní sestavy navržené konstrukce, výrobní výkres svařence vidlice a výrobní výkres vloženého kola.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

JANČAR, L.: *Redesign and an optimization of a Bicycle Rear Wheel Suspension*. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms – 347, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2016. 64 pages. Diploma thesis, supervisor: KALÁB, K.

This diploma thesis deals with an engineering design of a rear springing fork on the Race Bike company bicycle. The introduction of the thesis provides a review of the commonly wholesale produced rear suspension designs, springing forks and the ways of their attachment to the frame. Further there is provided an analysis of the suggested engineering design of the fork and a concept of a new design is drawn up. Calculation part of thesis is dedicated to the forces which the fork is exposed to and the resulting reactions of the bearings and joints. On the basis of this analysis a new springing fork is dimensioned. Strength calculation of the devised design is carried out by the finite element method. Next, lifetime calculations of the bearings and tenons are performed. The design drawing of the complete fork assembly, welded fork assembly drawing and the working drawing of the idler gear are included.

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Cíle práce.....	11
3. Rešerše.....	12
3.1. Nezávislý čtyřčep.....	12
3.2. Dual-link.....	13
4. Návrh konstrukce nového zavěšení zadního kola.....	16
4.1. Popis zadního zavěšení.....	17
4.2. Popis navrhovaných převodů.....	20
5. Silový rozbor mechanismu zavěšení.....	22
5.1. Nastavení výpočtového modelu.....	22
5.2. Simulace.....	23
5.3. Síly působící na jednotlivé díly.....	24
6. Návrh a optimalizace dílů.....	26
6.1. Kyvná vidlice.....	26
6.2. Horní páky.....	30
6.3. Dolní páka.....	33
7. Stanovení zátěžného spektra.....	35
7.1. Převodové poměry.....	36
7.2. Krouticí momenty a otáčky.....	36
7.3. Životnost převodů.....	38
7.4. Spektrum zatížení.....	38
8. Návrh ozubených kol.....	41
8.1. Soukolí AB.....	41
8.2. Soukolí BC.....	44
9. Ložiska.....	47
9.1. Ložiska vidlice a pák.....	47
9.2. Ložiska primárního převodu.....	49
10. Pevnostní kontrola čepů.....	56
11. Seznam použitých komponent.....	57
12. Závěr.....	59
13. Literatura.....	61
14. Seznam příloh.....	63

Seznam použitých označení

B	Šířka ložiska	[mm]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
C ₀	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
C _u	Mezní únavové zatížení	[kN]
D	Průměr	[mm]
D _t	Roztečný průměr	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
F	Síla	[N]
F _R	Radiální síla	[N]
F _T	Tečná síla	[N]
F _Z	Síla od zatížení, výpočtová	[N]
L ₁₀	Základní trvanlivost ložiska	[mil. ot.]
N	Počet cyklů	[mil. ot.]
P	Výkon; ekvivalentní zatížení ložiska	[W]; [kN]
P _h	Výkon hodinový	[W]
R _e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R _m	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
S ₀	Statická bezpečnost ložiska	[-]
S	Obsah	[mm ²]
T	Krouticí moment	[Nm]
U	Dílčí úsek spektra zatížení	[-]
a	Délka	[mm]
b	Délka, Šířka ozubení	[mm]
c	Délka	[mm]
d	Průměr	[mm]
g	Gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
i	Převodový poměr	[-]
k _s	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
k _D	Součinitel dynamického rázu	[-]
m	Hmotnost; Modul	[kg]; [-]
n	Otáčky	[ot.min ⁻¹]
r	Poloměr	[m]
s	Dráha	[m]
u	Počet otočení	[ot.]
z	Počet zubů	[-]

α	Úhel	[°]
β	Úhel	[°]
η	Účinnost	[-]
μ	Poissonovo číslo	[-]
ρ	Hustota	[kg.m ³]
σ	Napětí	[MPa]
τ	Napětí	[MPa]
ω	Úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]

1. Úvod

V diplomové práci se zabývám návrhem a optimalizací zadní stavby enduro kola firmy Race Bike s.r.o. Jedná se o návrh horského kola s netradičním způsobem vedení řetězového převodu a zadního odpružení. Kolo lze využívat k závodním i hobby účelům. Je proveden rozbor použité konstrukce a jejího účelu a dále je na základě silového rozboru proveden návrh a optimalizace jednotlivých dílů. Práce se soustředí hlavně na konstrukci samotné vidlice a pák, na uzly jejich napojení k rámu a na přenos krouticího momentu od pedálů na zadní kolo. Při návrhu byl kladen důraz zejména na dostatečnou pevnost konstrukce při zachování co nejnižší hmotnosti, jednoduchost a tedy nízkou cenu, kompatibilitu se zbytkem bicyklu a v neposlední řadě také na vzhledovou stránku věci.

Zatížení použité ve výpočtech stanovil zadavatel, který má bohaté zkušenosti s charakterem použitých sil a toto má ověřeno experimenty a měřeními. Použité síly odpovídají dopadu kola z výšky 1 metr na pevnou zem při zatížení jezdce o hmotnosti 120kg a reprezentují hodnoty naměřené při zkušebním sjezdu. Jednalo se ostrý sjezd z kopce v bikeparku Monínek, kdy byly na bicykl nalepeny tenzometry a zjišťovaly se průběhy napětí na základě deformací.

Životnost kola a servisní plán rovněž stanovil výrobce. Jako minimální doba mezi jednotlivými repasemi uložení vidlice bylo stanoveno 2 000 km, nebo 1 rok. Požadovaná životnost vidlice a pák je pětinasobná, tedy 10 000 km. Životnost primárního převodu byla stanovena na 20 000 km. Výdrž dalších cyklokomponent je obvyklá a odpovídá servisním intervalům běžným pro ostatní horská kola.

Inovativnost celé konstrukce spočívá v ose otáčení řetězového převodu shodné s osou kývání vidlice. Díky tomu dochází k eliminaci pohupování kola při šlapání. Osová vzdálenost řetězového převodu je konstantní a nemění se tedy ani při propružení, nedochází k napínání a uvolňování řetězu a přenášení těchto rázů do pedálů a na zadní kolo. Rovněž je snaha střed otáčení kyvné vidlice přiblížit co nejvíce těžišti jezdce, aby nedocházelo k tak výraznému pružení mechanismu při silovém stylu jízdy, jako je tomu u jiných konstrukcí.

2. Cíle práce

S ohledem na splnění zadání diplomové práce byly vytyčeny následující dílčí cíle:

- zpracovat rešerši konkurenčních řešení zavěšení zadních kol
- provést rozbor navržené konstrukce
- provést silovou analýzu
- navrhnout konstrukci vidlice a jejího uložení
- konstrukci pevnostně zkontrolovat a optimalizovat
- navrhnout řetězový, nebo jiný převod
- vytvořit výkres sestavy celku a výrobní výkresy svařence a jednoho dalšího dílu

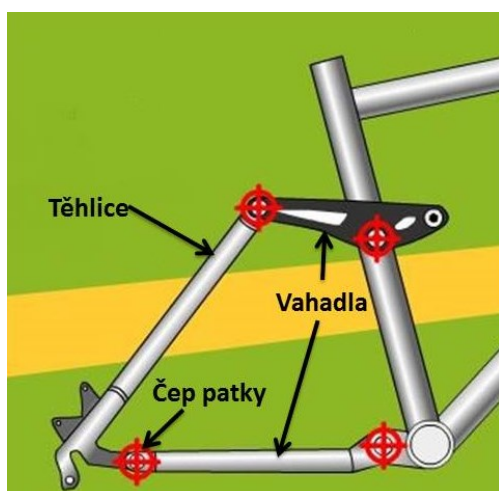
3. Rešerše

V této práci byla provedena rešerše základních dnes používaných způsobů zavěšení a odpružení zadního kola a objasnění jejich principů funkce. Na dnešních plně odpružených kolech se nejčastěji objevují různé varianty nezávislého čtyřčepového zavěšení, neboli paralelogramu (na obr. 3.1). Častá je ale také jeho zjednodušená podoba – jednočep s přepákováním. Čtyřčep umožňuje nezávislost funkce odpružení na pohonu a zadní brzdě a je aktuálně asi nejčastěji užívaným řešením napříč všemi kategoriemi a cenovými hladinami.

Základní a zásadní rozdíl nezávislých čtyřčepových systémů vychází z délky jednotlivých ramen zadní stavby a nepřímo z její konstrukce. Rozlišuje se mezi konstrukcemi s dlouhými rameny (skládaná zadní stavba) a druhou skupinou, kterou lze obecně nazvat „dual-link“. [14]

3.1. Nezávislý čtyřčep

Jedná se o konstrukci se skládanou zadní stavbou. Základem čtyřčepového složení jsou čtyři čepy, resp. čtyři rotační body (viz obr. 3.1). Funkce celého systému však nezávisí až tak na skutečném počtu ložisek, jako na jejich umístění. Jeden, ale i více čepů může být nahrazeno planžetou, nebo pružností samotného materiálu. Klíčovým bodem z hlediska funkce je čep v blízkosti zadní patky. Je-li na vidlici, jedná se o skutečný čtyřčepový závěs. Ten je do značné míry nezávislý na tahu řetězu a zadní kotoučové brzdě. Díky tomuto umístění není osa zadního kola přímo spojena s rámem, ale je součástí samostatných vzpěr, nazývaných těhlice. Vidlice a horní rameno se pak označují jako vahadla. [14]



Obr. 3.1 - Schéma zavěšení [14]



Obr. 3.2 - Čtyřčepové zavěšení [26]

Typickými zástupci tohoto způsobu jsou Specialized FSR (na obr. 3.2), Author/AGang DLP nebo třeba Ellsworth ICT.

3.2. Dual-link

Tuto konstrukci lze jasně poznat podle pevného trojúhelníku samotné zadní stavby, který je s přední částí rámu spojen prostřednictvím dvou kratších vahadel (ramének). U těchto systémů se hovoří o možnosti chování stavby tzv. „naprogramovat“, neboť sestava je citlivá na geometrické parametry. Jde o přesné postavení jednotlivých ramen, jejich úhel, délku, ale i třeba polohu tlumiče. To vše má vliv na stabilitu systému, na jeho citlivost, aktivitu či progresivitu chodu. [15]

Typičtí zástupci jsou DW-link (Pivot, Ibis, Turner), Giant Maestro (na obr. 3.3), Santa Cruz VPP (Virtual Pivot Point) atd.



Obr. 3.3 – Giant Maestro [25]

DW-link

Tento systém vymyslel americký konstruktér Dave Weagle v 90. letech. Principiálně se za tu dobu příliš nezměnil, ale pod taktovkou různých značek se postupně vyvíjel a zdokonaloval. Klíčovým prvkem celého systému je spodní horizontálně orientované raménko, které se zásadním způsobem podílí na stabilitě celého systému při šlapání. Toto spodní rameno je umístěno ve výšce převodníku a navíc zhruba ve stejné rovině, ve které se nachází řetěz. Síly, které na zadní stavbu při šlapání působí – především tah řetězu – se tedy u DW-linku střetnou právě s tímto ramenem, které nemá ve směru tahu kam uhnout, proto dané síly bez dalších ztrát „pošle“ na zadní kolo. Pokud však přijde impulz od terénu, tedy ve směru kolmém na rameno, nemá pákový mechanismus zadní stavby problém s tím jej pojmout a zpracovat. [15]



Obr. 3.4 – DW-link [15]

Samotný způsob provedení se značku od značky, a často i u různých modelů jedné značky, může lišit. Zmínit lze např. kolo IBIS Ripley na obrázku 3.5, kde jsou vahadla nahrazena dvojicí excentrů.



Obr. 3.5 – Ibis Ripley [24]

Virtual Pivot Point (VPP)

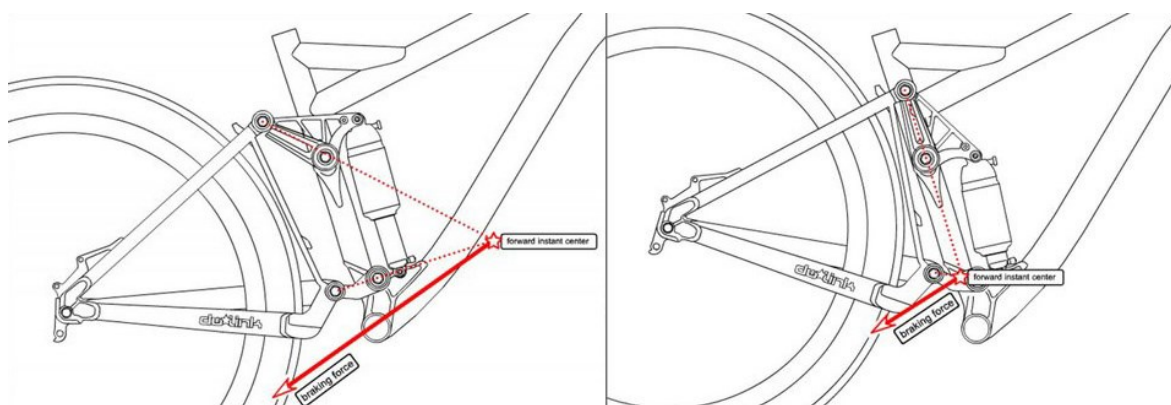
Zde je spodní rameno skloněno pod výraznějším úhlem tak, aby tah řetězu pohyb zadní stavby zmrazil, či alespoň utlumil. Toto řešení používá např. firma Santa Cruz. U řešení X-Control, používaného u stejnojmenných modelů značky Lapierre, je tento efekt dotážen do extrému – zadní stavba je při silových záběrech blokována.



Obr. 3.6 – Santa Cruz VPP [23]

Virtuální čep

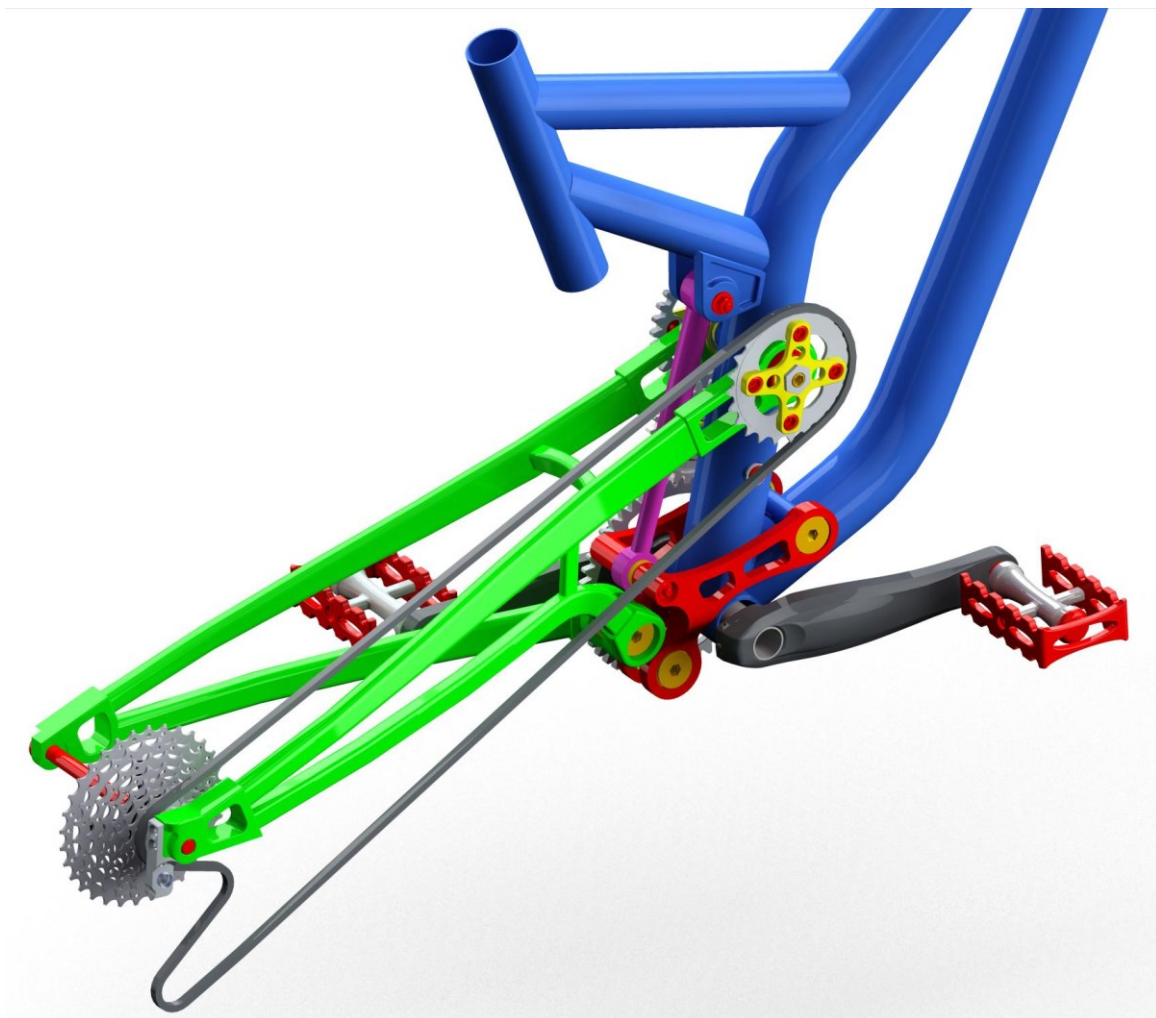
Horní rameno se u systému DW-link stará v zásadě o vše ostatní mimo stabilitu, tedy o ideální trajektorii zadního kola, která je definována pohybem tzv. „virtuálního bodu otáčení“. Tento pojem je klíčem ke správné funkci všech nezávislých čtyřčepových závěsů. Pomyslný bod otáčení celé zadní stavby je v průsečíku prodloužených os, které spojují čepy jednotlivých vahadel. Virtuální střed otáčení se v průběhu zdvihu pohybuje. Jeho aktuální poloha přitom definuje funkci odpružení v daném okamžiku. Ve výchozí poloze se obvykle nachází okolo spodní rámové trubky nebo před ní. V průběhu zdvihu, kdy se spodní rameno hýbe jen zlehka, zato horní výrazně rotuje okolo svého předního čepu, se virtuální bod otáčení posouvá dozadu, až k převodníku, či přesněji na spodní rameno. To i proto, aby se neutralizovaly síly zadní brzdy a odpružení na ní bylo plně nezávislé. Společně s pomyslným bodem otáčení se v průběhu zdvihu mění i trajektorie osy zadního kola. [15]



Obr. 3.7 – Poloha virtuálního čepu [15]

4. Návrh konstrukce nového zavěšení zadního kola

Na obr. 4.1 je zobrazen návrh nové konstrukce zavěšení zadního kola na rám již vyráběného bicyklu. Proporce rámu jsou tedy až na přivařované úchyty dané. Upínané kolo je standardní, maximálního rozměru 27,5“. Při návrhu bylo použito pokud možno co nejvíce normalizovaných či běžně dostupných dílů, zejména cyklo součástí.



Obr. 4.1 – Navržená konstrukce

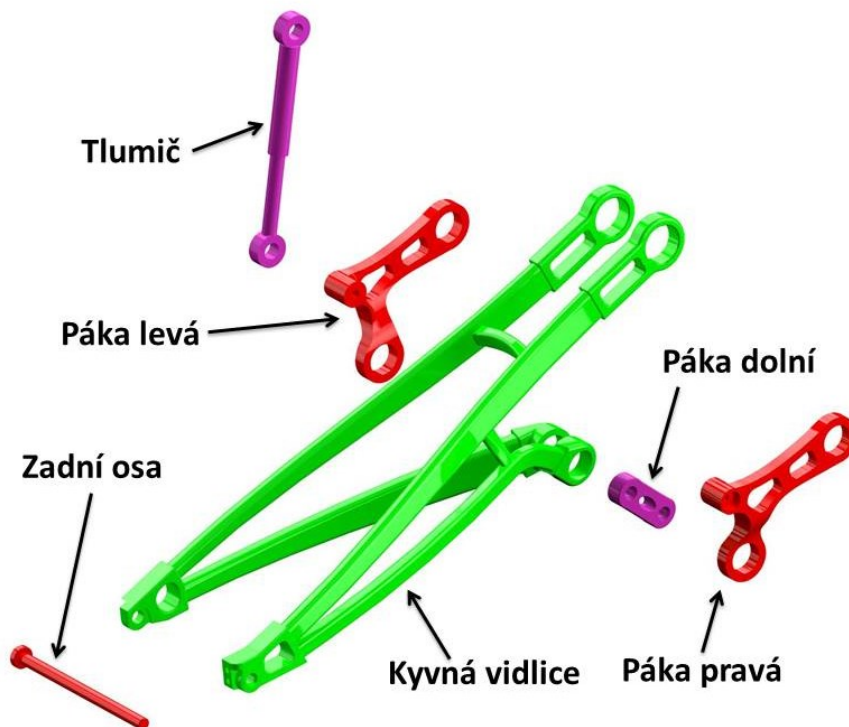
Hlavním konstrukčním rysem navrhované zadní stavby je osa otáčení sekundárního řetězového převodu shodná s osou kývání zadní vidlice. Od tohoto požadavku se odvíjí návrh celku, který je pro přehlednost rozdělen na dvě části - konstrukci vidlice a jejího přepákování a návrh převodů.



Obr. 4.2 –Rozpad dílů

4.1. Popis zadního zavěšení

Rozpad zadního zavěšení a popis dílů je zobrazen na obr. 4.3.



Obr. 4.3 – Zadní zavěšení

4.1.1. Vidlice

Vidlice jako taková je svařenec dílů z hliníkové slitiny AL7005, jejíž mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tab. 4.1. Jako ramena a vzpěry jsou použity tenkostěnné trubky s tloušťkou stěny 1,5 mm u horních ramen a 2 mm u spodních ramen, koncovky a oka jsou frézované hliníkové díly.

Trubky jsou vyráběny metodou „hydroforming“, která umožňuje výrobu rozličných tvarů a průřezů trubek i se změnou síly stěny po délce trubek. Díky tomu bylo možno navrhnout tvar vidlice přesně podle potřeb a nebýt přitom omezen konvenčními obráběcími metodami. Koncovky vidlice jsou rovněž z hliníkové slitiny, frézované pomocí CNC frézky.

Tab. 4.1 – Materiál AL 7005 [11]

AL 7005		
Parametr	Značka	Velikost
Modul pružnosti v tahu (<i>Young's modulus</i>)	E	71 000 MPa
Hustota (<i>Density</i>)	ρ	2780 kg·m ³
Poissonovo číslo (<i>Poisson's ratio</i>)	μ	0,3
Mez kluzu (<i>Tensile yield stress</i>)	R _e	290 MPa
Mez pevnosti (<i>Tensile ultimate stress</i>)	R _m	350 MPa

4.1.2. Páky

Jsou použity tři páky, jedna spodní a párové horní, levá a pravá, které jsou symetrické. Páky spojují volné rameno vidlice s rámem a s tlumičem. Obdobně jako koncovky vidlice se jedná o CNC frézované díly z hliníkové slitiny AL7022, viz tab. 4.2.

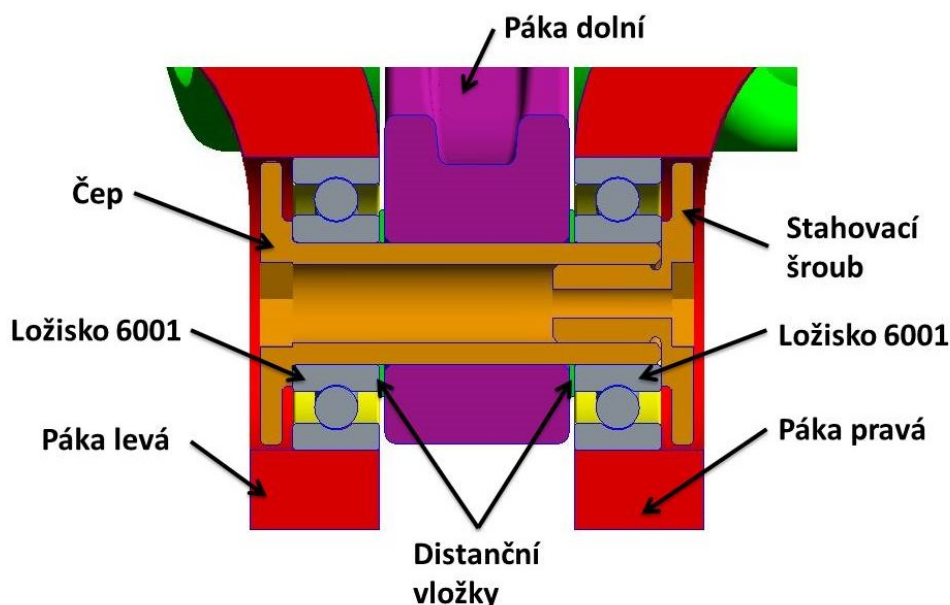
Tab. 4.2 – Materiál AL 7022 [12]

AL 7022		
Parametr	Značka	Velikost
Modul pružnosti v tahu (<i>Young's modulus</i>)	E	71 000 MPa
Hustota (<i>Density</i>)	ρ	2 760 kg·m ³
Poissonovo číslo (<i>Poisson's ratio</i>)	μ	0,3
Mez kluzu (<i>Tensile yield stress</i>)	R _e	370 MPa
Mez pevnosti (<i>Tensile ultimate stress</i>)	R _m	450 MPa

4.1.3. Uložení pák a vidlice

Veškerá uložení jsou realizována pomocí kuličkových ložisek nalisovaných v hliníkových dílech. Princip je patrný z obr. 4.4 a je analogický pro všechna použitá uložení. Je to z důvodu převahy radiálních zatížení nad axiálními, přičemž kuličková ložiska jsou schopna zachytit i menší axiální síly, které se při provozu vyskytují. Dále jsou tato ložiska snadno dostupná a ve srovnání s ostatními i levná.

Uchycení ložisek je provedeno nalisováním do hliníkových dílů z vnějšku, vnitřní kroužek se pak stahuje ke konstrukci pomocí rozebíratelných čepů.



Obr. 4.4 – Uložení čepů

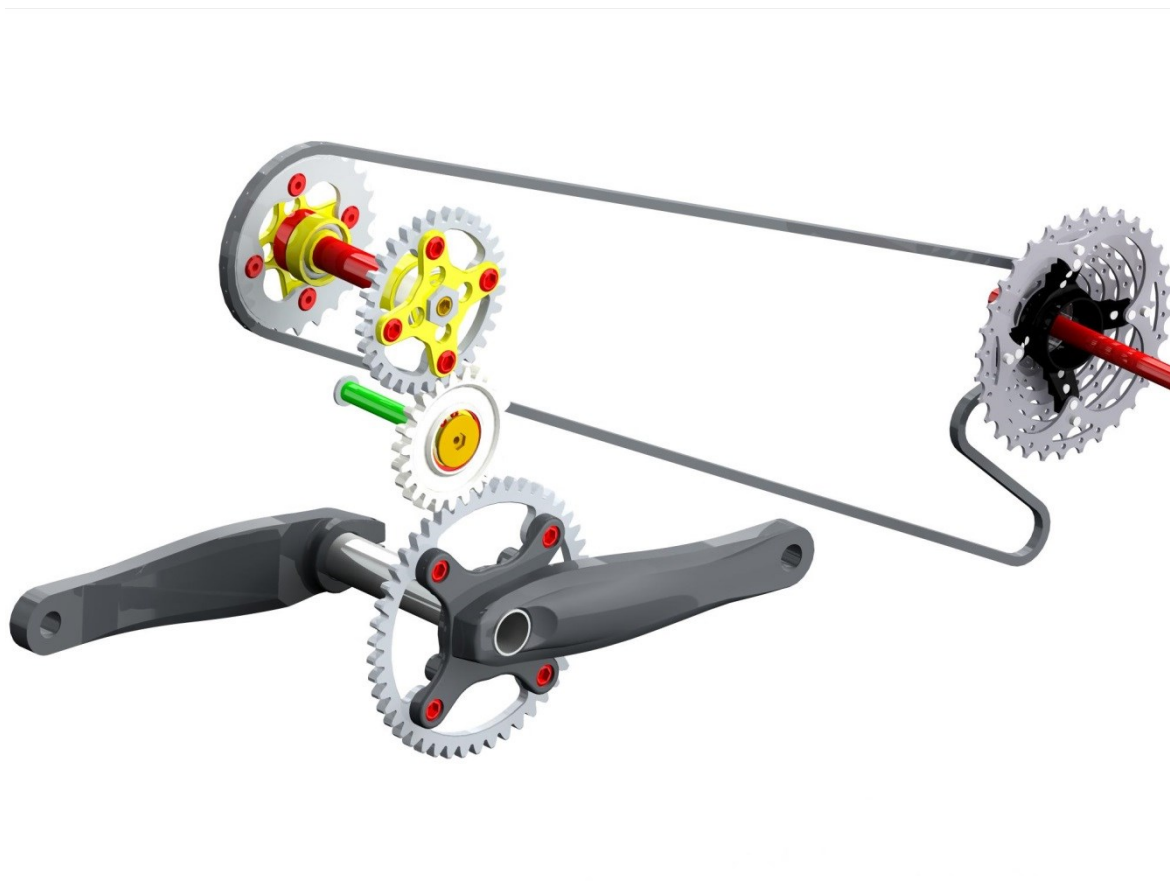
Čepy jsou vyráběné díly z nerezové oceli X12Cr13 (17 021). Jedná se o dvoudílné uložení, které se stahuje zašroubováním do sebe. Je doporučeno provést při kompletaci zajištění spoje lepidlem určeným na lepení závitů, aby nedošlo v provozu bohatém na rázy k povolení spoje a nehodě.

Tab. 4.3 – Materiál X12Cr13 [13]

Nerezová ocel X12Cr13 (zušlechtěná)		
Parametr	Značka	Velikost
Modul pružnosti v tahu (<i>Young's modulus</i>)	E	71 000 MPa
Hustota (<i>Density</i>)	ρ	2 780 kg·m ³
Poissonovo číslo (<i>Poisson's ratio</i>)	μ	0,3
Mez kluzu (<i>Tensile yield stress</i>)	R _e	450 MPa
Mez pevnosti (<i>Tensile ultimate stress</i>)	R _m	650 - 850 MPa

4.2. Popis navrhovaných převodů

Podstata řešení spočívá ve shodné ose otáčení řetězového převodu a ose kývání vidlice. Přičemž ale kliky pedálů se středy zůstávají na klasickém místě známém z ostatních jízdních kol. Bylo tedy nutné dovést krouticí moment od středu klik do osy kývání, což je zajištěno dalším převodem pracujícím na principu čelních ozubených kol. Z tohoto hlediska lze tedy celý dvoustupňový ozubeno-řetězový převod (na obr 4.5) rozdělit na primární a sekundární.



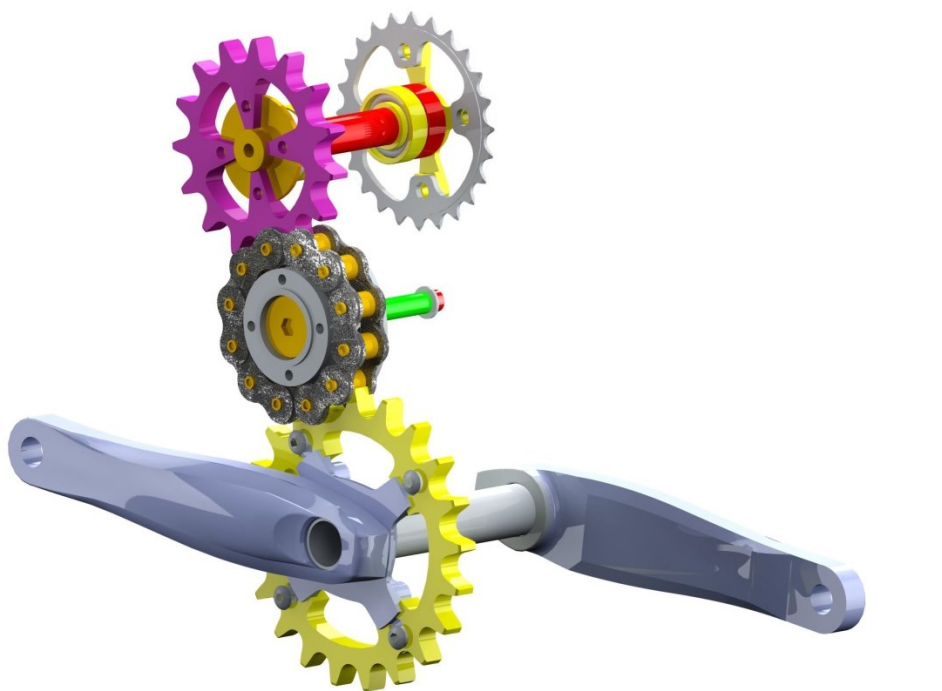
Obr. 4.5 - Převody

4.2.1. Primární převod

Primární převod zajišťuje přenos krouticího momentu z klik pedálů na osu kývání vidlice. Tímto převodem bylo nutno překlenout vzdálenost 183 mm mezi osou středu a osou uložení kyvné vidlice.

Bylo samozřejmě nutno zachovat smysl otáčení pedálů i koncového článku, tedy zadní kazety, což v daném případě bylo možno řešit opásáním primárního převodu (např. řetězem, analogicky jako u převodu sekundárního, popř. řemenem), anebo převodovým soukolím s vloženým kolem. Na přání zadavatele je v převodu použita varianta s vloženým kolem.

Z výše zmíněného vyplývá možnost použití principu řetězového převodu s vloženým kolem, které bylo původně zadavatelem navrhováno. Rysem tohoto řešení je absence řetězu jako takového. Řetězová kola spolu zabírají prostřednictvím vloženého kola ve formě stočeného řetězu, viz obr 4.6. Úskalím je však ona absence řetězu, kdy nedochází k opásání řetězových kol řetězem a tahová síla se tedy nerozloží na více zubů. Toto klade zvýšené nároky na dimenzování ozubení z důvodu většího namáhání a rizika otláčení nebo ulomení zubů. Řešení bylo navrženo a namodelováno, výsledek je na obr. 4.6. Po výpočtech a úvahách od něj ale bylo upuštěno z výše zmíněných důvodů. Bylo by nutno soukolí velmi dimenzovat, což by mělo za následek velké rozměry a hlavně hmotnost.



Obr. 4.6 – Původní primární převod

Finální varianta tedy obsahuje převod s vloženým kolem, převodová kola však mají čelní ozubení s přímými zuby, viz obr. 4.5. Tímto krokem se získal podstatně lepší záběr a díky tomu bylo možno snížit hmotnost a rozměry na minimum.

4.2.2. Sekundární řetězový převod

Jako sekundárního převodu je užito běžných cyklo součástí. Je použit převod s jedním převodníkem vpředu a kazetou s jedenáctikolečkem vzadu. Řetěz je úzký cyklo řetěz typu HG-X pro tento převod určený, o délce 122 článků.

5. Silový rozbor mechanismu zavěšení

Výchozím bodem pro návrh a optimalizaci konstrukce byl silový rozbor mechanismu zavěšení. Bylo nutné zjistit, jaké síly působící na jednotlivé díly vyvodí zadané zatížení. Analýza mechanismu byla provedena v CAD systému CREO Parametric 2.0, konkrétně v jeho modulu MECHANISM. Tento software umožňuje výpočet a zobrazení veškerých sil a reakcí, ale i provedení animací pohybu. Bylo možno se tedy ujistit, že konstrukce při pohybu a pro pružení nevede ke vzájemným kolizím.

Celý výpočet je prováděn v trojrozměrném prostředí, ale de facto se jedná jen o 2D, neboť síly a tedy i jejich reakce se pohybují jen v rovině XY. [8]

5.1. Nastavení výpočtového modelu

Zatížení

Velikost výpočtové síly F_z byla stanovena jako zatížení jezdce o hmotnosti $m_j = 120$ kg, které bylo dále zvětšeno součinitelem dynamického rázu $k_d = 3$ a součinitelem statické bezpečnosti $k_s = 1,25$. Výsledná zatěžující síla se spočetla pomocí rovnice 5.1.

$$F_z = m_j \cdot g \cdot k_d \cdot k_s = 120 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 1,25 = 4\,415 \text{ N} \quad (5.1)$$

Je patrné, že návrhové zatížení bylo díky součinitelům hodně zdůrazněno a navržená konstrukce se tedy může jevit jako předdimenzovaná. Je to z důvodu zohlednění nepředvídatelných rázů a rovněž zohledňuje idealizovaný výpočet, který bere v potaz ideální stav, konstrukci bez chyb a mechanismus jako dokonale tuhý.

Zatěžující síla F_z je zavedena do rámu kola pod úhly -20° , 0° a 20° k ose Y. Její působíště je 750 mm nad a 50 mm před osou středu, což zhruba odpovídá těžišti jezdce při vysednutí ze sedla, jak je patrné z obr. 5.1.

Uchycení výpočtového modelu

Uchycení modelu v 3D prostoru pomocí vazeb bylo provedeno podle standardů výrobce. Model byl uchycen za obě osy, přičemž zadní osa je uchycena napevno (nemá umožněn posuv v žádné ose), zatímco přední osa má umožněn posuv v ose X.

Vazby

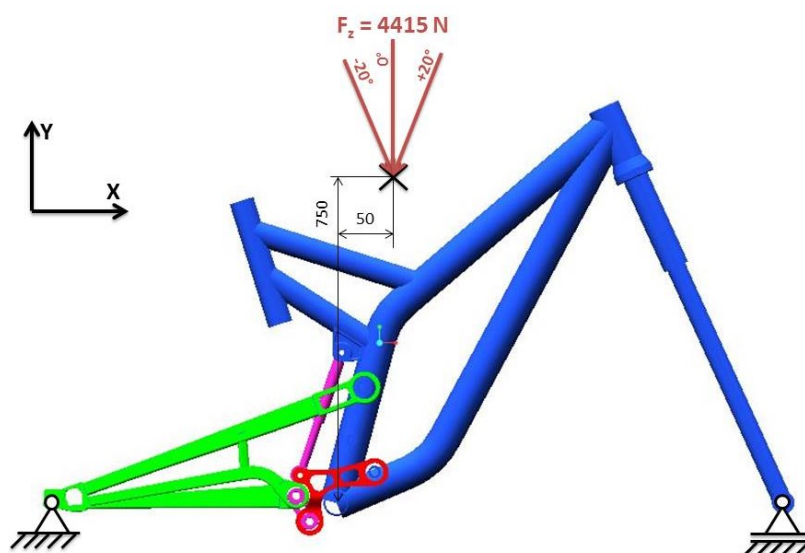
Veškeré díly sestavy jsou navzájem spojeny kinematickými vazbami tak, aby spojení odpovídalo skutečnosti. Svařované díly jsou navzájem spojeny tuhou vazbou RIGID, která se chová jako tuhé spojení (např. svařenec kyvné vidlice). Kloubové spojené pák je provedeno vazbou PIN, která umožňuje rotaci v ose čepů (např. uložení kyvné vidlice).

Dále je pak použita vazba typu CYLINDER, chovající se obdobně jako PIN, ale umožňuje navíc i posuv ve směru osy čepu. Tato jsou ale použita z výpočetních důvodů. [8]

Teleskopický tlumič je namodelován jako zjednodušený píst ve válci. Tyto jsou navzájem spojeny vazbou SLIDER, která umožňuje posuv ve směru osy pístu. Pro analýzu sil byla ale tato vazba zablokována. Simuluje se tak tedy zamknutý tlumič, který nepruží a je napevno, je tedy reprezentován nejhorší možný stav.

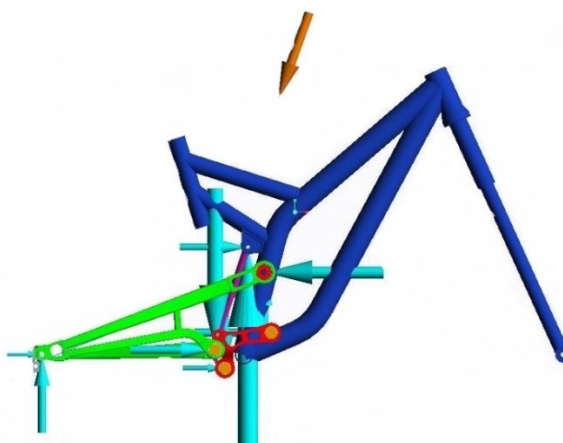
5.2. Simulace

Pro takto připravený model byla provedena simulace zátěže silou F_z postupně pod úhly 20° , 0° a 20° k ose Y. Reprezentovaly se tak doskoky pod těmito úhly. Na obr. 5.3 jsou uvedeny výsledky analýzy s velikostmi reakcí v kloubech. Výsledky byly porovnány a jako nejkritičtější stav pro zadní stavbu, tedy stav nejvíce namáhající její součásti, bylo vybráno zatížení silou F_z pod úhlem 20° k ose Y (obr. 5.2). Další výpočty tedy byly prováděny s reakcemi od této síly.

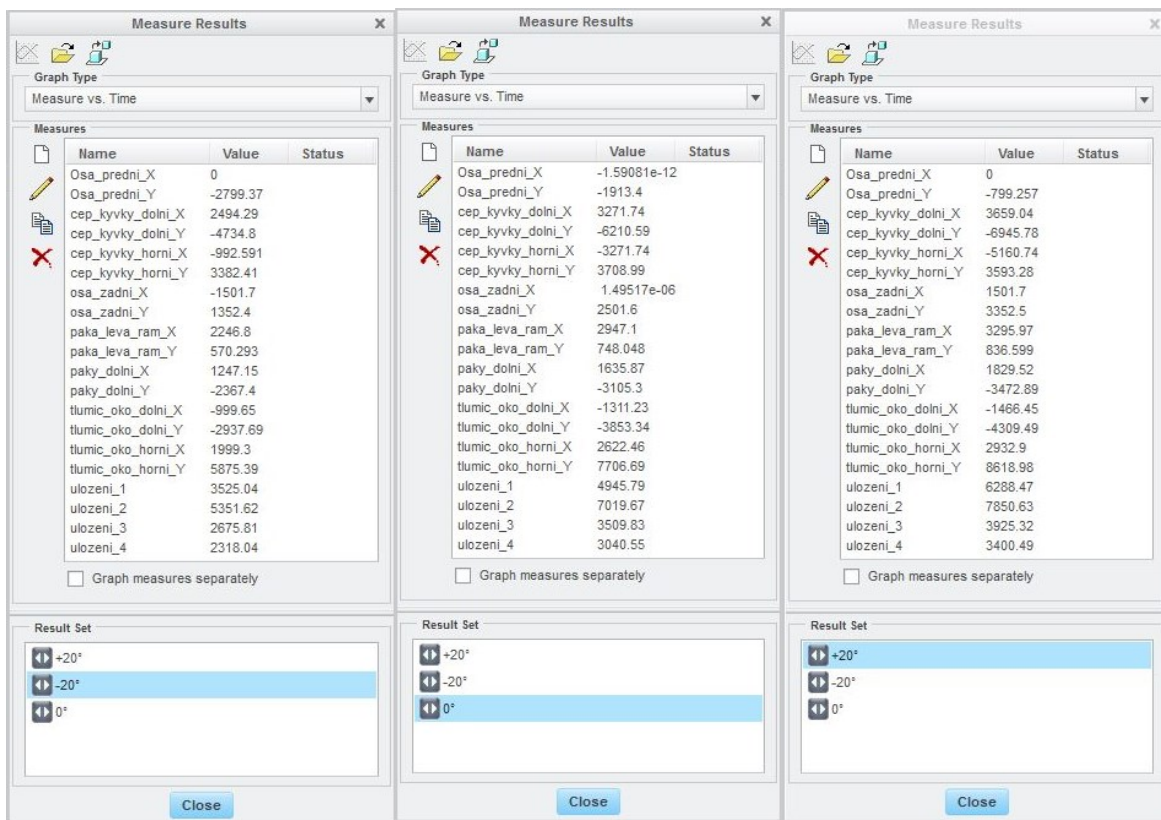


Obr. 5.1 – Zatížení modelu

Zobrazení počítaných reakcí na zátěžnou sílu v prostředí systému CREO Mechanism.



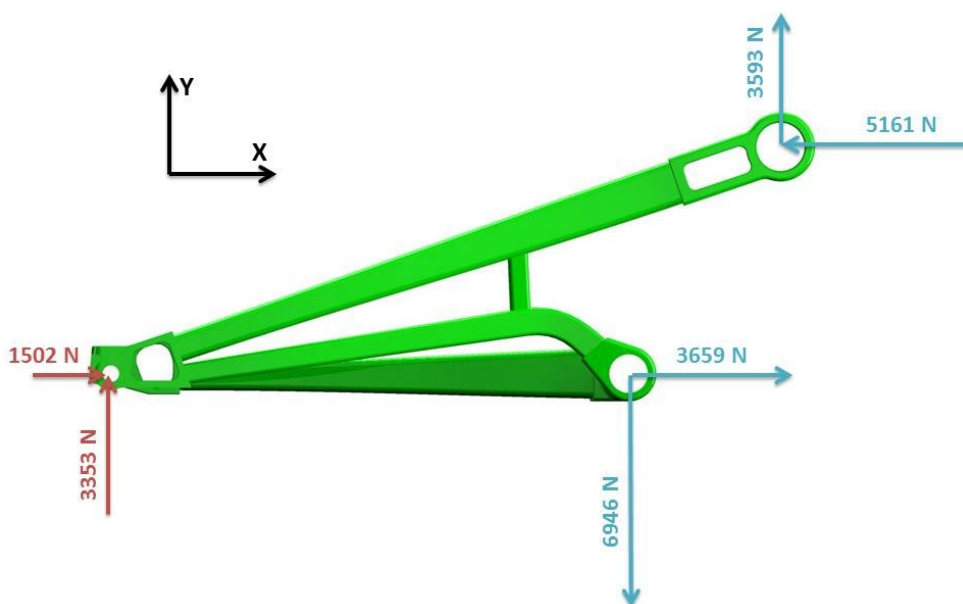
Obr. 5.2 – Výsledné síly



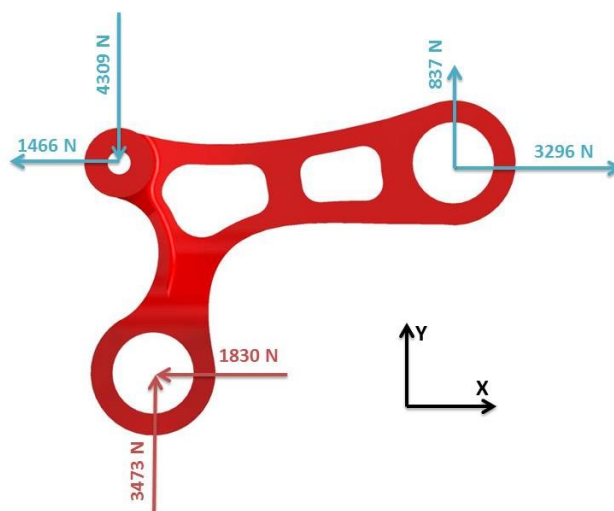
Obr. 5.3 – Výsledné hodnoty zatížení

5.3. Síly působící na jednotlivé díly

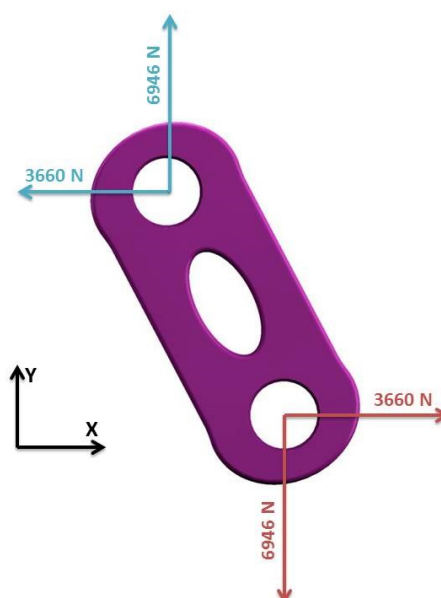
Níže je uveden rozpad mechanismu na jednotlivé navrhované části, získané metodou uvolňování, a síly působící na ně při simulovaném zatížení, tedy reakce od zatěžující síly F_z . Tyto vypočtené síly pak dále vstupovaly do MKP výpočtu.



Obr. 5.4 – Uvolnění vidlice



Obr. 5.5 – Uvolnění horních pák



Obr. 5.6 – Uvolnění dolní páky

Pozn. 1: Díl „Páka dolní“ není na rozdíl od dílu „Páka levá“ párový. Z obou stran se na něj napojují „Páka levá“ a „Páka pravá“. Z výpočtových důvodů byly reakční síly počítány jednotlivě pro párové horní páky, protože jsou síly působící na dolní páku vynásobeny dvěma.

Pozn. 2: Díl „Páka levá“ je symetrický k dílu „Páka pravá“. Síly byly zjišťovány jen v levé páce, pro pravou jsou totožné. Optimalizována byla rovněž jen jedna páka, přičemž druhá je k ní zrcadlově symetrická.

6. Návrh a optimalizace dílů

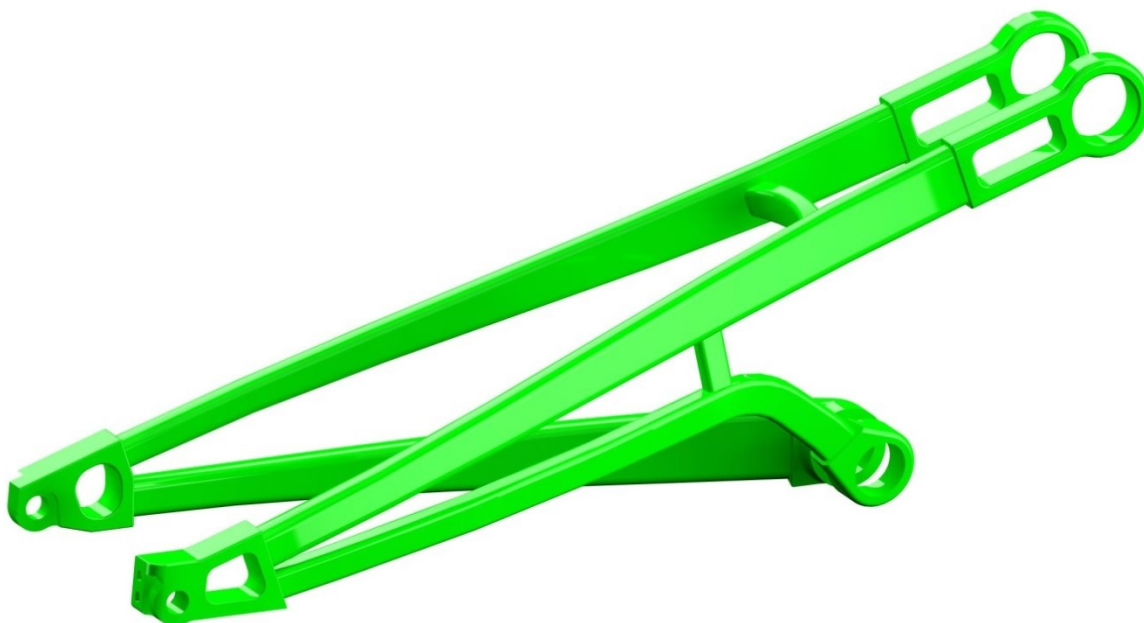
Navrhované díly konstrukce vidlice byly pevnostně zkontrolovány metodou konečných prvků. Byl opět využit CAD systém CREO a jeho MKP výpočtový modul SIMULATE. Materiálové vlastnosti byly nastaveny podle reálných hodnot, viz tabulky výše. Jako zátěžové síly byly použity hodnoty získané uvolněním v kapitole 5.

6.1. Kyvná vidlice

Původní díl, ze kterého se vycházelo, je na obr. 6.1, díl po optimalizaci na obr. 6.2. Hmotnost byla 1 280 gramů. Hmotnost dílu po optimalizaci je 852 g.



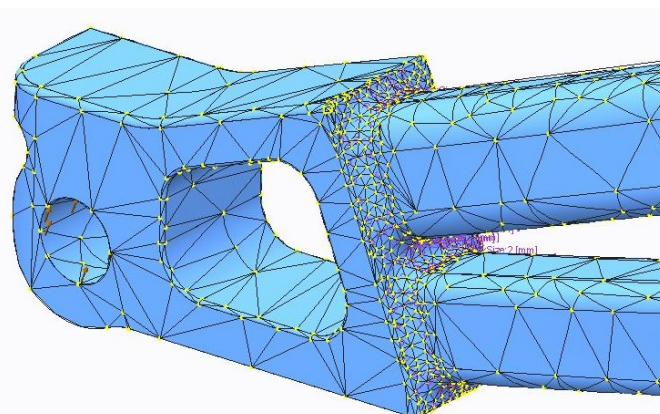
Obr. 6.1 – Původní návrh vidlice



Obr. 6.2 – Vidlice po optimalizaci

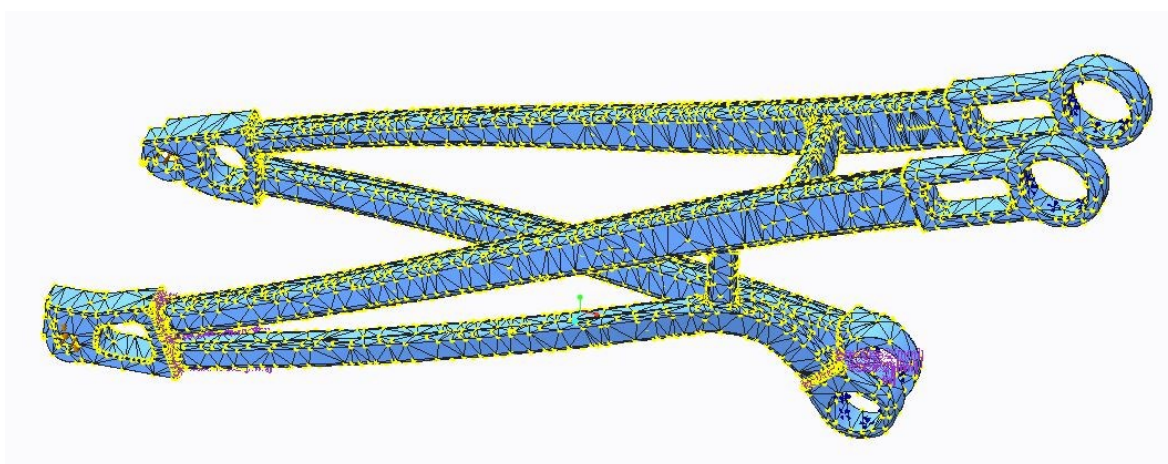
Pro účely výpočtu bylo nutno namodelovat svary. Síť byla vygenerována automaticky, použité elementy jsou čtyřstěny (tetra) s maximální velikostí elementu 15 mm. V místech kritických svarů byla síť zjemněna na maximální velikost elementu 2 mm. Výpočet byl proveden metodou Multi-pass s maximálním povoleným stupněm polynomu $P = 9$, přičemž nejvyšší použitý stupeň polynomu byl 5 při počtu 27 078 elementů.

AutoGEM Summary		
Entities Created:		
Beam:	0	Edge: 44136
Tri:	0	Face: 62449
Quad:	0	Face-Face Link: 0
Tetra:	27078	Edge-Face Link: 0
Wedge:	0	
Brick:	0	
Criteria Satisfied:		
Angles (Degrees):		
Min Edge Angle:	0.00	Max Edge Angle: 172.39
Max Aspect Ratio: 14.02		
Elapsed Time: 1.40 min		CPU Time: 1.38 min
Close		

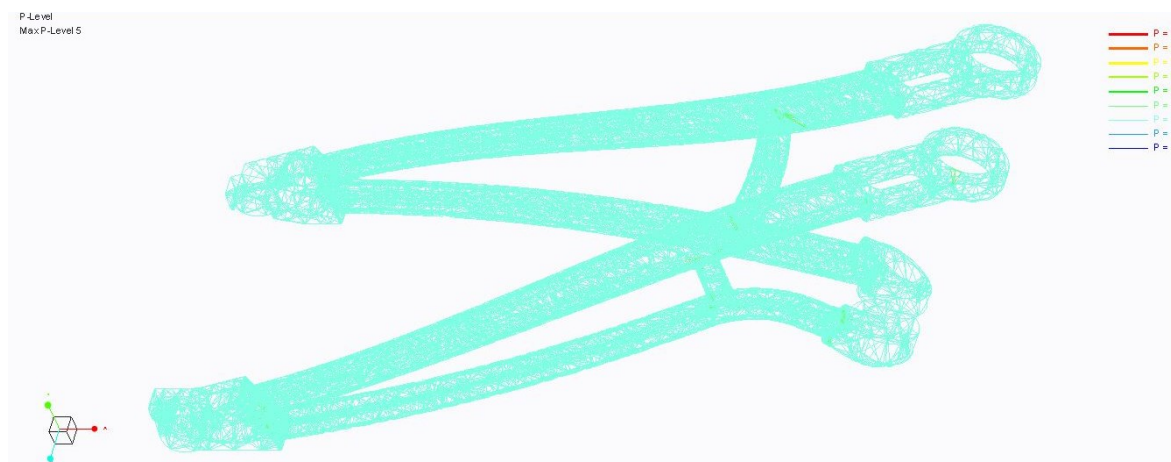


Obr. 6.3 – Počet elementů

Obr. 6.4 – Zhuštění sítě v oblasti svarů



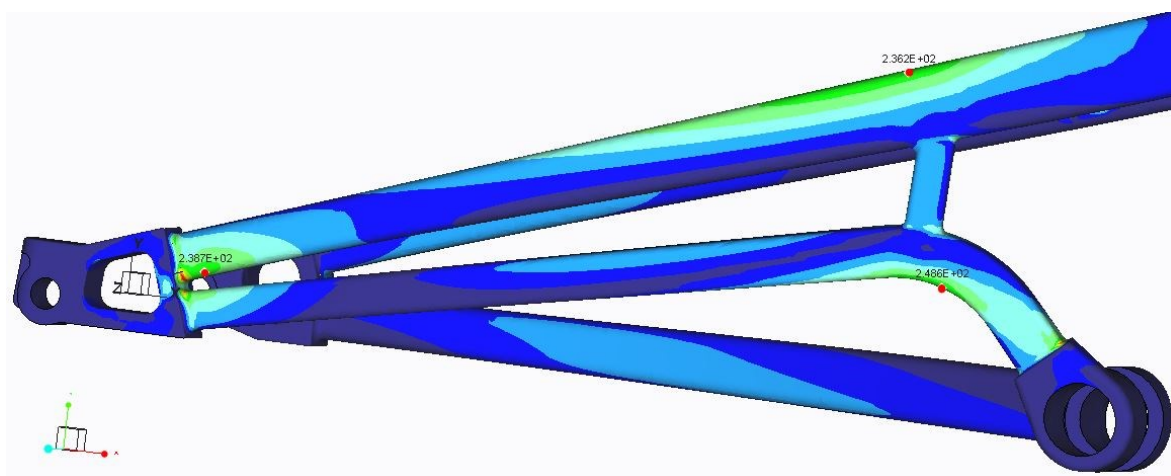
Obr. 6.5 – Celková síť



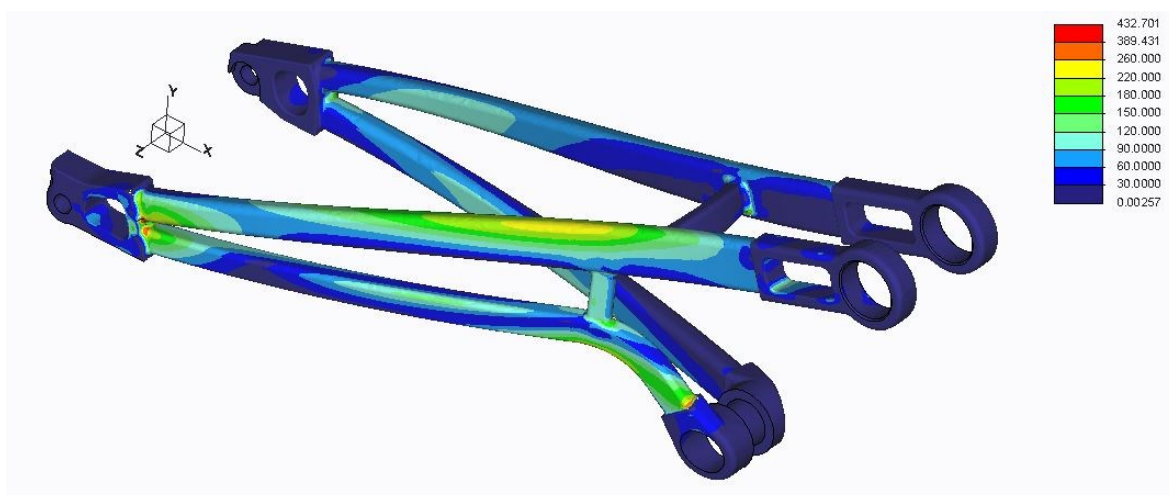
Obr. 6.6 – P-level

Nejvyšší vypočítané napětí v konstrukci jako takové dosahuje hodnoty 248 MPa. Je v pravých ramenech vidlice s natvarováním pro průchod řetězu. Tato maxima jsou

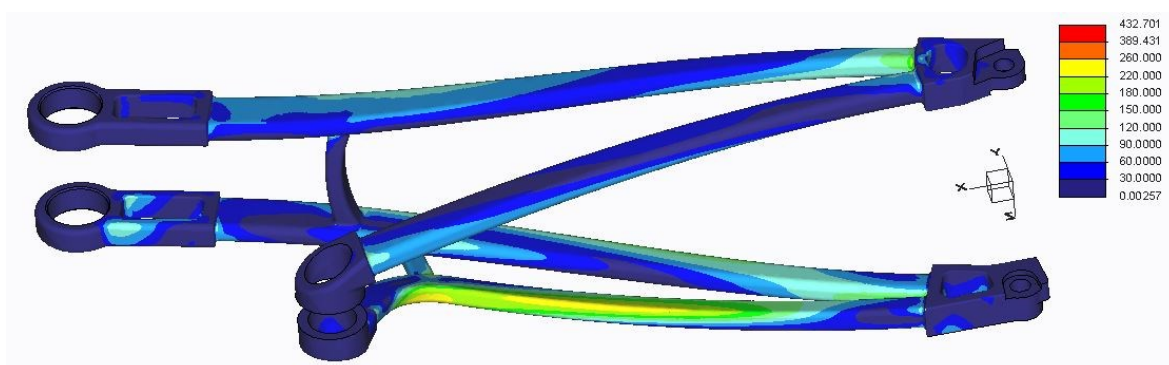
zobrazena na obrázku 6.7. Na základě výsledků byla zoptimalizována tloušťka stěn trubek, kdy spodní ramena mají sílu stěny 2 mm, a obě vrchní ramena 1,5 mm. Svislá i vodorovná vzpěra mají stěny 1,5 mm silné. Byla rovněž optimalizována poloha vzpěr a tvary trubek. Nejvyšší napětí ve vidlici nedosahuje meze kluzu.



Obr. 6.7 – Maxima napětí

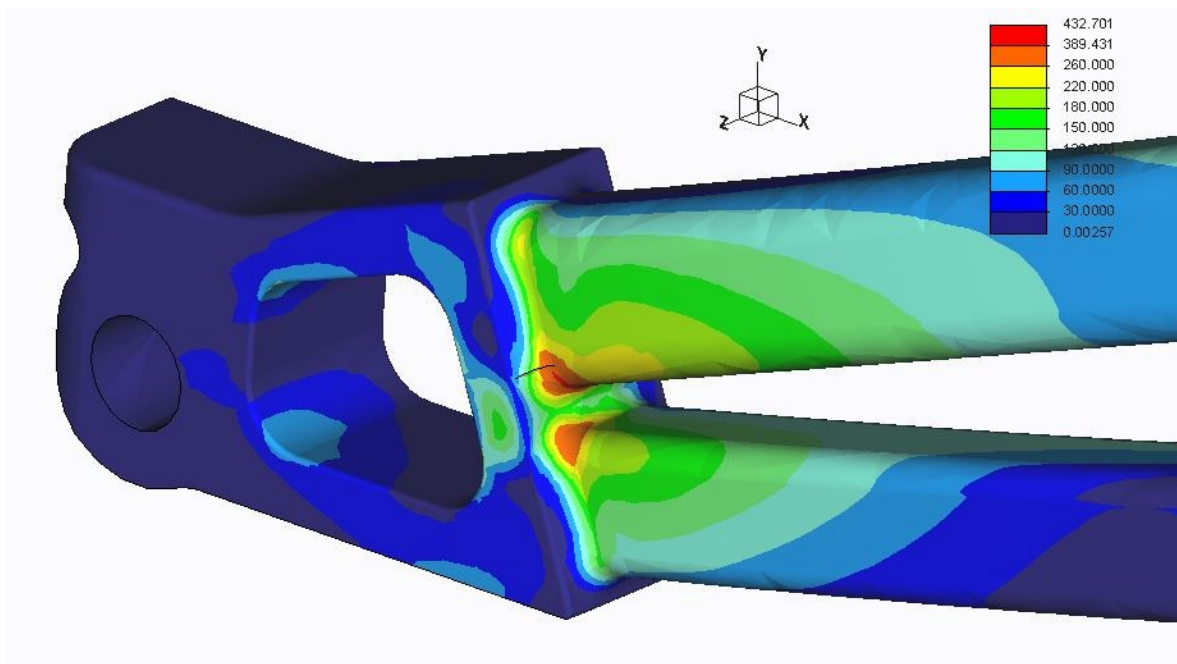


Obr. 6.8 – Výsledná napětí I



Obr. 6.9 – Výsledná napětí II

Při pohledu na celý model a výsledky výpočtu MKP si lze všimnout, že se v nich vyskytují i vyšší špičky, než proklamované maximum 248 MPa. Tyto hodnoty se nacházejí na hranách přechodu trubky na plný díl, viz obr. 6.10.



Obr. 6.10 – Napěťové špičky

Jedná se o lokální špičky, způsobené náhlým přechodem tenkostěnné trubky na silný plný díl, kdy navzdory vymodelování svarů měl generátor sítě problém s tvorbou elementů v okolí těchto napojení. Vznikaly zde ostré přechody, nedokonalé elementy a napojení a výpočet probíhal na hranici singularity, kdy výpočtové napětí na takovýchto hranách roste teoreticky k nekonečnu, i když ve skutečnosti tomu tak není. [9]

```
Measures:
max_beam_bending: 0.000000e+00
max_beam_tensile: 0.000000e+00
max_beam_torsion: 0.000000e+00
max_beam_total: 0.000000e+00
max_disp_mag: 1.019346e+01
max_disp_x: -2.185694e+00
max_disp_y: 8.306251e+00
max_disp_z: 5.780228e+00
max_prin_mag: -5.132862e+05
max_rot_mag: 0.000000e+00
max_rot_x: 0.000000e+00
max_rot_y: 0.000000e+00
max_rot_z: 0.000000e+00
max_stress_prin*: 4.360482e+05
max_stress_vm: 4.483987e+05
max_stress_xx: -4.292389e+05
max_stress_xy: -2.115381e+05
max_stress_xz*: 1.140005e+05
max_stress_yy*: 2.330953e+05
max_stress_yz: -1.320471e+05
max_stress_zz: 1.652832e+05
min_stress_prin: -5.132862e+05
strain_energy: 7.802876e+06
```

**** Warning: The measures marked by an asterisk (*) were evaluated at (or close to) results singularities. The values of these measures may be inaccurate, and you must use engineering judgment when interpreting them.**

Obr. 6.11 – Upozornění na singularity

Vzhledem k charakteru a poloze špiček, které se vyskytují jen v těsné blízkosti inkriminovaných hran lze konstatovat, že ve skutečnosti se zde tato výpočtová maxima

vyskytovat nebudou. Při vyhodnocení tedy nebyly brány v potaz a váha se přiřkládala až dalším řadám elementů od těchto hran (na obr. 6.10 od žluté barvy).

6.2. Horní páky

Původní díl, ze kterého se vycházelo, je na obr. 6.12. Hmotnost byla 253 gramů. Hmotnost dílu po optimalizaci je 126,5 g.

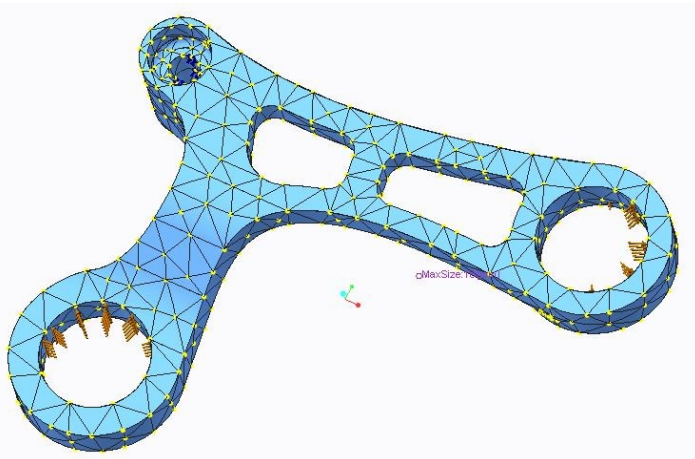


Obr. 6.12 – Horní páky před optimalizací

Horní páky jsou symetrické díly a byla kontrolována jen levá páka, přičemž napětí v pravé páce je souměrné. Síť byla vygenerována automaticky, použité elementy jsou čtyřstěny (tetra) s maximální velikostí elementu 10 mm. Výpočet byl proveden metodou Multi-pass s maximálním povoleným stupněm polynomu $P = 9$ při počtu 1560 elementů.

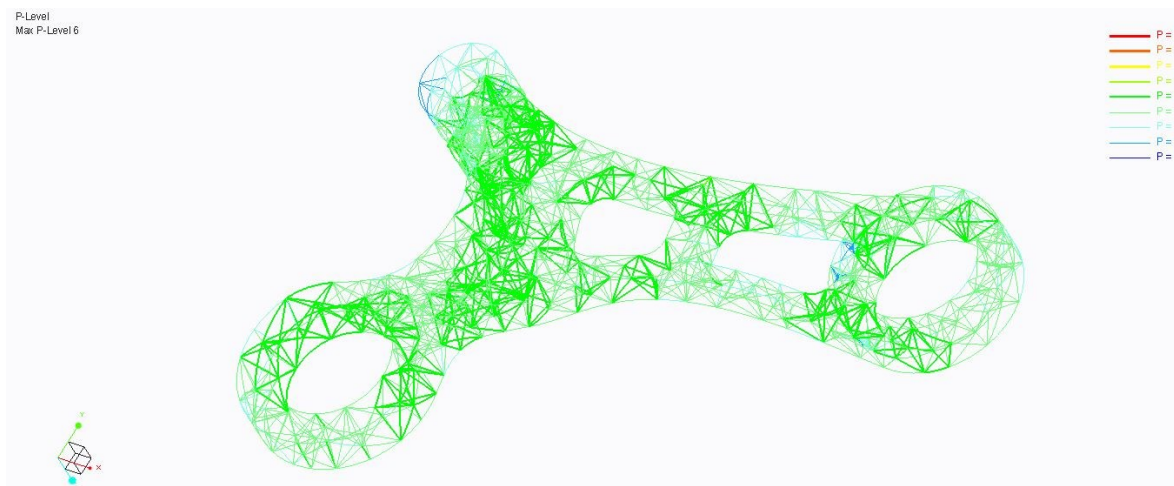
AutoGEM Summary			
Entities Created:			
Beam:	0	Edge:	2691
Tri:	0	Face:	3661
Quad:	0	Face-Face Link:	0
Tetra:	1560	Edge-Face Link:	0
Wedge:	0		
Brick:	0		
Criteria Satisfied:			
Angles (Degrees):			
Min Edge Angle:	5.12	Max Edge Angle:	168.02
Max Aspect Ratio:	20.60		
Elapsed Time:	0.03 min	CPU Time:	0.03 min
<input type="button" value="Close"/>			

Obr. 6.13 – Počet elementů



Obr. 6.14 – Celková síť

Výpočet konvergoval s maximální hodnotou konvergence 4,8%, nejvyšší použitý stupeň polynomu byl 6.



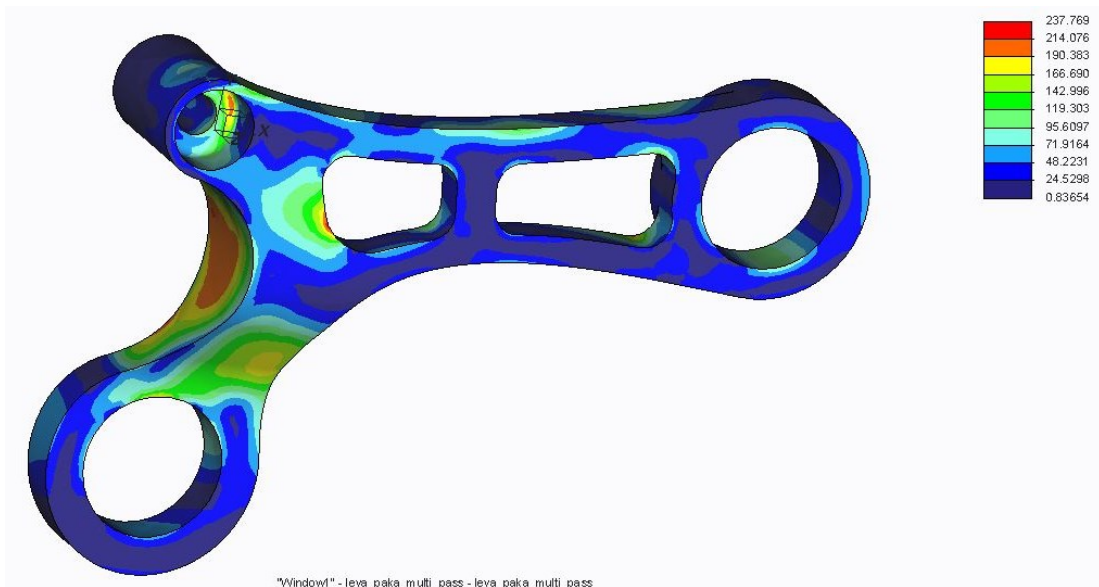
Obr. 6.15 – P-level

Measures:		
Name	Value	Convergence
max_beam_bending:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_tensile:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_torsion:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_total:	0.000000e+00	0.0%
max_disp_mag:	1.076632e+00	0.1%
max_disp_x:	-1.051722e+00	0.1%
max_disp_y:	5.245683e-01	0.0%
max_disp_z:	3.168241e-01	0.0%
max_prin_mag:	2.395494e+05	0.1%
max_rot_mag:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_x:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_y:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_z:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_prin:	2.395494e+05	0.1%
max_stress_vm:	2.377694e+05	0.1%
max_stress_xx:	2.056510e+05	0.4%
max_stress_xy:	-1.126882e+05	0.1%
max_stress_xz:	-1.109852e+05	4.8%
max_stress_yy:	-2.120212e+05	0.1%
max_stress_yz:	8.282703e+04	1.3%
max_stress_zz:	-1.774351e+05	0.2%
min_stress_prin:	-2.300537e+05	1.3%
strain_energy:	1.002468e+06	0.0%

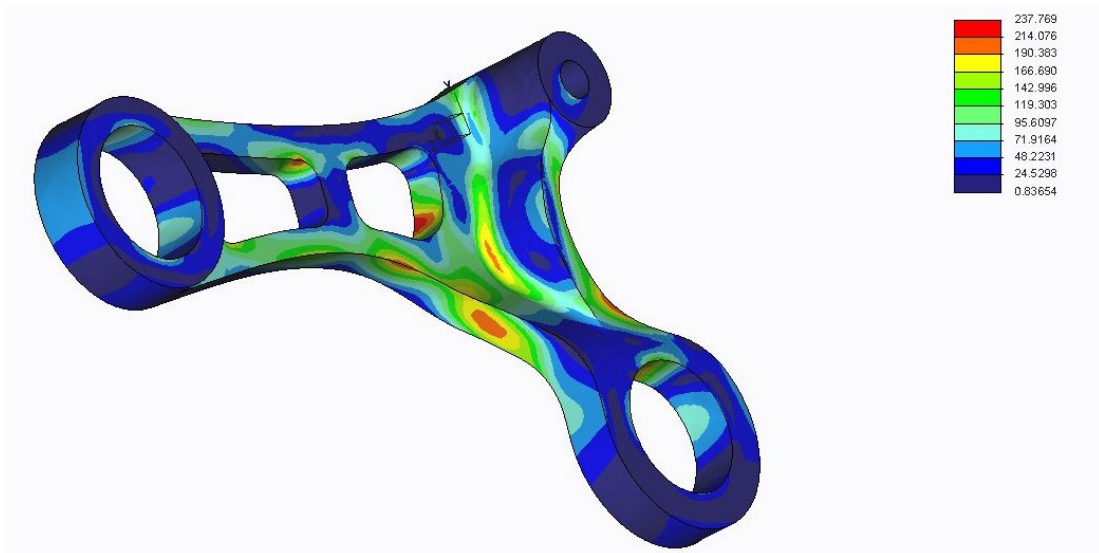
Obr. 6.16 – Konvergence

Nejvyšší napětí dosahuje hodnoty 238 MPa. Špičky jsou mezi oky spojující dolní páku a tlumič, neboť zde dochází k přenosu největších sil. Bylo zde proto vymodelováno výztužné žebro, které prostor mezi těmito oky zpevňuje. Naopak v horní části nebylo napětí tak vysoké a bylo možno udělat v páce vylehčovací otvory s jednou příčkou. Byla optimalizována i tloušťka páky z původních 12 mm na současných 8 mm, ve spodní namáhanější části jen na 10 mm. Byla snížena masa materiálu okolo ok pro ložiska.

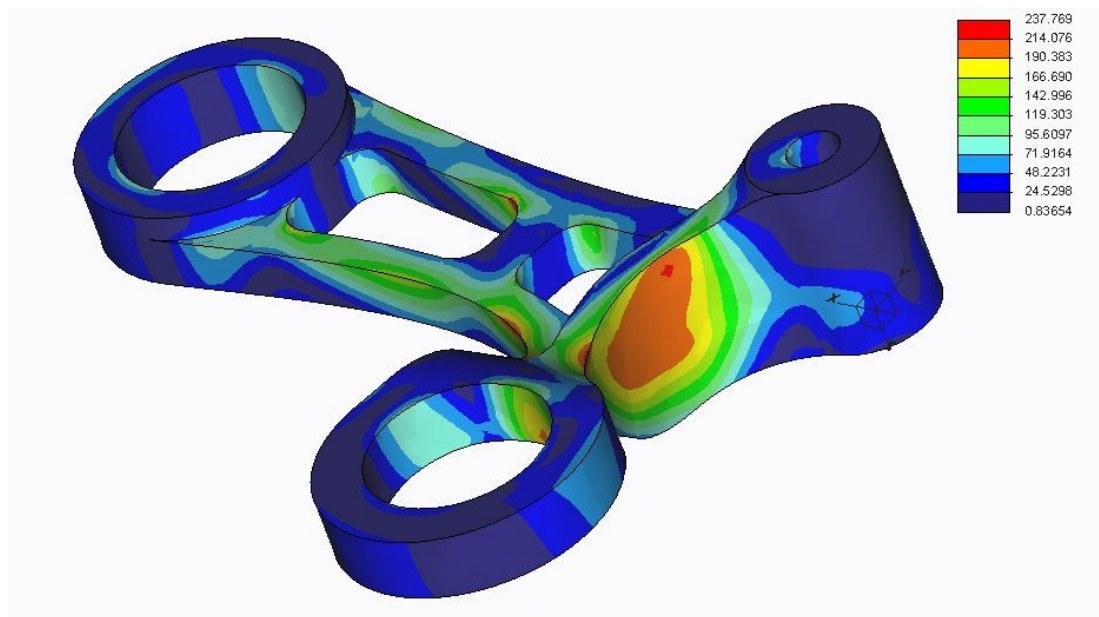
Nejvyšší napětí v dílu ještě nedosahuje meze kluzu, ale bylo upuštěno od dalšího zeštíhlování z důvodu zachování dostatku materiálu pro uložení ložisek a riziku prasknutí při náhlém rázu.



Obr. 6.17 – Výsledné napětí I



Obr. 6.18 – Výsledné napětí II



Obr. 6.19 – Výsledné napětí III

6.3. Dolní páka

Původní díl, ze kterého se vycházelo, je na obr. 6.20. Hmotnost byla 38 gramů. Hmotnost dílu po optimalizaci je 26 g.

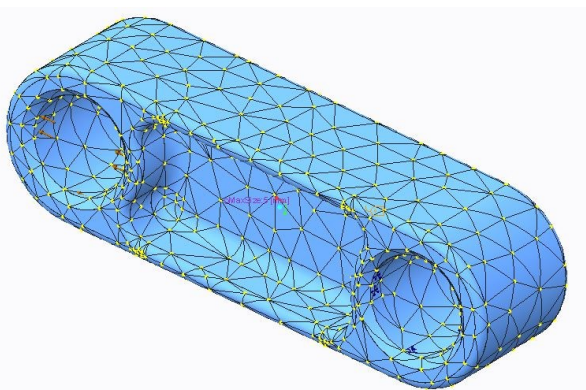


Obr. 6.20 – Dolní páka před optimalizací

Síť byla vygenerována automaticky, použité elementy jsou čtyřstěny (tetra) s maximální velikostí elementu 5 mm. Výpočet byl proveden metodou Multi-pass s maximálním povoleným stupněm polynomu $P = 9$ při počtu 3019 elementů.

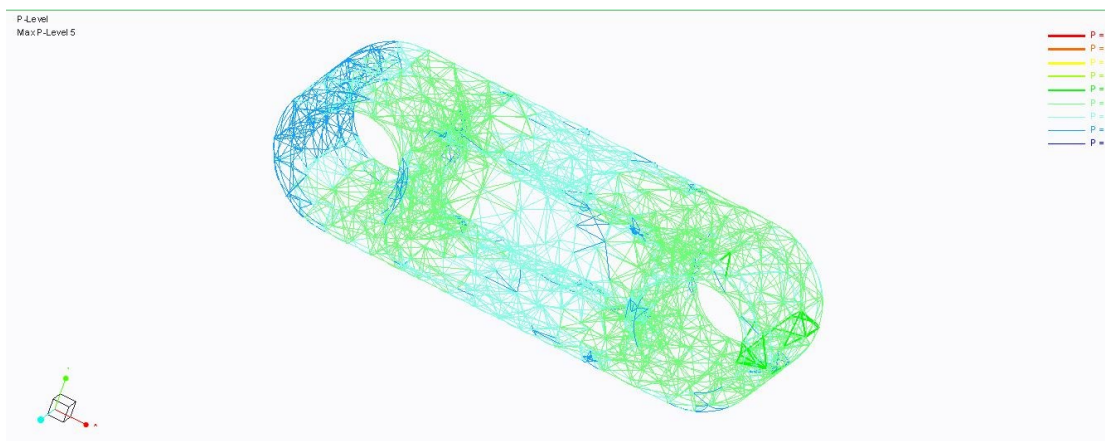
AutoGEM Summary			
Entities Created:			
Beam:	0	Edge:	4766
Tri:	0	Face:	6843
Quad:	0	Face-Face Link:	0
Tetra:	3019	Edge-Face Link:	0
Wedge:	0		
Brick:	0		
Criteria Satisfied:			
Angles (Degrees):			
Min Edge Angle:	5.10	Max Edge Angle:	168.35
Max Aspect Ratio:		9.89	
Elapsed Time:		0.05 min	
CPU Time:		0.05 min	
<input type="button" value="Close"/>			

Obr. 6.21 – Počet elementů



Obr. 6.22 – Celková síť

Výpočet konvergoval s maximální hodnotou konvergence 24,4%, nejvyšší použitý stupeň polynomu byl 5.

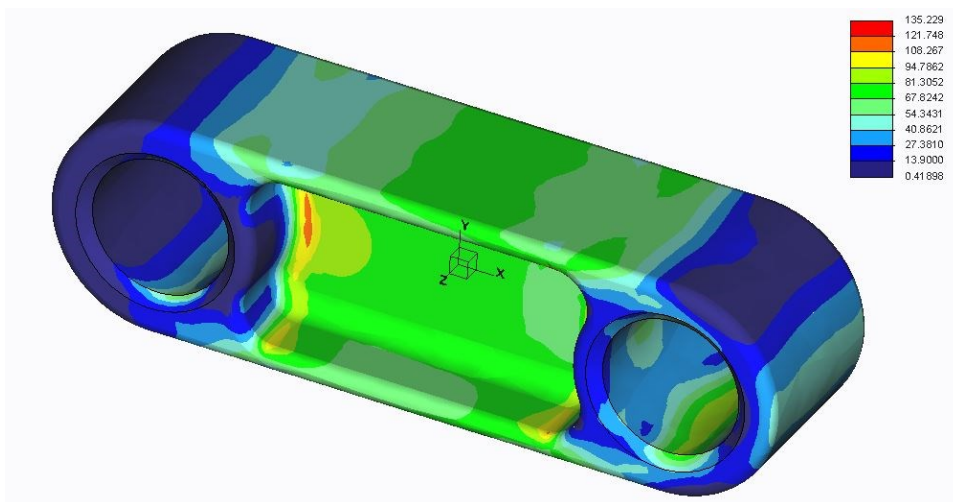


Obr. 6.23 – P-level

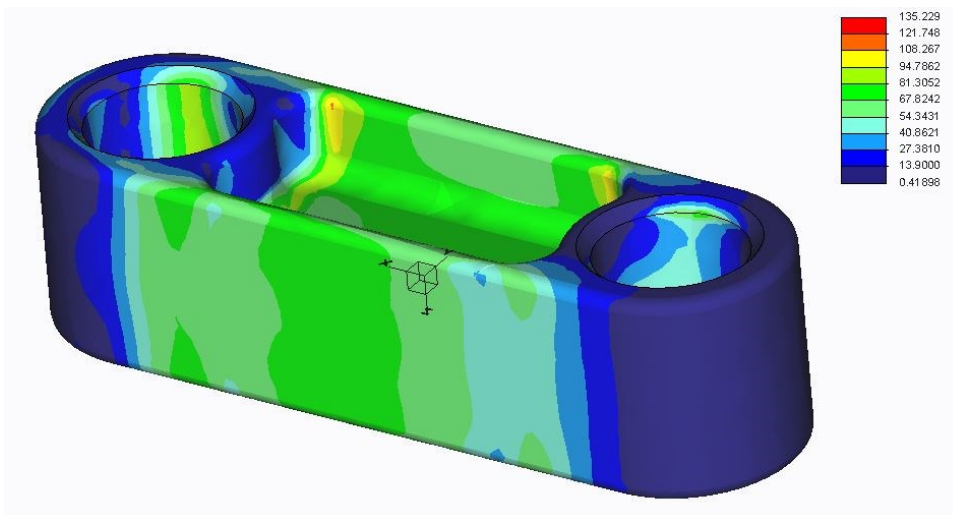
Measures:		
Name	Value	Convergence
max_beam_bending:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_tensile:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_torsion:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_total:	0.000000e+00	0.0%
max_disp_mag:	4.738888e-02	0.1%
max_disp_x:	4.738888e-02	0.1%
max_disp_y:	-6.411026e-03	0.1%
max_disp_z:	-2.751218e-03	0.3%
max_prin_mag:	1.946385e+05	19.4%
max_rot_mag:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_x:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_y:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_z:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_prin:	1.946385e+05	19.4%
max_stress_vm:	1.352293e+05	10.9%
max_stress_xx:	1.469076e+05	17.3%
max_stress_xy:	-7.056077e+04	11.2%
max_stress_xz:	-4.342067e+04	0.5%
max_stress_yy:	9.295908e+04	21.0%
max_stress_yz:	1.987356e+04	9.4%
max_stress_zz:	8.019144e+04	24.4%
min_stress_prin:	-5.045071e+04	2.9%
strain_energy:	1.516750e+05	0.1%

Obr. 6.24 – Konvergence

Nejvyšší napětí dosahuje hodnoty 135 MPa. Špičky jsou mezi dvěma oky spojující boční páky a kyvnou vidlici. Bylo zde vymodelováno odlehčovací vybrání kvůli snížení hmotnosti. Ani zde nejvyšší napětí v dílu nedosahuje meze kluzu materiálu.



Obr. 6.25 – Výsledné napětí I



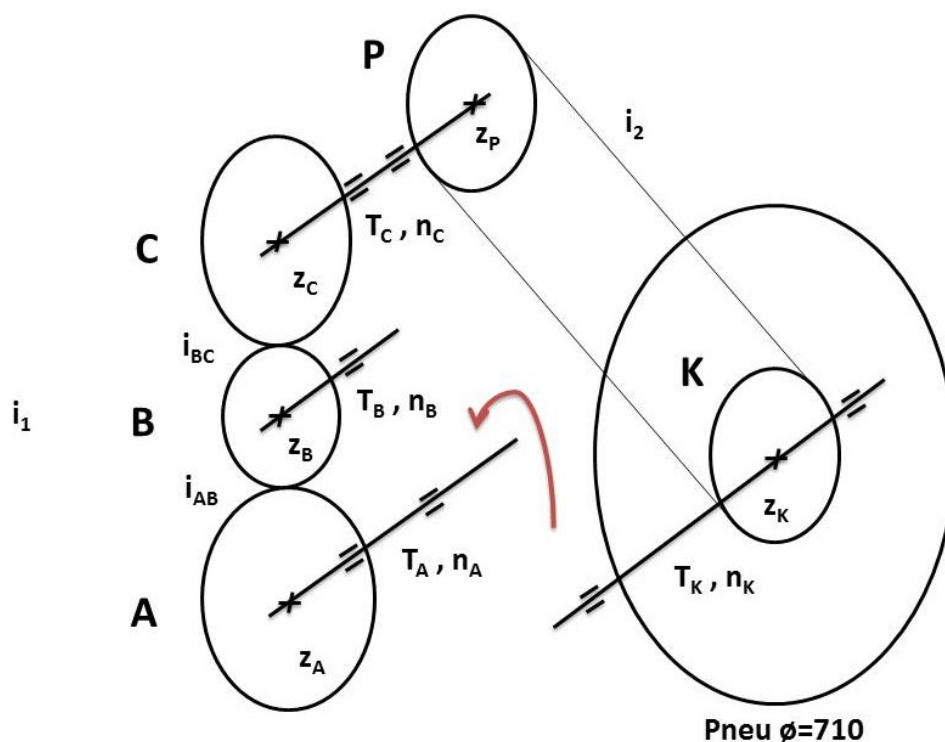
Obr. 6.26 – Výsledné napětí II

7. Stanovení zátěžného spektra

Pro návrh převodů a ložisek bylo nejprve třeba stanovit převodové a silové poměry. Návrh převodových poměrů vycházel ze zvyklostí používaných u horských kol (jak z hlediska převodových poměrů, tak z hlediska volby komponent).

Druhým faktorem, který ovlivňoval počty zubů, byly zástavbové rozměry kol, které se ukázaly být silně limitující. U primárního převodu bylo nutno zachovat co nejmenší rozměry kola kvůli hmotnosti a faktu, že se kola otáčejí v blízkosti šlapajících nohou. Na druhou stranu ale bylo třeba je udělat dostatečně velká, aby se dala namontovat např. na běžné kupované kliky.

Na obrázku 7.1 je znázorněno schéma pro výpočet parametrů převodů, kde A, B a C jsou ozubená kola primárního převodu a převodník P a kazeta K jsou součástí sekundárního převodu. Toto názvosloví a indexování bude dodržováno pro všechny výpočty týkající se převodů, kol a hřídelů v této práci.



Obr. 7.1 – Schéma převodů

Po experimentech s převodovými poměry, ověřováním jejich vhodnosti pro jízdu a zkoušení použitelnosti takových parametrů z hlediska zástavbových rozměrů byly stanoveny následující hodnoty počtu zubů, zobrazené v tab. 7.1.

Tab. 7.1 – Počty zubů

Kolo	Počet zubů
Primární převod	
Kolo A	46
Kolo B	23
Kolo C	30
Sekundární převod	
Převodník P	22
Kazeta K	11-42

7.1. Převodové poměry

Převodový poměr primárního převodu s vloženým mezikolem (soukolí ABC) je

$$i_1 = \frac{z_C}{z_A} = \frac{30}{46} = 0,652 [-] \quad (7.1)$$

Tento lze ještě rozdělit na převodové poměry mezi jednotlivými koly AB a BC

$$i_{AB} = \frac{z_B}{z_A} = \frac{23}{46} = 0,5 [-] \quad (7.2)$$

$$i_{BC} = \frac{z_C}{z_B} = \frac{30}{23} = 1,304 [-] \quad (7.3)$$

Převodový poměr sekundárního převodu se mění, neboť řazením se mění počet zubů na kole kazety. Byly stanoveny maximální a minimální převodový poměr převodu PK

$$i_{2max} = \frac{z_{Kmax}}{z_P} = \frac{42}{22} = 1,909 [-] \quad (7.4)$$

$$i_{2min} = \frac{z_{Kmin}}{z_P} = \frac{11}{22} = 0,5 [-] \quad (7.5)$$

Celkový převodový poměr kola je pak

$$i_{max} = i_1 \cdot i_{2max} = 0,652 \cdot 1,909 = 1,245 [-] \quad (7.6)$$

$$i_{min} = i_1 \cdot i_{2min} = 0,652 \cdot 0,5 = 0,326 [-] \quad (7.7)$$

$$i = 0,326 \div 1,245$$

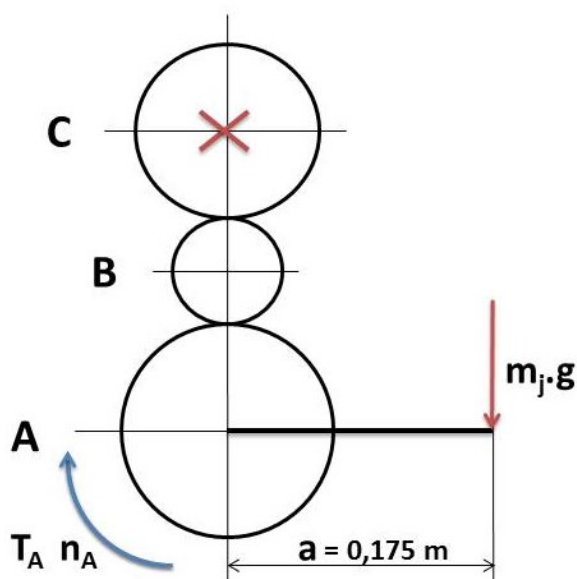
Ještě zde vyjádříme střední průměrný převodový poměr (pro celé kolo), určený jako průměr maximálního a minimálního, který bude použit k výpočtu životnosti převodů.

$$i_{stř} = \frac{i_{min} + i_{max}}{2} = \frac{0,326 + 1,245}{2} = 0,786 [-] \quad (7.8)$$

7.2. Krouticí momenty a otáčky

Pro výpočet krouticích momentů a otáček na jednotlivých hřídelích se uvažovalo maximální možné zatížení. Tedy situace rozjezdu kola, kdy se jezdec „postaví do pedálů“

umístěných vodorovně se zemí (největší páka) a celou svou vahou na pedály tlačí. Schéma výpočtu je znázorněno na obr. 7.2.



Obr. 7.2 – Schéma výpočtu krouticího momentu

Rozměr a je dán kupovanými klikami. Jedna se o víceméně standardní rozměr, kdy $a = 175$ mm. Otáčky šlapání byly stanoveny odhadem, kdy se vycházelo z předpokladu, že trénování silniční cyklisté šlapou s frekvencí cca 100 otáček za minutu (např. Lance Armstrong točil během závodu i 110 otáček za minutu.). Při zohlednění použití kola (nejedná se o silniční kolo, ale terénní) byla maximální kadence šlapání po konzultaci s cyklistou stanovena jako $n_A = 80 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Krouticí moment a otáčky na hřídeli kola A jsou tedy dle rovnic 7.9 a 7.10

$$T_A = m_j \cdot g \cdot a = 120 \cdot 9,81 \cdot 0,175 = 206 \text{ Nm} \quad (7.9)$$

$$n_A = 80 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.10)$$

Na předloňové hřídeli mezikola B je krouticí moment a otáčky

$$T_B = T_A \cdot i_{AB} \cdot \eta_1 = 206 \cdot 0,5 \cdot 0,94 = 96,8 \text{ Nm} \quad (7.11)$$

$$n_B = \frac{n_A}{i_{AB}} = \frac{80}{0,5} = 160 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.12)$$

a na hřídeli C, procházející skrze rám, jsou hodnoty

$$T_C = T_B \cdot i_{BC} \cdot \eta_1 = 96,82 \cdot 1,304 \cdot 0,94 = 118,7 \text{ Nm} \quad (7.13)$$

$$n_C = \frac{n_B}{i_{BC}} = \frac{160}{1,304} = 122,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.14)$$

Pozn. 1: Hodnoty účinností převodů byly získány jako součin účinnosti ložisek a účinnosti ozubení. Hodnota účinnosti ozubení byla poněkud snížena vzhledem k faktu, že kola budou pracovat v nekrytém prašném a vlhkém prostředí.

$$\eta_1 = \eta_L \cdot \eta_Z = 0,99 \cdot 0,95 = 0,94 [-] \quad (7.15)$$

7.3. Životnost převodů

Požadovaná doba životnosti primárního převodu byla zadavatelem stanovena na 20 000 km (tedy desetinásobek repase uložení vidlice). Životnost sekundárního převodu nebyla řešena, neboť se jedná o standardní komponenty a podléhají běžným servisním intervalům jako u jiných kol (řetězová kola do 10 000 km a řetěz cca 1 500 km).

Životnost byla vyjádřena počtem cyklů, které byly dopočítány z požadovaného nájezdu kola. Jak již bylo zmíněno výše, je zamýšleno použití 27,5“ pneumatiky o průměru 710 mm. Na jedno otočení kola ujede bicykl dle rovnice 7.16 dráhu s .

$$s = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot \frac{0,71}{2} = 2,23 \text{ m} \quad (7.16)$$

20 000 km je tedy u_k otočení kola

$$u_k = \frac{20\,000 \cdot 10^3}{s} = 8\,968\,610 \cong 9 \text{ milionů otočení kola} \quad (7.17)$$

což odpovídá u_p otočení pedálů (uvažujeme-li převodový poměr jako střední, neboť v provozu dochází k neustálému řazení a změnám převodů)

$$u_p = \frac{1}{i_{stř}} \cdot u_k = \frac{1}{0,786} \cdot 8\,968\,610 = 11\,410\,445 \cong 12 \text{ milionů otočení pedálů} \quad (7.18)$$

Celkový počet cyklů pro výpočet převodů byl tedy stanoven na 12 milionů otočení pedálů.

$$N_A = 12 \text{ milionů cyklů} \quad (7.19)$$

Počty cyklů na dalších hřídelích jsou

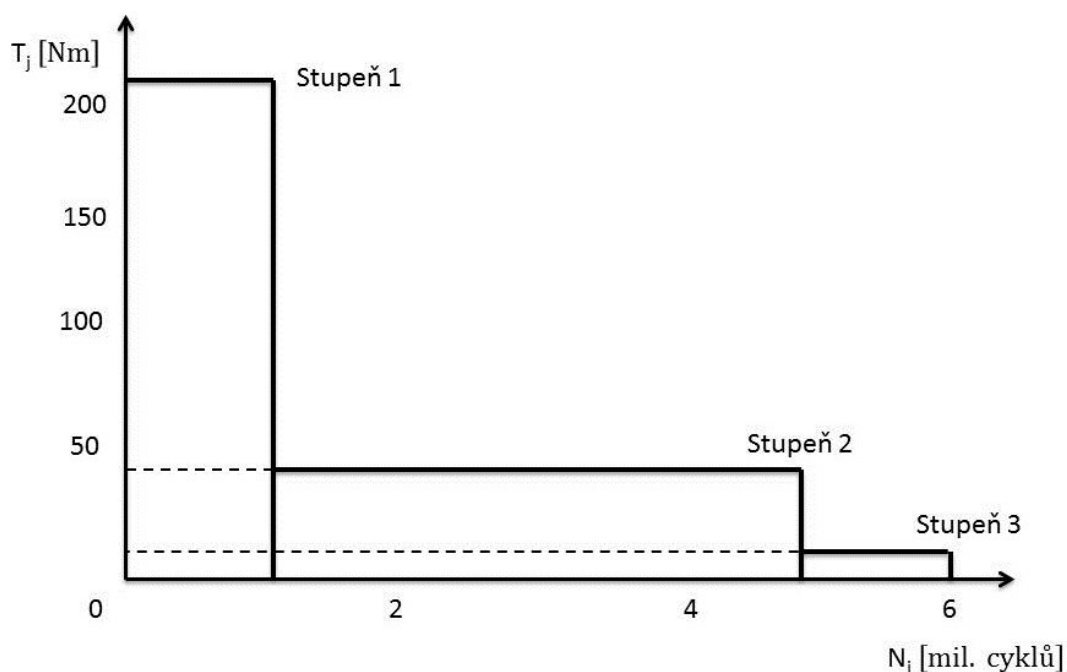
$$N_B = N_A \cdot i_{AB} = 12\,000\,000 \cdot 0,5 = 6 \text{ milionů cyklů} \quad (7.20)$$

$$N_C = N_B \cdot i_{BC} = 6\,000\,000 \cdot 1,304 = 7,9 \text{ milionů cyklů} \quad (7.21)$$

7.4. Spektrum zatížení

Pro výpočet převodů bylo vytvořeno spektrum předpokládaného zatížení. Je to z důvodu, že nelze předpokládat již vypočtené maximální zatížení po celou dobu životnosti, ale naopak toto bude tvořit minimální část spektra.

Bohužel nebylo možno provést experimentální měření krouticího momentu produkovaného jezdce, spektrum tedy bylo po konzultaci s cyklistou odhadnuto, přičemž byla snaha jej vzhledem k charakteru odhadu nahodnocovat.



Obr. 7.3 – Spektrum zatížení

Celkový plánovaný nájezd 20 000 km byl ve formě počtu otočení pedálů rozdělen na 3 stupně v poměru 20/60/20, reprezentující plné zatížení, provozní zatížení a oddech. Ke každé části byla přiřazena vypočtená velikost hladiny. Počet cyklů N je vyjádřen v relativní hodnotě. Stupně spektra jsou pro přehlednost značeny arabskými číslicemi 1, 2 a 3 a toto označení je dodržováno při indexování, společně se značením kol A, B a C.

Stupeň 1

Představuje 20% z celkového počtu cyklů. Tento stupeň reprezentuje plné zatížení při rozjezdu, příp. šplhání prudkého svahu, kdy se jezdec staví do pedálů celou vahou. Velikost této hladiny je rovna již dříve vypočtenému maximálnímu krouticímu momentu.

$$N_{1A} = 0,2 \cdot 12\,000\,000 = 2\,400\,000 \text{ cyklů} \quad (7.22)$$

$$T_{1A} = T_A = 206 \text{ Nm} \quad (7.23)$$

Stupeň 2

Představuje 60%, tedy největší část z celkového počtu cyklů. Stupeň představuje běžné zatížení, kdy jezdec sedí a šlape do pedálů provozní silou. Frekvence šlapání byla výše stanovena jako $n_A = 80 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Krouticí moment, byl vypočten z naměřeného výkonu cyklistů. Odhaduje se, že průměrný cyklista „ve formě“ může podávat výkon zhruba 3 W na každý kilogram své váhy po dobu jedné hodiny, Dle dostupných hodnot jsou schopni špičkoví amatérští cyklisté vyvíjet výkon až 5 W po dobu jedné hodiny a profesionální atleti až 6 W. [16]

Velikost zatížení byla sice počítána pro jezdce o hmotnosti 120 kg, nelze ale předpokládat, že jezdec této postavy bude disponovat výkonem 5 W na kg. Pro tento výpočet byla tedy stanovena průměrná hmotnost atleta jako 80 kg. Celkový maximální výkon produkovatelný cyklistou po dobu jedné hodiny se pak spočte dle rovnice 7.24.

$$P = P_h \cdot m_j = 5 \cdot 80 = 400 \text{ W} \quad (7.24)$$

$$N_{2A} = 0,6 \cdot 12\,000\,000 = 7\,200\,000 \text{ cyklů} \quad (7.25)$$

$$T_{2A} = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{400 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 80} = 47,8 \text{ Nm} \quad (7.26)$$

Stupeň 3

Představuje 20% spektra. Tento stupeň reprezentuje situaci, kdy se cyklista veze, např. z kopce, nebo jen lehce přišlapává k udržení rychlosti. Velikost krouticího momentu byla určena odhadem.

$$T_{3A} = 5 \text{ Nm} \quad (7.27)$$

$$N_{1A} = 0,2 \cdot 12\,000\,000 = 2\,400\,000 \text{ cyklů} \quad (7.28)$$

8. Návrh ozubených kol

K přenosu krouticího momentu od pedálů k převodníku je použito ozubených kol s přímým čelním ozubením. Ozubení bylo počítáno pomocí programů Modul, ČSNw a Geometrie.

8.1. Soukolí AB

Jedná se o soukolí věnce klik a mezikola. Limitující zde byl minimální průměr, kdy věnec musel jít namontovat na kliky (roztečný průměr pro montáž $\varnothing 104$ mm), ale zároveň nesmělo dojít k rozladění převodových poměrů (mezikolo nemůže být moc malé a také osová vzdálenost soukolí je dána).

The screenshot shows a software window titled "Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4" by M. Němček at VŠB-TU Ostrava. The interface is divided into three main sections:

- Left Panel (Inputs):**
 - Typ ozubení: Čelní, Kuželové, Hřeben
 - z_1 : 23, z_2 : 46
 - β : 0 [°]
 - T_1 : 206 [N·m]
 - Ψ_m : 15 (Help)
 - Schéma: 3 (Vyber)
 - $K_{H\beta}$: 1.219 (Help)
 - K_A : 1.5 (Help)
 - σ_{Flimb}^0 : 700 [MPa] (Vyber)
 - σ_{Hlim}^0 : 1270 [MPa] (Vyber)
 - V_{HV} : 650 (Vyber)
 - Buttons: Iisk, Moduly, Konec
- Center Panel (OHYB):**
 - Formula:
$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$
 - $f_F = 18$
 - $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 - $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$
 - Result: $m_{n\ ohyb} = 2.475$ [mm]
- Right Panel (DOTYK):**
 - Formula:
$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$
 - $f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 - $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 - $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 - $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 - $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 - $u = \frac{z_2}{z_1}$
 - $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 - Result: $m_{n\ dotyk} = 3.158$ [mm]

At the bottom, the final calculated module is shown as $m_n = 3.158$ [mm] and the center distance as $b = 47.4$ [mm]. A URL is provided at the bottom: <http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 8.1 – Návrh modulu

Modul byl navržen programem Modul. Vzhledem k plánovanému použití spektra byl nakonec vybrán modul 3. V programu Geometrie byly navrženy další geometrické parametry, určeny korekce a velikosti hlavových průměrů (osová vzdálenost zůstala zachována jako pracovní z důvodu její vazby na další soukolí a rám bicyklu). No obr. 8.2 je vidět zadávací obrazovka programu. Výpis celkových geometrických parametrů soukolí je přiložen k práci jako Příloha 1.

Zadáni | *Míry ozubení* | Identifikace | **Vnější** | Vnitřní | Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	3.0000 [mm]
Počet zubů pastorku	z_1	46.0
Počet zubů kola	z_2	23.0
Sklon zubů roztečný	β	0.0000 [°]
Společná šířka zubů	b	6.00 [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_z	0.000000
Korekce pastorku	x_1	-0.219878
Korekce kola	x_2	0.219878
Osová vzdálenost pracovní	a	103.50000 [mm]
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	20.0000 [°]
Boční vůle	j_n	0.000 [mm]

Základní profil :

Standard Nestandard Kruhá pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{ap1}^*	1.0000
Poměrná výška hlavy kola	h_{ap2}^*	1.0000
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{p1}^*	0.2500
Poměrná hlavová vůle kola	c_{p2}^*	0.2500
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fp1}^*	0.3800
Poměrný rádius paty kola	ρ_{fp2}^*	0.3800
Úhel profilu	α_p	20.0000 [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	142.50000 [mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	76.00000 [mm]

Nástroje

Výpočetní hlavové průměry

Nuluj | Rozdělit korekce | Vyr.skluzy | β

KOMPLEXNÍ KONTROLA | DEC | DMS | Uložit vstupy | Načíst vstupy | Help | Konec

Obr. 8.2 – Vstupy geometrie

Obdobně byly parametry zadány do programu ČSN. Jako materiál kola byla zvolena ocel 16MnCr5 (ČSN 14 220, DIN 1.7131), která je cementována a kalena na tvrdost HRC 63. Přesnost kol je IT8. Společná šířka ozubení byla s ohledem na minimální rozměry a hmotnost nakonec po optimalizaci zvolena $b = 6$ mm, přičemž šířka ozubení na kole B je $b = 7$ mm. Toto je z důvodu zachování plného záběru i při případné deformaci. Kola jsou s vylehčovacími otvory a vůči sobě nepřesazená.

z_1	46.0
z_2	23.0
m_n	3.000 [mm]
β	0.0000 [°]
α_n	20.000 [°]
h_{a1}^*	1.000
h_{a2}^*	1.000
c_1^*	0.250
c_2^*	0.250
ρ_{f1}^*	0.380
ρ_{f2}^*	0.380
x_1	-0.2199
x_2	0.2199
a_w	103.500 [mm]
d_{a1}	142.500 [mm]
d_{a2}	76.000 [mm]

PASTOREK

Vyber

σ_{Flimb1}^0	700.0 [MPa]
σ_{Hlim1}^0	1270.0 [MPa]
V_{HV1}	650
J_{HV1}	250
R_{m1}	785.0 [MPa]
R_{e1}	588.0 [MPa]
q_{F1}	9.0
q_{H1}	10.0
N_{Flimb1}	3E+6
N_{Hlim1}	10E+7
E_1	2.1E+5 [MPa]
ν_1	0.300

Mat. 14 220

cementovaná kalená

KOLO

Vyber

σ_{Flimb2}^0	700.0 [MPa]
σ_{Hlim2}^0	1270.0 [MPa]
V_{HV2}	650
J_{HV2}	250
R_{m2}	785.0 [MPa]
R_{e2}	588.0 [MPa]
q_{F2}	9.0
q_{H2}	10.0
N_{Flimb2}	3E+6
N_{Hlim2}	10E+7
E_2	2.1E+5 [MPa]
ν_2	0.300

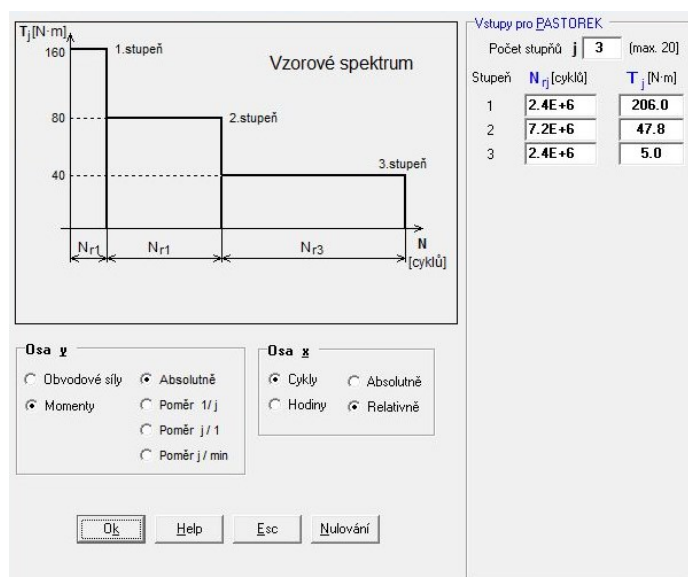
Mat. 14 220

cementovaná kalená

OK | Help | Moduly | Ok | Help

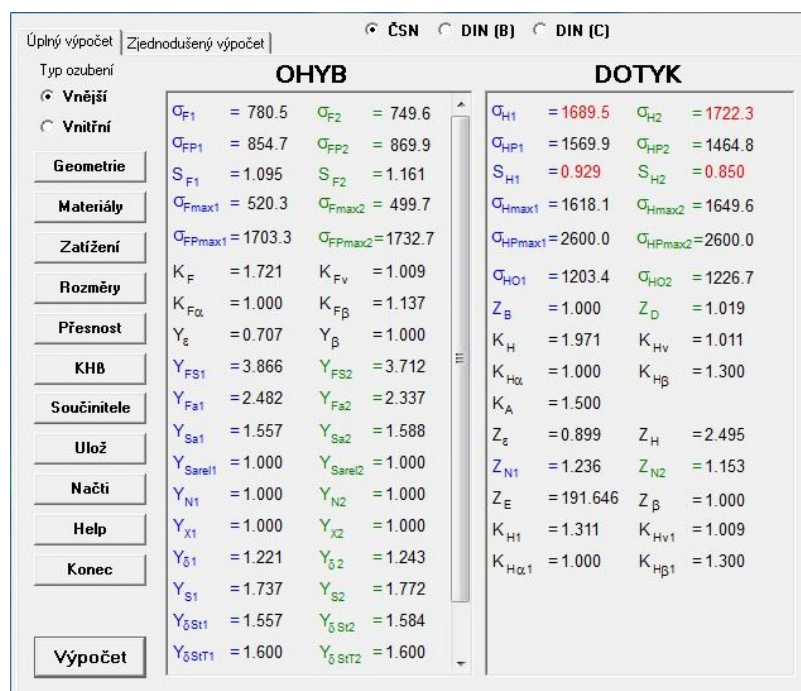
Obr. 8.3 – Vstupní geometrické parametry a materiál

Dalším krokem bylo zadání spektra. Je použito výše určené spektrum o třech stupních (zde pro kolo A).



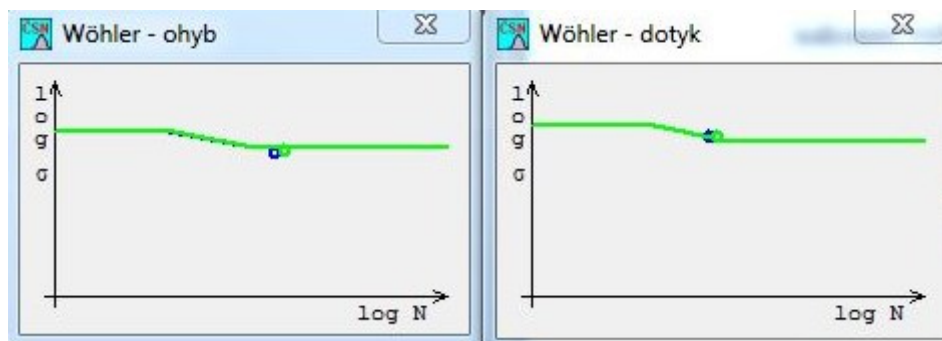
Obr. 8.4 – Zadání spektra zatížení

Součinitel K_A pro respektování vnějších dynamických sil byl zvolen $K_A = 1,5$, neboť hnací člen (tedy lidské nohy) se dají považovat za nerovnoměrný pohon (zde se střední nerovnoměrností), naproti tomu hnané kolo se dá považovat za plynulý stoj (zde s malou nerovnoměrností). Součinitele střídavého zatížení zubu byly použity $Y_{A1} = 1$ a $Y_{A2} = 0,7$, protože občas sice dojde k reverzaci chodu protočením pedálů, ale toto se děje vždy bez zatížení díky rohatce kola, tzv. „cvrčku“. Naproti tomu mezikolo je zatěžováno střídavě záběrem v prvním a druhém soukolí. Dále byly ještě přímým zadáním navoleny součinitele $K_{H\beta} = 1,3$. Výsledné bezpečnosti jsou zobrazeny na obr. 8.5.



Obr. 8.5 – Výsledné bezpečnosti

Na základě výše zobrazeného lze konstatovat, že soukolí pevnostně vyhovuje. Lze i připustit bezpečnost v dotyku lehce menší než 1, neboť se u dotyku pohybujeme stále ještě před bází v oblasti časované pevnosti (viz obr. 8.6) a tedy hodnotu 0,85 lze akceptovat.



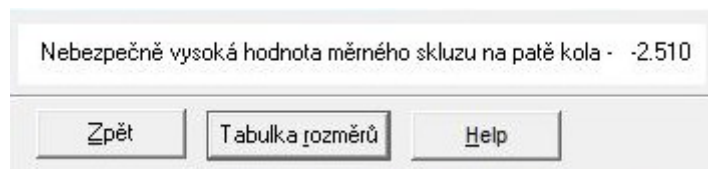
Obr. 8.6 – Wöhlerovy křivky

8.2. Soukolí BC

Geometrie druhého soukolí je poplatná soukolí prvnímu. Modul zůstává stejný, rovněž s výpočtovou osovou vzdáleností se nehýbalo. Zde bych se rád zastavil u korekcí. Jelikož se jedná o převod s vloženým mezikolem, je kolo B účastno záběru jak v prvním soukolí, tak v soukolí druhém. Jeho hlavový průměr a korekce byly navrženy už v prvním výpočtu pro soukolí AB a nelze s nimi tedy už pro výpočet BC hýbat. Do výpočtu BC tedy vstupují stejné korekce a hlavový průměr kola B jako v předchozím výpočtu pro AB, jak je patrné z obr. 8.7.

Zadání		Mříž ozubení		Identifikace		Vnější		Vnitřní		Kuželové	
Povinný vstup :											
Normální modul	m_n	3.0000	[mm]								
Počet zubů pastorku	z_1	23.0									
Počet zubů kola	z_2	30.0									
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]								
Společná šířka zubů	b	6.00	[mm]								
Výpočetní vstup :											
Součet korekcí	x_Σ	0.000000									
Korekce pastorku	x_1	0.219878									
Korekce kola	x_2	-0.219878									
Osová vzdálenost pracovní	a	79.500000	[mm]								
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	20.000000	[°]								
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]								
Základní profil :											
		<input checked="" type="radio"/> Standard		<input type="radio"/> Nestandard		<input type="checkbox"/> Kruhávata					
Poměrná výška hlavy pastorku	h_{ap1}^*	1.0000									
Poměrná výška hlavy kola	h_{ap2}^*	1.0000									
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{p1}^*	0.2500									
Poměrná hlavová vůle kola	c_{p2}^*	0.2500									
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fp1}^*	0.3800									
Poměrný rádius paty kola	ρ_{fp2}^*	0.3800									
Úhel profilu	α_p	20.0000	[°]								
Nástroje											
Nepovinný vstup :											
Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	76.00000	[mm]								
Hlavový průměr kola	d_{a2}	94.60000	[mm]								
Výpočetní hlavové průměry											
KOMPLEXNÍ KONTROLA <input checked="" type="radio"/> DEC <input type="radio"/> DMS Uložit vstupy Načíst vstupy Help Konec											

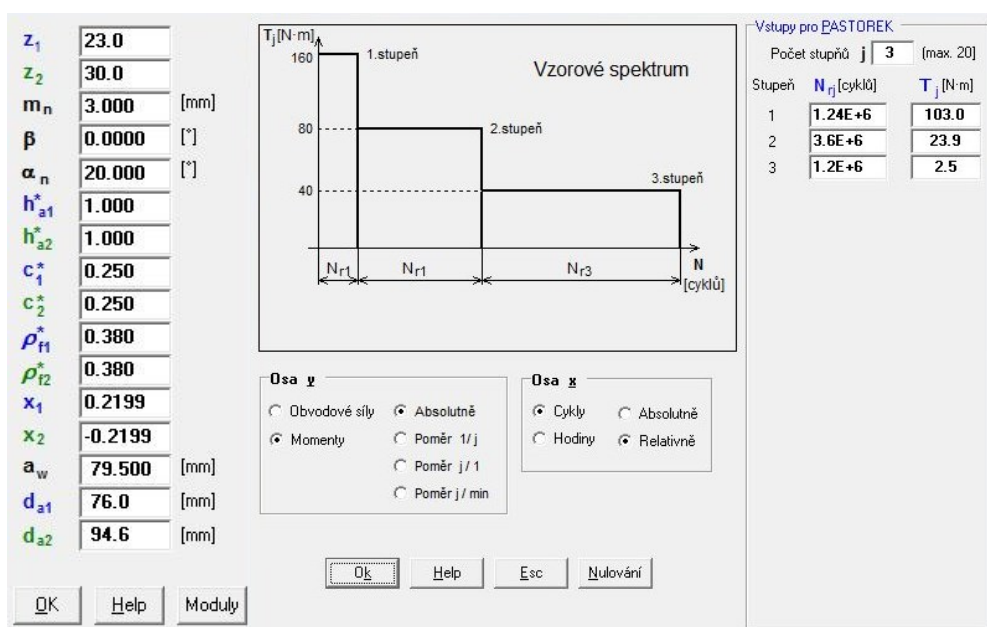
Obr. 8.7 – Vstupy geometrie



Obr. 8.8 – Měrné skluzu

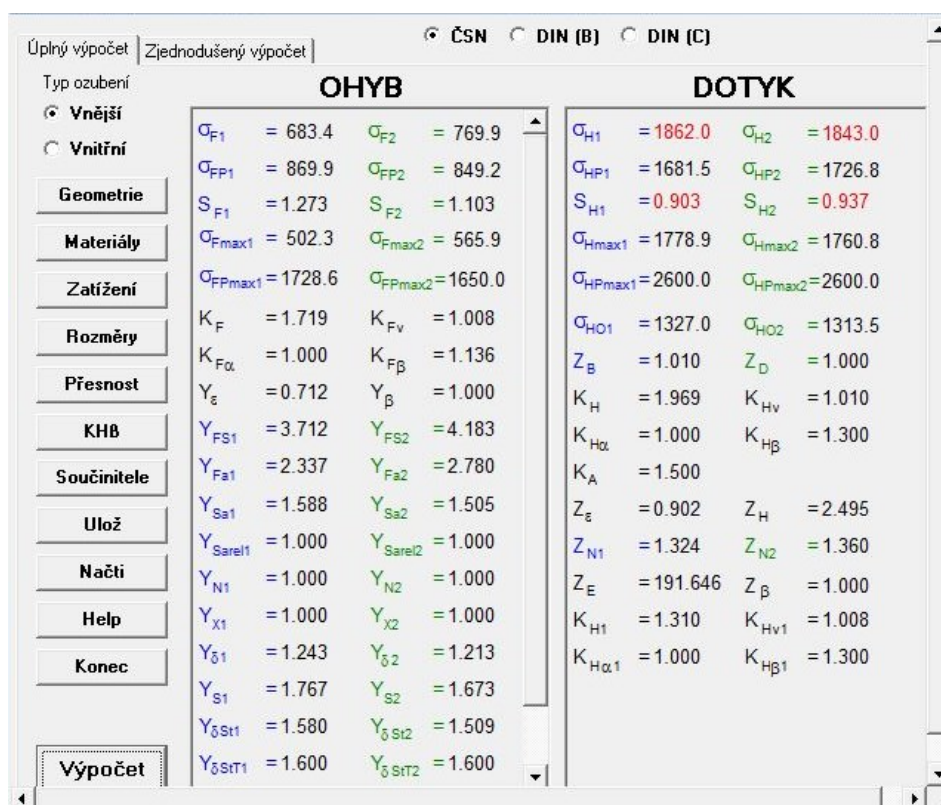
Při výpočtu byly zaznamenány vyšší hodnoty měrného skluzu na patě kola. Přípomínky jsou kvůli zaokrouhlení hlavových průměrů na desetiny z výrobních důvodů a lze je v tomto případě akceptovat. Výpis geometrických parametrů soukolí je uveden v Příloze 1.

Pro druhé soukolí byly při pevnostním výpočtu v zadání použity stejné parametry a součinitele jako pro první soukolí. Liší se jen zadání geometrie a spektrum bylo použito přepočítané pro kolo B, jak je patrné z obr. 8.9.



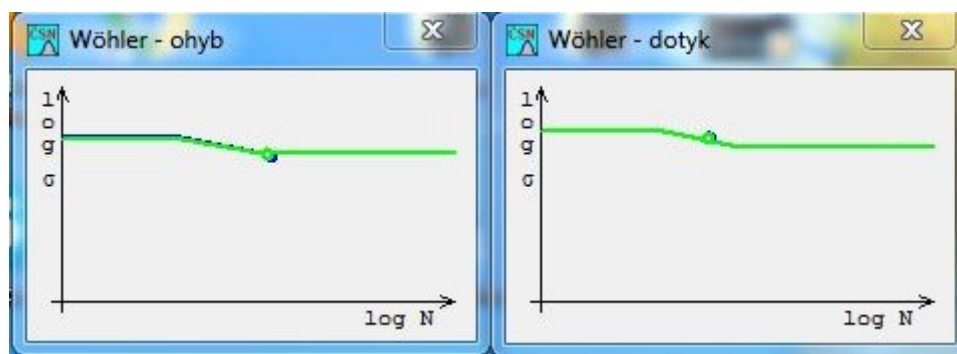
Obr. 8.9 – Zadání spektra zatížení

Materiál kola je opět ocel 16MnCr5 (ČSN 14 220, DIN 1.7131), která je cementována a kalena. Přesnost kol je IT8. Společná šířka ozubení je opět $b = 6$ mm. Součinitel K_A pro respektování vnějších dynamických sil byl zvolen $K_A = 1,5$, stejně jako u soukolí AB. Součinitele střídavého zatížení zubu byly ponechány $Y_{A1} = 0,7$ a $Y_{A2} = 1$ a součinitele $K_{H\beta} = 1,3$. Výsledné bezpečnosti jsou zobrazeny na obr. 8.10.



Obr. 8.10 – Výsledné bezpečnosti

Výsledný výpočet opět potvrzuje vhodnost použitého soukolí. Je zde stejný problém s bezpečností v dotyku jako výše, ale opět se pohybuje před bází v oblasti časované pevnosti a toto lze tedy tolerovat.



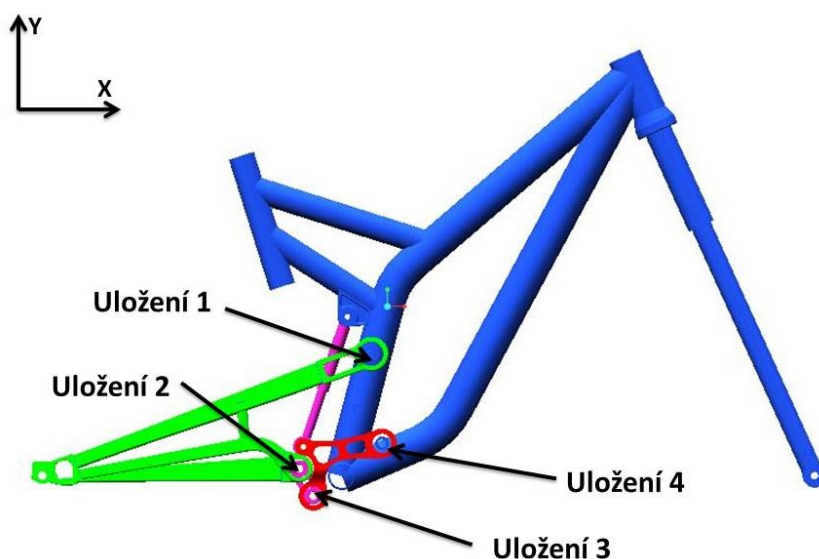
Obr. 8.11 – Wöhlerovy křivky

9. Ložiska

Veškerá uložení kloubů jsou realizována kuličkovými ložisky. Je to z důvodu převahy radiálních zatížení nad axiálními, přičemž kuličková ložiska jsou schopna zachytit i menší axiální síly, které se při provozu vyskytují. Dále jsou tato ložiska snadno dostupná a ve srovnání s ostatními i levná.

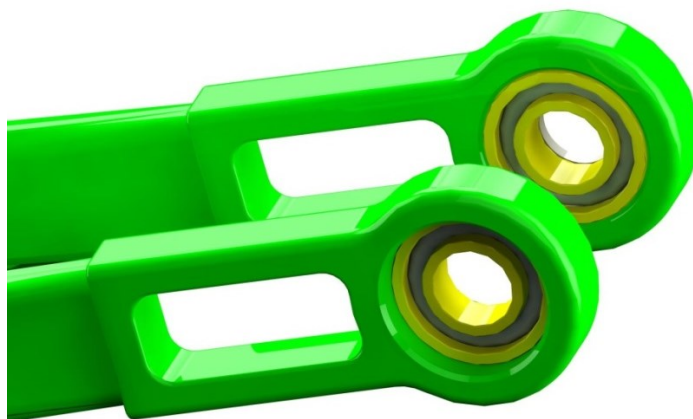
9.1. Ložiska vidlice a pák

Pro uložení kloubových spojení kyvného mechanismu je použito 8 kusů ložisek, vždy párově levé a pravé pro každé uložení. Pro přehlednost a možnost porovnání s výsledky analýzy je uveden na obr. 9.1 popis jednotlivých uložení.



Obr. 9.1 – Popis uložení

Uchycení vnějších kroužků ložisek je řešeno nalisováním do hliníkových dílů. Bylo navrženo i svěrné spojení se stahovacím šroubem, od toho ale bylo později upuštěno, neboť zkušenosti zadavatele ukázaly, že je zbytečné. Ložiska jsou k dílům stažena přes vnitřní kroužek pomocí rozebíratelných čepů. Kontrola čepů bude předmětem dalších kapitol.



Obr. 9.2 – Nalisování ložisek

V tab. 9.1 jsou uvedeny velikosti reakcí v jednotlivých uloženích od zatěžující síly. Je nutné si uvědomit, že reakce je spočítána na vazbu a vzhledem k jednomu dílu. Pro uložení 1 a 2 jsou reakce počítány vzhledem k vidlici a je tedy nutno je podělit dvěma, neboť na každé uložení jsou dvě párová ložiska. Naopak reakce v uložení 3 a 4 jsou spočítány vzhledem k bočním pákám a velikost reakce už zde odpovídá zatížení jednoho ložiska.

Tab. 9.1 – Výsledné reakce v uložení

Uložení	Reakce X	Reakce Y	Výsledná reakce	Zatížení P - 1 ložisko
Uložení 1	-5 161 N	3 593 N	6 288 N	3 144 N
Uložení 2	3 659 N	-6 946 N	7 851 N	3 925 N
Uložení 3	1 829 N	-3 473 N	3 925 N	3 925 N
Uložení 4	3 296 N	837 N	3 400 N	3 400 N

Bylo snahou použít pokud možno stejná ložiska z důvodu zjednodušení a zrychlení údržby či repase. Vzhledem k podobné velikosti reakcí ve všech čepech vidlice a pák bylo vybráno nejvyšší zatížení, tedy v uložení 2, a pro něj je provedena kontrola ložiska.

Jsou použita oboustranně krytá ložiska 6001 2RS firmy ZKL, jejichž rozměry a parametry dle výrobce jsou uvedeny v tab. 9.2. [10]

Tab. 9.2 – Ložisko 6001 2RS

Název	Značka	Hodnota [mm]
Vnější průměr	D	28
Vnitřní průměr	d	12
Šířka	B	8
Rádus	r	0,3
Název	Značka	Hodnota [kN]
Statická únosnost	C_0	2,360
Dynamická únosnost	C	5,094
Mezní únavové zatížení	C_u	0,107
Hmotnost	m	0,022 kg

Protože čepy se v ocích neotáčejí, ale konají jen kývavý pohyb, byla provedena statická kontrola ložiska. Statická bezpečnost je vypočtena jako podíl statické únosnosti a reakce od zatížení v ložisku. Pro případ uložení 2 je to tedy dle rovnice 9.1

$$S_{0_2} = \frac{C_0}{P_2} = \frac{2360}{3925} = 0,6012 [-] \quad (9.1)$$

Při nerotujícím ložisku a normálních provozních podmínkách je minimální doporučená hodnota součinitele statické bezpečnosti dle obr. 9.3: $S_{0_{min}} = 0,5 [-]$. Ložisko tedy statické kontrole vyhovuje. Zde je třeba zmínit, že navzdory nízké bezpečnosti a faktu, že uložení bude vystaveno velkým rázům, lze považovat ložiska za dostatečně

dimenzovaná. Plánovaná maximální životnost uložení je 2 000km, pak následuje repase. Při provozu se v ložisku budou vytvářet vůle a ty jsou nepřijatelné a je nutná jejich včasná výměna. Ložisko tedy fakticky nedojde ke konci své životnosti nebo únavovému opotřebení, neboť bude dříve vyměněno z důvodu vzniklých vůlí.

Tabulka - Směrné hodnoty součinitele statické bezpečnosti s_0

Provozní podmínky	Rotující ložisko						Nerotující ložisko	
	Požadavky na tichý chod							
	zanedbatelné		normální		vysoké			
	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk
Klidný běh, bez vibrací	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normální	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Výrazné rázové zatížení ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

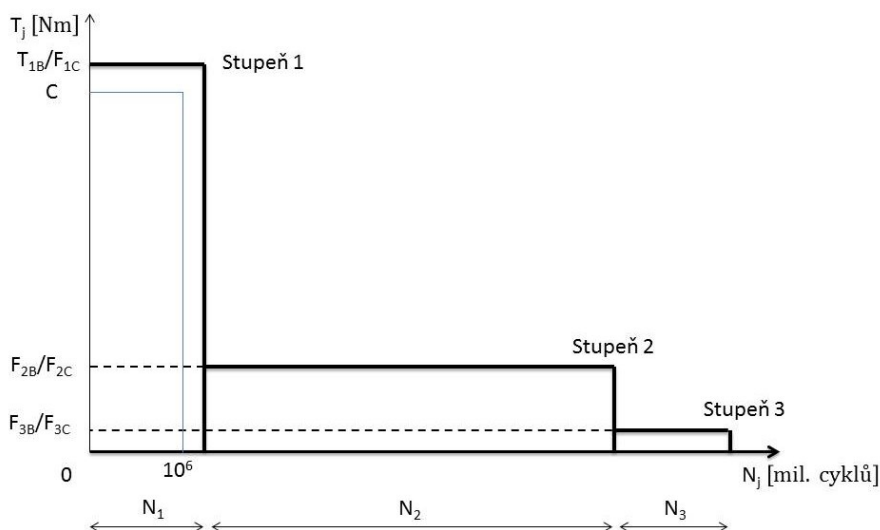
Obr. 9.3 – Doporučené hodnoty součinitele statické bezpečnosti [17]

Z konstrukčních důvodů bylo později nutno předělat horní oka kyvné vidlice na uložení ve větších ložiscích. Nově jsou použita ZKL 6003 o rozměrech 35x17x10. Vzhledem k větším rozměrům a únosnosti při stejném zatížení není třeba ložiska kontrolovat.

9.2. Ložiska primárního převodu

Další dvě ložiska jsou použita k uložení dutého hřídele řetězového převodu, jedno ložisko pak ještě drží předlohové mezikolo. Kliky jsou do rámu uloženy ve standardních běžně používaných středech Hollowtech II a nejsou předmětem řešení.

9.2.1. Přepočítání spektra pro další kola



Obr. 9.4 – Spektrum zatížení pro výpočet ložisek

Pro výpočet trvanlivosti ložisek bylo použito v kap. 8 vytvořené spektrum zatížení. Hodnoty kroutících momentů tohoto spektra jsou však spočteny pro kolo A, tedy hřídel

klik a pedálů. Pro hřídele B a C je bylo nutno vynásobit převodovým poměrem. Pro kolo B předlohového hřídele:

$$T_{1B} = T_1 \cdot i_{AB} = 206 \cdot 0,5 = 103 \text{ Nm} \quad (9.2)$$

$$T_{2B} = T_2 \cdot i_{AB} = 47,8 \cdot 0,5 = 23,9 \text{ Nm} \quad (9.3)$$

$$T_{3B} = T_3 \cdot i_{AB} = 5 \cdot 0,5 = 2,5 \text{ Nm} \quad (9.4)$$

Obdobně pro kolo C:

$$T_{1C} = T_1 \cdot i_1 = 206 \cdot 0,652 = 134,3 \text{ Nm} \quad (9.5)$$

$$T_{2C} = T_2 \cdot i_1 = 47,8 \cdot 0,652 = 31,2 \text{ Nm} \quad (9.6)$$

$$T_{3C} = T_3 \cdot i_1 = 5 \cdot 0,652 = 3,3 \text{ Nm} \quad (9.7)$$

Naprostu stejným způsobem byly vyjádřeny počty cyklů spekter. V rovnici 9.8 je uveden vzorový výpočet pro stupeň 1 spektra kola B, další jsou spočteny analogicky.

$$N_{1B} = N_{1A} \cdot i_{AB} = 2\,400\,000 \cdot 0,5 = 1\,200\,000 \text{ cyklů} \quad (9.8)$$

Výsledky byly pro přehlednost zaneseny do tab. 9.3.

Tab. 9.3 – Hodnoty spekter zatížení

Zatížení	Stupeň 1	Stupeň 2	Stupeň 3
Kolo A	$T_{1A} = 206 \text{ Nm}$	$T_{2A} = 47,8 \text{ Nm}$	$T_{3A} = 5 \text{ Nm}$
Kolo B	$T_{1B} = 103 \text{ Nm}$	$T_{2B} = 23,9 \text{ Nm}$	$T_{3B} = 2,5 \text{ Nm}$
Kolo C	$T_{1C} = 134,3 \text{ Nm}$	$T_{2C} = 31,2 \text{ Nm}$	$T_{3C} = 3,3 \text{ Nm}$
Cykly	Stupeň 1	Stupeň 2	Stupeň 3
Kolo A	$N_{1A} = 2,4 \text{ mil.}$	$N_{2A} = 7,2 \text{ mil.}$	$N_{3A} = 2,4 \text{ mil.}$
Kolo B	$N_{1B} = 1,2 \text{ mil.}$	$N_{2B} = 3,6 \text{ mil.}$	$N_{3B} = 1,2 \text{ mil.}$
Kolo C	$N_{1C} = 1,6 \text{ mil.}$	$N_{2C} = 4,7 \text{ mil.}$	$N_{3C} = 1,6 \text{ mil.}$

Vyjádření dílčích úseků U_i poměrem počtu cyklů dostaneme ze vztahů 9.9 a 9.10.

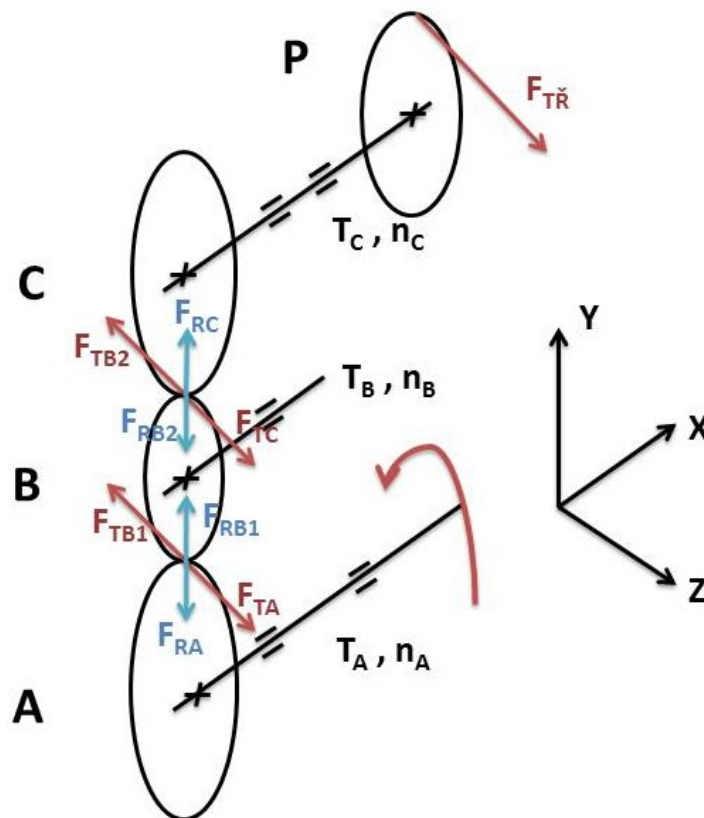
$$U_1 = U_3 = \frac{N_1}{\sum N_i} = \frac{1,2}{6} = 0,2 [-] \quad (9.9)$$

$$U_2 = \frac{N_2}{\sum N_i} = \frac{3,6}{6} = 0,6 [-] \quad (9.10)$$

Tyto hodnoty jsou stejné pro všechna spektra, navzdory odlišným dělencům a dělitelům.

9.2.2. Síly od ozubení

Při použití čelních ozubených kol vznikají při provozu síly od ozubení, které namáhají ložiska a hřídele. Pro další výpočty byly určeny velikosti těchto sil. Výpočtový model je znázorněn na obr. 9.5.



Obr. 9.5 – Výpočtový model pro výpočet sil ozubení

Vzhledem k uspořádání kol si budou dle vztahu 9.11 všechny tečné síly rovný.

$$F_{TA} = F_{TB1} = F_{TB2} = F_{TC} = \frac{2 \cdot T_A}{D_{TA}} = \frac{2 \cdot T_B}{D_{TB}} = \frac{2 \cdot 206}{0,138} = \frac{2 \cdot 103}{0,069} = 2\,986 \text{ N} \quad (9.11)$$

Stejný princip platí i pro radiální síly.

$$F_{RA} = F_{RB1} = F_{RB2} = F_{RC} = \frac{F_{TA} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2986 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 1\,087 \text{ N} \quad (9.12)$$

Tahová síla od řetězu je:

$$F_{TR} = \frac{2 \cdot T_C}{D_{TR}} = \frac{2 \cdot 134,3}{0,098} = 2\,741 \text{ N} \quad (9.13)$$

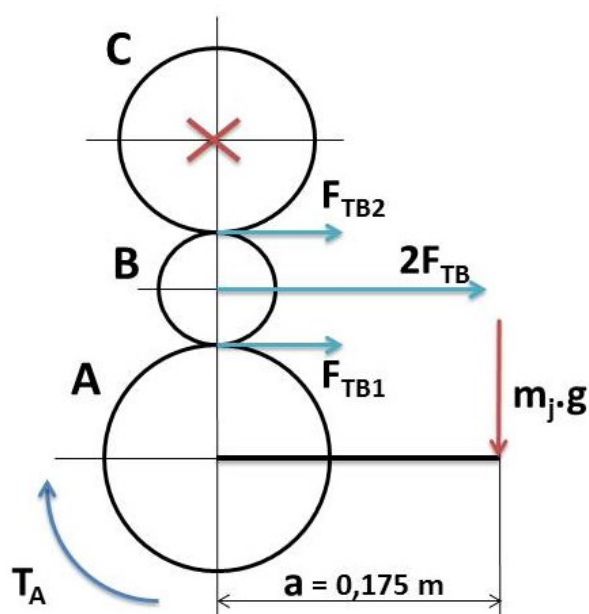
9.2.3. Ložisko předlohového kola

Pro mezikolo je použito oboustranně kryté ložisko ZKL 6201 2RS, jehož rozměry a parametry dle výrobce jsou uvedeny v tab. 9.4. [10]

Tab. 9.4 – Ložisko 6201 2RS

Název	Značka	Hodnota [mm]
Vnější průměr	D	32
Vnitřní průměr	d	12
Šířka	B	10
Rádus	r	0,6
Název	Značka	Hodnota [kN]
Statická únosnost	C_0	3,100
Dynamická únosnost	C	6,905
Mezní únavové zatížení	C_u	0,141
Hmotnost	m	0,037 kg

Na obr. 9.6 je schéma primárního řetězového převodu. Pro výpočet uvažujme zatížení při záběru/rozjezdu, kdy se jezdec celou svou postaví do pedálů, ale kolo C ještě stojí, tedy je zablokováno.



Obr. 9.6 – Schéma pro výpočet reakce na ložisko mezikola

Jezdec svou vahou m_j na rameni kliky vyvodí krouticí moment T_A , který na rameni rovném polovině roztečné kružnice kola B tlačí na kolo B silou F_B . Zároveň však mezi kolem B a zablokovaným kolem C působí reakce na tuto sílu stejné velikosti, výsledná síla na osu mezikola je tedy rovna $2F_B$. (Tento výpočet je analogický výpočtu sil od ozubení uvedenému výše).

Tab. 9.5 – Výpočtové hodnoty pro schéma 9.6

Název	Značka	Hodnota
Rameno kliky	a	175 mm
Roztečný průměr kola B	D_{iB}	69 mm
Hmotnost jezdce	m_j	120 kg

Velikost dílčích ekvivalentních zatížení se vypočítala z krouticích momentů pro spektrum kola B a roztečného průměru.

$$P_{1B} = \frac{4 \cdot T_{1B}}{D_{tB}} = \frac{4 \cdot 103}{0,069} = 5971 \text{ N} \quad (9.14)$$

$$P_{2B} = \frac{4 \cdot T_{2B}}{D_{tB}} = \frac{4 \cdot 23,9}{0,069} = 1386 \text{ N} \quad (9.15)$$

$$P_{3B} = \frac{4 \cdot T_{3B}}{D_{tB}} = \frac{4 \cdot 2,5}{0,069} = 145 \text{ N} \quad (9.16)$$

Základní trvanlivosti ložiska při zatížení na jednotlivých hladinách jsou pak

$$L_{10_1} = \left(\frac{C}{P_{1B}} \right)^3 = \left(\frac{6905}{5971} \right)^3 = 1,55 \text{ mil. ot.} \quad (9.17)$$

$$L_{10_2} = \left(\frac{C}{P_{2B}} \right)^3 = \left(\frac{6905}{1386} \right)^3 = 123,65 \text{ mil. ot.} \quad (9.18)$$

$$L_{10_3} = \left(\frac{C}{P_{3B}} \right)^3 = \left(\frac{6905}{145} \right)^3 = 108\,000 \text{ mil. ot.} \quad (9.19)$$

Základní trvanlivost ložiska zatíženého proměnlivým zatížením je dle vztahu 9.20

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10_1}} + \frac{U_2}{L_{10_2}} + \frac{U_3}{L_{10_3}}} = \frac{1}{\frac{0,2}{1,55} + \frac{0,6}{123,65} + \frac{0,2}{108\,000}} = 7,47 \text{ mil. ot.} \quad (9.20)$$

Ložisko tedy kontrole vyhovuje

$$L_{10} > N_B = 6 \text{ mil. cyklů}$$

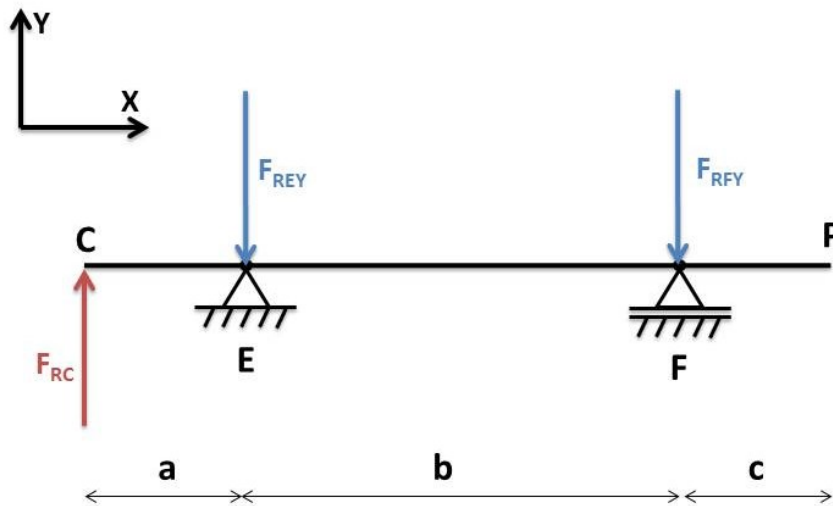
9.2.4. Ložiska převodového hřídele

Hřídel procházející rámem, na kterém jsou oboustranně uložena řetězová kola, se otáčí v ložiscích ZKL 16100 2RS, jejichž parametry jsou uvedeny v tab. 9.6.

Tab. 9.6 – Ložisko 16100

Název	Značka	Hodnota [mm]
Vnější průměr	D	28
Vnitřní průměr	d	10
Šířka	B	8
Rádus	r	0,6
Název	Značka	Hodnota [kN]
Statická únosnost	C_0	1,960
Dynamická únosnost	C	4,620
Mezní únavové zatížení	C_u	0,083
Hmotnost	m	0,022 kg

Na obr. 9.7 a 9.8 je hřídel ve formě nosníku, zatížený silami od ozubení a od řetězu ve dvou na sebe kolmých rovinách. Rozměry nosníku jsou $a = 8 \text{ mm}$, $b = 92 \text{ mm}$ a $c = 5 \text{ mm}$.



Obr. 9.7 – Síly v rovině X-Y

Reakce jsou vypočteny ze statických rovnic rovnováhy, silové a momentové. Pro rovinu X-Y

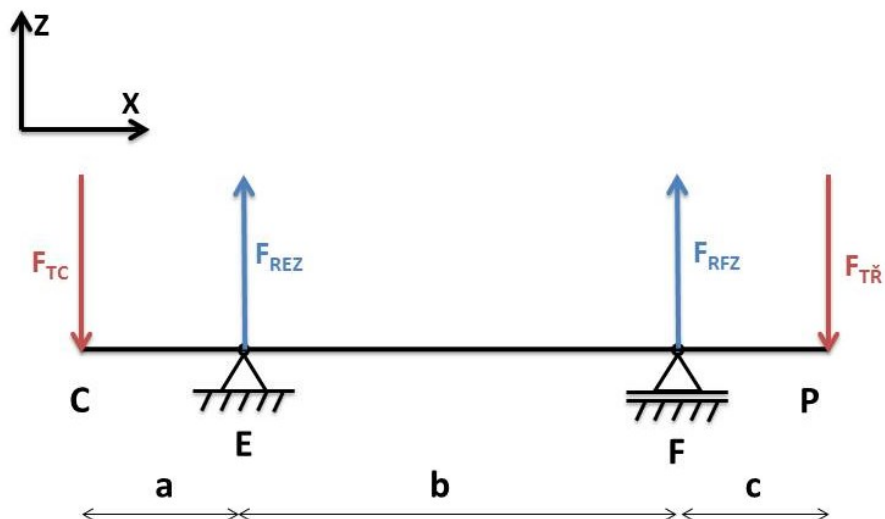
$$\uparrow: -F_{REY} - F_{RFY} + F_{RC} = 0 \quad (9.21)$$

$$\mathbf{M}_F: F_{RC} \cdot (a + b) - F_{REY} \cdot b = 0 \quad (9.22)$$

$$F_{REY} = \frac{F_{RC} \cdot (a + b)}{b} = \frac{1\,087 \cdot (8 + 92)}{92} = 1\,182 \text{ N} \quad (9.23)$$

$$F_{RFY} = -F_{REY} + F_{RC} = -1\,182 + 1\,087 = -95 \text{ N} \quad (9.24)$$

Obdobně jsou reakce spočítány v rovině X-Z



Obr. 9.8 – Síly v rovině X-Z

$$\uparrow: F_{REZ} + F_{RFZ} - F_{TC} - F_{TŘ} = 0 \quad (9.25)$$

$$\mathbf{M}_F: -F_{TC} \cdot a + F_{RFZ} \cdot b - F_{TŘ} \cdot (b + c) = 0 \quad (9.26)$$

$$F_{RFZ} = \frac{F_{TC} \cdot a + F_{T\check{R}} \cdot (b + c)}{b} = \frac{2\,986 \cdot 8 + 2\,741 \cdot (92 + 5)}{92} = 3\,150 \text{ N} \quad (9.27)$$

$$F_{REZ} = -F_{RFZ} + F_{TC} + F_{T\check{R}} = -3\,150 + 2\,986 + 2\,741 = 2\,577 \text{ N} \quad (9.28)$$

Celkové reakce jsou pak spočteny vztahy 9.29 a 9.30.

$$F_{RE} = \sqrt{F_{REY}^2 + F_{REZ}^2} = \sqrt{1\,182^2 + 2\,577^2} = 2\,835 \text{ N} \quad (9.29)$$

$$F_{RF} = \sqrt{F_{RFY}^2 + F_{RFZ}^2} = \sqrt{-95^2 + 3\,150^2} = 3\,151 \text{ N} \quad (9.30)$$

Protože ložiska v bodech E a F jsou použita totožná a reakce vyšly větší v místě F, bude kontrolováno jen toto zatíženější ložisko. Vypočtená reakce F_{RF} je z nejvyššího zatížení, pro první stupeň spektra. Je proto potřeba ji přepočíst poměrem mezi stupni abychom dostali hodnotu i pro další stupně spektra.

$$P_{1C} = F_{RF} = 3\,151 \text{ N} \quad (9.31)$$

$$P_{2C} = P_{1C} \cdot \frac{T_{2A}}{T_{1A}} = 3\,151 \cdot \frac{47,8}{206} = 731 \text{ N} \quad (9.32)$$

$$P_{3C} = P_{2C} \cdot \frac{T_{3A}}{T_{2A}} = 731 \cdot \frac{5}{47,8} = 77 \text{ N} \quad (9.33)$$

Základní trvanlivosti ložiska 16100 při zatížení na jednotlivých hladinách jsou pak

$$L_{10_1} = \left(\frac{C}{P_{1C}}\right)^3 = \left(\frac{4\,620}{3\,151}\right)^3 = 3,15 \text{ mil. ot.} \quad (9.34)$$

$$L_{10_2} = \left(\frac{C}{P_{2C}}\right)^3 = \left(\frac{4\,620}{731}\right)^3 = 252,5 \text{ mil. ot.} \quad (9.35)$$

$$L_{10_3} = \left(\frac{C}{P_{3C}}\right)^3 = \left(\frac{4\,620}{77}\right)^3 = 216\,000 \text{ mil. ot.} \quad (9.36)$$

Základní životnost ložiska zatíženého proměnlivým zatížením je

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10_1}} + \frac{U_2}{L_{10_2}} + \frac{U_3}{L_{10_3}}} = \frac{1}{\frac{0,2}{3,15} + \frac{0,6}{252,5} + \frac{0,2}{216\,000}} = 15,19 \text{ mil. ot.} \quad (9.37)$$

Ložisko kontrole vyhovuje.

$$L_{10} > N_C = 7,9 \text{ mil. cyklů}$$

10. Pevnostní kontrola čepů

Byla provedena pevnostní kontrola čepů uložení. Způsob uložení vidlice a pák byl ukázán na obr. 4.4. Vzhledem k tomu, že jsou průřezy všech uložení stejné (použita stejná ložiska a stejné průměry), byl vybrán na kontrolu jen jeden reprezentativní čep s nejvyšším zatížením. Toto největší zatížení je v uložení 2, viz tab. 9.1. Čep byl kontrolován na smyk. Z důvodu že vše je šroubem staženo na pevně a teoreticky je zde styk bez vůlí, nebyl čep kontrolován na ohyb, neboť tento je možno zanedbat.

Smykové napětí v průřezu při maximálním zatížení je dle vztahu 10.1

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{7851}{\frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 8^2)} = 125 \text{ MPa} \quad (10.1)$$

Dovolené napětí ve smyku je pak

$$\tau_D = \frac{\tau_{KT}}{k_S} = \frac{0,67 \cdot R_e}{k_S} = \frac{0,67 \cdot 450}{2} = 150,8 \text{ MPa} \quad (10.2)$$

Statická bezpečnost k_S byla volena poněkud vyšší vzhledem k důležitosti aplikace. Porovnáním hodnot bylo zjištěno, že čep z hlediska této pevnostní kontroly vyhovuje.

$$\tau < \tau_D$$

11. Seznam použitých komponent

Navržený bicykl byl osazen komerčními komponentami, které byly zvoleny s ohledem na použití kola a na schopnost zapadnout do navržené konstrukce. Níže je uveden jejich seznam se základním označením.

Kliky jsou použity Shimano XT M785 - 10 speed, určené pro montáž dvou převodníků (na obr. 11.1). Do rámu se ukládají technologií Hollowtech II. Roztečný průměr většího převodníku, na který se šroubuje v této práci navržené kolo A, je $\varnothing 104$ mm. Otvory pro malý převodník zůstanou neobsazeny.



Obr. 11.1 – Shimano XT M785 - 10 speed [18]



Obr. 11.2 – Hollowtech II [19]

Převodník P byl navržen Shimano XT FC-M770 - 22 zubů.



Obr. 11.3 – Shimano XT FC-M770 - 22 zubů [20]

Zadní kazeta byla použita Shimano XT CS-M8000 11 speed s rozsahem zubů 11-42.



Obr. 11.4 – Shimano XT CS-M8000 11 speed [21]

Řetěz je navržen Shimano Ultegra CN-HG700-11, použito je 122 článků.



Obr. 11.5 – Shimano Ultegra CN-HG700-11 [22]

Konstrukce byla navržena pro tlumič Fox DHX Air 5.0 XV.



Obr. 11.6 – Fox DHX Air 5.0 XV [27]

12. Závěr

Na základě zadaných parametrů a požadavků na konstrukci byla navržena zadní stavba horského kola, zobrazená na obr. 12.1 a 12.2. Řešení se vyznačuje shodnou osou otáčení kyvné vidlice a osou převodníku řetězového převodu. Toto řešení má za následek eliminaci pohupování kola při šlapání a změny osové vzdálenosti řetězového převodu při pružení.

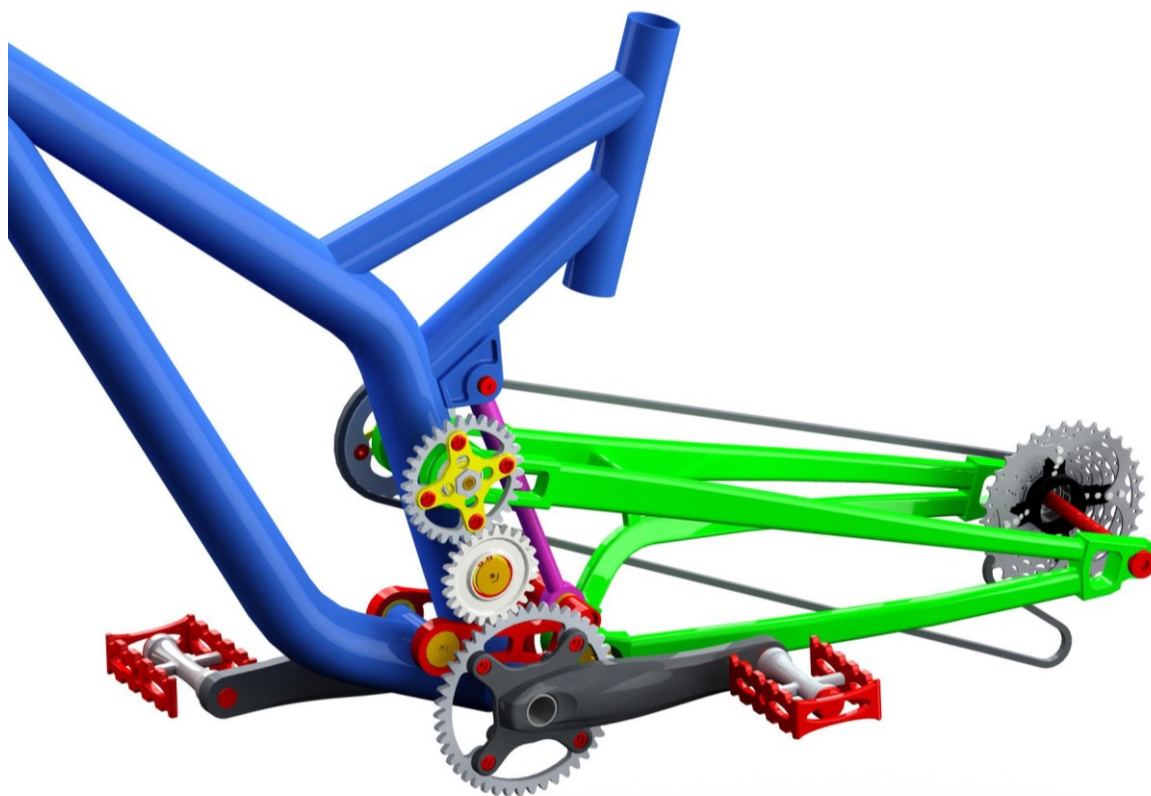
Byla vytvořena jak konstrukce kyvné vidlice a propojovacích pák, tak byl navržen převod propojující kliky pedálů s kazetou zadního kola. Díly byly pevnostně zkontrolovány a optimalizovány pomocí metody MKP tak, aby vyhověly zadanému zatížení s dostatečnou bezpečností a zároveň byla zachována nízká hmotnost. Dále je výpočtem ověřena bezpečnost kritických míst u součástí převodů.

Byla zvolena kuličková ložiska určená k otočnému propojení jednotlivých dílů vidlice a také ložiska sloužící k uložení otočných hřídelů převodů. Tato byla staticky nebo dynamicky zkontrolována, zda jejich trvanlivost vyhovuje provoznímu zatížení po dobu plánované životnosti kola. Dále byl proveden návrh a následná pevnostní kontrola ozubení převodových kol. Zbývající komponenty převodu byly zvoleny z běžně dostupných komerčních výrobků a okolní konstrukce kola jim byla přizpůsobena.

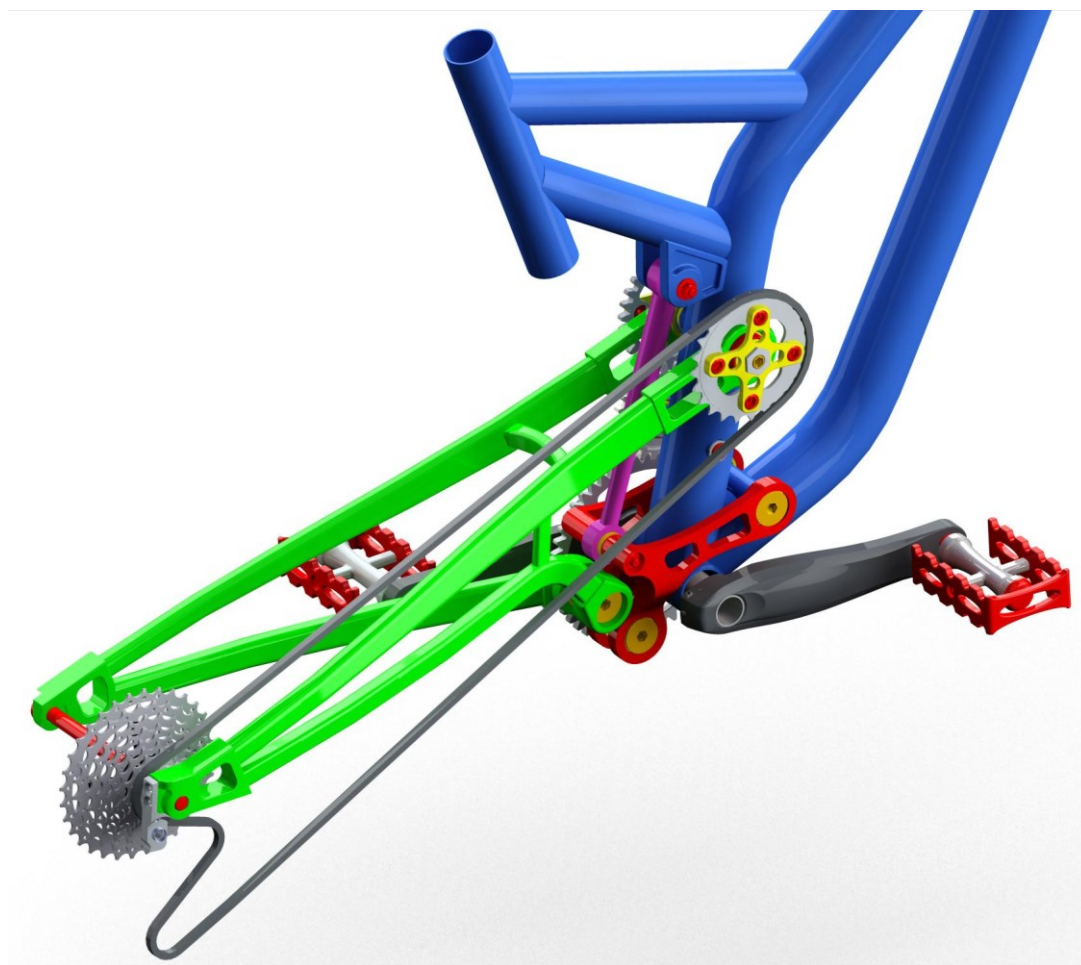
Součástí práce je silový rozbor, na základě jehož výsledků byly veškeré navrhované součásti dimenzovány. Jsou rovněž navrženy vhodné materiály pro výrobu všech dílů tak, aby byla zajištěna dostatečná tuhost a životnost. Jak je patrné z výsledků práce, konstrukce dílů je dostatečně kvalitní a dimenzována pro výpočtové zatížení. Díly by tedy bylo možno vyrobit a takovýto bicykl používat ke sportovním účelům, ať už pro hobby nebo i závodní jízdu.

Dále byla vytvořena výkresová dokumentace dle zadání. Byly tedy splněny všechny požadavky zadání a cíle vytyčené v úvodu této práce.

Použitý návrh s sebou však nese určitá úskalí. Prvním je zvýšení hmotnosti. Díky použití některých dílů navíc oproti běžným konstrukcím, jako např. ozubená kola, hřídele, ložiska atd. dojde k nárůstu hmotnosti o cca 1 kg. Dále bylo díky netradičnímu vedení řetězu nutno upravit pravé spodní rameno, aby s ním nekolidovalo. Řetěz by tedy při jízdě po velkých nerovnostech mohl kmitat a narážet do tohoto ramene. Fakt výskytu točících se ozubených kol v blízkosti nohou cyklisty zase není ideální z hlediska bezpečnosti. Pro případné nasazení do výroby by bylo dobré použití ochranného plastového krytu. Tento by zároveň částečně chránil převody před znečištěním, neboť ve stávající konfiguraci jsou obnažené a tedy nechráněné vůči blátu, odletujícím kamínkům, prachu či vodě.



Obr. 12.1 – Celkový pohled I



Obr. 12.2 – Celkový pohled II

13. Literatura

Tištěné zdroje

- [1] VÁVRA, P. et al *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983.
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních*. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 99 s.
- [5] SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] ČSN EN ISO 4210-2 *Jízdní kola – Bezpečnostní požadavky na jízdní kola. Část 2: Požadavky na městská a trekkingová jízdní kola, na jízdní kola pro mládež, na horská a závodní jízdní kola*. Praha: UNMZ, 2015, 35s.
- [7] ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha: Český normalizační institut, 1989, 56s.
- [8] KRYS, V., MŽIK, J., CHAMRAD, T. *Kinematické a základní dynamické analýzy v CAD systému CREO*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 137 s. ISBN 978-80-248-2733-9
- [9] KONEČNÝ, Z., KRYS, V. *CAD III – Pevnostní analýzy*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 175 s. ISBN 978-80-248-1513-8

Internetové zdroje

- [10] ZKL Group. *Jednořadá kuličková ložiska* [online]. c2012 [cit. 2016-04-25]. <<http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbb>>
- [11] *7005-T6 Aluminum Material Properties* [online]. c2015 [cit. 2016-01-18]. <<http://www.makeitfrom.com/material-properties/7005-T6-Aluminum/>>
- [12] *7022 (AlZn5Mg3Cu, 3.4345) Aluminum Material Properties* [online]. c2015 [cit. 2016-01-18]. <<http://www.makeitfrom.com/material-properties/7022-AlZn5Mg3Cu-3.4345-Aluminum/>>
- [13] *X12Cr13 (1.4006) Martensitic Stainless steel* [online]. c2016 [cit. 2016-02-24]. <http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=79>
- [14] HÁJÍČEK, Š., *Tech Lab - Skutečný čtyřčep* [online]. publikováno 2011-02-20 [cit. 2016-04-15]. <<http://www.bikeandride.cz/2011/02/odpruzeni-skutecny-ctyrcep/>>

- [15] HÁJÍČEK, Š., *DW-link – detailní rozbor systému odpružení* [online]. publikováno 2015-02-26 [cit. 2016-04-15]. <<http://www.bikeandride.cz/2015/02/dw-link-detailni-rozbor-systemu-odpruzeni/>>
- [16] *Doprava lidskou silou* [online]. publikováno 2014-10-09 [cit. 2016-03-06]. <https://cs.wikipedia.org/wiki/Doprava_lidskou_silou>
- [17] SKF, *Směrné hodnoty součinitele statické bezpečnosti s_0* [online]. [cit. 2016-01-12]. <<http://www.skf.com/pages/jsp/catalogue-table.jsp?id=tcm:151-6559>>
- [18] <<https://www.worldwidecycling.com/collections/crankset/products/shimano-xt-m785-10-speed-170mm-24-38t-crankset-with-bottom-bracket>> [cit. 2016-04-11]
- [19] <<http://www.woollypigs.com/2010/07/shimano-xt-hollowtech-ii-bottom-bracket/>> [cit. 2016-04-11]
- [20] <<http://www.supshop.cz/prevodnik-shimano-xt-fc-m770-22-zubu-na-9kol-4packa/>> [cit. 2016-04-11]
- [21] <<http://www.jensonusa.com/Shimano-XT-CS-M8000-11-Speed-Cassette>> [cit. 2016-04-11]
- [22] <<http://www.bikeforums.net/bicycle-mechanics/1015494-shimano-cn-6800-vs-ch-hg700.html>> [cit. 2016-04-11]
- [23] <<http://flowmountainbike.com/post-all/fresh-product-santa-cruz-nomad/>> [cit. 2016-04-25]
- [24] <<http://www.jensonusa.com/!LCXBUR3788CqWBc2Tkz3rA!/Ibis-Ripley-Frame>> [cit. 2016-04-25]
- [25] <<http://gallerily.com/downhill+bikes+giant>> [cit. 2016-04-26]
- [26] <<http://chinertown.com/index.php?topic=48.0>> [cit. 2016-04-26]
- [27] <<http://www.wiggle.co.uk/fox-racing-shox-dhx-air-50-xv-rear-shock-2013/>> [cit. 2016-04-27]

Použitý software

PTC CREO Parametric 2.0

Autodesk Inventor 2016

Geometrický výpočet ozubení 4.0, M. Němček 2015

ČSNw 3.0, M. Němček 2011

Microsoft Office Word 2010

Microsoft Office Powerpoint 2010

14. Seznam příloh

Označení	Název	Formát
Příloha 1	Geometrické parametry ozubení	3xA4

Výkres	Název výkresu	Označení	Formát
Sestavný sestavy	Zadní zavěšení kola	JAN0180-DP-00	A1
Výkres svařence	Kyvná vidlice	JAN0180-DP-00-01	A2
Výrobní výkres	Ozubené kolo B	JAN0180-DP-00-02	A3

Děkuji doc. Ing. Květoslavovi Kalábovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc ve formě konzultací při vypracovávání bakalářské práce a Ing. Zdeňkovi Porubovi, Ph.D. za pomoc při MKP analýze. Dále děkuji panu Ing. Romanu Bartoszovi za informace a rady při konstrukci a své rodině za trpělivost a podporu při studiu.