



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH PŘEVODŮ HPV

TRANSMISSION OF HPV

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Antonín Martinát

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Antonín Martinát**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.**
Akademický rok: 2017/18

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

Návrh převodů HPV

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem diplomové práce magisterského studia je komplexní studium problematiky silničních vozidel poháněných lidskou silou (HPV) a na základě shromážděných poznatků zpracovat vlastní návrh pohonu HPV.

Cíle diplomové práce:

Cílem řešení zadání diplomové práce je obecný úvod do problematiky HPV, vlastní konstrukční návrh převodů silničního HPV včetně výpočtové a výkresové dokumentace vybraných částí a vlastního kritického zhodnocení dosažených výsledků včetně zdůraznění předností a nedostatků navrhovaného řešení.

Seznam doporučené literatury:

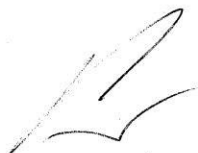
JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA, Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 155s. ISBN 978-80-87143-12-4.

ACHTENOVÁ, Gabriela. Převodná ústrojí motorových vozidel: diferenciály a děliče momentu. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2015. 56 s. ISBN 978-80-01-04855-9.

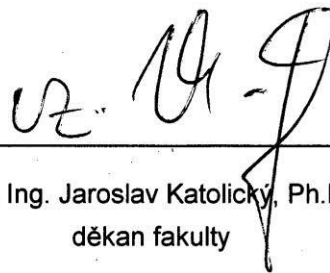
SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem převodového ústrojí vozidla poháněného lidskou silou. Nejprve je zde krátká rešeršní část používaných převodových ústrojí, poté následuje vlastní konstrukční návrh a pevnostní výpočet vybraných dílů.

K práci je přiložena výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

HPV, vozidlo poháněné lidskou silou, převodové ústrojí, ozubené kolo

ABSTRACT

This diploma thesis concerns the design proposal for a bicycle gearbox powered by human force. The first part summarizes the existing solutions. The second part includes the proposal of the new design, together with the calculation of the strength for selected parts.

Attached are the drawings documenting the findings.

KEYWORDS

HPV, human powered vehicle, gearbox, gear

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARTINÁT, A. *Návrh převodů HPV*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 53 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Antonín Martinát

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, CSc. za odborné vedení této diplomové práce a velikou podporu. Dále chci poděkovat své rodině a nejbližším za morální a finanční podporu během studia.

OBSAH

Úvod.....	9
1 Konvenční převodové ústrojí.....	10
1.1 Řetězový převod.....	10
1.2 Řemenový převod.....	11
1.3 Nábojová převodovka	12
2 Nekonvenční převodové ústrojí	14
2.1 NuVinci	14
2.2 Převodovka Pinion.....	14
2.3 MUTAPED PHOEBUS	15
2.4 Truvativ HammerSchmidt.....	16
2.5 Hřídél	16
2.6 Kombinované řazení	17
2.7 Rétro-Direct.....	18
3 Vize převodů HPV a koncepty řešení	19
3.1 Požadavky na navrhované převody HPV.....	20
3.2 Koncepty řazení.....	20
4 Vlastní konstrukční návrh.....	26
4.1 Stanovení počtu převodů.....	26
4.2 Popis konstrukce převodového ústrojí	28
4.3 Smysl otáčení.....	33
5 Pevnostní výpočty	34
5.1 Zjednodušený kontrolní výpočet prvního čelního soukolí.....	34
5.2 Návrh minimálního průměru hnací hřídele	46
Závěr	47
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	51
Seznam příloh	53

ÚVOD

HPV znamená human powered vehicle, tedy vozidlo poháněné lidskou silou. Leonardo da Vinci vynalezl tank, který byl poháněný lidskou silou. (1) Šlapací loď je v dnešní době běžná atrakce u vody. V roce 1988 byla na šlapacím letadle uražena vzdálenost 115 km za 3 hodiny a 54 minut a dokonce existuje i šlapací vrtulník Gamera 2. (2) Já se však budu zabývat jízdním kolem. Motivace je zřejmá. Jsem cyklista, který už jako dítě jezdil na malém jízdním kole po zahradě. Následovaly různé výlety a v poslední době jízdní kolo využívám hlavně jako dopravní prostředek z místa A do místa B. Mnoho naježděných hodin, mnoho zážitků, pozorování problémů jiných cyklistů a hlavně technických poruch mě motivovalo vymyslet zlepšení.

V této diplomové práci nejprve uvádím přehled používaných konstrukčních řešení jak přenést sílu od pedálů až na poháněné kolo. Zaměřil jsem se přitom na konvenční i na nekonvenční řešení. Ve zbývajících částech závěrečné práce přináším vlastní řešení převodů HPV.



Obr.1 Já na Husově ulici v Brně dne 17.5.2014 (zdroj vlastní)

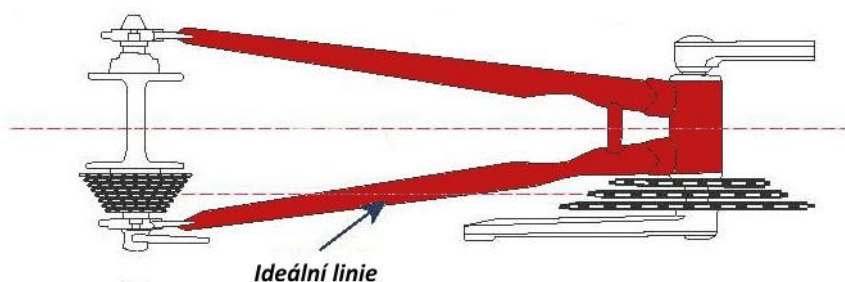
1 KONVENČNÍ PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ

Historie jízdního kola sahá ke konci 19. století. Nejprve byla sestrojena různá odstrkovadla. První šlapací jízdní kola měla poháněná přední kolo bez jakéhokoliv převodu. Cyklista však seděl vysoko nad velkým předním kolem, což zapříčiňovalo časté pády. Jízdní kolo s konstrukcí, jak ji známe z dnešní doby, se datuje do roku 1884. Tehdy John Kemp Starley uvedl model Rover, který měl nízký kosodélníkový rám a řetězový pohon zadního kola. (3)

Jako konvenční převodové ústrojí považují pohon pomocí řetězu. Pokud je jízdní kolo více než s jednou rychlostí, tak pro městská kola je často použito nábojové převodovky v zadním náboji a pro všechna ostatní kola se používá systému převodník/kazeta.

1.1 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Dnes se často používá pro přenos krouticího momentu od pedálů k zadnímu kolu řetězový převod. Řetěz je hodně namáhaný, neboť nepracuje v ideálních podmínkách. Velice nepříznivě na něj působí křížení řetězu (viz. Obr. 2) a dále nečistoty z okolního prostředí. (4)



Obr. 2 Křížení řetězu (4)

Vzadu, u zadního kola, se nachází kazeta. Kazeta se skládá z různě velkých pastorků. Změnu převodu zajišťuje přehazovačka, která má tvar rovnoběžníku. Pohybem vlevo či vpravo přesouvá řetěz z jednoho pastorku na jiný. (5)

U středu bicyklu se nachází převodník, který se skládá z jednoho, ze dvou nebo ze tří řetězových kol. Změna převodu se provádí přesmykačem, jenž má podobně jako přehazovačka tvar rovnoběžníku. (5)

Výhody řetězového převodu:

- Účinnost je až 98,6% (6)
- Možnost velkého množství převodů
- Hmotnost celé soustavy (tj. řetěz, řetězová kola, přesmykače) je relativně malá
-

Nevýhody řetězového převodu:

- Častá údržba (čištění od nečistot)

- Časté mazání
- Ekologická zátěž (mazivo se smývá volně do přírody)
- Některé převody jsou podobné
- Možnost křížení řetězu
- Složitě ovládání (dvě řadicí páky)
- Relativně krátká životnost řetězu

1.2 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Řemenový převod se nejčastěji používá u městských jízdních kol, ale lze samozřejmě použít na všech typech jízdních kol. Používá se výhradně ozubený řemen. (7)



Obr. 3 Řemenový převod (7)

Výhody řemenového převodu: (7)

- Nízká hlučnost
- Nízká hmotnost
- Nepodléhá korozi
- Má dlouhou životnost

Nevýhody řemenového převodu: (7)

- Je potřeba rám jízdního kola s rozpojitelnou zadní stavbou
- Vyšší cena (srovnání s řetězem)
- Používá se pouze s jedním převodníkem
- Možné přetržení bez náznaku varování
- Je citlivější na mechanické poškození

- Nelze opravit
- V ČR hůře dostupný (srovnání s řetězem)

1.3 NÁBOJOVÁ PŘEVODOVKA

Alternativním řešením k systému převodník/kazeta je použití nábojové převodovky, jenž využívá principu planetového soukolí. Vznikla už v roce 1896, kdy si William Reilly nechal patentovat dvourychlostní náboj kola. (8)

Firma Rohloff nabízí nábojovou převodovku, která má 14 rychlostí a rozsah převodů je 526%. Tato převodovka nemá žádné převody podobné. (9)



Obr. 4 14-ti rychlostní nábojová převodovka Rohloff (10)

Výhody nábojové převodovky:

- Možnost řazení při záběru
- Možnost řazení bez šlapání
- Ochrana před vlivem okolí, převodovka je v uzavřené skříni
- Dobré mazání
- Řazení jednou řadicí pákou

Nevýhody nábojové převodovky:

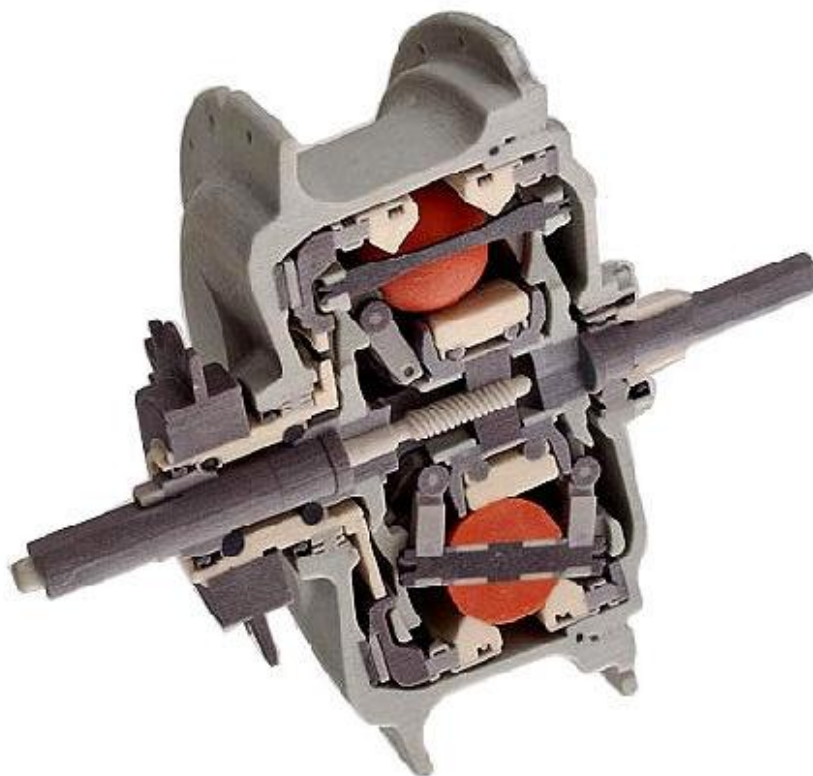
- Větší hmotnost převodovky
- Větší hlučnost převodovky
- Vyšší pořizovací cena
- Časová prodleva mezi šlápnutím a záběrem zadního kola (moje zkušenost)
- Pomalá odezva při řazení na lehčí převod (moje zkušenost)

2 NEKONVENČNÍ PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ

Zde uvádím buď starší řešení, které se dnes už běžně nevyrábějí, nebo méně často používané převodovky.

2.1 NuVINCI

Společnost Fallbrook Technologies Int. nabízí převodovku s plynule měnitelnými převody. Rozsah převodů činí 330%, respektive 380%, přičemž hmotnost obou verzí je 2450g. Převodovka je součástí náboje zadního kola. Náboj je vybavený rotujícími kuličkami mezi dvěma disky. Kuličky propojují hnací a hnaný disk. Princip změny převodů spočívá v tom, že se kuličky konstrukčním řešením mohou natáčet. Tím se mění poloměry, na kterých se disky dotýkají kuliček. Na jednom disku se poloměr zvětší, na druhém zmenší. Teoreticky jde na této převodovce nastavit nekonečně mnoho převodových stupňů. Změna převodových stupňů je plynulá. (11)



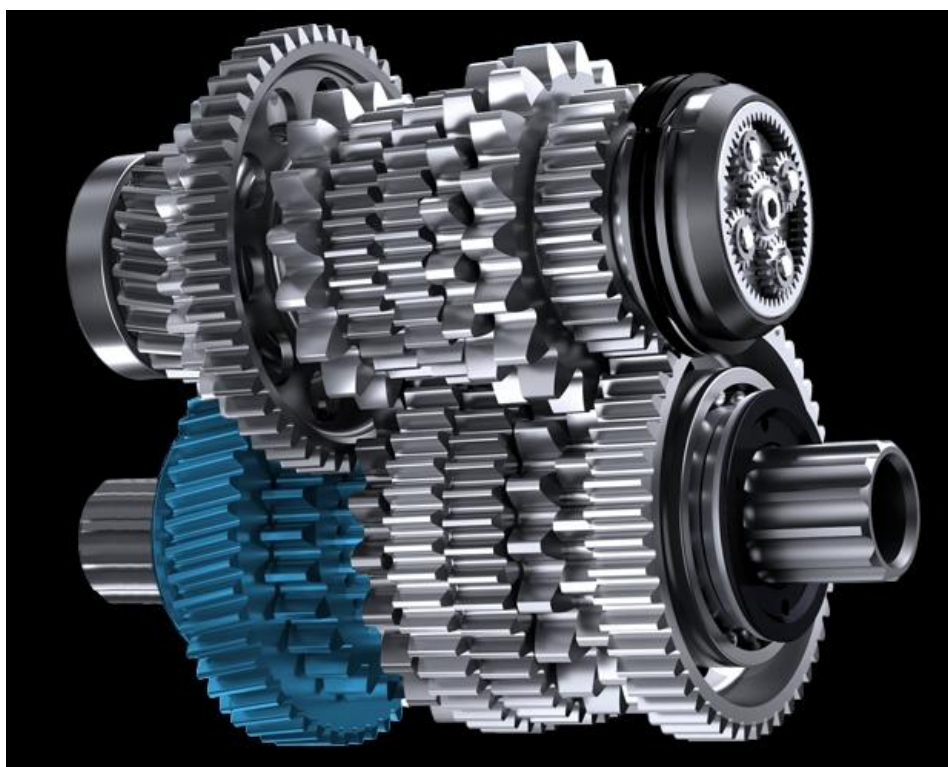
Obr. 5 Převodovka NuVinci (12)

2.2 PŘEVODOVKA PINION

Německá firma Pinion vyrábí převodovky, které jsou umístěny ve středu jízdního kola. Lze zakoupit různé modely lišící se zejména počtem převodových stupňů. Maximálně lze zakoupit 18-ti stupňovou převodovku s rozsahem převodů 636%. Jednotlivé převody jsou

odstupňovány s konstantním krokem 11,5%. Převodovka má tři hřídele. Na hnací hřídeli je šest ozubených kol s čelními zuby. Vždy je v záběru jedno z těchto kol. Předloková hřídel má devět ozubených kol s čelními zuby. Šest z nich směřuje na hnací hřídel a tři směřují na hnanou hřídel, kde je opět v záběru vždy jen jedno ozubené kolo. Převodovka je uložena v převodové skříni, tím je chráněna proti vlivu okolního prostředí. 60ml syntetického oleje (viskozita 68) se má podle výrobce měnit každých 10000km nebo jednou ročně. Hmotnost převodovky je 2700g a výstup z ní vede buď na řetězové kolo nebo na kolo pro ozubený řemen.(13)

Obr. 6 znázorňuje převodovku Pinion P1.18. Modře jsou zvýrazněna ozubená kola na hnané hřídeli.



Obr. 6 Převodovka Pinion P1.18 (13)

2.3 MUTAPED PHOEBUS

V roce 1937 se objevilo kolo se třemi rychlostmi. Převodovka tvoří celek s rámem kola. Samotné převody tvoří ozubená kola s čelními zuby. Řazení probíhá tak, že cyklista vždy zpětně otočí pedály. Rychlost se mění v pořadí 1 – 2 – 3 – 1 – 2 – 3 – ... (14) (15)



Obr. 7 MUTAPED PHOEBUS (14)

2.4 TRUVATIV HAMMERSCHMIDT

Společnost SRAM nabízí kliky, které mají v sobě ukrytý planetový převod. Cyklista volí mezi převodem 1: 1 a přibližně 1: 6. Hmotnost klik je 1623g.(16)

2.5 HŘÍDEL

Na jízdním kole, kde nebyl řetěz ale hřídel, vyhrál Francouz Rivierre třikrát po sobě závod Bordeaux-Paříž v letech 1896, 1897 a 1898. Na začátku dvacátého století se vyráběla jízdní kola s hřídelí ve Francii, v USA nebo v Německu. V této době se objevovaly nejrůznější letáky, které hlásaly, že v pohonu hřídelí je budoucnost. Poté však následoval útlum. Oživení nastalo až na konci dvacátého století s uvedením jízdního kola Aitelen Chainless.(17) (3)



Obr. 8 Dürkopp Kardan 1929(18)



Obr. 9 Aitelen Chainless (19)

2.6 KOMBINOVANÉ ŘAZENÍ

Společnost SRAM nabízí kombinaci nábojové převodovky a kazety. Kazeta má osm nebo devět rychlostí. Nábojová převodovka má rychlosti tři. Celkový rozsah převodů je 542%, respektive 576%. (20)



Obr. 10 SRAM DUALDRIVE (21)

2.7 RÉTRO-DIRECT

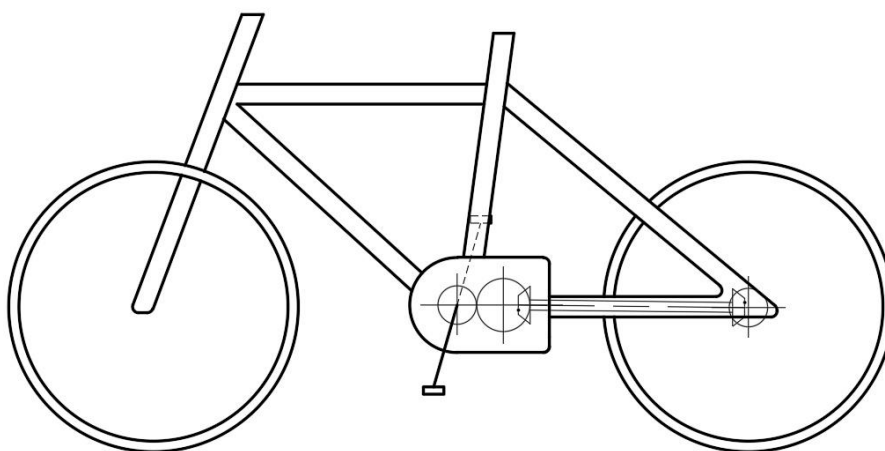
Ve Francii kolem roku 1925 vymyslela společnost Manufacture Française d'Armes et Cycles jízdní kolo Rétro-Direct. Toto jízdní kolo má pohon řetězem a disponuje dvěma převody. Řadicí páka zde není. Mechanismus při šlapání vpřed a vzad vždy sepne do záběru jiné řetězové kolo. (17)



Obr. 11 Rétro-Direct (22)

3 VIZE PŘEVODŮ HPV A KONCEPTY ŘEŠENÍ

Vize je navrhnout uzavřenou převodovou skříň. Jednotlivé převody by byly realizovány pomocí čelních ozubených kol s přímými zuby. Převodová skříň by byla součástí rámu bicyklu a byla by uložena ve středu bicyklu. Energie pro pohon zadního kola se přesune ze středu k zadnímu kolu pomocí hřídele a dvou kuželových soukolí nebo ozubeného řemene či řetězu, ale tak, aby byl zamezen styk poháněného ústrojí s okolním prostředím. Celá převodová soustava (všechna ozubená kola i hřídele) by měla pracovat v olejové lázni. Mazání bude zajištěno rozstříkem oleje. Schéma uspořádání a uložení převodovky je na Obr. 12. Vize je, aby převodové ústrojí pracovalo v náročných podmínkách, jaké představuje např. bláto nebo sníh (viz. Obr. 13).



Obr. 12 Schéma uspořádání a uložení převodovky



Obr. 13 Náročné podmínky – bláto a sníh (zdroj vlastní)

3.1 POŽADAVKY NA NAVRHOVANÉ PŘEVODY HPV

- Vysoká spolehlivost
- Bezúdržbovost po co nejdelší dobu
- Odolnost proti náročným podmínkám
- Jednoduchá možnost sundání zadního kola
- Rovnoměrné odstupňování převodů
- Jednoduché ovládání
- Chci konstrukčně zabránit tomu, aby se zkrátila životnost, popřípadě omezila funkčnost nesprávnou obsluhou
- Řazení při záběru oběma směry
- Nízká hlučnost
- Nechci navrhnout automatickou převodovku
- Konstrukčně zabránit nechtěné možnosti posunu uchycení zadního kola v rámu
- Ideálně řadit pomocí táhel a pák (nikoliv pomocí lanek)

3.2 KONCEPTY ŘAZENÍ

Uvedu zde tři možnosti, které jsem vymyslel a dále nepoužil. První dva koncepty jsem opustil kvůli složitosti a celkové šířce převodové skříně. Poslední koncept není funkční, nicméně je v něm schovaná myšlenka a dalo by se na ni navázat.

Společné pro všechny koncepty je, že v převodové skříně ve středu rámu kola budou dvě hřídele, na kterých budou čtyři páry ozubených soukolí. Na jedné hřídeli budou tato ozubená kola pevně s hřídelí spojena. Na druhé hřídeli se kola budou volně otáčet a nějakým způsobem se vždy spojí jen jedno ozubené kolo s hřídelí. Chtěl jsem se vyhnout řazení pomocí ocelových lanek. V záběru musí být samozřejmě vždy jen jedno soukolí.

U některých motocyklů se používají převodovky, kde se ke spojení hřídele a ozubeného kola používají kuličky, viz. Obr. 14. Ty jsou postupně vytlačovány trnem do polohy, kde zůstanou v kontaktu s hřídelí i s příslušným ozubeným kolem a zajistí přenos točivého momentu. (23)

Toto řešení jsem použil u druhého a třetího konceptu a dále i u vlastního konstrukčního návrhu.

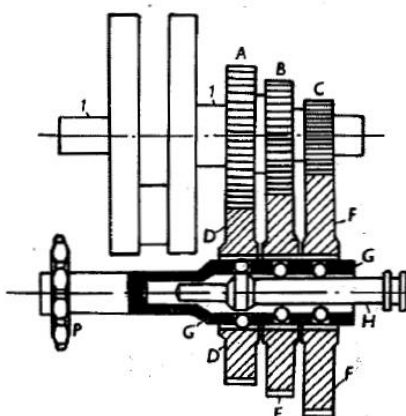


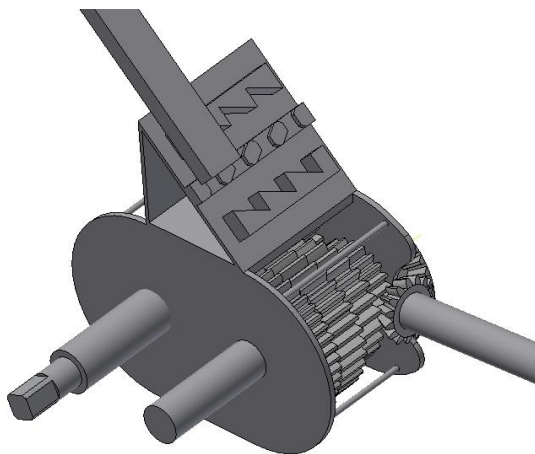
Schéma převodovky s aretací kol kuličkami:

- I* – klikový hřídel,
- A, B, C* – hnací pevná kola,
- D, E, F* – hnaná kola,
- G* – vrtaný hnaný hřídel,
- H* – tyč s aretačním dvojkuželem,
- P* – řetězové kolo hnaného hřídele

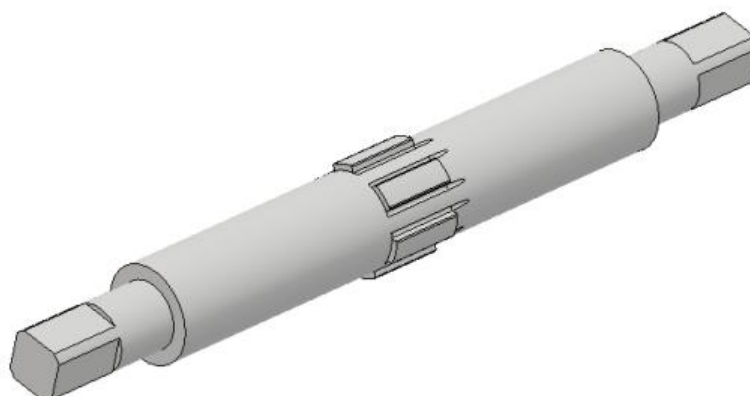
Obr. 14 Schéma převodovky s aretací kol kuličkami (23)

3.2.1 KONCEPT Č. 1

Řadicí ústrojí tvoří tyče (táhla), páky a posuvná klec. Posuvná klec se skládá z rámu a řadicích tvarových prvků (viz. Obr. 15). V rámu jsou uložena ozubená kola s čelními zuby (celkem osm kol). Posuvná klec umožňuje axiální posuv po hnací i předlokové hřídeli. Při posuvu se posouvají všechna ozubená kola uvnitř klece. Hnací hřídel má drážkování pouze na části hřídele dlouhé přesně jako je šířka jednoho ozubeného kola (viz. Obr. 16). Předloková hřídel má drážkování pod všemi ozubenými koly. Zde jsou všechna čtyři ozubená kola stále v záběru. Všechna ozubená kola jsou stejně široká. Při posuvu posuvné klece se vždy na hnací hřídeli vyřadí jedno ozubené kolo ze záběru a na jeho pozici se dostane sousední ozubené kolo.



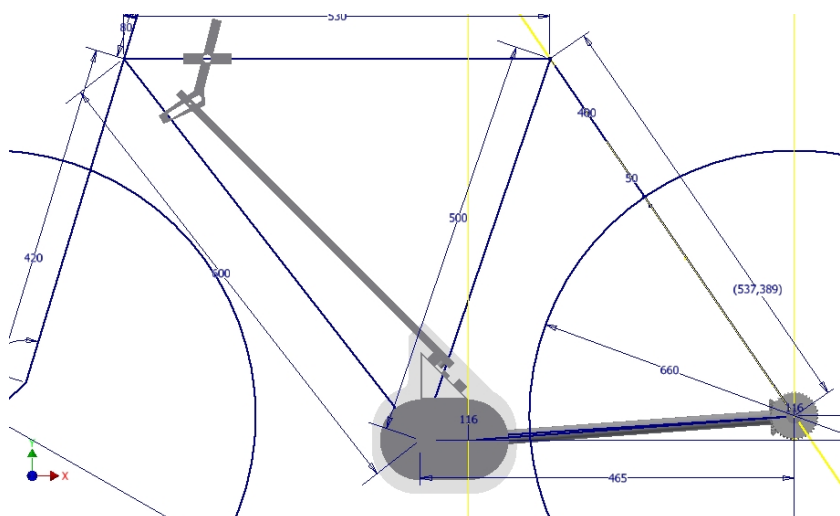
Obr. 15 Koncept č. 1 - posuvná klec a řadicí tvarové prvky



Obr. 16 Hnací hřídel s krátkým drážkováním

Na horní části posuvné klece se nachází tvarové prvky, jež zabezpečují pohyb klece v axiálním směru vždy o jeden krok (o jeden převod) a také fixují daný převodový stupeň.

Poslední část řazení tvoří táhlo a páka, pomocí kterých cyklista řadí. Řazení by bylo sekvenční. Schematicky je vše vidět na Obr. 17.



Obr. 17 Schéma táhla a páky řazení

Výhody konceptu č. 1:

- Ochrana převodů proti náročným podmínkám
- Řazení pomocí táhel je méně náročné na údržbu vůči systémům s lanky
- Sekvenční řazení – jednoduchost

Nevýhody konceptu č. 1:

- Hmotnost a velikost celého řešení
- Není možno řadit v záběru
- Mnoho dílů, celková složitost
- Velká šířka převodové skříně

3.2.2 KONCEPT Č. 2

Čtyři ozubená kola jsou s hnací hřídelí spojena pevně (např. pomocí pera). Předlohovává hřídel je dutá a ke spojování hřídele a daného ozubeného kola by se využíval systém kuličky viz. Obr. 14.

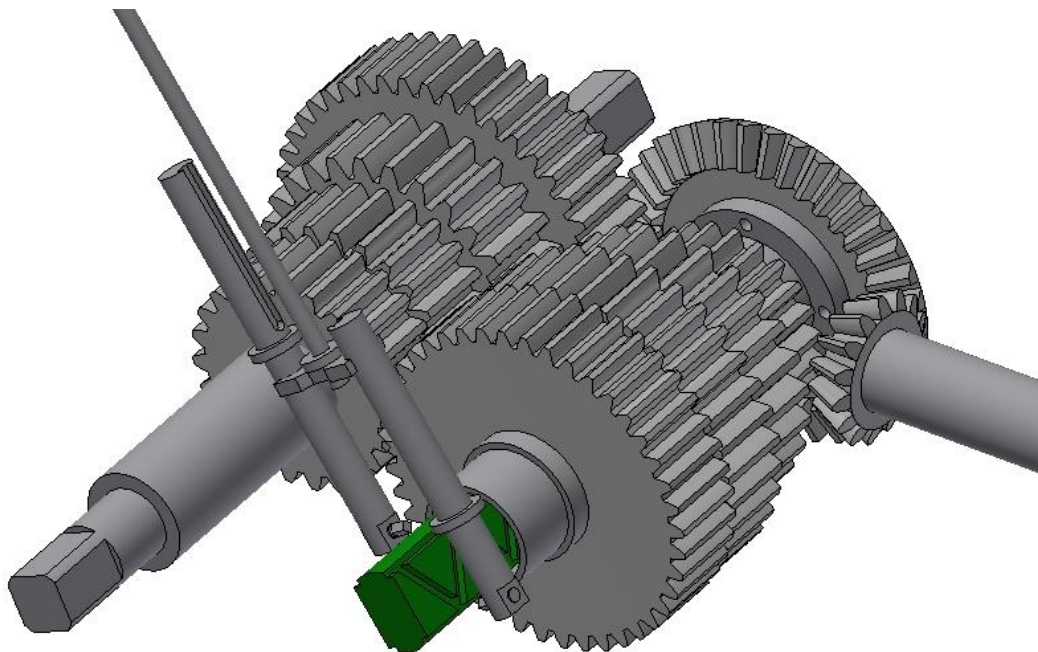
Hrubý návrh konceptu je na Obr. 18. Ovládání řazení by bylo podobně jako u konceptu č. 1, tedy táhlem a pákou. Opět by se jednalo o sekvenční řazení. Ovládací tyč by měla na sobě šikmé drážky, ve kterých by jezdily kolíky a posouvaly podle potřeby ovládací tyč.

Výhody konceptu č. 2:

- Ochrana převodů proti náročným podmínkám
- Řazení pomocí táhel je méně náročné na údržbu vůči systémům s lanky
- Sekvenční řazení – jednoduchost
- Možnost řazení v záběru

Nevýhody konceptu č. 2:

- Hmotnost a velikost celého řešení
- Mnoho dílů, celková složitost
- Velká šířka převodové skříně

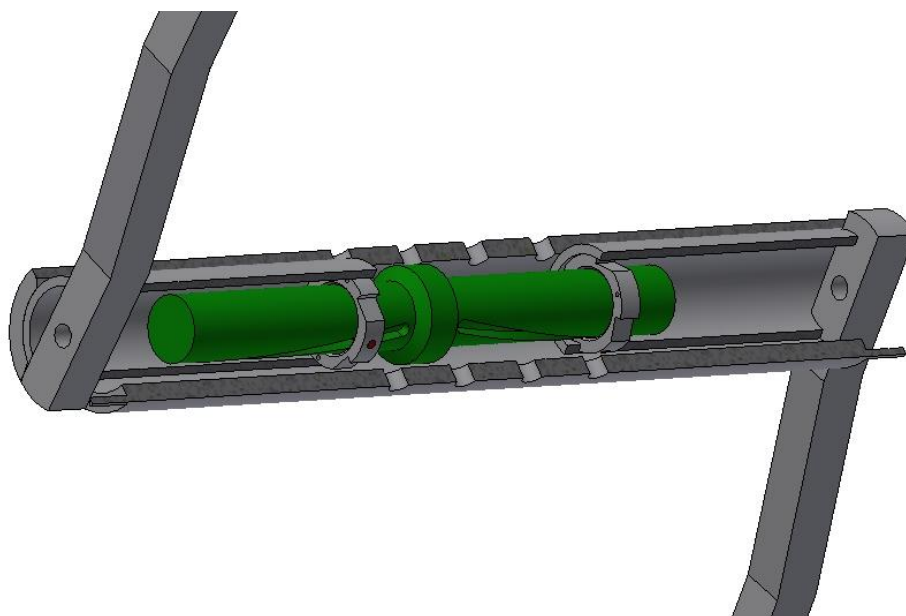


Obr. 18 Koncept č. 2

3.2.3 KONCEPT Č. 3

Tento koncept spočívá v řazení pouze nohama. Opět by se využívalo ke spojení hnací hřídele s ozubeným kolem systému s kuličkou. Nepoužívala by se však ani řadicí lanka ani žádné tyče a páky. Přechod rychlosti by probíhal šlápnutím proti sobě.

Cyklista by vždy začal s řazením, když by měl obě nohy ve stejné výšce nad zemí. V tomto okamžiku má vždy buď levou nohu vpředu a pravou vzadu nebo opačně. Podle postavení nohou by se zařadil vždy vyšší, respektive nižší, rychlostní stupeň. Samotné řazení by probíhalo tak, že by cyklista šlápnul oběma nohama dolů. Konstrukčně by bylo umožněno, aby se v tomto okamžiku o nějaký úhel natočily kliky proti sobě. Přitom by jedna strana držela polohu a druhá by otočila vnitřní trubkou, dále sepnula volnoběžný kroužek a ten by posunul přes spirálu ovládací tyč. Schéma konceptu je na Obr. 19, ale pozor, tento koncept není funkční.



Obr. 19 Koncept č. 3

4 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Navrhuji řešení dvou převodových skříní, které jsou přišroubovány k rámu. Pohon bude realizovaný výhradně jen pomocí hřídelí. Převody budou uskutečňovány pomocí ozubených kol s čelními zuby a pomocí kuželových soukolí. Obě převodové skříně budou obsahovat olejovou lázeň. Mazání bude zajištěno rozstříkem oleje. Celkový pohled na vlastní konstrukční návrh je na Obr. 20.



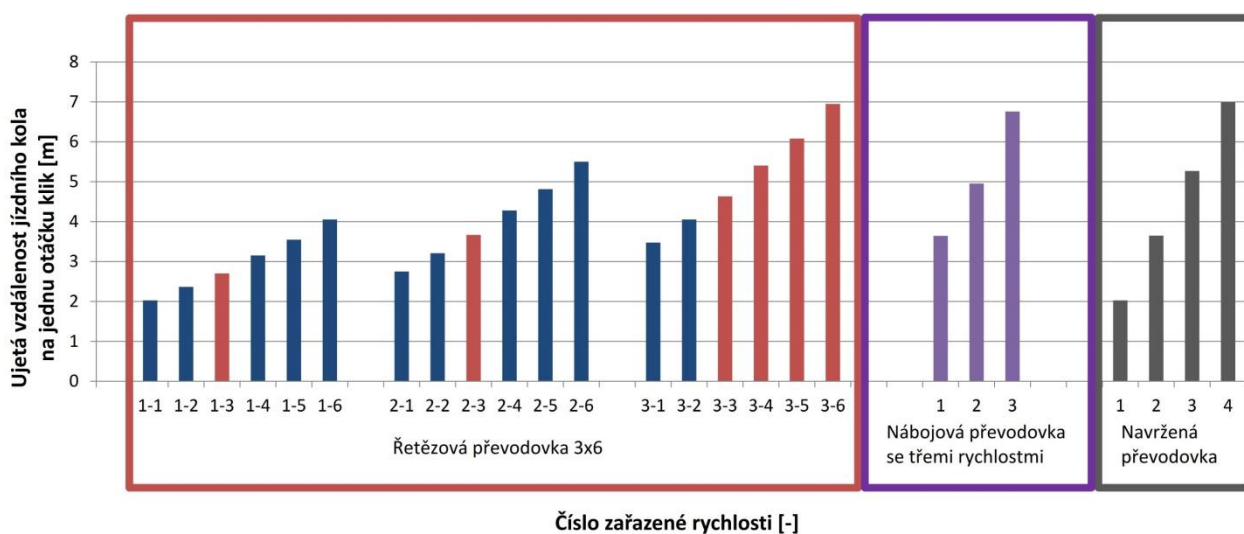
Obr. 20 Vlastní konstrukční návrh - celkový pohled

4.1 STANOVENÍ POČTU PŘEVODŮ

Vycházel jsem ze dvou převodovek, na nichž jsem osobně najezdil mnoho kilometrů. V Tab. 1 je uvedeno porovnání řetězové převodovky 3x6, nábojové převodovky se třemi rychlostmi a mojí navrženou převodovkou. Níže v Graf 1 je situace zachycena ještě graficky. V červeném rámečku je řetězová převodovka 3x6. Červeně jsem vyznačil rychlosti, jež jsem nejčastěji používal při akceleraci z nulové rychlosti na maximální rychlost na rovném asfaltovém povrchu. Ve fialovém rámečku je nábojová převodovka se třemi rychlostmi. Poslední, šedý rámeček, představuje mnou navrženou převodovku. Navrhuji čtyři rychlosti s rozsahem převodů 345%.

Řetězová převodovka 3x6					
Zařazená rychlost [-]	Počet zubů na převodníku [-]	Počet zubů na kazetě [1]	u - poměr počtu zubů [1]	Ujetá vzdálenost za otáčku kliky [m]	Rozsah převodů [%]
1-1	28	28	1,00	2,03	343
1-2		24	0,86	2,36	
1-3		21	0,75	2,70	
1-4		18	0,64	3,15	
1-5		16	0,57	3,55	
1-6		14	0,50	4,05	
2-1	38	28	0,74	2,75	
2-2		24	0,63	3,21	
2-3		21	0,55	3,67	
2-4		18	0,47	4,28	
2-5		16	0,42	4,81	
2-6		14	0,37	5,50	
3-1	48	28	0,58	3,47	
3-2		24	0,50	4,05	
3-3		21	0,44	4,63	
3-4		18	0,38	5,41	
3-5		16	0,33	6,08	
3-6		14	0,29	6,95	
Nábojová převodovka se třemi rychlostmi					
Zařazená rychlost [-]	Stálý převod [-]	Vnitřní převodový poměr [-]	Celkový převodový poměr [-]	Ujetá vzdálenost za otáčku kliky [m]	Rozsah převodů [%]
1	0,41	1,36	0,56	3,64	186
2		1	0,41	4,95	
3		0,733	0,30	6,76	
Navržená převodovka					
Zařazená rychlost [-]			Celkový převodový poměr [-]	Ujetá vzdálenost za otáčku kliky [m]	Rozsah převodů [%]
-	-	-			
1	-	-	1	2,03	345
2	-	-	0,56	3,65	
3	-	-	0,38	5,27	
4	-	-	0,29	6,99	

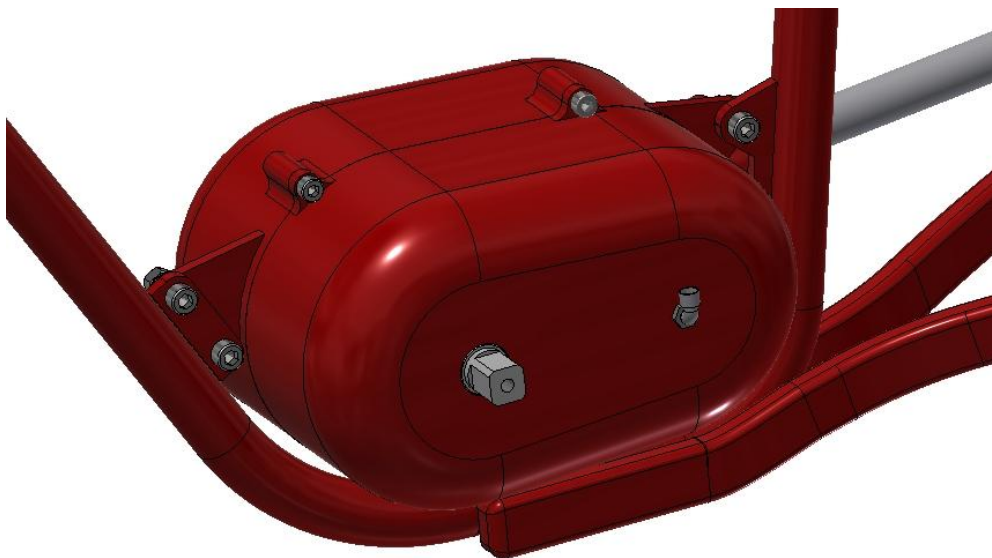
Tab. 1 Porovnání převodovek



Graf 1 Porovnání převodovek

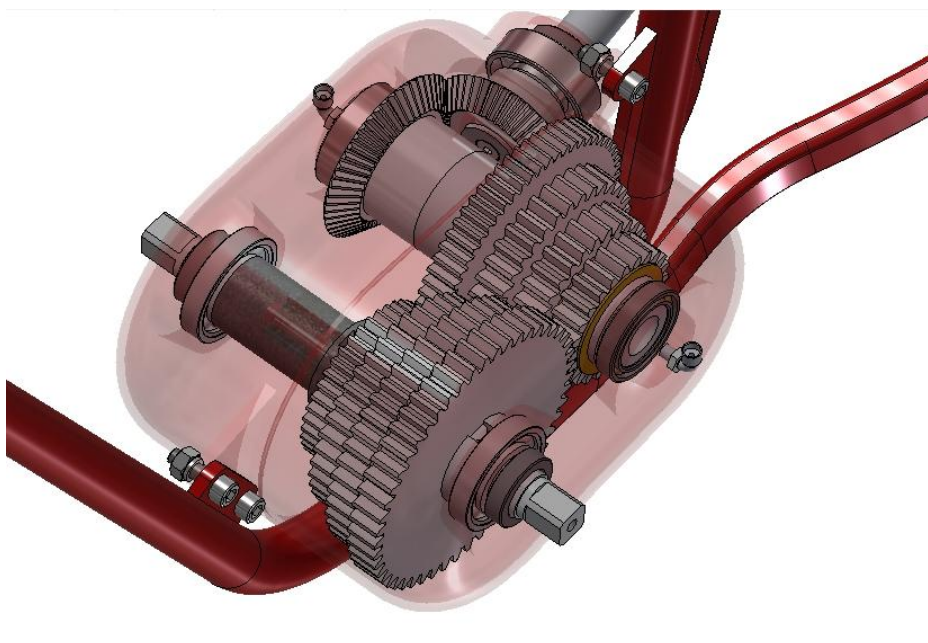
4.2 POPIS KONSTRUKCE PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

První převodová skříň (viz. Obr. 21) je pomocí čtyř šroubů přišroubována k rámu jízdního kola. Je umístěna uvnitř rámu. Podobně tak bývá umístěn spalovací motor u motocyklů. Převodová skříň se skládá ze dvou odlitků z lehké slitiny, jež jsou k sobě přišroubovány pomocí čtyř šroubů. Hnací hřídel má na koncích čtyřhran, na který se nasazují kliky. Dále ještě vystupují z převodové skříně dvě přípojky na řadicí lanka.



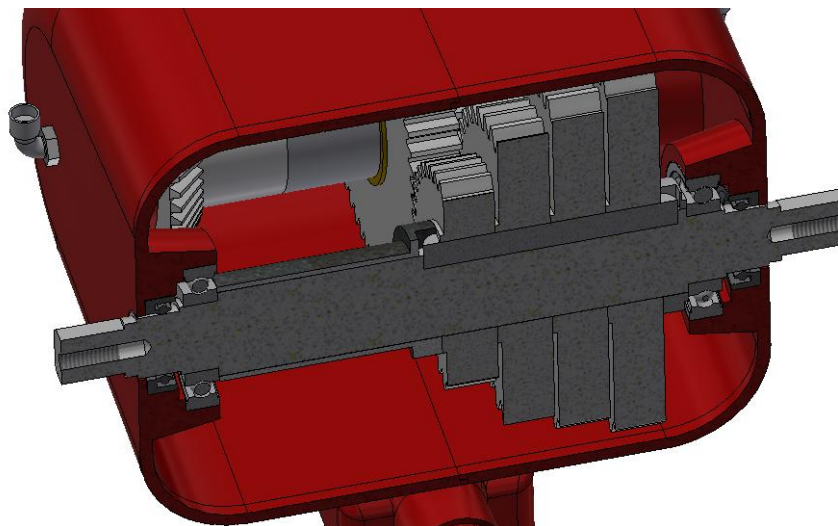
Obr. 21 První převodová skříň

Uvnitř převodové skříně (viz. Obr. 22) jsou čtyři páry ozubených kol s přímými zuby, které jsou umístěny na vstupní a předlokové hřídeli. Dále je zde jedno kuželové soukolí, které vystupuje z převodové skříně.



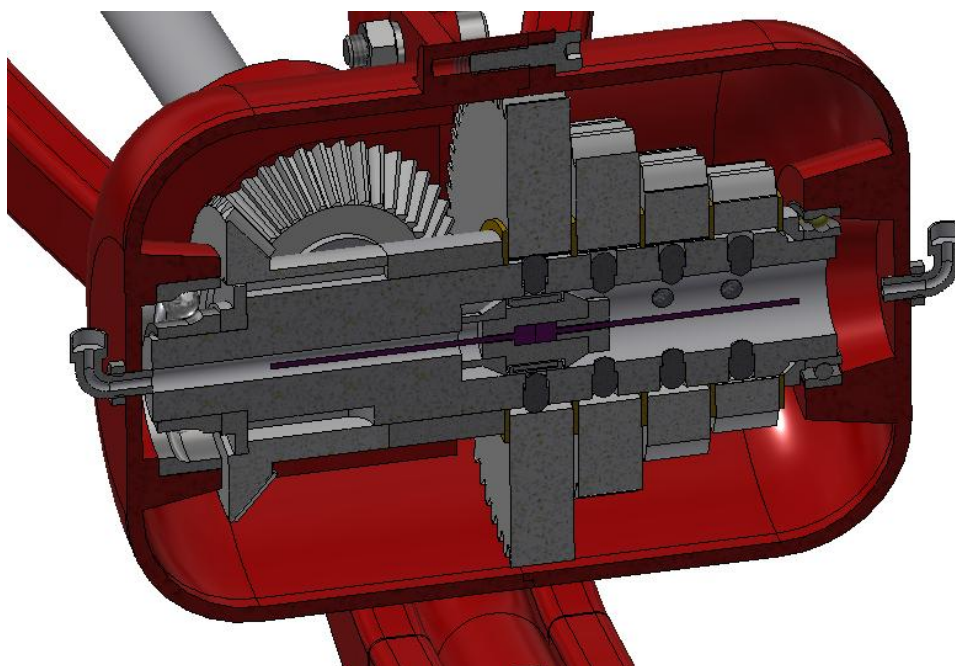
Obr. 22 První převodová skříň – pohled dovnitř

Řez hnací hřídelí je na Obr. 23. Zleva se skládá z hřídelového těsnicího kroužku, radiálního kuličkového ložiska, rozpěrné trubky, čtyřech ozubených kol s přímými zuby, jež jsou spojeny s hřídelí pomocí pera. Dále následuje opět rozpěrná trubka, kuličkové radiální ložisko a hřídelový těsnící kroužek. Na obou čelních plochách jsou závit pro jistící šrouby klik.



Obr. 23 Řez hnací hřídelí

Na Obr. 24 je řez předlohou hřídelí. Předlohová hřídel je dutá. Z vnějšku je zleva kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, podložka, perem připojené kuželové ozubené kolo, rozpěrná trubka, dále pět kluzných axiálních ložisek, mezi nimiž jsou čtyři ozubená kola, opět rozpěrná trubka a radiální kuličkové ložisko. Z čelních ploch převodové skříně vystupují na obou stranách v ose předlohové hřídele vodítka pro lanka řazení. Na obrázku jsou lanka fialovou barvou.

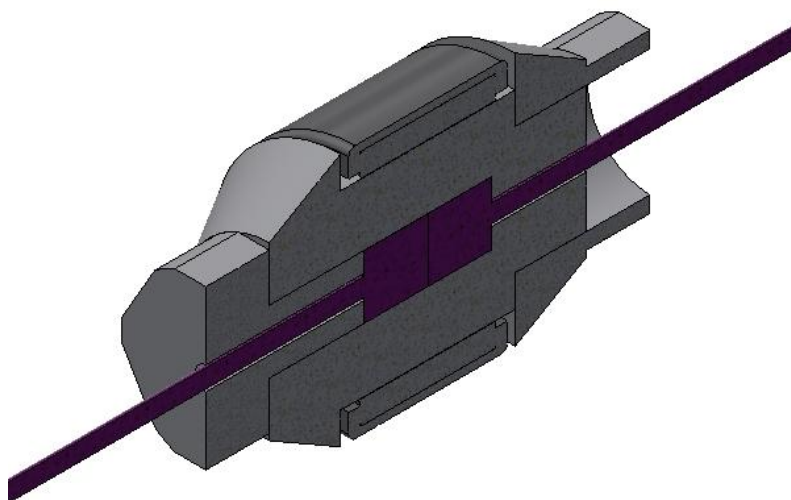


Obr. 24 Řez předlohou hřídelí

Spojení potřebného ozubeného kola s hřídelí je vždy zajištěno čtyřmi pohyblivými západkovými kolíky. Ty jsou vytlačovány jezdcem řazení (Obr. 25). Jezdec řazení se skládá z těla, jehlového ložiska, levé a pravé matice. Ložisko umožňuje otáčení své vnější plochy spolu s ozubeným kolem a hřídelí. Tělo jezdce řazení se přitom neotáčí a nedochází ke kroucení řadicích lanek.

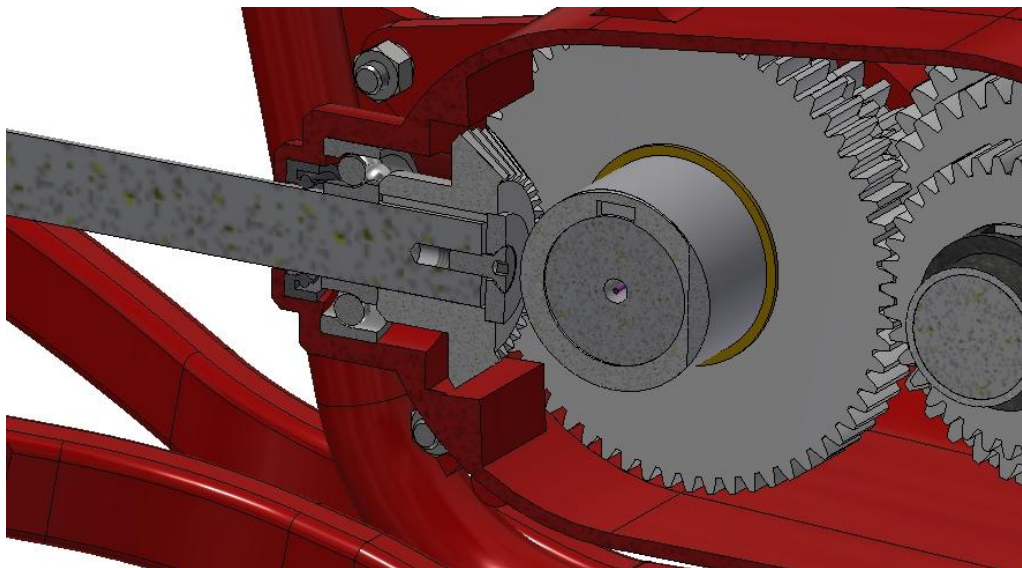
Montáž jezdce řazení probíhá následovně:

- Vloží se dvě řadicí lanka do tělesa
- Utáhne se levá matice
- Nasadí se jehlové ložisko
- Utáhne se pravá matice



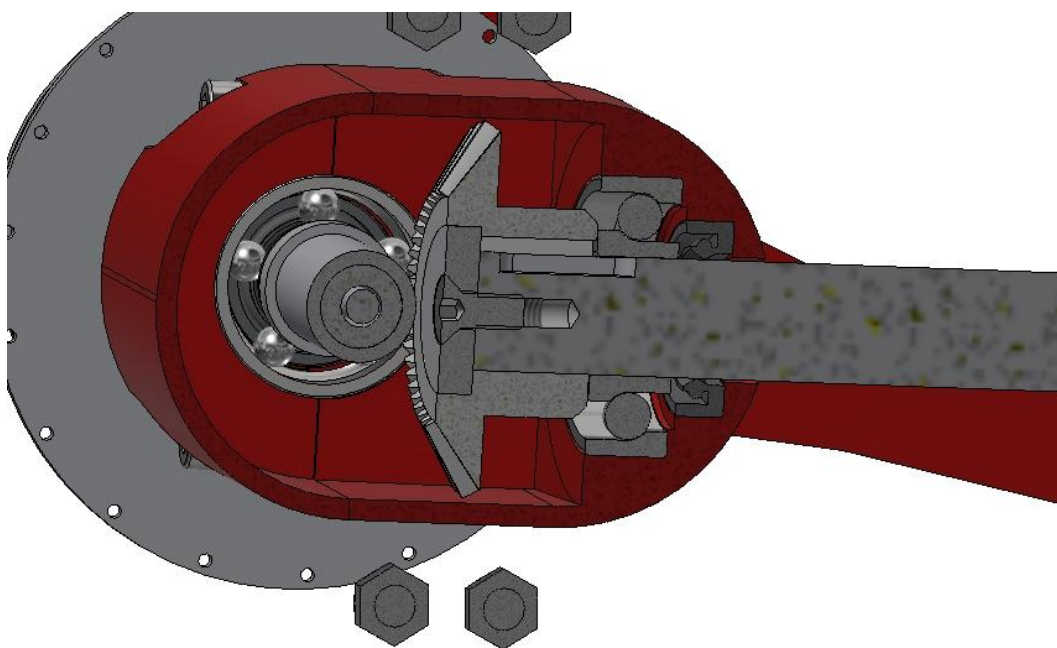
Obr. 25 Jezdec řazení

Na předlohovou hřídel navažuje podélná hřídel, jež spojuje první a druhou převodovou skříň. Konec hřídele v první převodové skříni se skládá z přitlačné podložky, šroubu, perem uchyceného kuželového ozubeného kola, kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem a hřídelovým těsnícím kroužkem (viz. Obr. 26).



Obr. 26 Konec podélné hřídele v první převodové skříni

Konec podélné hřídele v druhé převodové skříni je řešený obdobně jako v první převodové skříni (viz. Obr. 27).

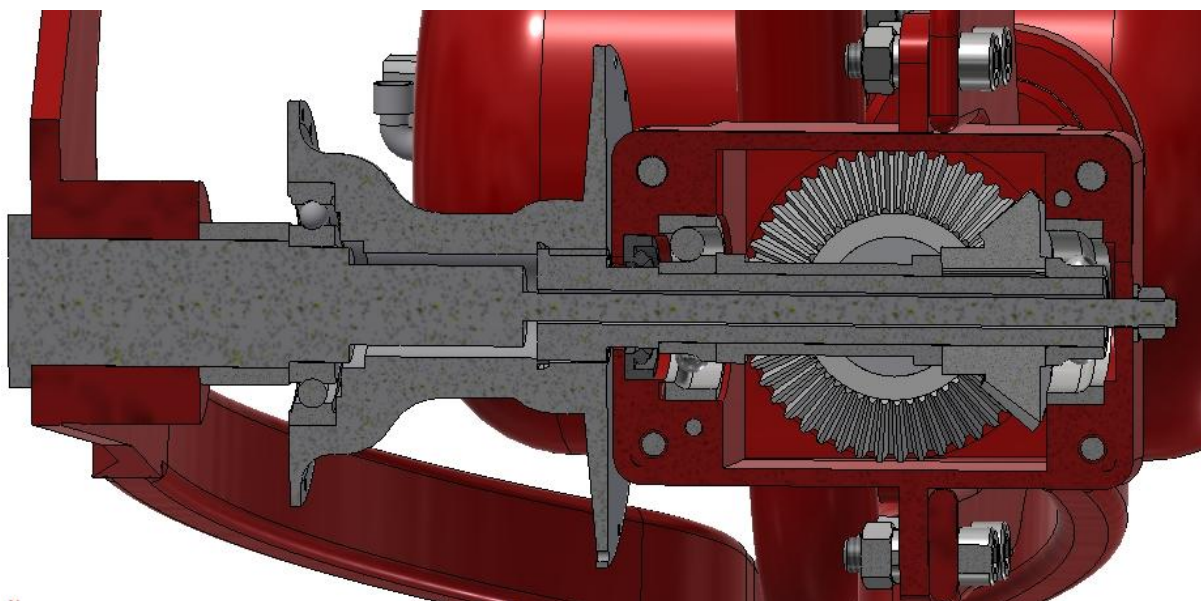


Obr. 27 Konec podélné hřídele ve druhé převodové skříni

Popis řezu zadní osou (viz. Obr. 28):

- Zadní převodová skříň je k rámu kola uchycena pomocí čtyř šroubů, podložek a matic
- Poháněná zadní hřídel je dutá

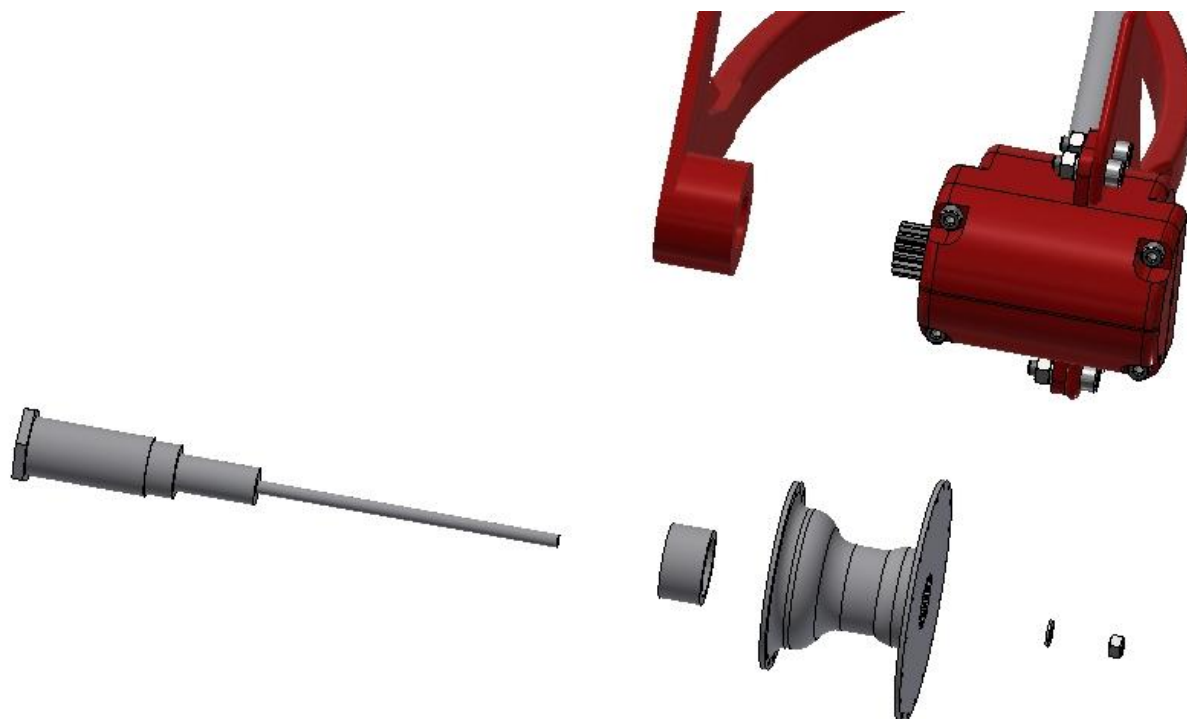
- Kuželové ozubené kolo má v díře šest šikmých drážek, ve kterých jsou umístěny válečky, jedná se o volnoběžný systém
- Na poháněné zadní hřídeli jsou dvě kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jeden hřídelový těsnicí kroužek a mezi ozubeným kuželovým kolem a ložiskem je rozpěrná trubka
- Výstupní část poháněné zadní hřídele má drážkování
- Náboj kola má také na pravé straně drážkovanou část, kterou se připojuje na poháněnou zadní hřídel
- Na levé straně náboje je kuličkové radiální ložisko
- Středem prochází osa, která nerotuje
- Osa je vlevo uchycena v rámu kola, dále je na ní nasazena rozpěrná trubka, dále prochází pod celým nábojem a osou zadní poháněné hřídele až ven ze zadní převodové skříně, kde se nachází podložka a matice



Obr. 28 Řez zadní osou

Výše popsaná konstrukce umožňuje relativně snadno vyjmutí zadního kola z rámu bicyklu při případném defektu. Postup rozebrání je na Obr. 29 a skládá se z těchto úkonů:

- Povolení matice na pravé straně
- Sundání podložky
- Vytáhnutí osy
- Při vytahování osy vypadne rozpěrná trubka
- Sejmутí náboje s vypleteným zadním kolem



Obr. 29 Vyjmutí kola z rámu při případném defektu

4.3 SMYSL OTÁČENÍ

Na Obr. 30 je znázorněno, jakými směry se budou při šlapání otáčet hřídele.



Obr. 30 Smysl otáčení hřídelí

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Ozubené převody jsem kontroloval podle normy ČSN 01 4686 (24). Tato norma má pět částí. Nejprve se provádí návrhový výpočet, dále se provádí zjednodušený kontrolní výpočet a nakonec se počítá úplný kontrolní výpočet. V této diplomové práci uvádím zjednodušený kontrolní výpočet.

Trvalý výkon cyklisty volím $P = 100W$. Frekvenci šlapání volím $n = 60min^{-1}$. Maximální špičkový krátkodobý výkon volím $P_{max} = 700W$ při frekvenci šlapání $n_{max} = 100min^{-1}$.

Krouticí moment:

$$T_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (1)$$

$$T_1 = \frac{100W}{2 \cdot \pi \cdot \frac{60min^{-1}}{60}} \cong 15915Nmm$$

Maximální krouticí moment:

$$T_{1max} = \frac{700W}{2 \cdot \pi \cdot \frac{100min^{-1}}{60}} \cong 66845Nmm$$

5.1 ZJEDNODUŠENÝ KONTROLNÍ VÝPOČET PRVNÍHO ČELNÍHO SOUKOLÍ

Kvůli zástavovým rozměrům volím šířky ozubených kol $b_{wH} = 12mm$, modul $m_n = 1,5mm$ a počty zubů $z_1 = 39$ a $z_2 = 62$.

Ozubená kola volím z materiálu 15 230. Tento materiál bude ve výchozím stavu zušlechťený a ozubená kola budou nitridována. Materiálové vlastnosti zvolené oceli jsou:

$$R_m = 800MPa$$

$$R_e = 600MPa$$

$$V_{HV} = 800HV3$$

$$\sigma_{Hlim} = 1180MPa$$

$$\sigma_{Flimb} = 705MPa$$

5.1.1 VÝPOČET PASTORKU

Roztečná kružnice:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 \quad (2)$$

$$d_1 = 1,5mm \cdot 39 = 58,5mm$$

Zatěžující obvodová síla:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (3)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 15915Nmm}{58,5mm} \cong 544,1N$$

Maximální obvodová tečná síla:

$$F_{t1max} = \frac{2 \cdot 66845Nmm}{58,5mm} \cong 2285,3N$$

Poměr počtu zubů:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4)$$

$$u_{12} = \frac{62}{39} \cong 1,59$$

KONTROLA PROTI ÚNAVĚ V DOTYKU (24)

$$Z_E = 190 \quad \text{podle tab. 6 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Z_H = 2,5 \quad \text{podle obr. 1 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Z_\varepsilon = 0,9 \quad \text{podle obr. 2 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \quad (5)$$

$$\sigma_{H0} = 190MPa \cdot 2,5 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{544,1N}{12mm \cdot 58,5mm} \cdot \frac{1,59 + 1}{1,59}} \cong 480,4MPa$$

$$K_A = 1,35 \quad \text{podle tab. 3 až 5 ČSN 01 4686 část 2 (1988)}$$

$$K_{H\beta} = 1,14 \quad \text{podle obr. 1 ČSN 01 4686 část 4 (1988)}$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2 \quad \text{zjednodušený předpoklad podle normy ČSN 01 4686 část 4 (1998)}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} \quad (6)$$

$$K_H = 1,35 \cdot 1,14 \cdot 1,2 \cong 1,85$$

$$Z_R = 0,85 \quad \text{pro nebroušené boky zubů}$$

$$S_{Hmin} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{\sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H}} \quad (7)$$

$$S_{Hmin} = \frac{1180MPa \cdot 0,85}{480,4MPa \cdot \sqrt{1,85}} \approx 1,54$$

Norma povoluje minimální bezpečnost $S_{Hmin} = 1,3$. Ozubené kolo vyhovuje ($1,3 < 1,54$).

KONTROLA PROTI DEFORMACI NEBO KŘEHKÉMU LOMU POVRCHOVÉ VRSTVY BOKU ZUBU JEDNORÁZOVÝM PŮSOBENÍM NEJVĚTŠÍHO ZATÍŽENÍ (24)

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max} \cdot K_H}{F_{t1}}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (8)$$

$$\sigma_{Hmax} = 480,4MPa \cdot \sqrt{\frac{2285,3N \cdot 1,85}{544,1N}} \cong 1339,1MPa$$

Pro nitridovaná ozubená kola:

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot V_{HV} \quad (9)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot 800 \cong 2400MPa$$

Ozubené kolo vyhoví, neboť je splněna podmínka $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$ ($1339,1MPa \leq 2400MPa$).

KONTROLA PROTI ÚNAVĚ V OHYBU (24)

$$K_A = 1,35 \quad \text{podle tab. 3 až 5 ČSN 01 4686 část 2 (1988)}$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,14 \quad \text{podle obr. 1 ČSN 01 4686 část 4 (1988)}$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2 \quad \text{zjednodušený předpoklad podle normy ČSN 01 4686 část 4 (1998)}$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \quad (10)$$

$$K_F = 1,35 \cdot 1,14 \cdot 1,2 \cong 1,85$$

$$Y_{FS} = 4,27 \quad \text{podle obr. 6 až 8 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Y_{\beta} = 1 \quad \text{podle obr. 16 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} \quad \text{podle výrazu (93) v tab. 5 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$S_{Fmin} = \frac{\sigma_{Flimb} \cdot b_{wF} \cdot m_n}{F_{t1} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}} \quad (11)$$

$$S_{Fmin} = \frac{705MPa \cdot 12mm \cdot 1,5mm}{544,1N \cdot 1,85 \cdot 4,25 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,75}} \cong 5,2$$

Norma povoluje minimální bezpečnost $S_{Fmin} = 1,4$. Ozubené kolo vyhovuje ($1,4 < 5,2$).

KONTROLA PROTI TRVALÉ DEFORMACI ČI VZNIKU POČÁTEČNÍCH TRHLIN V OBLASTI PATY ZUBU NEBO KŘEHKÉHO LOMU ZUBU JEDNORÁZOVÝM PŮSOBENÍM NEJVĚTŠÍHO ZATÍŽENÍ (24)

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \quad (12)$$

$$\sigma_F = \frac{544,1N}{12mm \cdot 1,5mm} \cdot 1,85 \cdot 4,25 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,75} \cong 135,8MPa$$

Pro nitridované oceli:

$$\sigma_{FSt} = 1,6 \cdot \sigma_{Flimb} \quad (13)$$

$$\sigma_{FSt} = 1,6 \cdot 705MPa = 1128MPa$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} \quad (14)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot 1128MPa = 902,4MPa$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1max}}{F_{t1}} \leq \sigma_{FPmax} \quad (15)$$

$$\sigma_{Fmax} = 135,8MPa \cdot \frac{2285,3N}{544,1N} = 570,4MPa$$

Ozubené kolo vyhovuje, neboť $\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$ ($570,4MPa \leq 902,4MPa$).

5.1.2 VÝPOČET KOLA

Roztečná kružnice:

$$d_2 = 1,5mm \cdot 62 = 93mm$$

KONTROLA PROTI ÚNAVĚ V DOTYKU (24)

$$Z_E = 190 \quad \text{podle tab. 6 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Z_H = 2,5 \quad \text{podle obr. 1 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Z_\varepsilon = 0,9 \quad \text{podle obr. 2 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{544,1N}{12mm \cdot 93mm} \cdot \frac{1,59 + 1}{1,59}} \cong 381MPa$$

$$K_A = 1,35 \quad \text{podle tab. 3 až 5 ČSN 01 4686 část 2 (1988)}$$

$$K_{H\beta} = 1,14 \quad \text{podle obr. 1 ČSN 01 4686 část 4 (1988)}$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2 \quad \text{zjednodušený předpoklad podle normy ČSN 01 4686 část 4 (1998)}$$

$$K_H = 1,35 \cdot 1,14 \cdot 1,2 \cong 1,85$$

$$Z_R = 0,85 \quad \text{pro nebroušené boky zubů}$$

$$S_{Hmin} = \frac{1180MPa \cdot 0,85}{381MPa \cdot \sqrt{1,85}} \approx 1,94$$

Norma povoluje minimální bezpečnost $S_{Hmin} = 1,3$. Ozubené kolo vyhovuje ($1,3 < 1,94$).

KONTROLA PROTI DEFORMACI NEBO KŘEHKÉMU LOMU POVRCHOVÉ VRSTVY BOKU ZUBU JEDNORÁZOVÝM PŮSOBENÍM NEJVĚTŠÍHO ZATÍŽENÍ (24)

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1max} \cdot K_H}{F_{t1}}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (16)$$

$$\sigma_{Hmax} = 381MPa \cdot \sqrt{\frac{2285,3N \cdot 1,85}{544,1N}} \cong 1062MPa$$

Ozubené kolo vyhoví, neboť je splněna podmínka $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$ ($1062MPa \leq 2400MPa$).

KONTROLA PROTI ÚNAVĚ V OHYBU (24)

$$K_A = 1,35 \quad \text{podle tab. 3 až 5 ČSN 01 4686 část 2 (1988)}$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,14 \quad \text{podle obr. 1 ČSN 01 4686 část 4 (1988)}$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2 \quad \text{zjednodušený předpoklad podle normy ČSN 01 4686 část 4 (1998)}$$

$$K_F = 1,35 \cdot 1,14 \cdot 1,2 \cong 1,85$$

$$Y_{FS} = 4,27 \quad \text{podle obr. 6 až 8 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Y_\beta = 1 \quad \text{podle obr. 16 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \quad \text{podle výrazu (93) v tab. 5 ČSN 01 4686 část 3 (1988)}$$

$$S_{Fmin} = \frac{705 \text{ MPa} \cdot 12 \text{ mm} \cdot 1,5 \text{ mm}}{544,1 \text{ N} \cdot 1,85 \cdot 4,27 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,75}} \cong 5,2$$

Norma povoluje minimální bezpečnost $S_{Fmin} = 1,4$. Ozubené kolo vyhovuje ($1,4 < 5,2$).

KONTROLA PROTI TRVALÉ DEFORMACI ČI VZNIKU POČÁTEČNÍCH TRHLIN V OBLASTI PATY ZUBU NEBO KŘEHKÉHO LOMU ZUBU JEDNORÁZOVÝM PŮSOBENÍM NEJVĚTŠÍHO ZATÍŽENÍ (24)

$$\sigma_F = \frac{544,1 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 1,5 \text{ mm}} \cdot 1,85 \cdot 4,27 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,75} \cong 136,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 136,4 \text{ MPa} \cdot \frac{2285,3 \text{ N}}{544,1 \text{ N}} = 572,9 \text{ MPa}$$

Ozubené kolo vyhovuje, neboť $\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$ ($572,9 \text{ MPa} \leq 902,4 \text{ MPa}$).

5.1.3 VÝPOČTY DALŠÍCH OZUBENÝCH KOL

Další ozubená kola (čelní i kuželová soukolí) jsem pevnostně zkontroloval v programu Autodesk Inventor Professional 2017. Tento program má možnost počítat ozubená kola i podle normy ČSN 01 4686. Pro kontrolu jsem provedl i výpočet prvního soukolí, jež jsem počítal v kapitole 5.1.1 a 5.1.2.

1. ČELNÍ SOUKOLÍ

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Společné
 Scénář návrhu: Vzdálenost os
 Úhel profilu: 20,000 deg
 Úhel sklonu: 0,000 deg
 Požadovaný převodový poměr: 62 ul / 39 ul
 Scénář jednotkového posunutí: Vlastní
 Modul: 1,500 mm
 Vzdálenost os: 75,790 mm
 Celková jednotková korekce: 0 ul
 Náhled...

Kolo 1
 Komponenta: Válcová plocha
 Počet zubů: 39 ul
 Počáteční rovina: Počáteční rovina
 Šířka ozubení: 12 mm
 Jednotkové posunutí: 0,000 ul

Kolo 2
 Komponenta: Válcová plocha
 Počet zubů: 62 ul
 Počáteční rovina: Počáteční rovina
 Šířka ozubení: 12 mm
 Jednotkové posunutí: 0,000 ul

Výsledky
 i: 1,5897 ul
 ε: 1,7492 ul
Kolo 1
 d_a: 61,500 mm
 d: 58,500 mm
 d_f: 54,750 mm
 x₂: -0,1284 ul
 x_p: -1,2614 ul
 x_d: -1,4313 ul
 s_a: 0,7588 ul
 b_r: 0,2051 ul
Kolo 2
 d_a: 96,000 mm
 d: 93,000 mm

2:22:13 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 31 1. čelní soukolí – návrh

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu: CSN 01 4686:1988

Zatížení
 Výkon: P
 Otáčky: n
 Krouticí moment: T
 Účinnost: η

Kolo 1
 0,1000 kW
 60,00 rpm
 15,915 N m
 0,980 ul

Kolo 2
 0,098 kW
 37,74 rpm
 24,796 N m

Materiálové hodnoty
 Kolo 1: CSN 15230
 Kolo 2: CSN 15230
 Mez únavy v ohybu: σ_{Flim}
 Mez únavy v dotyku: σ_{Hlim}
 Modul pružnosti: E
 Poissonova konstanta: μ
 Tepelné zpracování

705,0 MPa
 1180,0 MPa
 206000 MPa
 0,300 ul
 8 ul

705,0 MPa
 1180,0 MPa
 206000 MPa
 0,300 ul
 8 ul

Požadovaná životnost: L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno

Typ výpočtu zatížení
 Výkon, otáčky --> moment
 Moment, otáčky --> výkon
 Výkon, moment --> otáčky

Typ výpočtu pevnosti
 Kontrolní výpočet

Mezní hodnoty
 Dotyk Ohyb
 Minimální součinitel bezpečnosti 1,200 ul 1,300 ul

Výsledky
 F_t: 544,119 N
 F_r: 198,043 N
 F_a: 0,000 N
 F_n: 579,040 N
 v: 0,184 mps
 n_{E1}: 12360,319 rpm
Kolo 1
 S_H: 1,435 ul
 S_F: 4,247 ul
 S_{Hst}: 3,074 ul
 S_{Fst}: 5,038 ul
Kolo 2
 S_H: 1,523 ul
 S_F: 4,410 ul
 S_{Hst}: 3,116 ul
 S_{Fst}: 5,178 ul

Obr. 32 1. čelní soukolí -výpočet

2. ČELNÍ SOUKOLÍ

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Společné
Scénář návrhu
Počet zubů
Požadovaný převodový poměr
Modul
Vzdálenost os
Úhel profilu
Úhel sklonu
Scénář jednotkového posunutí
Celková jednotková korekce
Náhled...

Kolo 1
Komponenta
Počet zubů
Šířka ozubení
Jednotkové posunutí
Kolo 2
Komponenta
Počet zubů
Šířka ozubení
Jednotkové posunutí

Válcová plocha
Počáteční rovina
Válcová plocha
Počáteční rovina

Výsledky

i	0,8750 ul
ε	1,5988 ul
Kolo 1	
d _a	83,945 mm
d	80,000 mm
d _f	75,000 mm
x _z	-0,1588 ul
x _p	-1,3198 ul
x _d	-1,4898 ul
s _a	0,7738 ul
b _r	0,1500 ul
Kolo 2	
d _a	75,500 mm
d	70,000 mm

13:44:39 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 33 2. čelní soukolí - návrh

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,1000 kW	0,098 kW
Otáčky	n 60,00 rpm	68,57 rpm
Krouticí moment	T 15,915 N m	13,648 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 15230

Kolo 2 ☒ CSN 15230

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ _{Flim} 705,0 MPa	705,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ _{Hlim} 1180,0 MPa	1180,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	8 ul	8 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno

Typ výpočtu zatížení

☒ Výkon, otáčky --> moment
☐ Moment, otáčky --> výkon
☐ Výkon, moment --> otáčky

Typ výpočtu pevnosti
Kontrolní výpočet

Mezní hodnoty

	Dotyk	Ohyb
Minimální součinitel bezpečnosti	1,200 ul	1,300 ul

Výsledky

F _t	393,948 N
F _r	155,216 N
F _a	0,000 N
F _n	423,423 N
v	0,251 mps
n _{E1}	10911,327 rpm
Kolo 1	
S _H	1,643 ul
S _F	7,029 ul
S _{Hst}	3,478 ul
S _{Fst}	8,662 ul
Kolo 2	
S _H	1,620 ul
S _F	8,110 ul
S _{Hst}	3,475 ul
S _{Fst}	9,723 ul

Obr. 34 2. čelní soukolí -výpočet

3. ČELNÍ SOUKOLÍ

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Společné
Scénář návrhu
Počet zubů: 28/47
Požadovaný převodový poměr: 2
Modul: 2
Vzdálenost os: 75,75
Úhel profilu: 20,0000 deg
Úhel sklonu: 0,0000 deg
Scénář jednotkového posunutí: Vlastní
Celková jednotková korekce: 0,3887 ul
Náhled...

Kolo 1
Komponenta: Válcová plocha
Počet zubů: 47 ul
Šířka ozubení: 12 mm
Jednotkové posunutí: 0,0000 ul

Kolo 2
Komponenta: Válcová plocha
Počet zubů: 28 ul
Šířka ozubení: 12 mm
Jednotkové posunutí: 0,3887 ul

Výsledky

i	0,5957 ul
ε	1,5761 ul
Kolo 1	
d _a	97,945 mm
d	94,000 mm
d _f	89,000 mm
x _z	-0,3717 ul
x _p	-1,7293 ul
x _d	-1,8992 ul
s _a	0,7843 ul
b _r	0,1277 ul
Kolo 2	
d _a	61,500 mm
d	56,000 mm

13:41:34 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 35 3. čelní soukolí - návrh

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,1000 kW	0,098 kW
Otáčky	n 60,00 rpm	100,71 rpm
Krouticí moment	T 15,915 N m	9,292 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 15230

Kolo 2 ☒ CSN 15230

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ _{Flim} 705,0 MPa	705,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ _{Hlim} 1180,0 MPa	1180,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	8 ul	8 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno

Typ výpočtu zatížení
☒ Výkon, otáčky --> moment
☐ Moment, otáčky --> výkon
☐ Výkon, moment --> otáčky

Typ výpočtu pevnosti
Kontrolní výpočet

Mezní hodnoty

	Dotyk	Ohyb
Minimální součinitel bezpečnosti	1,200 ul	1,300 ul

Výsledky

F _t	335,275 N
F _r	132,099 N
F _a	0,000 N
F _n	360,360 N
v	0,295 mps
n _{E1}	10108,612 rpm
Kolo 1	
S _H	1,654 ul
S _F	7,711 ul
S _{Hst}	3,479 ul
S _{Fst}	9,474 ul
Kolo 2	
S _H	1,559 ul
S _F	8,714 ul
S _{Hst}	3,454 ul
S _{Fst}	10,471 ul

Obr. 36. 3 čelní soukolí -výpočet

4. ČELNÍ SOUKOLÍ

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Společné
Scénář návrhu
Počet zubů 24/51
Požadovaný převodový poměr 24/51
Modul 2,000 mm
Vzdálenost os 75,75

Úhel profilu 20,0000 deg
Úhel sklonu 0,0000 deg
Scénář jednotkového posunutí Vlastní
Celková jednotková korekce 0,3887 ul
Náhled...

Kolo 1
Komponenta Válcová plocha
Počet zubů 51 ul
Šířka ozubení 12 mm
Jednotkové posunutí 0,0000 ul

Kolo 2
Komponenta Válcová plocha
Počet zubů 24 ul
Šířka ozubení 12 mm
Jednotkové posunutí 0,3887 ul

Výsledky

Kolo 1

i	0,4706 ul
ε	1,5559 ul
d _a	105,945 mm
d	102,000 mm
d _f	97,000 mm
x _z	-0,4931 ul
x _p	-1,9632 ul
x _d	-2,1332 ul
s _a	0,7891 ul
b _z	0,1176 ul

Kolo 2

d _a	53,500 mm
d _f	48,000 mm

13:46:30 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 37 4. čelní soukolí - návrh

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,1000 kW	0,098 kW
Otáčky	n 60,00 rpm	127,50 rpm
Krouticí moment	T 15,915 N m	7,340 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 15230

Kolo 2 ☒ CSN 15230

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ _{Flim} 705,0 MPa	705,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ _{Hlim} 1180,0 MPa	1180,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	8 ul	8 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

Vypočítat OK Storno <<

Typ výpočtu zatížení

☒ Výkon, otáčky --> moment
☐ Moment, otáčky --> výkon
☐ Výkon, moment --> otáčky

Typ výpočtu pevnosti
Kontrolní výpočet

Mezní hodnoty

Dotyk Ohyb

Minimální součinitel bezpečnosti 1,200 ul 1,300 ul

Výsledky

F_t 308,979 N
F_r 121,738 N
F_a 0,000 N
F_n 332,096 N
v 0,320 mps
n_{E1} 10264,405 rpm

Kolo 1

S _H	1,644 ul
S _F	8,227 ul
S _{Hst}	3,448 ul
S _{Fst}	10,091 ul

Kolo 2

S _H	1,505 ul
S _F	9,182 ul
S _{Hst}	3,404 ul
S _{Fst}	11,048 ul

Obr. 38. 4. čelní soukolí -výpočet

1. KUŽELOVÉ SOUKOLÍ

Generátor komponent – kuželová ozubená kola

Návrh Výpočet

Společné
Převodový poměr: 0,7843 ul
Šířka ozubení: 12 mm
Úhel profilu: 20,0000 deg
Úhel sklonu: 0,0000000 deg
Modul: 1,250 mm
Úhel os: 85 deg
Scénář jednotkového posunutí: Vlastní
Náhled...

Kolo 1
Komponenta: Válcová plocha
Počet zubů: 51 ul
Jednotkové posunutí: 0,0000000 ul
Jednotková změna tloušťky zubu: 0,0000 ul

Kolo 2
Komponenta: Válcová plocha
Počet zubů: 40 ul
Jednotkové posunutí: -0,0000 ul
Jednotková změna tloušťky zubu: -0,0000 ul

Výsledky

ε	1,7873 ul
b_r	0,2834 ul
Kolo 1	
d_{ae}	65,396 mm
d_e	63,750 mm
d_{fe}	61,775 mm
x_z	-1,3105 ul
x_p	-3,5278 ul
x_d	-3,6949 ul
s_a	0,7976 ul
Kolo 2	
d_{ae}	52,018 mm
d_e	50,000 mm
d_{fe}	47,578 mm

2:13:19 Návrh: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 39 1. kuželové soukolí - návrh

Generátor komponent – kuželová ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu
CSN 01 4686:1988

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,098 kW	0,096 kW
Otáčky	n 37,7 rpm	48,07 rpm
Krouticí moment	T 24,823 N m	19,080 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 15230
Kolo 2 ☒ CSN 15230

Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 705,0 MPa	705,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1180,0 MPa	1180,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	8 ul	8 ul

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

2:13:19 Návrh: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_t	907,307 N
F_n	965,536 N
v	0,108 mps
n_{E1}	13986,636 rpm
Kolo 1	
F_{r1}	217,432 N
F_{r2}	217,432 N
F_{a1}	248,550 N
F_{a2}	248,550 N
S_H	1,325 ul
S_F	2,655 ul
S_{Hst}	2,766 ul
S_{Fst}	2,884 ul
Kolo 2	
F_{r1}	266,555 N
F_{r2}	266,555 N
F_{a1}	194,942 N
F_{a2}	194,942 N
S_H	1,282 ul
S_F	2,590 ul
S_{Hst}	2,743 ul
S_{Fst}	2,852 ul

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 40. 1. kuželové soukolí -výpočet

2. KUŽELOVÉ SOUKOLÍ

Generátor komponent – kuželová ozubená kola

Návrh Výpočet

Společné
Převodový poměr: 0,7660 ul
Šířka ozubení: 12 mm
Úhel profilu: 20,0000 deg
Úhel sklonu: 0,00000000 deg

Modul: 1,125 mm
Úhel os: 95 deg
Scénář jednotkového posunutí: Vlastní

Kolo 1
Komponenta: Válcová plocha
Počet zubů: 47 ul
Jednotkové posunutí: 0,00000000 ul
Jednotková změna tloušťky zubu: 0,0000 ul

Kolo 2
Komponenta: Válcová plocha
Počet zubů: 36 ul
Jednotkové posunutí: -0,0000 ul
Jednotková změna tloušťky zubu: -0,0000 ul

Náhled...

Výsledky

ε : 1,7865 ul
 b_r : 0,3751 ul

Kolo 1

d_{ae} : 54,142 mm
 d_e : 52,875 mm
 d_{fe} : 51,355 mm
 x_z : -1,4919 ul
 x_p : -3,8793 ul
 x_d : -4,0464 ul
 s_a : 0,8006 ul

Kolo 2

d_{ae} : 42,242 mm
 d_e : 40,500 mm
 d_{fe} : 38,410 mm

2:21:01 Návrh: Výpočet skončil úspěšně!

Obr. 41 2. kuželové soukolí - návrh

Generátor komponent – kuželová ozubená kola

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu: ISO 6336:1996

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,096 kW	0,094 kW
Otáčky	n 48,07 rpm	62,76 rpm
Krouticí moment	T 19,071 N m	14,315 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1: ☒ CSN 15230
Kolo 2: ☒ CSN 15230

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 705,0 MPa	705,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1180,0 MPa	1180,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	8 ul	8 ul

Požadovaná životnost: L_h 10000 hr

Součinitelé Přesnost

2:21:01 Návrh: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_t : 887,874 N
 F_n : 944,856 N
 v : 0,108 mps
 n_{E1} : 19616,016 rpm

Kolo 1

F_{r1} : 181,970 N
 F_{r2} : 181,970 N
 F_{a1} : 267,056 N
 F_{a2} : 267,056 N
 S_H : 1,281 ul
 S_F : 2,387 ul
 S_{Hst} : 2,553 ul
 S_{Fst} : 2,512 ul

Kolo 2

F_{r1} : 250,180 N
 F_{r2} : 250,180 N
 F_{a1} : 204,553 N
 F_{a2} : 204,553 N
 S_H : 1,234 ul
 S_F : 2,334 ul
 S_{Hst} : 2,524 ul
 S_{Fst} : 2,503 ul

Vypočítat OK Storno

Obr. 42 2. kuželové soukolí -výpočet

5.2 NÁVRH MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HNACÍ HŘÍDELE

Hnací hřídel volím z materiálu 11 700. Dovolené napětí v krutu je pro míjivé zatížení $\tau_{KD} = 80$ až 125 MPa . (25)

Výpočet minimálního průměru hřídele:

$$d_{HHmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{1max}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} \quad (17)$$

$$d_{HHmin} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 66845 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 125 \text{ MPa}}} \cong 13,97 \text{ mm}$$

Konec hřídele volím průměru 16 mm . Spojení klik s hřídelí je zajištěno pomocí tvarového spoje. Na konci hřídele je frézován čtyřhran. Rozměry čtyřhranu volím 13×13 . Průřez pod čtyřhranem bude menší než d_{HHmin} , ale nedojde k porušení hřídele. Jednak hodnota τ_{KD} je uváděna s bezpečností $1,5 - 2$, jednak T_{1max} je horní limitní krouticí moment, ke kterému se v reálném provozu cyklista nebude přibližovat.

ZÁVĚR

Navržené převodové ústrojí je z hlediska uživatelského příznivé v odolnosti proti náročným podmínkám, dále umožňuje relativně jednoduchou demontáž zadního kola při případném defektu. Konstrukčně je zabráněno případnému nechtěnému vyosení zadního kola v rámu. Řazení umožňuje měnit rychlosti při záběru. Umožňuje také řazení na místě (cyklista se nemusí pohybovat, nemusí šlapat). Je také znemožněno zkrácení životnosti nesprávnou obsluhou. Práce ozubených soukolí v uzavřené převodové skříni zabezpečuje dlouhou životnost a prakticky žádnou údržbu. Tímto jsem splnil záměr, aby převodové ústrojí bylo bezúdržbové po co nejdelší dobu. Navržené čtyři možné převody jsou odstupňovány tak, aby se cyklistovi pohodlně jelo do strmého kopce i z kopce nebo na rovině.

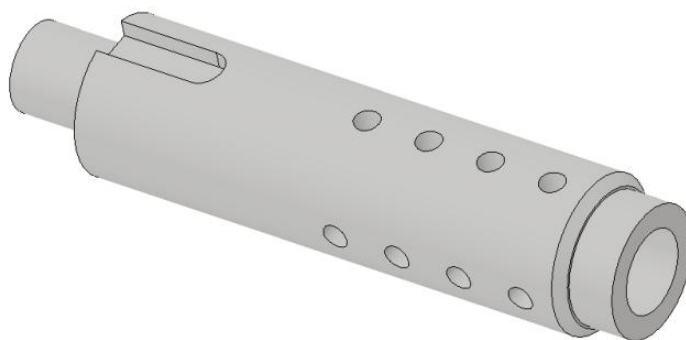
Navržené konstrukční řešení má celou řadu nedostatků a není dotaženo do úplného konce. Poskytuje však jasnou představu o konstrukci a dalo by se z něho případně vycházet.

V konstrukčním návrhu chybí ovládání řazení na řídítkách. Představu ale mám o otočném řazení, které by fixovalo danou rychlost buď systémem kulička/pružina nebo třením, popřípadě tvarovým stykem. Dále úplně chybí stanovení množství oleje pro obě převodové skříně, chybí vypouštěcí i napouštěcí otvory, popřípadě řešení odvětrávání skříní.

Mezi nevýhody zajisté patří vysoká hmotnost (nemám vyčísleno). Jsem přesvědčený, že by šel tento konstrukční návrh odlehčit. Mnoho dílů (např. různých rozpěrných trubek je předimenzováno). Dále jsou nevhodně umístěná vodítka pro lanka řazení. Přesně v těchto místech bude mít cyklista nohy a mohl by o vodítka a o lanka narážet. U každé hřídele, která vystupuje z převodové skříně, je použito hřídelového těsnícího kroužku, ale těsnění není u vodítek pro lanka a dále u matice u zadní osy. V těchto místech by mohl olej prosakovat a vzlínat ven z převodových skříní. Obávám se, že převodové ústrojí bude relativně hlučné. Je zde totiž mnoho ozubených kol. Kola čelní s přímými zuby jsou relativně hlučná a kuželová soukolí jsou náročná na přesnost uložení. Při případném vychýlení se hlučnost zvyšuje. Uchycení každé převodové skříně je pomocí čtyř šroubů. Použil jsem klasické šrouby s vnitřním šestihranem, pružnou podložkou a maticí. Toto řešení umožňuje před dotažením malé změny polohy převodových skříní. Možná by bylo ale lepší kvůli kuželovým soukolím, použít lícované šrouby a otvory přesně tolerovat. Celkově nejsem spokojený s použitím lanek řazení. Nejvíce se mně líbí nepoužitý a nefunkční koncept č. 3, viz. kapitola 3.2.3.

Obě kuželová soukolí jsou převodována do rychla. Toto řešení směrem od cyklisty k poháněnému zadnímu kolu stále více zatěžuje stojní součásti. Případným opačným řešením (kuželová soukolí převodována do pomala) by se odlehčilo strojním součástem.

Z pevnostních výpočtů jsou největším přínosem v této diplomové práci pevnostní výpočty ozubených kol s přímými zuby, viz. kapitola 5.1.1 a 5.1.2. Dále jsem provedl pouze výpočet minimálního průměru hnací hřídele. Navrhnuté převodové ústrojí obsahuje mnoho dílů. Pevnostní výpočty jsou náročné a složité. Například optimalizace a pevnostní kontrola předlohouvé hřídele (viz. Obr. 43) by byla na samostatnou práci.



Obr. 43 Předlohová hřídel

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

1. Leonardo da Vinci's Tank. *Leonardo Da Vinci's Inventions*. [Online] [Citace: 19. 5 2018.] Dostupné z: <http://www.leonardodavincisinventions.com/war-machines/leonardo-da-vincis-tank/>.
2. Leonardo by zajásal, vzlétla člověkem poháněná helikoptéra. *TÝDEN.cz*. [Online] 27. 6 2012. [Citace: 19. 5 2018.] Dostupné z: https://www.tyden.cz/rubriky/veda/technologie/leonardo-by-zajasal-vzletla-clovekem-pohanena-helikoptera_238654.html.
3. **Eliáš, Pavel.** *JÍZDNÍ KOLO - vynález, který sblížil svět*. Liberec : Pavel Eliáš, 2017. ISBN 978-80-270-1147-6.
4. ŘETĚZY - KAZETY, PŘEVODNÍKY. *Cyklo ATOM*. [Online] [Citace: 22. 5 2018.] Dostupné z: <http://www.horska-silnicni-kola.cz/show-free.htm?fid=39>.
5. *JÍZDNÍ KOLA Velký obrazový průvodce*. Praha : Euromedia Group, k. s. - Knižní klub v edici Universum, 2017. ISBN 978-80-242-5813-3.
6. **SPICER, James.** *Pedal Power Probe Shows Bicycles Waste Little Energy*. [Online] 19. 8 1999. [Citace: 16. 11 2016.] Dostupné z: http://pages.jh.edu/~news_info/news/home99/aug99/bike.html.
7. Řemen místo řetězu. *Cyklo ATOM*. [Online] [Citace: 22. 5 2018.] Dostupné z: http://www.horska-silnicni-kola.cz/Remen-misto-retezu-c18_222_2.htm.
8. **Baroni, Francesco.** *BICYKL HISTORIE, MÝTY, POSEDLOST*. Čestlice : Rebo Productions CZ, spol. s r. o., 2011. ISBN 978-80-255-0459-8.
9. Rozsah převodu náboje Rohloff SpeedHub 500/14. *Rohloff*. [Online] [Citace: 22. 5 2018.] Dostupné z: <http://rohloff.cz/rozsah-prevodu.php>.
10. Rohloff. *Rohloff SPEEDHUB Schnittmodell*. [Online] [Citace: 22. 5 2018.] Dostupné z: https://www.rohloff.de/en/service/downloads/product-pictures/detail/item/rohloff-speedhub-schnittmodell/?tx_fefal_detailview%5Baction%5D=show&tx_fefal_detailview%5Bcontroller%5D=FefalDetail&cHash=fcc6601c294dd59b938d6f777b734b53.
11. NuVinci CYCLING. [Online] 2005-2017. [Citace: 5. 1 2017.] Dostupné z: <http://www.nuvincicycling.com/en/home.html>.
12. NuVinci-Fahrradnabe: Schalten ohne Gänge. *Stiftung Warentest*. [Online] 27. 7 2007. [Citace: 7. 2 2017.] Dostupné z: <https://www.test.de/NuVinci-Fahrradnabe-Schalten-ohne-Gaenge-1556162-0/>.
13. Pinion. [Online] [Citace: 28. 11 2016.] Dostupné z: <http://pinion.eu/>.
14. Toerfietsen. [Online] 14. 6 2008. [Citace: 8. 2 2017.] Dostupné z: <http://www.rijwiel.net/fietsen/pho/67329.htm>.

15. Early Strida c1920? *Strida Forum*. [Online] [Citace: 8. 2 2017.] Dostupné z: <http://www.stridaforum.com/forum/viewtopic.php?f=6&t=3738>.
16. Truvativ HammerSchmidt AM Crankset. SRAM. [Online] [Citace: 28. 11 2016.] Dostupné z: <https://www.sram.com/truvativ/products/truvativ-hammerschmidt-am-crankset>.
17. *Cyklopedie: 90 let moderního designu jízdních kol*. Praha : Slovart, 2011. ISBN 978-80-7391-434-9.
18. 1913/1914 Chainless Rover Roadster. <http://www.oldbike.eu/>. [Online] [Citace: 19. 5 2018.] Dostupné z: <http://www.oldbike.eu/museum/1912-1913/19131914-chainless-rover-roadster/>.
19. WORLDSCAPE CO. Aitelen Chainless. *DOROTHEUM*. [Online] [Citace: 7. 2 2017.] Dostupné z: <https://www.dorotheum.com/en/auctions/current-auctions/kataloge/list-lots-detail/auktion/11198-bicycles-from-the-embacher-collection/lotID/77/lot/1872772-worldscape-co-aitelen-chainless.html?currentPage=2&img=3>.
20. TECHNICAL MANUAL GEAR HUB SYSTEMS. SRAM. [Online] 2003. [Citace: 8. 2 2017.] Dostupné z: https://sram-cdn-pull-zone-gsdesign.netdna-ssl.com/cdn/farfuture/vjPsbsR8PgjFRe13175_WciuS8tOvnUXXtFC1w8N0wQ/mtime:1372788156/sites/default/files/techdocs/tm_ghs_my03_e.pdf.
21. SRAM DD3-27. SRAM. [Online] [Citace: 8. 2 2017.] Dostupné z: <https://www.sram.com/sram/urban/products/sram-dd3-27>.
22. "Luxury" Hirondele retro-directe – Francie 1920 cca. *Štěrba*. [Online] [Citace: 23. 11 2016.] Dostupné z: <http://www.sterba-bike.cz/produkt/luxury-hirondelle-retro-directe-francie-1920-cca>.
23. **HUSÁK, Pavel**. *Motocykly s dvoudobým motorem: konstrukce, výpočty a stavba motocyklů*. Brno : Computer Press, 2011. ISBN 978-80-251-2280-8.
24. ČSN 01 4686. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha : ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1989.
25. **Jan Leinveber, Pavel Vávra**. *STROJNICKÉ TABULKY pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly : Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

P	[W]	Trvalý výkon cyklisty
n	[min ⁻¹]	Frekvence šlapání cyklisty
$P_{\max}$	[W]	Maximální výkon cyklisty
$n_{\max}$	[min ⁻¹]	Maximální frekvence šlapání cyklisty
d_1	[mm]	Roztečná kružnice pastorku prvního čelního soukolí
T_1	[Nmm]	Krouticí moment
$T_{1\max}$	[Nmm]	Maximální krouticí moment
F_{t1}	[N]	Zatěžující obvodová síla
$F_{t1\max}$	[N]	Maximální zatěžující obvodová síla
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
V_{HV}	[HV3]	Tvrdost na boku zubu
σ_{Hlim}	[MPa]	Mez únavy v dotyku
σ_{Flimb}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
d_2	[mm]	Roztečná kružnice kola prvního čelního soukolí
z_1	[-]	Počet zubů pastorku prvního čelního soukolí
z_2	[-]	Počet zubů kola prvního čelního soukolí
b_{wH}	[mm]	Šířka pastorku i kola prvního čelního soukolí
Z_E	[-]	Součinitel mechanických vlastností materiálů spoluzabírajících ozubených kol
Z_H	[-]	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
Z_e	[-]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
u_{12}	[-]	Poměr počtu zubů
σ_{H0}	[MPa]	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
K_A	[-]	Orientační hodnota součinitele pro respektování dynamických sil
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)
K_{Hv}	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)
Z_R	[-]	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů
$\sigma_{H\max}$	[MPa]	Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly $F_{t1\max}$
$\sigma_{HP\max}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení
K_F	[-]	Součinitel přídavných zatížení

$K_{F\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)
K_{FV}	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)
S_{Hmin}	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
S_{Fmin}	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
b_{wF}	[mm]	Šířka pastorku i kola prvního čelního soukolí
Y_{FS}	[-]	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_{β}	[-]	Součinitel sklonu zubu
Y_{ϵ}	[-]	Součinitel vlivu záběru profilu
ϵ_{α}	[-]	Součinitel záběru profilu
σ_F	[MPa]	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
σ_{FSt}	[MPa]	Pevnost v ohybu při největším zatížení
σ_{FPmax}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení
σ_{Fmax}	[MPa]	Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1max}
τ_{KD}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
d_{HHmin}	[mm]	Minimální průměr hnací hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

1-DP18-00 PŘEVODOVÉ ÚSTOJÍ - výkres sestavy