



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 PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ MOTOCYKLU S
ELEKTRICKÝM POHONEM**

DESIGN OF GEARBOX FOR ELECTRIC MOTORCYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tomáš Novotný**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Svída, Ph.D.**
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 převodového ústrojí motocyklu s elektrickým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést návrh převodového ústrojí pro motocykl s elektrickým pohonem. Stěžejní částí je návrh spojky a primárního převodu.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši o převodových ústrojích u současných motocyklů. Pro zadaný typ motocyklu provést základní návrh spojky, převodovky a primárního převodu. Provést konstrukční návrh spojkového koše pro spojení převodovky s elektromotorem. Pro spojkový koš bude proveden pevnostní výpočet pomocí metody konečných prvků.

Seznam doporučené literatury:

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939-. ISSN 0024-8525.

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

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

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

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

L. S.



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



ABSTRAKT

Cílem práce je shrnutí současných převodových ústrojí motocyklů a následný návrh převodového ústrojí pro elektrický motocykl. Hlavním tématem je návrh spojky, pro jejíž komponenty byla zpracována napěťová analýza a určena únavová bezpečnost. Dále se práce zabývá návrhem primárního převodu a převodových poměrů převodovky.

KLÍČOVÁ SLOVA

převodové ústrojí, motocykl, elektrický pohon, lamelová spojka, primární převod, převodovka, převodový poměr

ABSTRACT

The aim of the thesis is a summarization of current state of knowledge of motorcycle clutches and transmissions and subsequent design of clutch and transmission for electric powered motorcycle. The main topic is design of the clutch of which components were processed by stress analysis and designed for fatigue safety. On top of that, the thesis deals with the design of primary transmission and gear ratios.

KEYWORDS

transmission, motorcycle, electric drive, multi-plate clutch, primary transmission, gearbox, gear ratio



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, T. *Návrh převodového ústrojí motocyklu s elektrickým pohonem*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 s. Vedoucí diplomové práce David Svída.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Davida Svídy a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2018

.....

Tomáš Novotný



PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří společnosti MSR Engines s.r.o., díky které mohla tato práce vzniknout. Dále děkuji rodičům a přítelkyni za podporu při vypracování i studiu.

OBSAH

Úvod	15
1 Převodová ústrojí u současných motocyklů	16
1.1 Primární převod	16
1.1.1 Pohon ozubenými koly	17
1.1.2 Pohon řetězem	17
1.1.3 Pohon ozubeným řemenem	18
1.2 Spojka	19
1.2.1 Spojka působící v radiálním směru	19
1.2.2 Spojka působící v axiálním směru	20
1.2.3 Suché spojky	20
1.2.4 Mokré spojky	23
1.2.5 Odstředivé spojky působící v axiálním směru	23
1.3 Převodovka	24
1.3.1 Manuálně řazená převodovka s převody ozubenými koly	25
1.3.2 Převodovky s plynulou změnou převodu	28
2 Motocykl MiX	29
3 Návrh spojky	30
3.1 Stanovení třetího momentu	30
3.1.1 Lamely	31
3.1.2 Pružiny	31
3.2 Spojkový koš	34
3.2.1 Napětíová analýza	35
3.2.2 Upravený návrh	41
3.2.3 Únavová životnost	45
3.3 Vnitřní unašeč	48
3.3.1 Napětíová analýza	49
3.3.2 Únavová životnost	53
4 Návrh primárního převodu	56
4.1 Návrh převodového poměru	56
4.2 Pevnostní výpočet ozubení	57
4.2.1 Výpočet napětí v patě zubu a únavová životnost na ohyb	58
4.2.2 Výpočet napětí v dotyku a únavová životnost na dotyk	59
5 Sestava navržené spojky a primárního převodu	60
6 Návrh převodových stupňů převodovky	61
6.1 Krajní převodové poměry	61



6.2 Odstupňování převodovky	62
Závěr	66
Seznam použitých zkratek a symbolů	69
Seznam příloh	71

ÚVOD

První část diplomové práce pojednává o současných převodových ústrojích produkčních motocyklů. Probrána je konstrukce jednotlivých komponent tohoto ústrojí, jejich funkce a výhody a nevýhody použití těchto řešení. Tato část slouží jako opora pro další části, zabývající se konstrukcí.

Stěžejní částí práce je návrh spojky pro motocykl s elektrickým pohonem. Po zvolení vhodného typu spojky a návržení jejího spojení s elektromotorem jsou navrhovány jednotlivé komponenty. Důležitý je bezpečný přenos točivého momentu z motoru na převodovku, který musí zajistit dostatečný počet třecích lamel. Pro zatěžované díly spojky, jako jsou spojkový koš a vnitřní unašeč, bude provedena napěťová analýza, ze které bude vyhodnoceno maximální napětí na součásti a její únavová životnost. Dle výsledků analýz mohou být navržené díly následně upraveny.

Dalším tématem je návrh primárního převodu, který zajišťuje přenos točivého momentu ze spojky na vstupní hřídel převodovky. Analytickými postupy budou navrženy parametry ozubení tohoto převodu tak, aby vyhovovaly podmínkám provozu motocyklu.

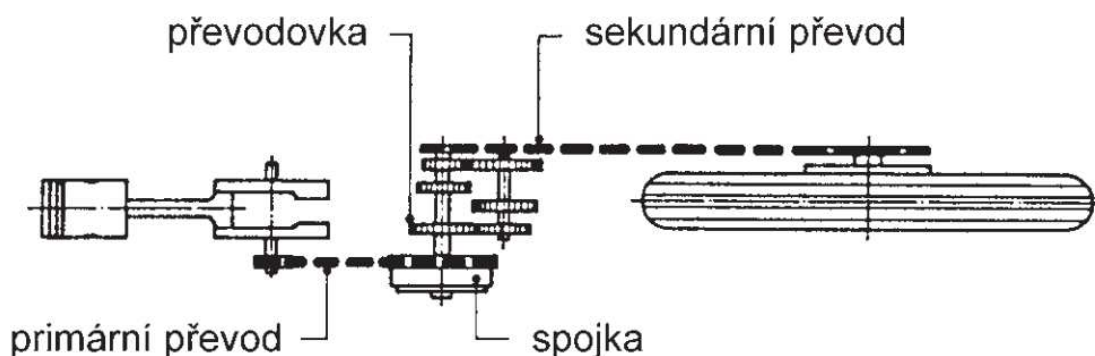
Posledním bodem je návrh převodových poměrů pro čtyřstupňovou převodovku, který se opírá především o rychlostní požadavky na motocykl a charakteristiku jeho pohonu.

Návrh převodového ústrojí pro motocykl s elektrickým pohonem bude následně použit při konstrukci motocyklu. Jedinečnost tohoto návrhu je v tom, že v době zpracování této práce nejsou elektrické motocykly vybavené spojkou a převodovkou běžně vyráběny.

1 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ U SOUČASNÝCH MOTOCYKLŮ

Převodovým ústrojím se rozumí veškeré mechanismy spojující pohonnou jednotku motocyklu s hnacím kolem. Účelem těchto mechanismů je, jak přivádět od motoru na kolo točivý moment, tak i točivý moment regulovat nebo odpojit.

Převodové ústrojí motocyklu se typicky skládá z primárního převodu, který upravuje hodnotu otáček a točivého momentu a přenáší je z klikové hřídele na další člen ústrojí, spojku. Hlavní funkcí spojky je v případě potřeby přerušit tok točivého momentu na kolo a opětovně zajistit jeho pozvolný nárůst. Spojka bývá umístěna na vstupním hřídeli do převodovky. Převodovka vhodnou kombinací převodového poměru zařazeného rychlostního stupně upravuje točivý moment a otáčky tak, aby během jízdy motor mohl pracovat při optimálních otáčkách.



Obr. 1 Schéma hnacího ústrojí motocyklu s příčně uloženým motorem [1]

1.1 PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Primární převod stojí na začátku přenosu točivého momentu z motoru na poháněné kolo. Díky různému počtu zubů na ozubených kolech upravuje moment a otáčky motoru. Hodnoty převodového poměru jsou většinou větší než 1. To znamená, že hnací kolo pracuje za větších otáček a hnané přenáší větší síly. Obvyklé hodnoty primárního převodu u terénních motocyklů jsou kolem 3, u silničních kolem 1,5.

Klasické uspořádání primárního převodu je ozubené kolo umístěné na klikové hřídeli, ze kterého je točivý moment přenášen na ozubení na spojkovém koši, který je umístěn na vstupním hřídeli převodovky. Objevuje se ovšem také uspořádání obrácené, kdy spojka je umístěna na klikovém hřídeli a ozubené kolečko na vstupním hřídeli převodovky. Takové uspořádání se často objevuje u motocyklů s motorem umístěným podélně. U víceválcových motocyklů s velkým výkonem se výstup na primární převod umísťuje uprostřed klikového hřídele. Tato konstrukce snižuje krutové namáhání hřídele. [1]

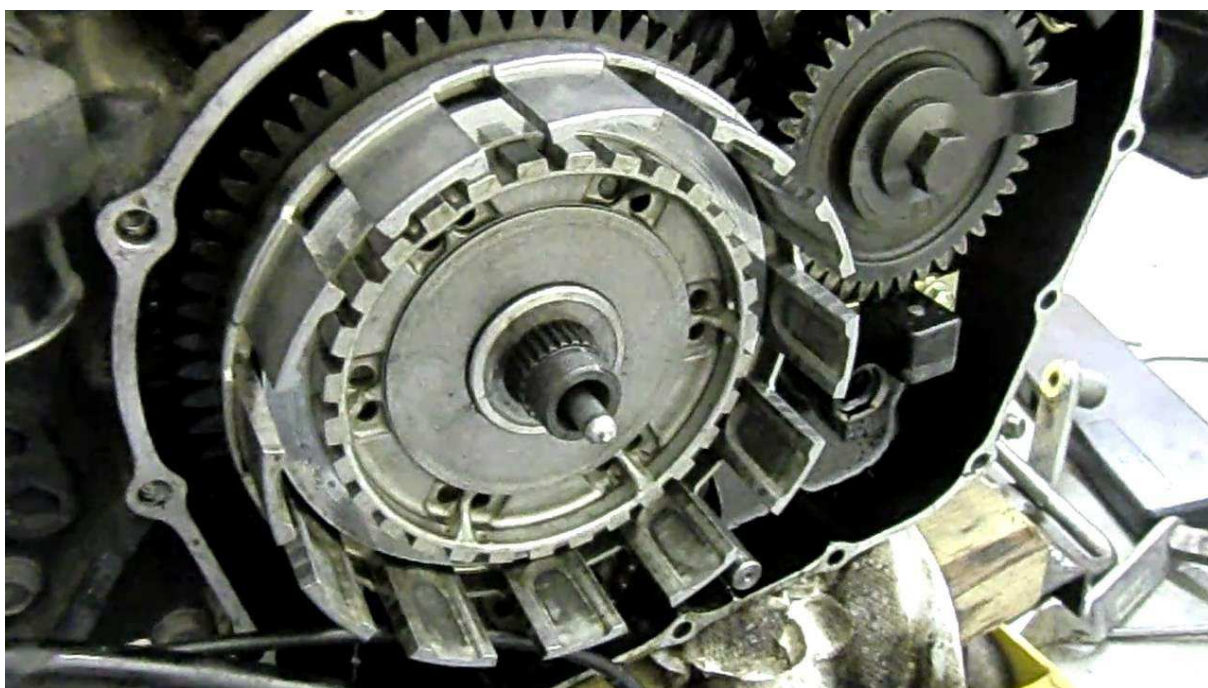
Pohon primárního převodu může být uskutečňován několika způsoby:

- ozubenými koly
- řetězem
- ozubeným řemenem

1.1.1 POHON OZUBENÝMI KOLY

Ozubená kola primárního převodu bývají vyrobena z ušlechtilých a legovaných ocelí. Ozubení se používá šikmé nebo přímé. Šikmé má tišší chod, generuje však axiální síly, které je nutné zachytit v ložiscích s tímto druhem vedení. Přímé ozubení je znatelně hlučnější, ale vznikají v něm pouze síly radiální.

Hlavními výhodami tohoto pohonu je chod v podstatě bez vůlí a potřeba minimální údržby. Kola jsou mazána olejovou náplní motoru. Nevýhodou této konstrukce je především cena. V dnešní době jde o nejvyužívanější způsob pohonu primárního převodu, především u silných motocyklů. [1]



Obr. 2 Pohon primárního převodu ozubenými koly motocyklu Honda Shadow VT700 [3]

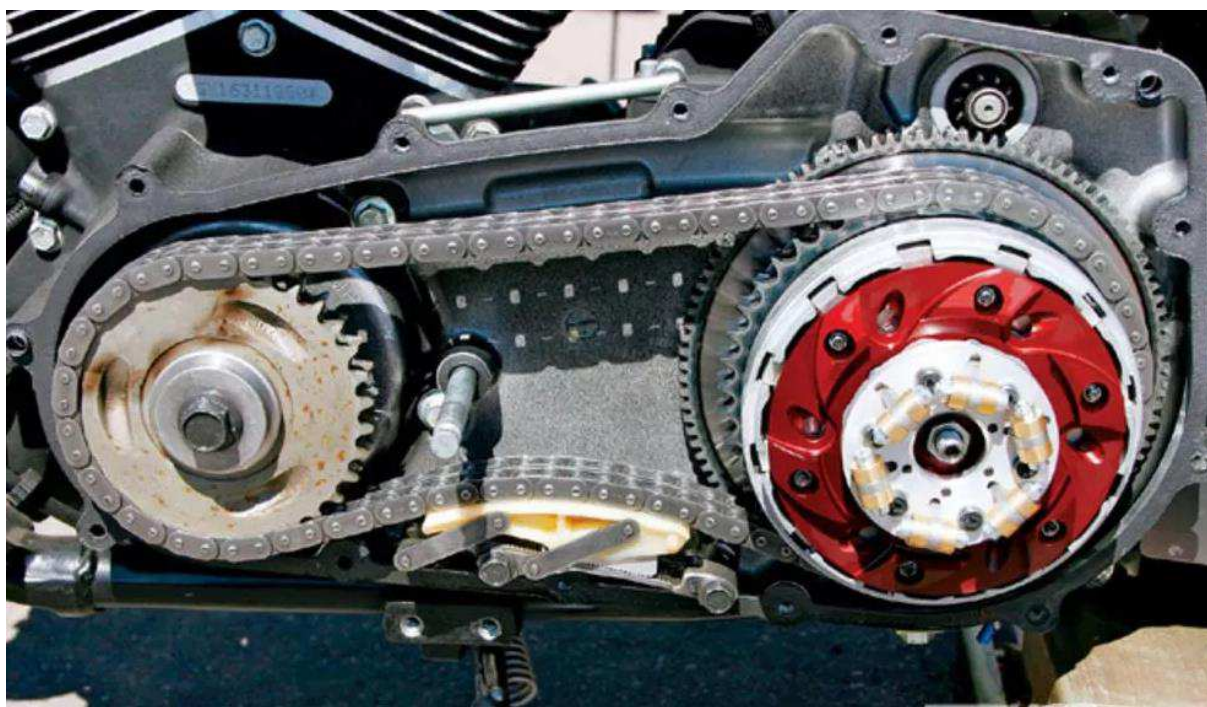
1.1.2 POHON ŘETĚZEM

Tato konstrukce sestává z řetězu a dvou ozubených řetězových kol, z čehož jedno bývá často součástí spojkového koše. Přenos řetězem je pružnější než u ozubených kol, což usnadňuje práci tlumiči rázů, jehož úkolem je tlumit rázy vznikající při náhlých změnách zatížení motoru. Z důvodu velkých sil, přenášených primárním převodem, je důležitá dostatečná pevnost řetězu.

U starších motocyklů byl hojně využíván pouzdrový řetěz, který kvůli dostatečné pevnosti musel být často dvojitý nebo dokonce i trojitý. Řetězy válečkové se u primárních převodů používají jen velice ojediněle, a to většinou u motocyklů s malým výkonem, neboť vlivem rychlého a tvrdého chodu u tohoto pohonu by docházelo k lámání válečků, a to i přes to, že řetěz je v primárním převodu dobře mazán.

V současné době se z řetězů používá nejvíce řetěz ozubený. Ten se skládá z ocelových lamel spojených v několika řadách kolíky. Nepoužívá se spojovacích článků. Kola pro ozubený řetěz jsou velmi podobná běžným ozubeným kolům.

Výhodami pohonu primárního převodu řetězem je nižší cena a větší pružnost v porovnání s ozubenými koly. Nevýhodou je rychlejší opotřebení řetězu. I přesto, že řetěz je dobře mazán a může být opatřen napínacím zařízením, projeví se časem opotřebení zvýšeným hlukem a výraznými rázy při rychlých změnách zatížení motoru. Pokud by nedošlo k výměně řetězu, může dojít k jeho přetržení. [1]



Obr. 3 Pohon primárního převodu řetězem [4]

1.1.3 POHON OZUBENÝM ŘEMENEM

Konstrukce převodu je v podstatě totožná s pohonem řetězem. Výrazný rozdíl je však v tom, že ozubený řemen nemůže být vystaven mastnotě oleje a potřebuje dobré odvětrání, neboť se při zatížení výrazně zahřívá a vysoká teplota by způsobovala jeho protažení. Proto primární převod s ozubeným řemenem často vůbec nebývá nezakrytý.

Ozubené řemeny jsou vyráběny ze zpevněných plastů s vyztužením z ocelových, skelných nebo uhlíkových vláken, které zajišťují přenos tažné síly a zabraňují roztahnosti řemene.

Výhodami pohonu primárního převodu ozubeným řemenem je tichý chod a větší trvanlivost než u řetězů. Nevýhodou je nutnost jeho odvětrávání, což naprosto znemožňuje jeho aplikaci například u terénních motocyklů. [1]



Obr. 4 Pohon primárního převodu ozubeným řemenem motocyklu Triumph T140 [5]

1.2 SPOJKA

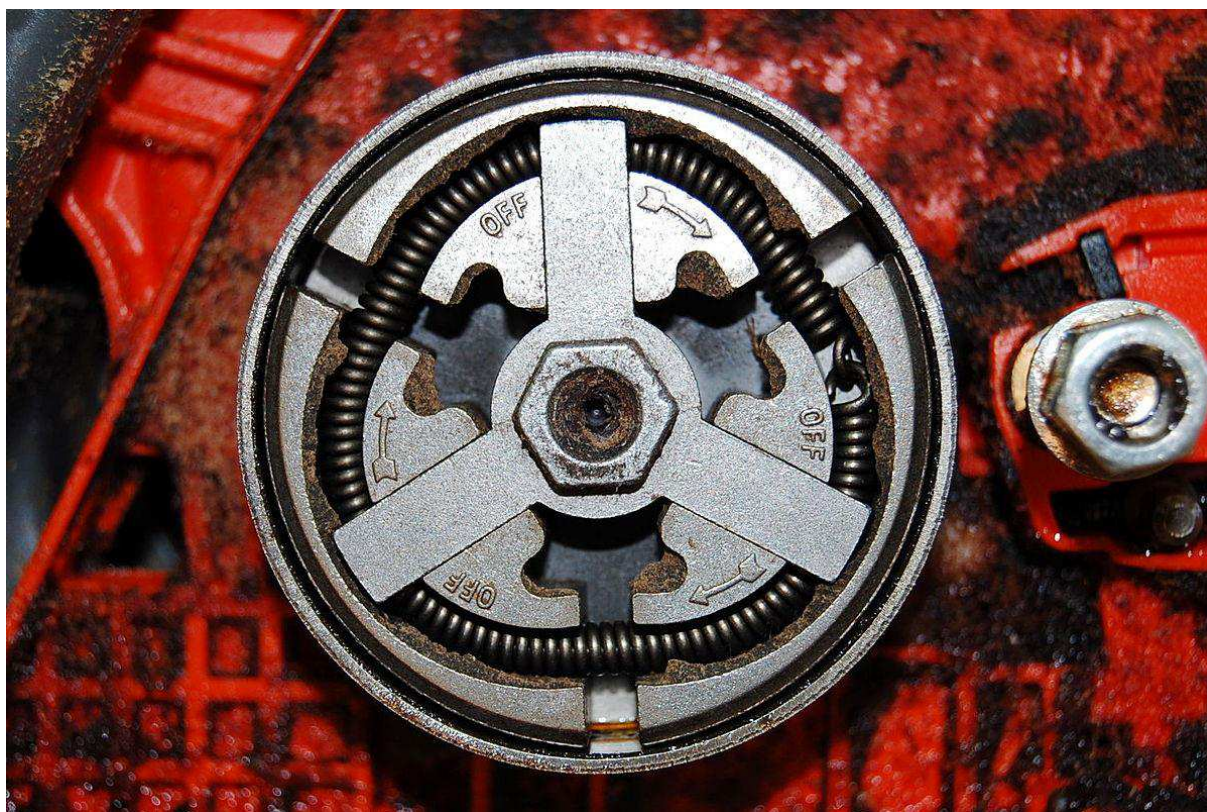
Spojka slouží jako spojení mezi motorem a převodovkou. Její funkcí je přenos točivého momentu z motoru do převodovky během jízdy, ale i přenos opačným směrem, například při brzdění motorem. Dalšími funkcemi jsou rozpojení přenosu v případě startování nebo řazení rychlostního stupně a umožnění pozvolného nárůstu přenášeného točivého momentu v případě rozjezdu motocyklu.

Nejčastějším typem spojek, užívaných v motocyklech, jsou spojky třecí. S jinou variantou, například s hydrodynamickými spojkami, se setkáme opravdu zřídka, například u některých modelů výrobce Moto – Guzzi.

Konstrukci třecích spojek můžeme rozdělit základním rozdělením podle směru působení síly, a to ve směru radiálním nebo axiálním. Spojka působící silou v radiálním směru je využívána v menší míře, především jako odstředivá samočinná spojka u skútrů a mopedů.

1.2.1 SPOJKA PŮSOBÍCÍ V RADIÁLNÍM SMĚRU

Jedná se většinou o odstředivé spojky. Na hnací části jsou připevněny třecí části, které jsou přitahovány pružinami. Při zvyšování otáček spojky dochází k roztahování těchto třecích částí a postupnému nárůstu tření a přenosu točivého momentu. Otáčky, při kterých dojde k sepnutí spojky, mohou být regulovány tuhostí pružin. Při poklesu rychlosti otáčení dojde vlivem pružin k opětovnému přitlačení třecích částí zpět k hnací části. [6]



Obr. 5 Odstředivá spojka [6]

1.2.2 SPOJKA PŮSOBÍCÍ V AXIÁLNÍM SMĚRU

Umístění spojky vychází z konstrukce motocyklu. V případě uložení motoru podélně se nabízí umístit spojku na klikovou hřídel, případně ji začlenit do setrvačníku. Takto uložená spojka je před primárním převodem, nedochází tedy k nárůstu přenášeného točivého momentu a spojka tak může být dimenzována na přenos menších sil. Většinou se však setkáváme se spojkou uloženou na vstupním hřídeli převodovky. Zde musí přenášet primárním převodem zvýšený točivý moment, ovšem pracuje při snížených otáčkách. Spojky působící v axiálním směru dělíme dle prostředí, ve kterém fungují, na suché a mokré a podle počtu třecích ploch na jednokotoučové nebo vícekotoučové, tzv. lamelové. [1]

1.2.3 SUCHÉ SPOJKY

Pracovním prostředím suchých spojek je suché prostředí, tedy nejčastěji vzduch. Suché, nemazané třecí plochy zajišťují vyšší třecí koeficient, a to přibližně $f_t = 0,5$. Suché spojky je nutno dobře chladit, což zajišťuje okolní vzduch. Z důvodu umožnění dobrého přístupu vzduchu ke spojce se u motocyklů se suchou spojkou často používá větrané spojkové víko. Nevýhodou tohoto řešení je vystavení spojky okolnímu prostředí a z důvodu náchylnosti spojky na znečištění je nutné provozovat tímto vybavené motocykly jen na zpevněných površích. Z toho vyplývá nevhodnost použití suchých spojek v terénních motocyklech. [8]

JEDNOKOTOUČOVÁ SPOJKA

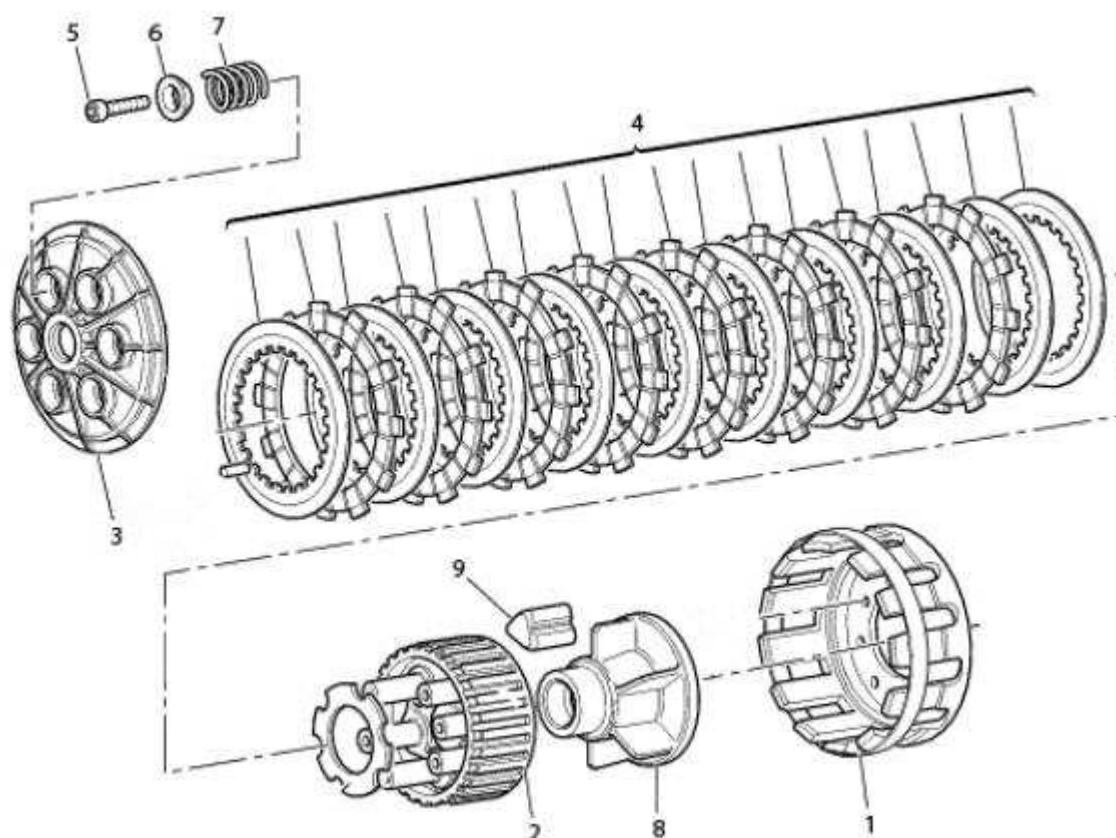
Jednokotoučová spojka ke své funkci využívá setrvačnick motoru na klikové hřídeli a používá se pro přímé spojení mezi klikovým hřídelem a převodovkou. Setrvačnick na sobě má připevněn spojkový koš a je k němu při sepnuté spojce přitlačován třecí kotouč. K přitlačování kotouče se používá buď několik pružin vinutých, nebo pružina membránová. Vstupní hřídel převodovky je uložen uvnitř spojky a vede třecí kotouč ve směru axiálním i radiálním. Mezi třecím kotoučem a vstupní hřídelí převodovky je drážkování. Při sepnuté spojce je třecí kotouč přitlačen na setrvačnick a přenáší točivý moment z něj přes drážkování na hřídel převodovky. Při zmáčknutí spojkové páky dojde k vyvolání síly, která je vedena buď lankem nebo hydraulicky na vypínací tyč. Ta přes vypínací axiální ložisko tlačí na přitlačný talíř, který stlačí pružiny a dojde tak k odtahování talíře a přerušení toku točivého momentu.

DVOULAMELOVÁ SPOJKA

Stejně jako jednokotoučová je tato spojka připevněna na setrvačnicku a spojuje tak motor s převodovkou přímo. Dvoulamelová spojka nahrazuje jednokotoučovou tam, kde je potřeba menší průměr třecích ploch, ale pro přenášený točivý moment by jeden třecí kotouč o menším průměru nestačil. Třecí kotouč je nahrazen dvěma kotouči, nazývanými třecí lamely. Mezi lamely jsou vloženy ocelové kotouče, které zachytávají tření.

VÍCELAMELOVÉ SPOJKY

Vícelamelová spojka se skládá ze spojkového koše, třecích lamel a ocelových kotoučů, vnitřního unášeče, přitlačného talíře a pružin. Spojka bývá nejčastěji uložena na vstupním hřídeli převodovky. Koš spojky je uložen kluzně na ložisku a pevně spojen s klikovým hřídelem přes primární převod. Vnitřní unášeč je drážkováním spojen s hřídelí převodovky. Mezi košem a vnitřním unášečem jsou naskládány třecí a ocelové lamely. Tlačné pružiny, umístěné v přitlačném talíři, stlačují přes talíř lamely k sobě, zatímco třecí lamely zabírají přes vnější ozubení do spojkového koše a ocelové přes vnitřní ozubení do unášeče. Tím je motor spojen s převodovkou. Pro oddělení motoru od převodovky je zmáčknuta spojková páka, ze které se síla přenesla na vypínací čep, který odtlačí od spojky přitlačný talíř. Jakmile nejsou lamely k sobě přitlačovány, vzniká mezi nimi axiální vůle a polevuje tření. Koš se nyní může otáčet nezávisle na vnitřním unášeči a přenos točivého momentu je přerušen.



Obr. 6 Části lamelové spojky. 1- Spojkový koš, 2- Unášeč, 3- Přítlačný talíř, 4- Svazek lamel, 5- Šroub, 6- Pružinové podložka, 7- Vinutá pružina, 8- Střed unášeče, 9- Tlumič rázů [8]

Vícelamelové spojky se používají převážně u sportovních nebo sportovně laděných motocyklů. Její výhody jsou přenos velkého točivého momentu při malých rozměrech. I oproti vícelamelové mokré spojce dokáže přenést větší točivý moment s menším průměrem lamel a se slabšími přítlačnými pružinami. Nevýhodami je již zmíněné přehřívání lamel, které vyžaduje přístup vzduchu ke spojce a zvyšuje tak riziko poškození z důvodu znečištění z okolního prostředí. Suché vícelamelové spojky můžeme vidět u motocyklů v soutěži Moto GP nebo u některých modelů značky Ducati.



Obr. 7 Suchá spojka motocyklu Ducati [7]

1.2.4 MOKRÉ SPOJKY

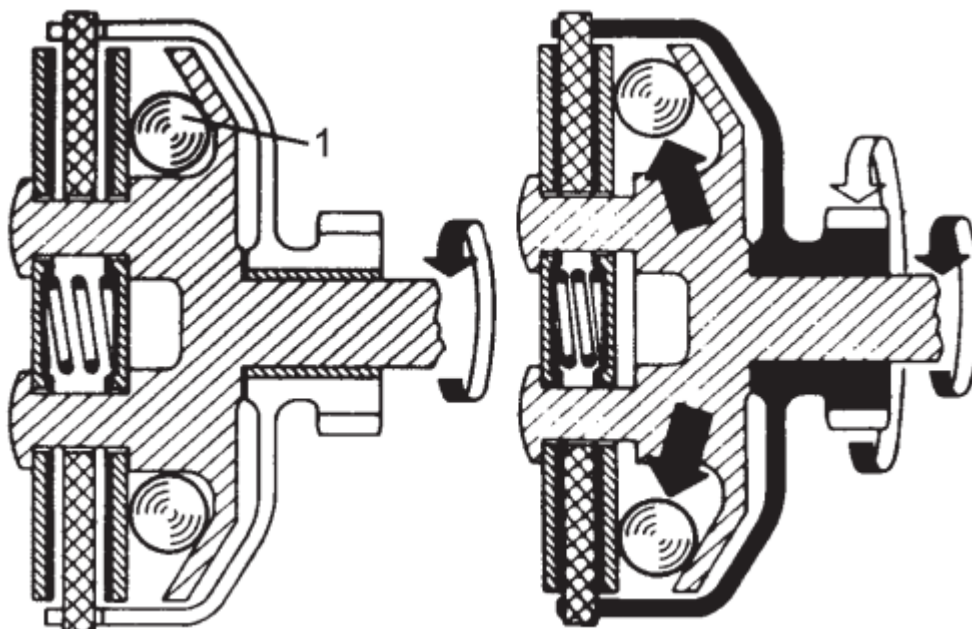
Mokrý spojky pracují v olejové lázni, která spojku maže a chladí. Koeficient tření je výrazně nižší než u spojek suchých, pohybuje se kolem $f_t = 0,1$, je tedy pro přenos stejného točivého momentu jako spojkou suchou potřeba zvětšit velikost spojky nebo tuhost přítlačných pružin. Výhodami mokrých spojek jsou měkčí záběr při sepnutí a rozjezdu a velká odolnost vůči tepelnému poškození lamel. Spojka je těsně uzavřena víkem a nehrozí tak poškození vlivem vnějších nečistot. Další výhodou je nižší cena lamel, neboť jejich materiál nemusí odolávat tak vysokým teplotám. Nevýhodou jsou výkonové ztráty způsobené odporem oleje, ve kterém se spojka otáčí.

U motocyklů se v mokré prostředí používá pouze vícelamelová spojka. Rozdíl oproti suché spojce je v lamelách, které jsou vybaveny drážkami, zajišťujícími proudění oleje. [8]

1.2.5 Odstředivé spojky působící v axiálním směru

Tento druh spojek není ovládán manuálně řidičem, ale samočinně. Místo pružin zde jsou použita závaží, která lamely stlačují. V klidu nebo při malých otáčkách jsou závaží přitahována pružinami ke středu. Jakmile dojde ke zvýšení otáček, odstředivá síla převyší sílu pružin a závaží se od osy rotace vzdalují. Tvar unašeče, ve kterém se závaží pohybují

zajišťuje, že při oddalování závaží roste jejich přitlačná síla na lamely a dochází tak k pozvolnému záběru spojky. Chod spojky je možné seřizovat stavěcími šrouby, které nastavují velikost mezery mezi svazkem lamel a unašečem se závažíčky. [1]



Obr. 8 Odstředivá spojka [1]

1.3 PŘEVODOVKA

Převodovka je nezbytným doplňkem spalovacího motoru, sloužícího pro pohon. Hlavní funkcí převodovky je díky změně převodového poměru umožnit motoru pracovat stále v optimálních pracovních otáčkách, bez ohledu na rychlost jízdy vozidla. Mezi další funkce patří dlouhodobé přerušování přenosu točivého momentu z motoru na kolo, změna směru točivého momentu zařazením zpětného chodu, nebo zajištění brždění vozidla motorem.

Požadavky kladené na převodovku jsou zajištění přenosu točivého momentu s co nejnižšími mechanickými ztrátami, avšak s co nejdelší životností a spolehlivostí. Převodovka musí být tichá a bez velkých vibrací, s nízkými náklady na výrobu a u motocyklu také především kompaktní a lehká. Často bývá skříň převodovky jedním celkem s motorem a zároveň také nosnou částí rámu. Proto musí být skříň převodovky dostatečně tuhá. U převodovek se stupňovým řazením ozubených kol je nutné zajistit synchronizaci rychlostí kol, aby nedocházelo k rázům při řazení. Dále nesmí být umožněno zařazení více převodových stupňů najednou, což by vedlo k destrukci převodovky. U všech převodovek je nutné zamezit samovolné změně nebo vypadávání převodového stupně.

Převodovky můžeme dělit do několika kategorií podle různých hledisek. Podle druhu převodu jsou to:

- převodovky s ozubenými koly
- převodovky třecí
- převodovky řemenové

- převodovky hydrostatické
- hydrodynamické měniče
- elektrické převody

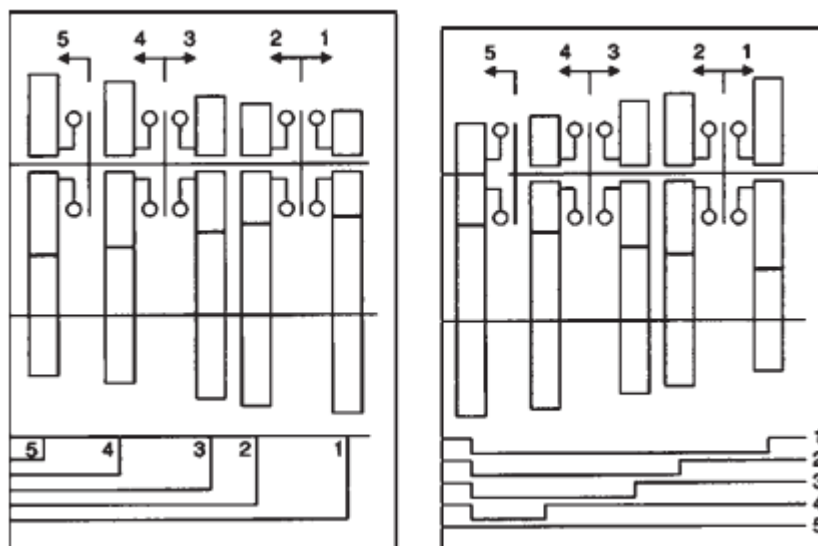
Podle způsobu změny převodového poměru můžeme převodovky dělit na stupňové a plynulé. Stupňové převodovky mění převodový poměr skokově a jsou to například převodovky s ozubenými koly. Plynulé převodovky mění převodový poměr plynule a do této skupiny patří například hydrodynamické měniče.

Dále můžeme převodovky dělit podle způsobu řazení rychlostních stupňů. V případě, že rychlostní stupeň řadí přímo svou silou řidič, jedná se o převodovky s přímým řazením. Pokud řazení probíhá mechanickou silou, ale vyvolanou například pružinou, tlakem tekutiny, nebo elektromagnetickou silou, jedná se o převodovky s nepřímým řazením. Posledním typem dle způsobu řazení jsou převodovky samočinné, kde změna rychlostních stupňů probíhá automaticky a přizpůsobuje se aktuálním podmínkám, například zatížení a otáčkám motoru.

Nejpoužívanější typy převodovek v motocyklech budou nyní popsány podrobněji.

1.3.1 MANUÁLNĚ ŘAZENÁ PŘEVODOVKA S PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Tento typ převodovek dále rozdělujeme podle počtu hřídelí na tříhřídelové a dvouhřídelové.



Obr. 9 Schéma manuálně řazených převodovek s ozubenými koly: vlevo dvouhřídelová, vpravo tříhřídelová [1]

TŘÍHŘÍDELOVÁ PŘEVODOVKA

Vstupem do tříhřídelové převodovky je ozubené kolo na vlastní, vstupní hřídeli, které je v neustálém záběru s prvním a největším kolem umístěným na předlohovém hřídeli. Každé kolo na předlohovém hřídeli je v neustálém kontaktu s koly na hřídeli výstupním a párů kol

má převodovka tolik, kolik má rychlostních stupňů. Nejvyšší převodový stupeň je zařazen tak, že dojde k přímému záběru spojením vstupní hřídele s výstupní, a to pomocí zubové spojky. V takovém případě se předložený hřídel stále otáčí, ale převodovka přenáší točivý moment bez pomoci ozubených kol. Při zařazených ostatních rychlostních stupních jsou v záběru vždy dva páry ozubených kol. [1]

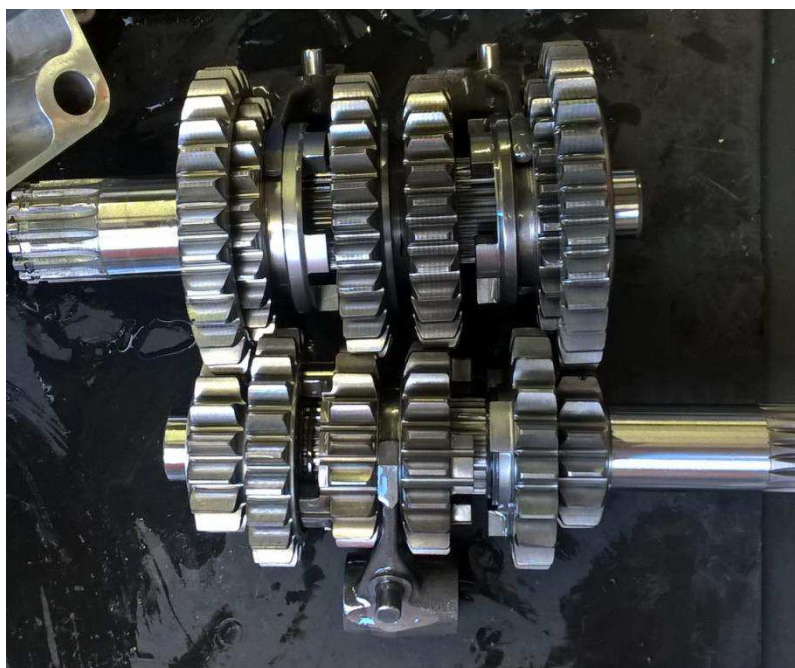
S tímto typem převodovky se můžeme setkat například u některých motocyklů značky Harley-Davidson a Enfield.

DVOUHŘÍDELOVÁ PŘEVODOVKA

Dvuhřídelová převodovka má dvě rovnoběžné hřídele, osazené ozubenými koly. Při každém zařazeném rychlostním stupni je v záběru právě jeden pár kol, což zlepšuje účinnost této převodovky oproti tříhřídelové. Opačná situace nastává při nejvyšším rychlostním stupni, protože i ten se děje záběrem páru ozubených kol, zatímco tříhřídelová s přímým záběrem má v tomto případě účinnost vyšší.

Přenos síly se děje tak, že v každém páru je jedno ozubené kolo drážkováním spojené s hřídelí, zatímco druhé kolo se na druhém hřídeli může volně otáčet. Aby došlo k zařazení převodového stupně, musí se volnoběžné ozubené kolo začít otáčet spolu s hřídelí, na které je umístěno. Toto spojení se děje pomocí řadicích kroužků. Tyto kroužky jsou drážkováním spojeny s hřídelí a jsou opatřeny zámky, zapadajícími do volnoběžných kol. Při zařazení daného převodového stupně se řadicí kroužek posune po hřídeli a spojí se s volnoběžným kolem. Tyto řadicí kroužky mohou být také opatřeny ozubením a sloužit jako převodové ozubené kolo. [1]

Dvuhřídelové převodovky ve světě motocyklů dominují a můžeme je najít u většiny typů a různých výrobců.

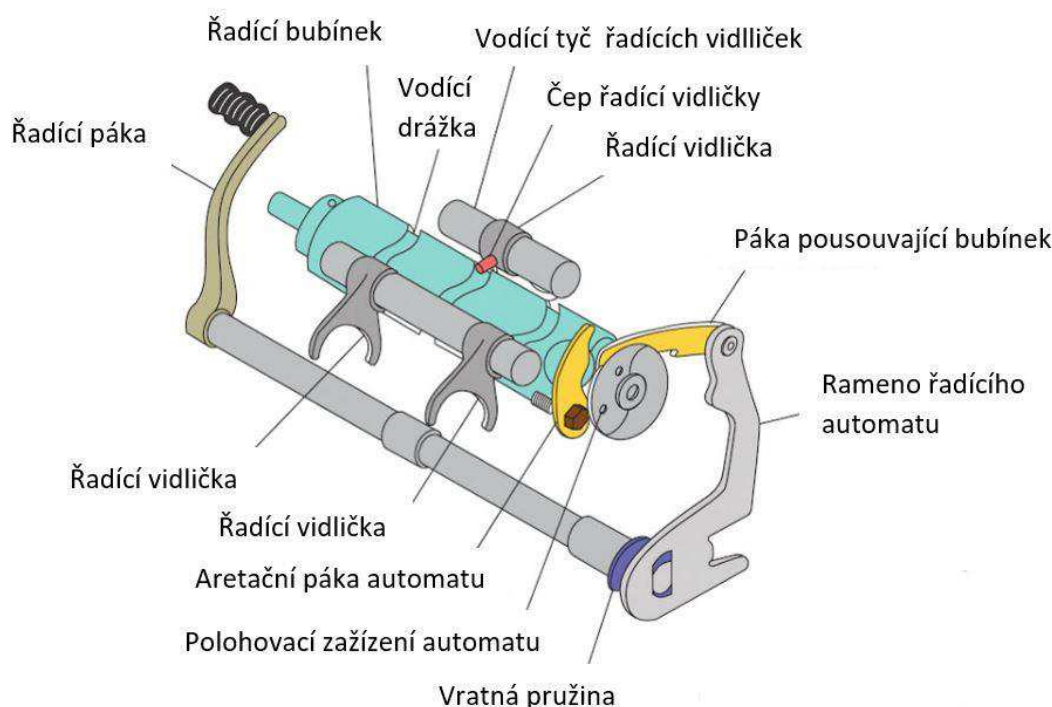


Obr. 10 Dvouhřídelová šestistupňová převodovka KTM 125 SX

MECHANISMUS ZMĚNY PŘEVODOVÉHO STUPNĚ

Výrobci používají mnoho různých mechanických systémů k řazení převodových stupňů. Dále bude popsán nejrozšířenější mechanismus, ze kterého v podstatě ostatní mechanismy vycházejí jako jeho modifikace.

Základní součásti řadicího mechanismu jsou řadicí bubínek, vidličky, řadicí kroužky, automat a řadicí páka. Když řidič pohne řadicí pákou, dojde pomocí řadicího automatu k pootočení řadicího bubínku o daný úhel. Díky aretačnímu zařízení dojde k zastavení bubínku přesně v požadované pozici a zároveň nedojde k samovolnému vyřazení. Drážky v bubínku vedou pomocí čepů vidličky, které zapadají do řadicích kroužků. Při pootočení bubínku se příslušné vidličky posunou a řadicí kroužky zajistí sepnutí, resp. rozepnutí s volnoběžnými ozubenými koly převodovky. Nesmí však nikdy dojít k situaci, kdy je zařazeno najednou více převodových stupňů, protože by došlo k destrukci převodovky.



Obr. 11 Komponenty řadícího mechanismu. Upraveno [10]

1.3.2 PŘEVODOVKY S PLYNULOU ZMĚNOU PŘEVODU

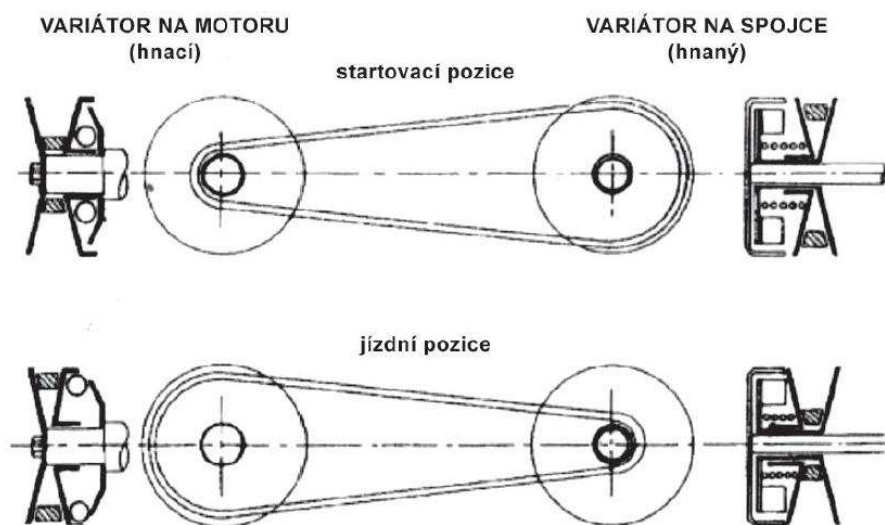
MECHANICKÉ VARIÁTORY

Mechanické variátory jsou často označovány také jako CVT, z anglického Constantly Variable Transmissions. Tento typ převodovky mění převodové stupně plně automaticky a plynule. Můžeme tedy říct, že má nekonečný počet převodových stupňů, omezený maximálním a minimálním převodem.

Řemen přenáší točivý moment z hnací řemenice, umístěné přímo na klikovém hřídeli, na řemenici hnanou, která je spojena se stálým převodem, pohánějícím kolo. Řemenice jsou rozdělené na dvě části. Jedna část je pevná, zatímco druhá se posouvá po hřídeli. Díky tvaru řemenic dochází při zvětšování mezery mezi oběma částmi ke změně efektivního poloměru řemenice. Jak se části k sobě přibližují nebo oddalují, řemen se po nich posouvá nahoru nebo dolů a tím se plynule mění převodový poměr. Jelikož délka řemene je stále stejná, druhá řemenice reaguje na zvětšení průměru první odpovídajícím zmenšením efektivního průměru. Změna poloměru na hnací řemenici je řízena odstředivou silou válečků v ní umístěných. Hnaná řemenice obsahuje pružinu, která v kombinaci s neměnnou délkou řemene zajišťuje přesně takový efektivní průměr, jaký je vyžadován.

Variátory mohou být také v provedeních, kde je řemen nahrazen řetězem nebo třecím elementem. [11]

Variátory najdeme především na skútrech menších objemů, a to v kombinaci s odstředivou spojkou.



Obr. 12 Princip činnosti variátoru [11]

HYDROSTATICKÁ PŘEVODOVKA

Jedná se o převodovku s plynulou změnou převodového stupně pomocí hydromechaniky. Motor pohání hydrogenerátor, který tlačí kapalinu přes pístky hydromotoru. Ten je připojen na výstupní hřídel. Změna převodového poměru se děje naklápěním regulačního talíře, který mění průtok kapaliny pístky.

Tento typ převodovek se nejčastěji vyskytuje na čtyřkolkách, využívají ho však i některé motocykly.

2 MOTOCYKL MiX

MiX je označení pro návrh motocyklu typu enduro s elektrickým pohonem. Pohonnou jednotkou je bezkartáčový stejnosměrný elektromotor (tzv. BLDC motor). Jeho maximální výkon v je omezen na 26 kW při otáčkách 5500 min^{-1} , které jsou také maximální. Nejvyšší točivý moment je 50 Nm. Výhodou elektrického pohonu je plynulé zatěžování převodového ústrojí s velmi malou nerovnoměrností. O napájení se stará bateriový paket, který může být nabíjen z elektrické sítě, ale i spalovacím generátorem, který může dobíjet i za jízdy.

Tento motocykl bude vybaven spojkou a převodovkou, zajišťující jak dostatečnou akceleraci, tak i vysokou maximální rychlost. Díky nekonvenční konstrukci kyvné vidlice, která má osu kývání v ose výstupní hřídele převodovky, je zapotřebí použití jiných nestandartních uspořádání.

3 NÁVRH SPOJKY

Rešerše ukazují, jaké jsou konstrukční možnosti provedení spojky. Z důvodu příčného uložení motoru v rámu se více než jednodotoučová hodí spojka lamelová. Pro ušetření hmotnosti a zástavbového místa by byla vhodná spojka suchá, ale ta je kvůli nutnosti dobrého chlazení okolním vzduchem nevhodná pro aplikaci v enduro motocyklech. Z těchto požadavků tedy vyplývá, že nejvhodnějším řešením je mokrá lamelová spojka.

Protože kyvná vidlice bude připevněna v ose výstupní hřídele převodovky, musí se spojka ze zástavbových důvodů přemístit na výstupní hřídel z motoru. Budou zpracovány varianty jak pro přenos točivého momentu z koše na unašeč spojky, tak i pro opačný směr.

3.1 STANOVENÍ TŘECÍHO MOMENTU

Maximální výstupní moment motoru je $M_k = 50 \text{ Nm}$. Minimální požadovaný třecí moment spojky zjistíme vynásobením součinitelem bezpečnosti. Doporučená hodnota dle literatury je $k = 1,5$ [11]. Tuto hodnotu však lze použít v případě, kdy ostatní veličiny vystupující ve výpočtu jsou známy. Pro tento případ zatím není znám opravdový součinitel tření a bude počítáno s jeho teoretickou hodnotou z literatury. Proto pro prvotní návrh volím bezpečnost dvojnásobnou, a to $k = 3$. Po změření opravdového součinitele tření na prototypu spojky na brzdě může být bezpečnost opět snížena.

Požadovaný minimální třecí moment spojky M_t je:

$$M_t = k \cdot M_k = 3 \cdot 50 = 150 \text{ Nm}. \quad (1)$$

Pro stanovení skutečného třecího momentu spojky je možné přistupovat dvěma různými přístupy.

První přístup vychází z předpokladu absolutní tuhosti třecích lamel. V tom případě k největšímu opotřebení dochází nejprve na jejich vnějším průměru, kde je práce třecí síly největší. Po určitém opotřebení těchto míst se rozložení tlaku změní a opotřebení povrchů je rovnoměrné. Předpoklad rovnoměrného opotřebení je typický pro nové spojky a třecí moment se podle tohoto přístupu vypočítá ze vztahu [12]:

$$M_t = \frac{F \cdot f}{4} \cdot (D + d) \cdot i. \quad (2)$$

Ve vztahu vystupují veličiny přítláčná síla pružin F , součinitel tření f , vnější průměr lamely D , vnitřní průměr lamely d a počet párů třecích ploch i .

Druhý přístup vychází z předpokladu, že rovnoměrně rozprostřené přítláčné pružiny zajišťují rovnoměrné rozložení tlaku po třecí ploše. Rovnoměrné rozložení tlaku se vyskytuje typicky u spojek opotřeбенějších a třecí moment takové spojky je dán vztahem [12]:

$$M_t = \frac{F \cdot f}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \cdot i. \quad (3)$$

Ze vztahů i z praxe je zřejmé, že opotřebovaná spojka s rovnoměrným rozložením tlaku přenesla vždy menší točivý moment než spojka nová s rovnoměrným opotřebováním lamel. Další výpočty budou tedy používat předpoklad rovnoměrného tlaku.

Postup výpočtu volím tak, že stanovím přitlačnou sílu pružin a rozměry lamel a zjistím jejich potřebný počet.

3.1.1 LAMELY

Průměr třecích ploch lamel významně ovlivňuje třecí moment spojky. Proto je pro zajištění dostatečného třecího momentu důležité zvolit průměr lamel co největší. Omezení průměru vychází ze zástavbových rozměrů. Při vzetí v úvahu těchto požadavků volím vnější průměr lamel $D = 134$ mm a vnitřní průměr lamel $d = 112$ mm. Lamely s třecím materiálem zapadají vnitřními zuby do koše spojky, ocelové lamely jsou přes čepy zabráňující omačkání usazeny na vnitřním unašeči.

3.1.2 PRUŽINY

Tlačná síla pružiny F_p se vypočítá podle vztahu:

$$F_p = k \cdot \Delta x, \quad (4)$$

kde Δx je stlačení pružiny a k je její tuhost. Tuhost pružiny pak můžu určit pomocí vztahu, který vychází z materiálových a tvarových charakteristik pružiny [12]:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot n_a}. \quad (5)$$

Veličiny vystupující ve vztahu jsou průměr drátu d , modul pružnosti ve smyku G , střední průměr pružiny D a počet činných závitů n_a . Pro návrh pružiny jsou však důležité i některé další parametry, uvedené níže.

PRŮMĚR PRUŽINOVÉHO DRÁTU

Průměr pružinového drátu výrazně ovlivňuje tuhost pružiny, a proto při požadavku na dostatečnou tuhost musí být tento parametr zvolen dostatečně velký. Na druhou stranu musí být možné pružiny spojky navléci na nálitky unašeče a vnějším průměrem se musí vejít do misek přitlačného talíře. Tím je průměr drátu pružiny omezen na velikost tohoto mezikruží, respektive je nutné dbát tohoto rozměru při návrhu těchto dílů. Z normalizovaných rozměrů průměrů pružinových drátů volím průměr 2,5 mm.

STŘEDNÍ PRŮMĚR PRUŽINY

Střední průměr pružiny volím 15,5 mm. Z této hodnoty vyplývá, že vnější průměr je 18 mm a vnitřní průměr 13 mm.

MATERIÁL PRUŽIN

Pružiny budou vyrobeny z materiálu EN 10270-2, což je materiál využívaný při výrobě velmi namáhaných pružin, například ventilových. Tento materiál je vhodný pro použití i při teplotách do 200 °C. Modul pružnosti ve smyku tohoto materiálu je 81,5 GPa. [12]

DÉLKA PRUŽIN

Při návrhu pružin je důležitá jejich volná délka L_0 a pracovní délka L_1 , protože jejich rozdíl vystupuje ve vztahu (4) jako Δx . Změnou délek tak můžeme snadno měnit přítlačnou sílu. Pracovní délka pružiny je určena navrženou spojkou a vychází na 22 mm. Volnou délku pružiny volím 40 mm. Z těchto zvolených délek můžeme vypočítat stlačení pružiny Δx .

$$\Delta x = L_0 - L_1 = 40 - 22 = 18 \text{ mm.} \quad (6)$$

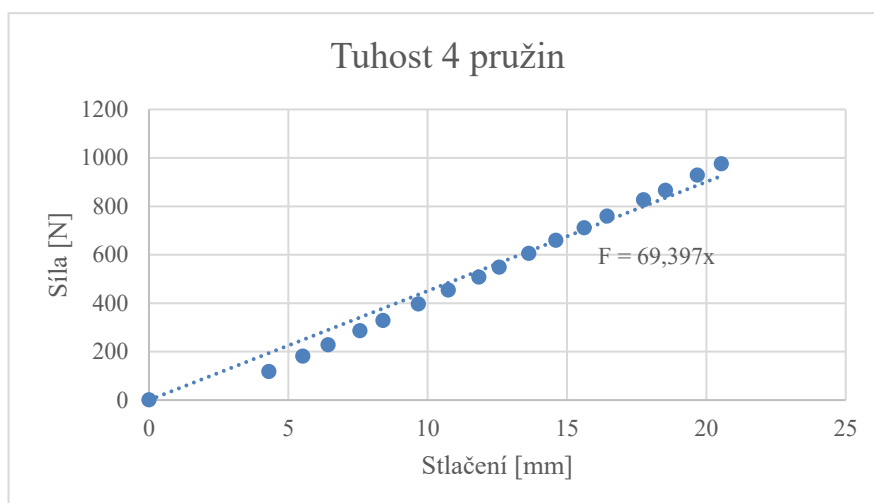
POČET ZÁVITŮ PRUŽINY

U pružin rozdělujeme dva počty závitů. Celkový počet závitů zjistíme napočítáním všech závitů, co na pružině vidíme. Počet činných závitů zahrnuje pouze ty závity, které se při stlačení pružiny deformují a vykonávají práci. Tento parametr je pro výpočet důležitý. Počet závitů by měl být zvolen tak, aby při pracovních podmínkách pružiny nedocházelo k narážení jednotlivých závitů na sebe. Pružina bude mít celkem 8 závitů, z toho 6 činných.

Navržené parametry je nyní možné dosadit do vztahu (5):

$$k = \frac{2,5^4 \cdot 81500}{8 \cdot 15,5^3 \cdot 6} = 17,8 \text{ N/mm.} \quad (7)$$

Teoretická tuhost pružiny je 17,8 N/mm. Po vyrobení navrhovaných pružin byla jejich tuhost ověřena měřením. Měření bylo prováděno na váze, kdy bylo zvětšováno zatížení pružin a měřeno jejich snížení a síla. Měření bylo provedeno na 4 pružinách najednou. Naměřené hodnoty jsou vyneseny v grafu 1. Směrnice proložené přímkou je tuhost 4 měřených pružin.



Graf 1 Závislost stlačení pružin na jejich zatížení



Obr. 13 Kontrolní měření tuhosti pružin

Z měření vychází, že skutečná tuhost jedné pružiny je 17,35 N/mm. Navržené hodnoty je nyní možné dosadit do rovnice (4) a vypočítat přitlačnou sílu F_t . Do rovnice (4) bude dosazována tuhost všech pružin, aby výslednou hodnotou byla přitlačná síla celé spojky. Ve spojkce bude celkem použito 6 pružin. Dosazovaná hodnota tedy je $k_6 = 104,1$ N/mm.

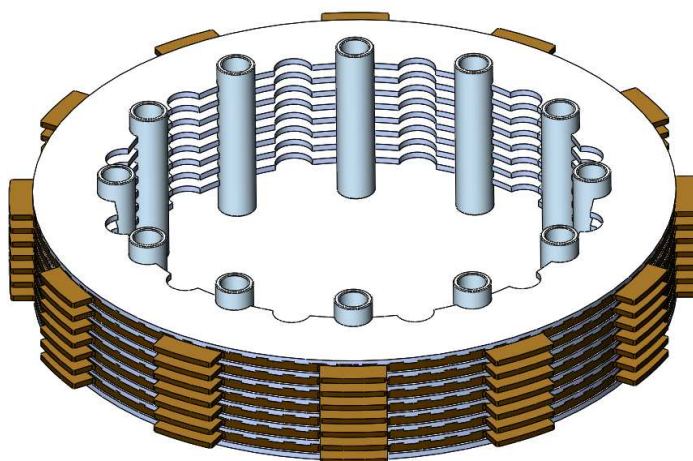
$$F_p = k_6 \cdot \Delta x = 104,1 \cdot 18 = 1873,8 \text{ N.} \quad (8)$$

Dále je potřeba znát součinitel tření daných lamel. Běžně se pro mokré spojky v olejové lázni uvádí hodnota 0,1. Pro výpočet bude tedy použita tato hodnota.

Úpravou rovnice (3) získáme vztah pro výpočet potřebného počtu třecích ploch i .

$$i = \frac{3 \cdot M_t \cdot (D^2 - d^2)}{F_p \cdot f \cdot (D^3 - d^3)} = \frac{3 \cdot 150 \cdot (0,134^2 - 0,112^2)}{1873,8 \cdot 0,1 \cdot (0,134^3 - 0,112^3)} = 12,98. \quad (9)$$

Z výpočtu vyplývá, že pro bezpečné přenesení momentu je potřeba alespoň 13 třecích ploch.



Obr. 14 Navržený lamelový svazek 7 třecích lamel s čepy přenášejícími točivý moment na unašeč

3.2 SPOJKOVÝ KOŠ

Spojkový koš tvoří vnější obal spojky a zajišťuje silové spojení s třecími lamelami. Jak již bylo uvedeno spojka bude na ose pohonné jednotky elektromotoru s oběžným pláštěm. Pro zajištění kompaktnosti se nabízí přímé spojení spojkového koše s rotorem elektromotoru. Točivý moment bude do spojky tedy přiváděn spojkovým košem. Dalším požadavkem na koš je usazení již navržených třecích lamel a dostatečně pevné spojení s nimi, zajišťující přenos točivého momentu.



Obr. 15 První návrh spojkového koše, sloučeného s pláštěm elektromotoru

Protože tento díl tvoří nejen spojkový koš, ale i rotor elektromotoru, na kterém budou magnety, musí být díl ocelový. Použita bude konstrukční nízkolegovaná ušlechtilá chrom-molybdenová ocel ČSN 15142 (14CrMo4), která je vhodná pro velmi namáhané strojní součásti, které pracují za vyšších teplot a je hojně využívána u silničních motorových vozidel. Její mechanické vlastnosti jsou v tabulce 1.

Tabulka 1 Mechanické vlastnosti materiálu ČSN 15142 průměru nad 100 mm [13]

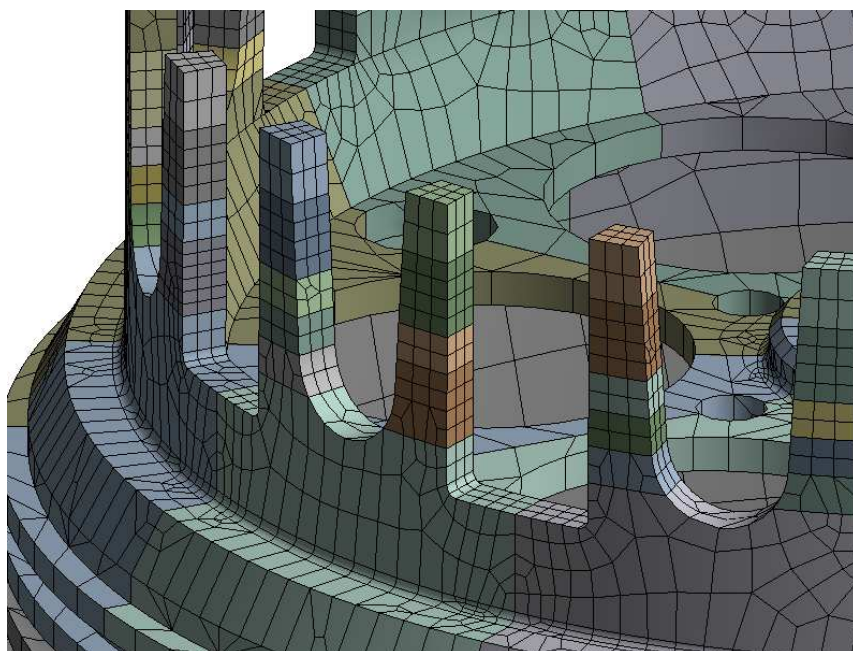
Označení	Mechanické vlastnosti		
	Mez kluzu min.	Mez pevnosti v tahu	Mez únavy v ohybu
	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	σ_{oc} [MPa]
42CrMo4	600	800-950	344-408

3.2.1 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA

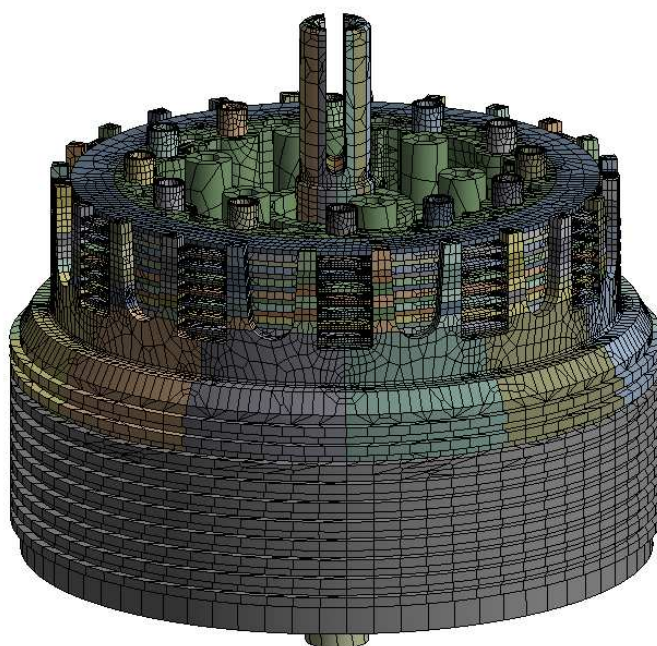
Spojkový koš je součást silně namáhána točivým momentem motoru, proto bude vhodnost použití navrženého dílu ověřena napět'ovou analýzou, provedenou v systému Ansys. Pro simulaci reálného provozu bude provedena kontaktní úloha, kdy koš bude zatížen svazkem lamel usazených na unašeči. Kontrolováno bude ohybové namáhání na prstech spojkového koše, jejich maximální deformace a maximální tlak v kontaktech s lamelami.

VYTVOŘENÍ SÍTĚ MODELU

Model byl vytvořen v programu Solidworks, ve kterém byly také provedeny některé úpravy pro vytvoření sítě. Obvodový plášť koše byl rozdělen na jednotlivé segmenty, pro které lze síť vytvořit jednodušeji než pro celou plochu. Dále byly rozděleny na jednotlivá těla prsty koše a to tak, aby každé lamele připadalo jedno tělo. Díky této úpravě bude možno tyto části, které jsou nejvíce namáhány, lépe vysít'ovat a jednoznačně nastavit kontakty. Následně byl upravený model importován do programu Ansys a jednotlivým součástem sestavy přiděleny jejich materiálové vlastnosti. Vytvořená síť je nejjemnější v oblastech zaoblení, kde prsty koše přechází do pláště a kde je očekáváno největší napětí. Dále byla síť pečlivě připravena v místech kontaktů spojkového koše s lamelami, kde bude sledován kontaktní tlak. Naopak v místech pro úlohu nedůležitých byla zvolena větší hrubost sítě, aby výpočetní doba byla co možná nejkratší. Celkový počet elementů sítě soustavy je 189 974.



Obr. 16 Síť důležitých částí spojového koše



Obr. 17 Síť celé sestavy

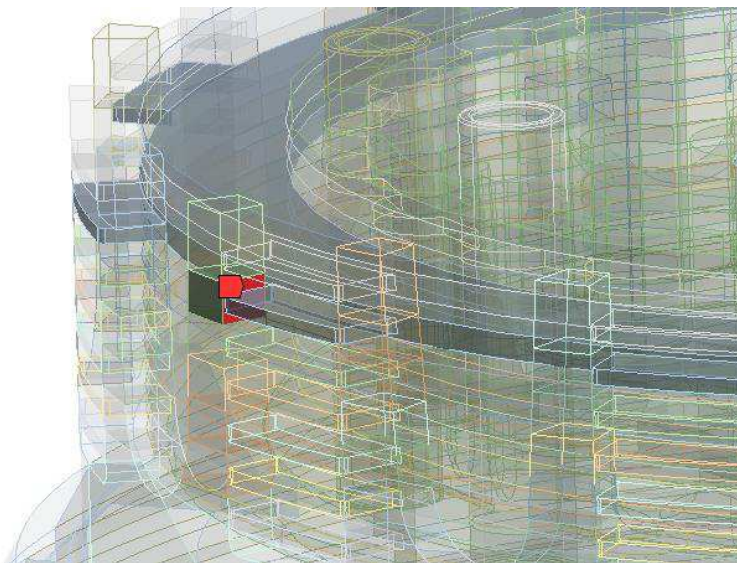
NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Mezi spojkovým košem a třecími lamelami byl zvolen typ kontaktu s třením. Koeficient tření byl zvolen 0,1, jakožto typická hodnota tření ocel na ocel. Pro vykreslení výsledků kontaktů

na spojkový koš, byly pro plochy typu Contact zvoleny plochy prstů koše, které byly předem rozděleny na menší úseky, každý připadající jedné lamely.

Pro kontakty mezi lamelami třecími a ocelovými byl zvolen typ kontaktu s třením. Třecí koeficient je v tomto případě již zvolen při výpočtu třecího momentu spojky a to 0,1.

Pro vymezení soustřednosti ocelových lamel na čepech, kterými se opírají do unašeče, byly tyto čepy s unašečem do simulace také zahrnuty, ovšem jako jedno sloučené těleso.



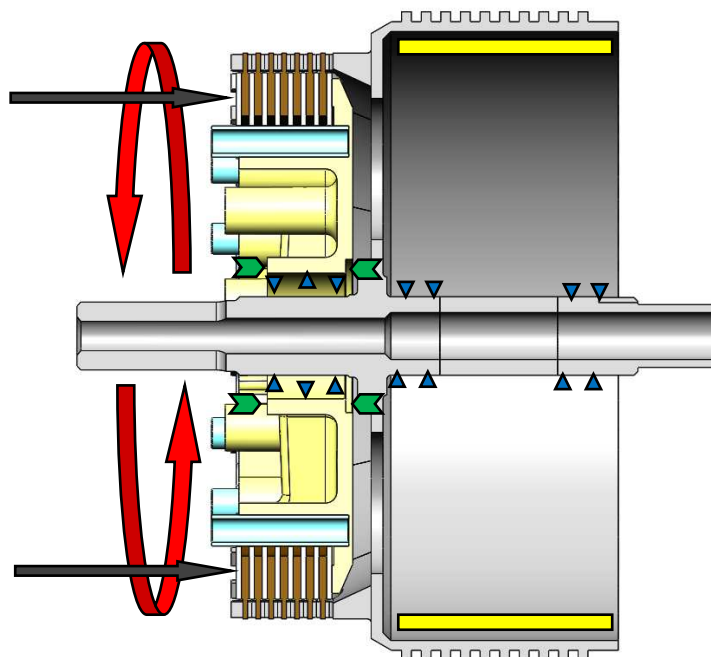
Obr. 18 Příklad kontaktu spojkového koše a třecí lamely

OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Celá sestava byla zajištěna válcovými vazbami v místech, kde jsou navržena ložiska. V těchto vazbách bylo zamezeno radiálnímu i axiálnímu posuvu.

Na čepy unašeče byl připojen točivý moment 50 Nm, odpovídající maximálnímu momentu elektromotoru. Proti tomuto momentu působí válcová vazba na vnitřní straně pláště elektromotoru, která ho zachytává v tangenciálním směru.

Vrchní lamela je zatížena silou 1873,8 N, odpovídající síle přitlačného talíře, vytvořené navrženými pružinami. Tuto sílu zachytává vazba zamezující posuvu unašeče ve směru působení. Na unašeč je aplikována v místech, kde dochází k sevření unašeče mezi osazení na hřídeli a matici.



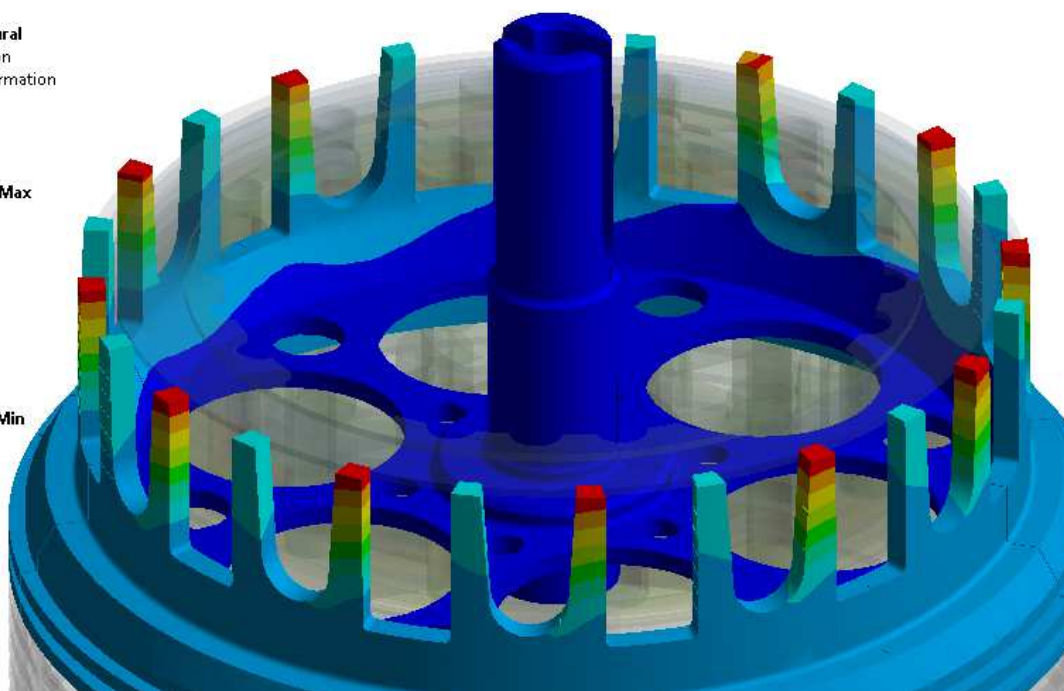
Obr. 19 Naznačení okrajových podmínek. Červeně točivý moment, černě přitlačná síla, zeleně zamezení posuvu, modře cylindrická vazba s volnou rotací, žlutě cylindrická vazba zamezující rotaci.

VYHODNOCENÍ

Výpočet vyšel tak, jak bylo předpokládáno. Prsty spojkového koše se ohýbají ve směru točivého momentu, takže největší deformace je na jejich koncích a to 0,004 mm a největší napětí ve vetknutí, konkrétně 24,09 MPa. Nejvyšší kontaktní tlak mezi košem a lamelou je 7,14 MPa, přičemž nejnižše uložené lamely vyvolávají tlak větší, zatímco tlak od výše položených lamel postupně slábne. Tento jev byl také předpokládán a ukazuje správnost simulace.

B: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
04.05.2018 14:24

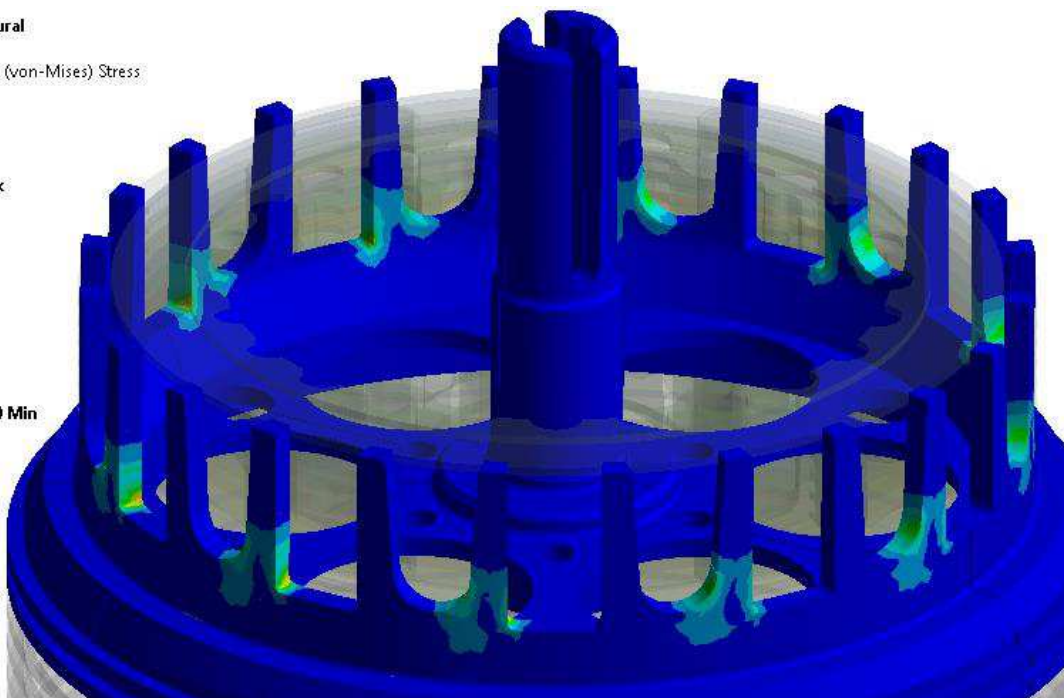
0,0041447 Max
0,003685
0,0032253
0,0027657
0,002306
0,0018463
0,0013866
0,0009269
0,00046721
7,5156e-6 Min



Obr. 20 Deformace spojkového koše

B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
04.05.2018 14:28

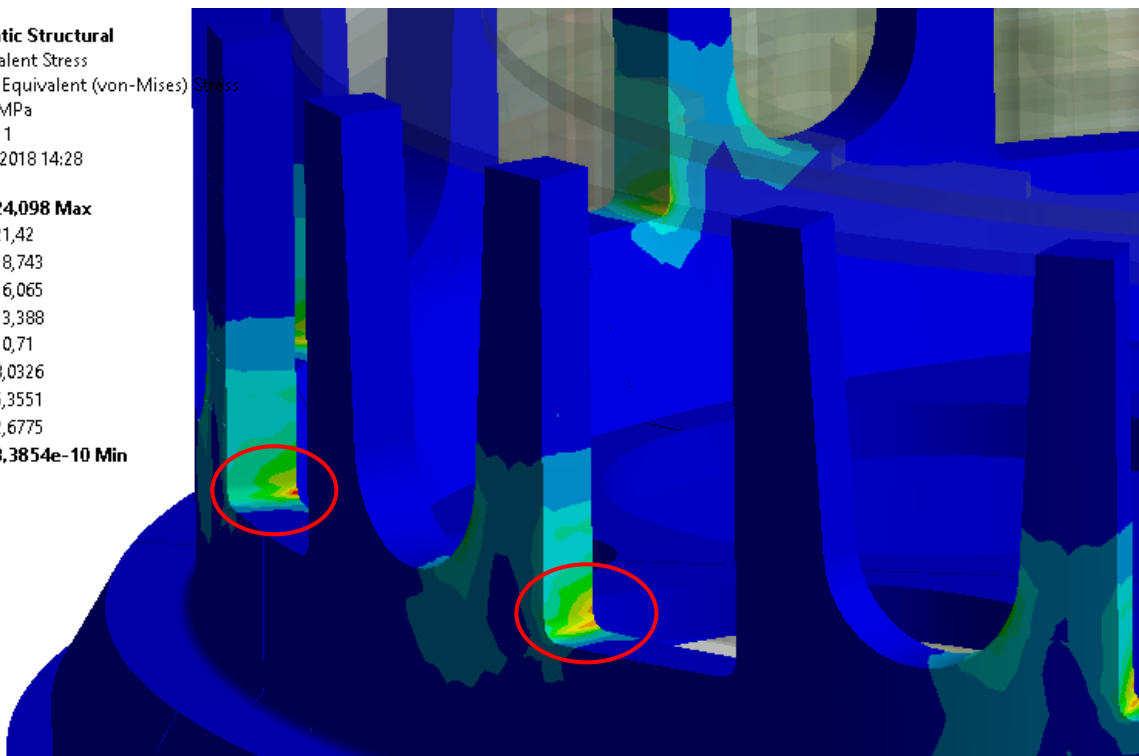
24,098 Max
21,42
18,743
16,065
13,388
10,71
8,0326
5,3551
2,6775
3,3854e-10 Min



Obr. 21 Redukované napětí von-Mises na spojkovém koši

B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
04.05.2018 14:28

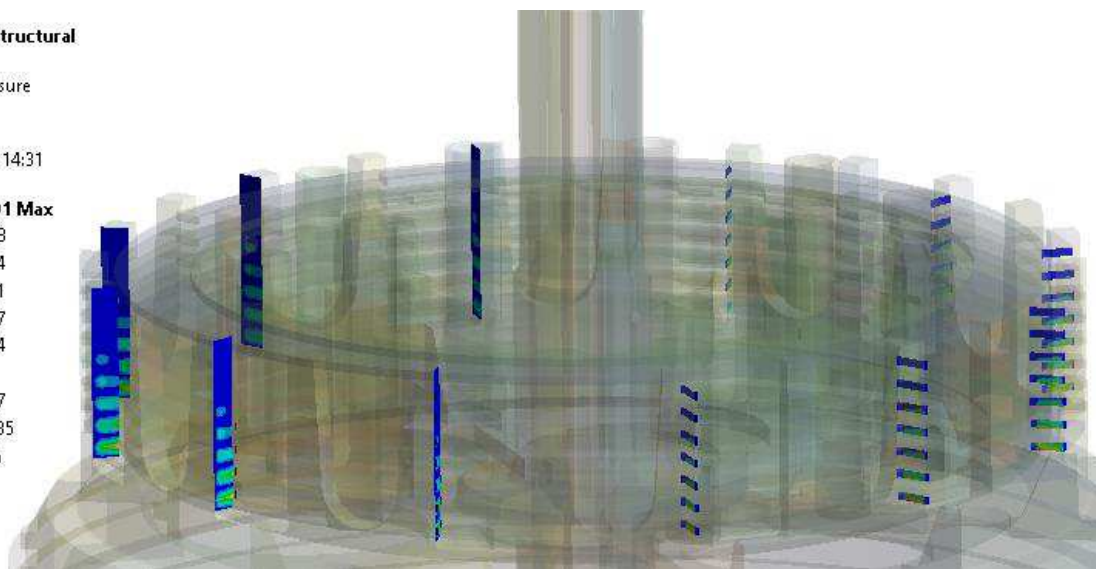
24,098 Max
21,42
18,743
16,065
13,388
10,71
8,0326
5,3551
2,6775
3,3854e-10 Min



Obr. 22 Detail redukovaného napětí na spojkovém koši s vyznačenými kritickými místy

B: Static Structural
Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 1
04.05.2018 14:31

7,1401 Max
6,3468
5,5534
4,7601
3,9667
3,1734
2,38
1,5867
0,79335
0 Min



Obr. 23 Tlak na spojkový koš vyvolaný lamelami

Z výsledků vychází, že spojkový koš vyhovuje, dokonce je možné jeho odlehčení, neboť bezpečnost vůči ohybovému namáhání přesahuje hodnotu 20. Dále tedy bude zpracován upravený návrh.

3.2.2 UPRAVENÝ NÁVRH

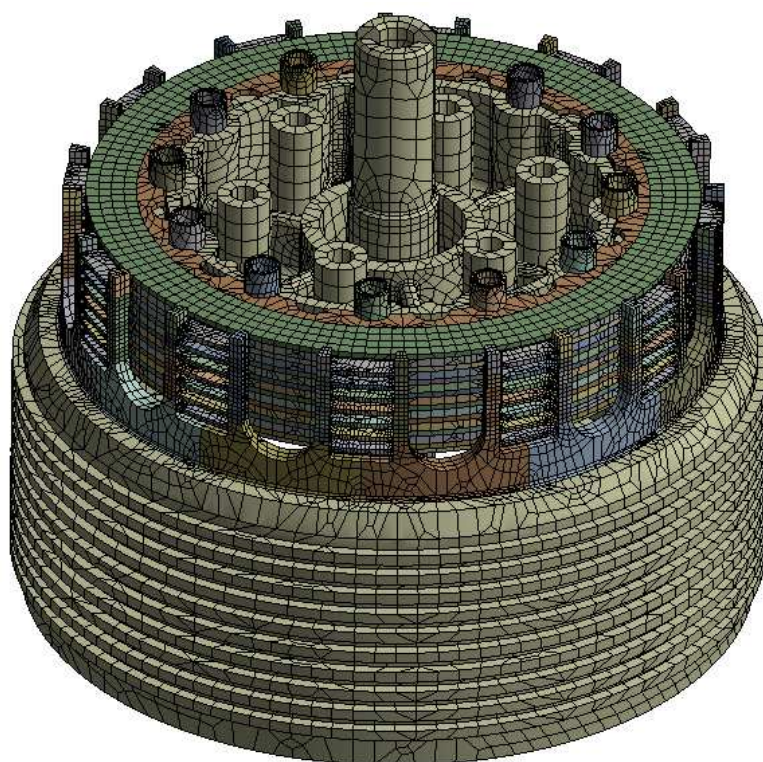
Odlehčení bylo provedeno ubráním materiálu z prstů spojkového koše a celková úspora na hmotnosti je 102 gramů. Výsledný návrh byl opět ověřen simulací zatížení v programu Ansys a to za stejných podmínek, jako v předchozím případě.



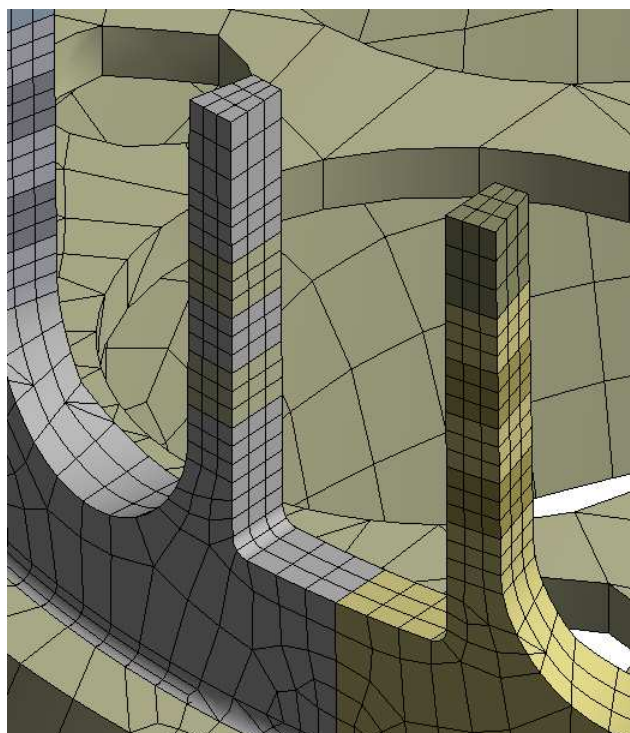
Obr. 24 Upravený návrh spojkového koše

VYTVOŘENÍ SÍTĚ

Při tvorbě sítě byl opět brán zřetel na nebezpečná místa s očekávaným výskytem maximálního napětí, konkrétně na přechodových rádiusech prstů spojkového koše. Dále byla síť zjemňována v místech kontaktů součástí a v místech působení okrajových podmínek. Celková velikost sítě je 195 527 elementů.



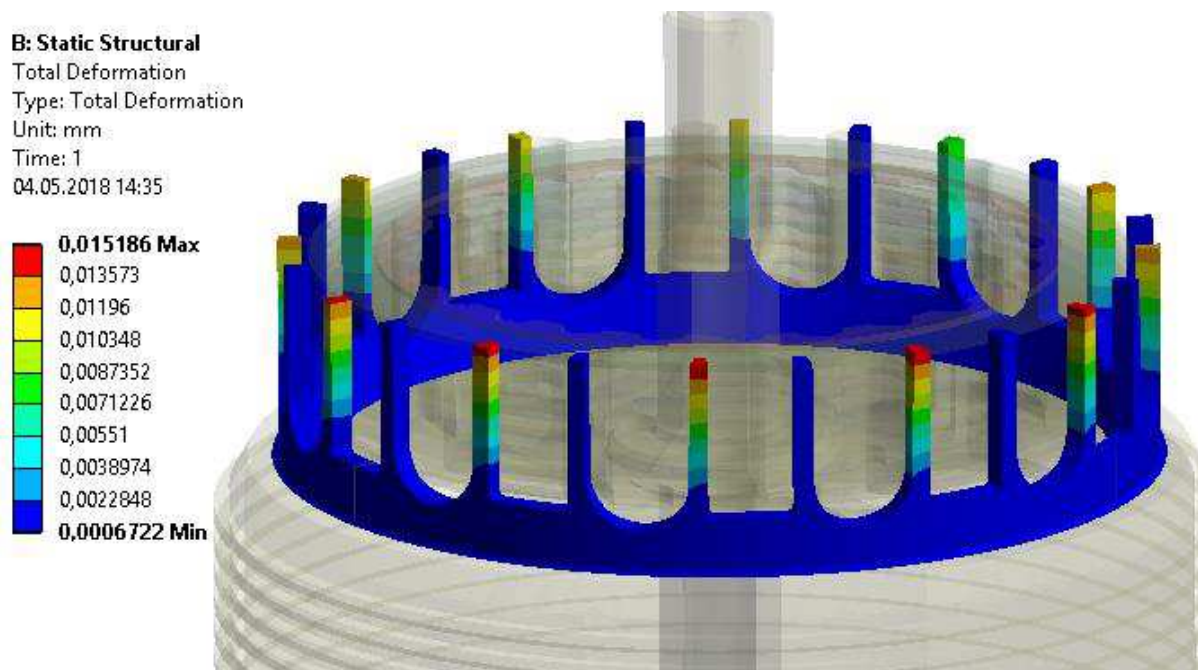
Obr. 26 Síť upravené sestavy



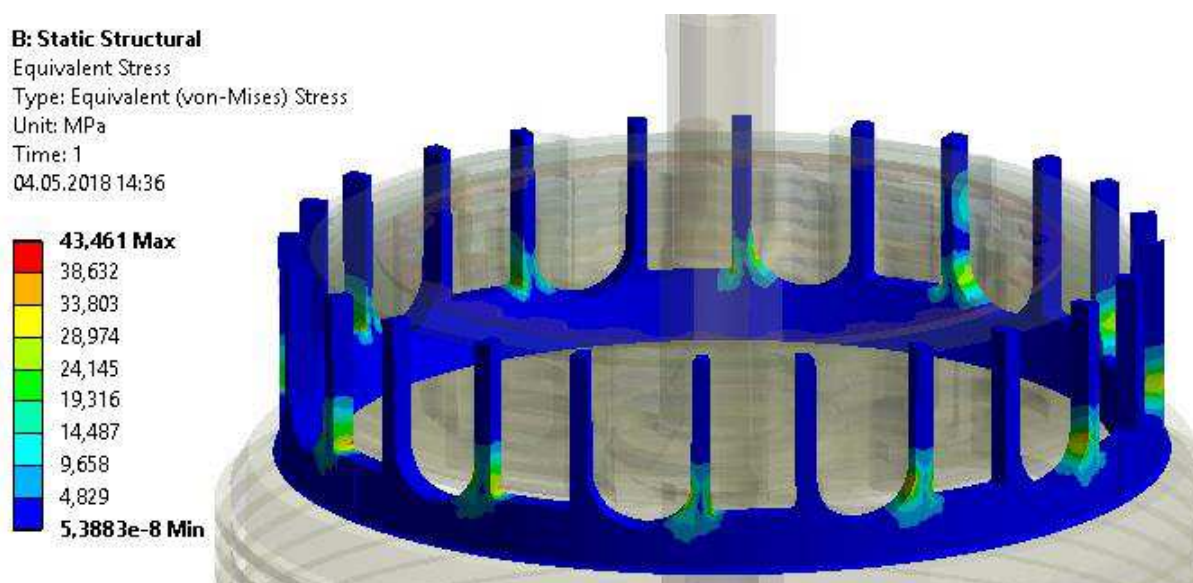
Obr. 25 Síť kritických míst upraveného spojového koše

ZATÍŽENÍ A VYHODNOCENÍ

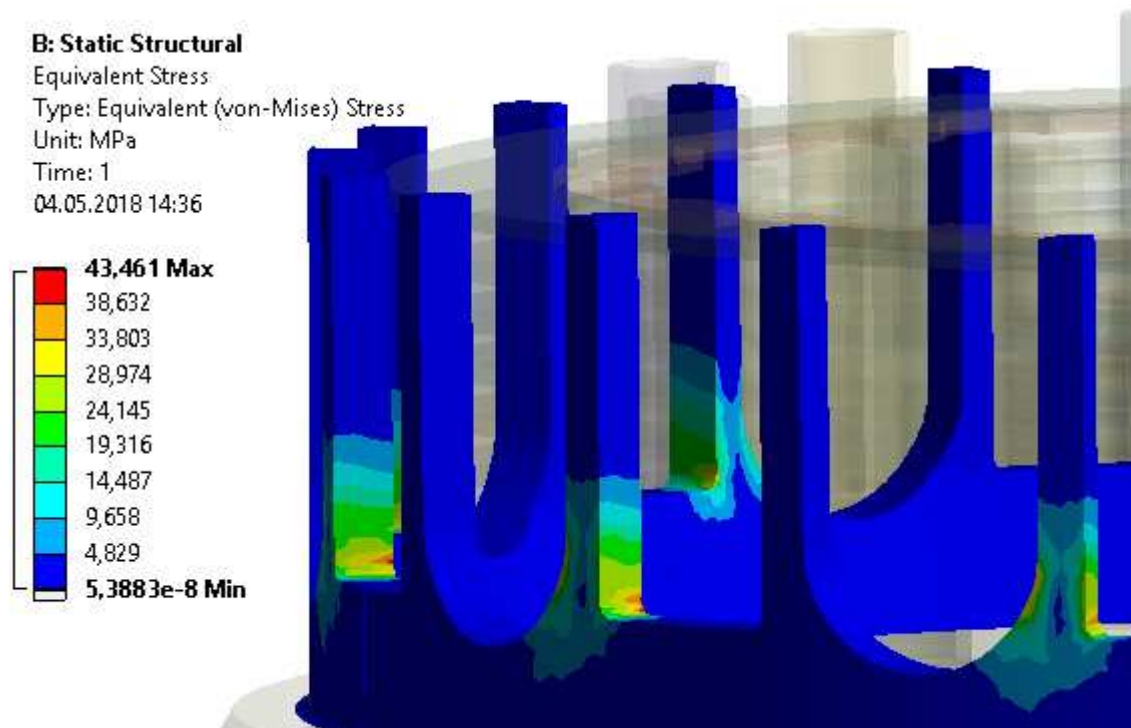
Výsledky analýzy jsou v principu stejné jako v prvním případě, hodnoty se však liší. Největší deformace je 0,015 mm, maximální ohybové napětí je 43,46 MPa a nejvyšší tlak v kontaktu koše s lamelou je 9,82 MPa. Při porovnání výsledků s analýzou předchozího návrhu koše je patrné, že deformace a napětí jsou nyní přibližně dvojnásobné, bezpečnost je však stále dostatečná. Maximální kontaktní tlak se také zvýšil. Je to zapříčiněno větším ohybem prstů koše, kvůli kterému je tlak vrchních lamel nižší.



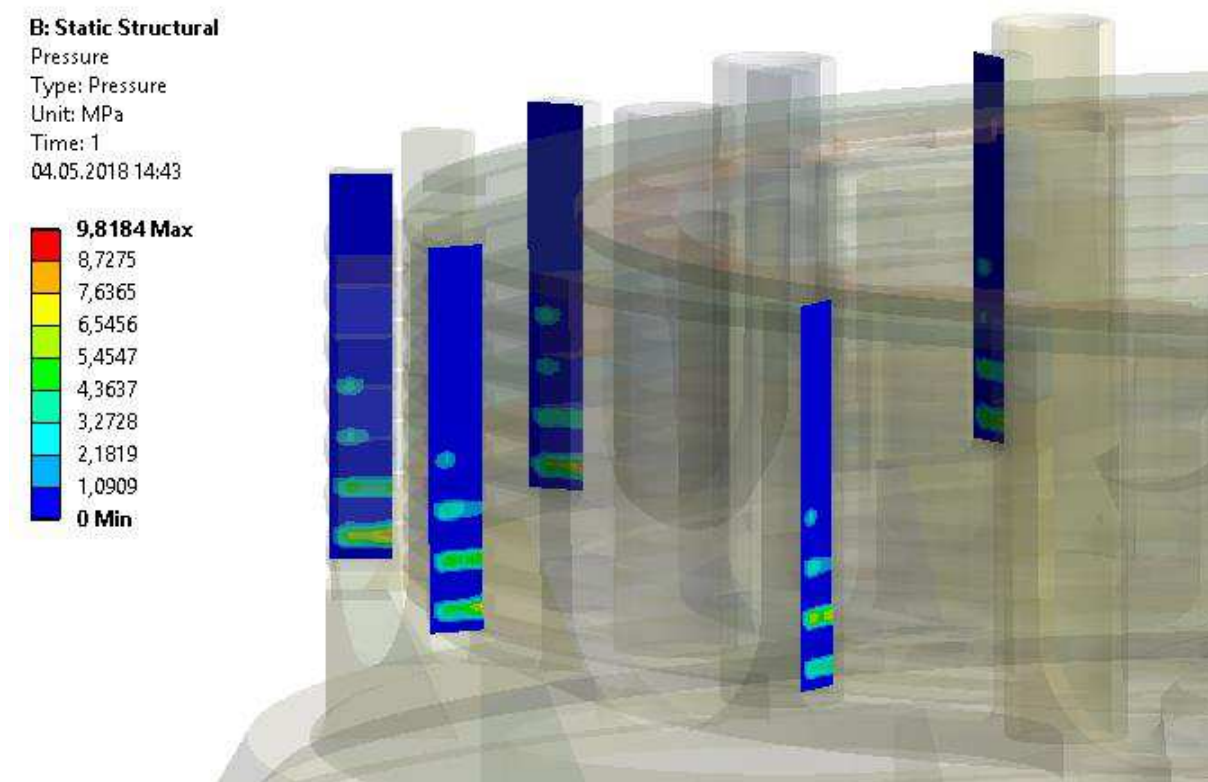
Obr. 27 Deformace odlehčeného spojového koše



Obr. 28 Redukované napětí von-Mises na odlehčeném spojovém koši



Obr. 29 Detail redukovaného napětí na odlehčeném spojkovém koši

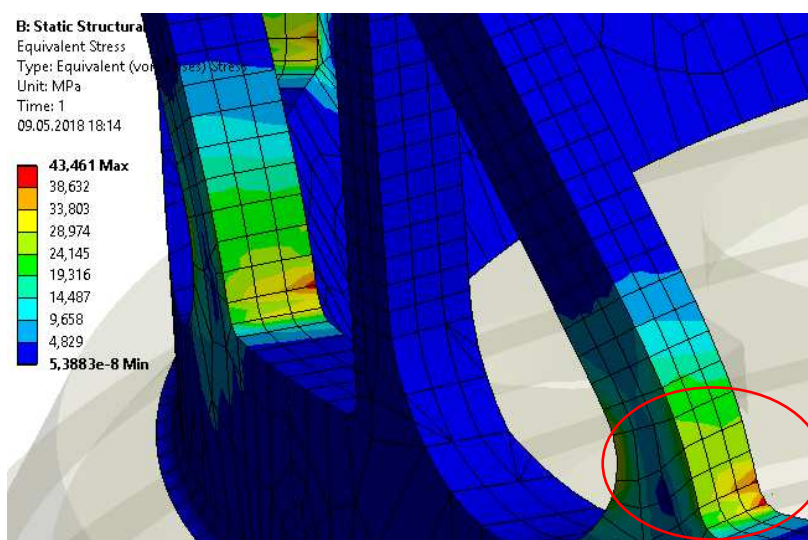


Obr. 30 Tlak na odlehčený spojkový koš vyvolaný lamelami

3.2.3 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Z důvodu cyklického zatěžování bude spojkový koš podroben výpočtu únavové životnosti. K řešení tohoto problému bude použita metoda NSA (z anglického názvu Nominal Stress Analysis). Je to metoda ověřování únavové životnosti, která využívá analytických postupů. Výhodami této metody jsou její jednoduchost, rychlost výpočtu a dostatek podkladů, neboť tato metoda je velmi rozšířená a již dlouho využívána. Mezi její nevýhody patří nepřesost, neboť využívá prutových předpokladů. V tomto případě se však domnívám, že prst spojkového koše lze snadno nahradit vetknutým prutem. Tato metoda je také velmi konzervativní, což je v případě její nepřesnosti vhodné.

Únavová bezpečnost bude řešena pro místo s největším redukovaným napětím, konkrétně pro přechodový rádius prstu spojkového koše. Zde maximální redukované napětí dosahuje hodnoty 43,461 MPa.



Obr. 31 Místo kontroly únavové životnosti

Pro stanovení meze únavy skutečné součásti je potřeba určit koeficienty, charakterizující konkrétní součást.

Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a je závislý na mezi pevnosti materiálu R_m (uvedena v tabulce 1) a způsobu jeho opracování. Parametry a a b , potřebné pro jeho vypočítání, jsou uvedeny v tabulce 2. Spojkový koš bude vyráběn obráběním.

Tabulka 2 Parametry součinitele vlivu jakosti povrchu [12]

Povrch dokončený	a	b
Broušením	1,58	-0,085
Obráběním	4,51	-0,265
Válcováním za tepla	57,7	-0,718
Kováním	272,0	-0,995

Součinitel vlivu jakosti povrchu je určen vztahem [12]:

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 800^{-0,265} = 0,767. \quad (10)$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa byl určen experimentálně pro různé průměry těles. Pokud však těleso není kruhového průřezu, jako v tomto případě, je nutné vypočítat efektivní rozměr tělesa d_e . Pro obdélníkový průřez se určí podle vztahu [12]:

$$d_e = 0,808 \cdot \sqrt{h \cdot b} = 0,808 \cdot \sqrt{4 \cdot 3} = 2,81 \text{ mm}. \quad (11)$$

Pro tento efektivní rozměr je součinitel vlivu velikosti tělesa dán vztahem [12]:

$$k_b = 1,24 \cdot d_e^{-0,107} = 1,24 \cdot 2,81^{-0,107} = 1,11. \quad (12)$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování je určen tabulkou podle druhu zatěžování tělesa. V tomto případě, kdy na těleso působí pouze ohyb, je součinitel $k_c = 1$. [12]

Součinitel vlivu teploty k_d se určuje dle tabulky pomocí příslušné teploty, za které součást pracuje. Tento součinitel zahrnuje do výpočtu možnost vzniku křehkého chování materiálu při nízkých provozních teplotách anebo naopak vzniku creepu při teplotách vysokých.

Tabulka 3 Přirazení součinitele vlivu teploty provozní teplotě součásti

Teplota [°C]	k_d
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975

Spojkový koš pracuje v převodovém oleji, jehož teplota se běžně pohybuje kolem 50 °C, součinitel vlivu teploty tedy volím $k_d = 1,01$.

Součinitel spolehlivosti se volí podle požadované spolehlivosti. Jelikož je spojkový koš důležitým zařízením a při jeho poruše je celý motocykl nepojízdný, volím spolehlivost 99,999 %, pro kterou je součinitel spolehlivosti $k_e = 0,659$. [12]

Součinitel vrubu udává poměr maximálního napětí ve vrubu a nominálního napětí. Nejprve je nutné určit součinitel koncentrace napětí α . Prst spojkového koše lze považovat za plochý prut, který v místě přechodu do pláště koše má velké osazení. Pro tento případ je součinitel koncentrace napětí $\alpha = 1,4$. [15]

Dále je nutné určit vrubovou citlivost q . Ta se určuje na základě poloměru vrubu nebo osazení, materiálu a jeho meze pevnosti. Prst spojkového koše má přechodový rádius 1 mm a mez pevnosti materiálu je uvedena v tabulce 1. Podle těchto hodnot je vrubová citlivost $q = 0,8$. [12]

Součinitel vrubu β je nyní možné vypočítat podle vztahu:

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,8 \cdot (1,4 - 1) = 1,32. \quad (13)$$

Nyní, když jsou známy všechny koeficienty, je možné stanovit mez únavy reálné součásti podle vztahu [12]:

$$\sigma_c^* = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{oc}}{\beta} = \frac{0,767 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,659 \cdot 344}{1,32} = 147,68 \text{ MPa}. \quad (14)$$

Součinitel únavové bezpečnosti pro ohybové zatěžování je dán vztahem [12]:

$$\frac{1}{k_o} = \frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{R_m}, \quad (15)$$

kde σ_a je amplituda napětí a σ_m je střední napětí. Tyto dvě hodnoty jsou určeny maximálním napětím $\sigma_{max} = 43,461 \text{ MPa}$, minimálním napětím $\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$ a z toho vycházejícím rozkmitem $\Delta\sigma = 43,461 \text{ MPa}$ vztahy:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{43,461}{2} = 21,731 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{43,461 + 0}{2} = 21,731 \text{ MPa} \quad (17)$$

Vypočítané hodnoty dosazené do vztahu 15:

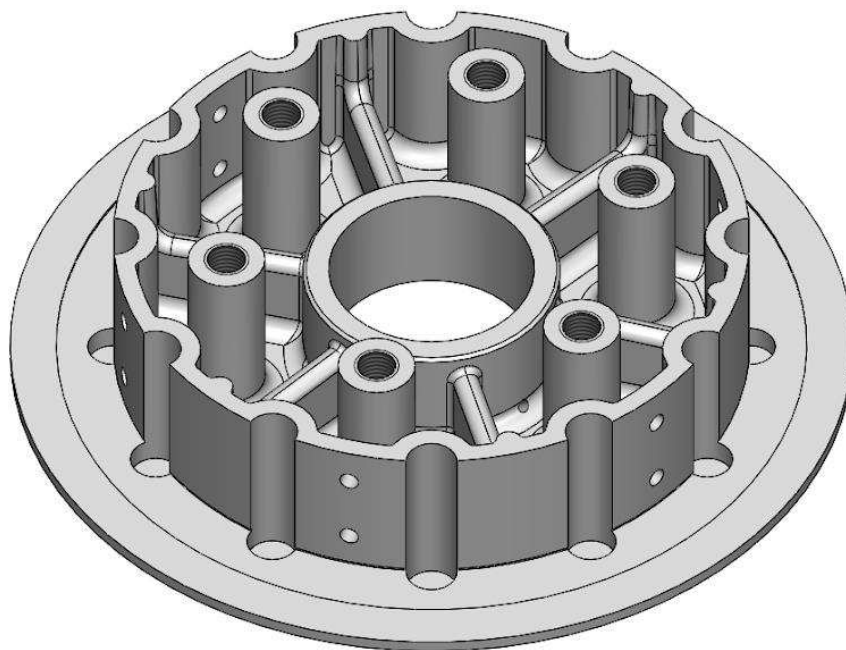
$$\frac{1}{k_o} = \frac{21,731}{147,68} + \frac{21,731}{800} = 0,174. \quad (18)$$

Bezpečnost vůči únavovému poškození spojkového koše tedy je:

$$k_o = \frac{1}{0,174} = 5,73 \quad (19)$$

Vypočítaná únavová bezpečnost spojkového koše proti ohybovému namáhání, vypočítaná metodou NSA, je dostatečně vysoká. Není nutné zpřesňovat výsledek přesnější metodou.

3.3 VNITŘNÍ UNAŠEČ



Obr. 32 Navržený vnitřní unašeč spojky

Vnitřní unašeč je uložen na jehlovém ložisku na hřídeli elektromotoru a spojkového koše. Na něm je uložen lamelový svazek, ze kterého je na unašeč přiváděn točivý moment motoru. Styk mezi unašečem a kovovými lamelami je zajišťován pomocí sady ocelových čepů, které zabraňují vymačkání unašeče. Točivý moment unašeč přenáší na primární převod pomocí dílu, který je šrouby přichycen k nálitkům pro tlačné pružiny. Z tohoto důvodu jsou nálitky zesíleny, především v místě přechodů do dna unašeče.

Díl bude vyroben obráběním z hliníkové slitiny EN AW 7022, která má výborné mechanické vlastnosti a zároveň je dobře obrobitelná a eloxovatelná. Mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 4.

Tabulka 4 Mechanické vlastnosti materiálu EN AW 7022 [14]

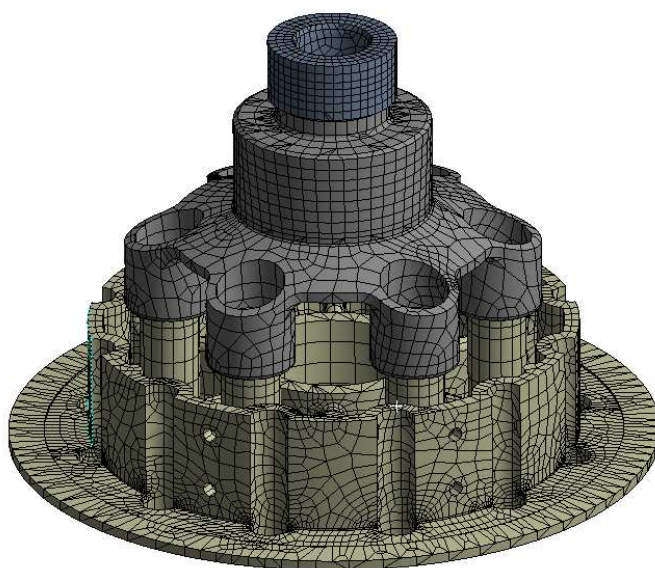
Označení	Mechanické vlastnosti		
	Mez kluzu min.	Mez pevnosti v tahu	Tažnost
	R _{p0,2}	R _m	A
	[MPa]	[MPa]	[%]
EN AW 7022	400	470	7

3.3.1 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA

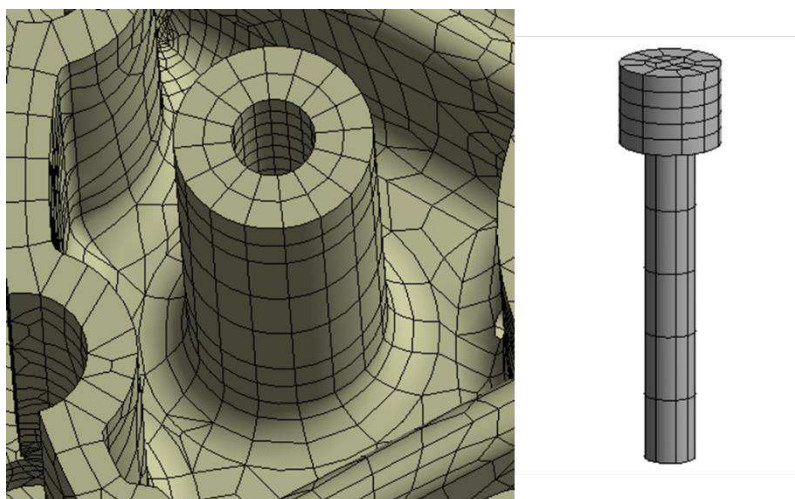
Protože točivý moment motoru, přiváděný na spojkový unašeč přes lamely, bude odváděn přes nálitky pro šrouby a vedení pružin, je vhodné zkontrolovat, zda navržený unašeč dané zatížení vydrží. V případě poruchy toho dílu je totiž celý motocykl nepojízdný. Napěťová analýza byla provedena v programu Ansys. Spojkový unašeč byl zatěžován v sestavě s dílem, odvádějícím z něj točivý moment do primárního převodu, a šrouby, spojující tyto dva díly.

VYTVOŘENÍ SÍTĚ MODELU

Model byl vytvořen v programu Solidworks, kde byl také následně upraven pro zjednodušení napěťové analýzy. Skutečné modely šroubů byly nahrazeny zjednodušenými, které neobsahují závity a jsou tvořeny pouze dvěma válci. Dále bylo z dílu primárního převodu odstraněno oříznutím ozubení, neboť to není předmětem analýzy a zvětšovalo by zbytečně síť. Následně byl model importován do programu Ansys. Při vytváření sítě byl největší ohled brán na nálitky pro šrouby a jejich přechodové rádiusy do dna unašeče, kde je předpokládán výskyt nejvyššího napětí. Dále byla síť zjemňována také na šroubech a v ostatních místech kontaktů.



Obr. 33 Síť celé sestavy



Obr. 34 Detail sítě nálitku unašeče a šroubu

NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Jak již bylo zmíněno, analýza byla prováděna na sestavě spojkového unašeče, dílu primárního převodu a spojovacích šroubech. V místech závitů byly mezi unašečem a šrouby nastaveny kontakty typu Bonded (spojeno). Ostatní kontakty, mezi dílem primárního převodu a šrouby nebo unašečem, byly nastaveny jako Frictional (třecí) s třecím koeficientem 0,1.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY

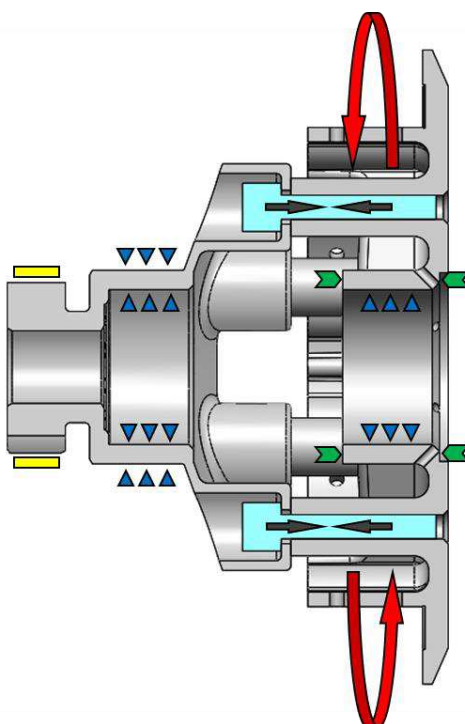
Spojkovému unašeči bylo na plochách, kde by měl být sevřen matkou na hřídeli, zamezeno pohybu ve směru jeho osy.

V místech pro uložení ložisek na unašeči i na dílu primárního převodu byly použity válcové vazby, zamezující radiálnímu pohybu.

Na plochách unašeče, kde se opírají čepy přenášející točivý moment z lamel, byl aplikován točivý moment velikosti 50 Nm, směřující v ose otáčení unašeče.

Na všechny šrouby bylo použito předpětí pomocí zkrácení jejich dříku o 0,01 mm.

Výpočet probíhal ve dvou krocích, v prvním bylo aplikováno předpětí šroubů, které bylo v druhém kroku zamčeno a byl aplikován točivý moment.



Obr. 35 Schéma okrajových podmínek analýzy. Zeleně zamezení posuvu, žlutě zamezení rotace, modře zamezení radiálního posuvu, červeně točivý moment, černě předpětí šroubů

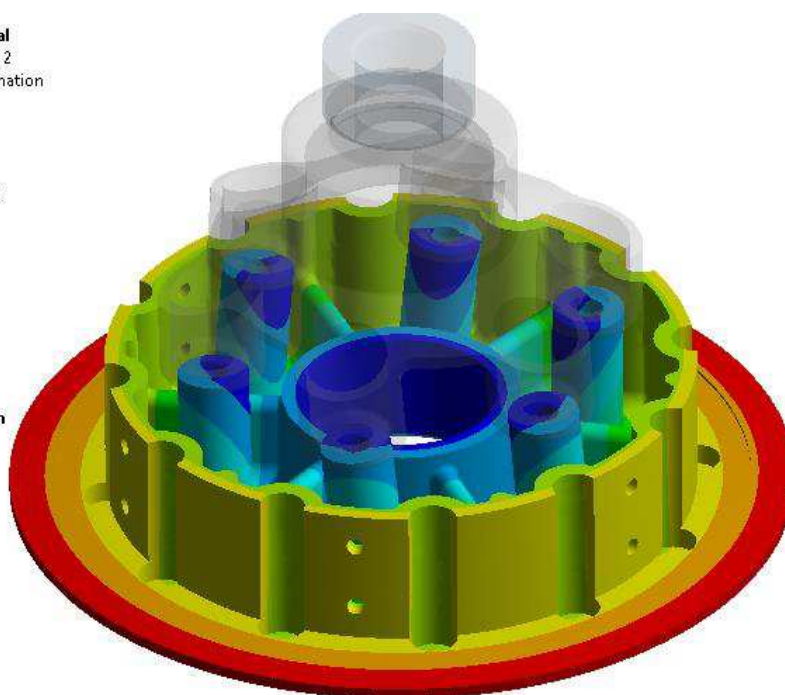
VYHODNOCENÍ

Sledovány byly maximální posuvy unašeče a ekvivalentní napětí von-Mises na unašeči. Nejvyšší deformace dosahuje hodnoty 0,249 mm. Nejvyšší ekvivalentní napětí na unašeči je v místech, kde nálitky pro šrouby přechází do dna unašeče. Jeho hodnota je 80,566 MPa.

Mez kluzu materiálu spojkového unašeče je 400 MPa. Z toho vyplývá, že bezpečnost vůči namáhání v ohybu je $k = 4,96$. Z funkčních důvodů však nebude součást dále upravována, neboť vně nálitků musí být zhotoveny závity pro šrouby a vnější průměr nálitků musí přesně vést tlačné spojkové pružiny.

B: Static Structural
 Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 10.05.2018 16:27

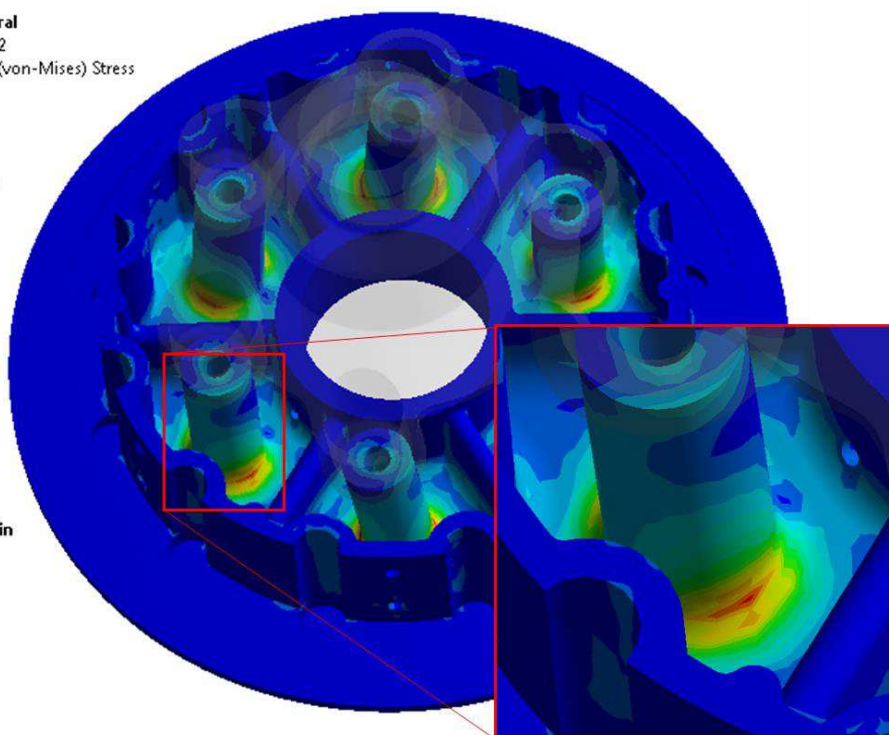
0,24941 Max
 0,22666
 0,20391
 0,18116
 0,15841
 0,13566
 0,11291
 0,090162
 0,067412
 0,044662 Min



Obr. 37 Zobrazení celkových posuvů na spojkovém unašeči

B: Static Structural
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 10.05.2018 16:29

80,566 Max
 74,813
 69,06
 63,307
 57,555
 51,802
 46,049
 40,296
 34,543
 28,79
 23,037
 17,284
 11,531
 5,7784
 0,025525 Min

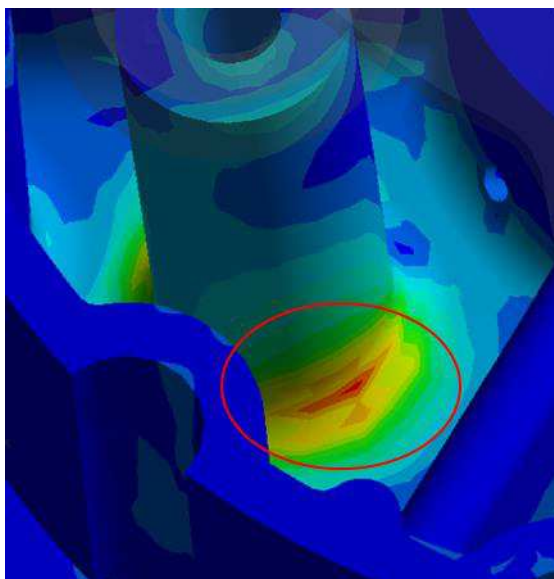


Obr. 36 Zobrazení ekvivalentního napětí von-Mises na spojkovém unašeči se zvýrazněním nebezpečného místa

3.3.2 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

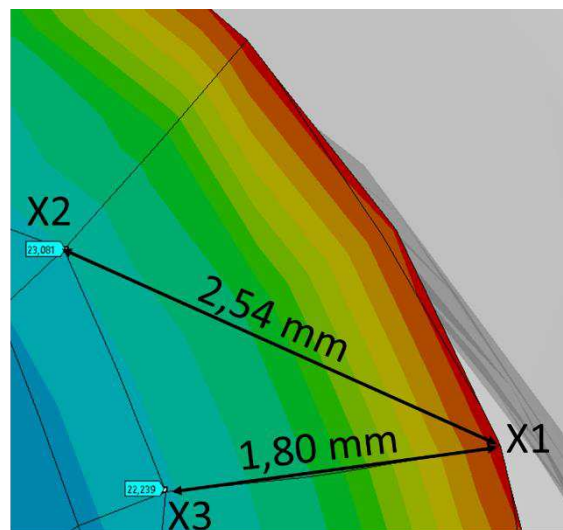
Jelikož je spojkový unašeč zatěžován cyklicky točivým momentem motoru, bude součást ověřena na únavovou životnost. K řešení bude použita metoda LSA (z anglického Local Stress Analysis), která využívá reálných napětí, získaných pomocí MKP (metoda konečných prvků).

Prvním krokem je nalezení nebezpečného místa, kde bude únavová životnost vyhodnocována. V tomto případě to bude místo s největším ekvivalentním napětím, konkrétně přechodový rádius nálitku unašeče, kde ohybové napětí způsobuje tah. Uzel s maximálním napětím byl označen jako X1, napětí na něm $\sigma_{x1} = 80,566 \text{ MPa}$.



Obr. 38 Vybrané místo pro vyhodnocení únavové životnosti

V tomto místě byl proveden řez tělesem. Na sousedních uzlech s uzlem X1 bylo změřeno napětí a jejich vzdálenost k uzlu X1. Napětí v uzlu X2 je $\sigma_{x2} = 23,081 \text{ MPa}$ a jeho vzdálenost od uzlu X1 je 2,54 mm. Napětí v uzlu X3 je $\sigma_{x3} = 22,239 \text{ MPa}$ a jeho vzdálenost od uzlu X1 je 1,80 mm.



Obr. 39 Napětí v uzlech X2 a X3 a jejich vzdálenosti od X1

Z těchto hodnot je určen poměrný gradient χ_R podle vztahu [16]:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_{x1}} \cdot \left(\frac{\sigma_{x1} - \sigma_{xi}}{|X1Xi|} \right). \quad (20)$$

Pro pro oba body X2 a X3 bude poměrný gradient vypočítán a vybrán vyšší.

$$\chi_{R2} = \frac{1}{\sigma_{x1}} \cdot \left(\frac{\sigma_{x1} - \sigma_{x2}}{|X1X2|} \right) = \frac{1}{80,566} \cdot \left(\frac{80,566 - 23,081}{2,54} \right) = 0,281 \text{ mm}^{-1} \quad (21)$$

$$\chi_{R3} = \frac{1}{\sigma_{x1}} \cdot \left(\frac{\sigma_{x1} - \sigma_{x3}}{|X1X3|} \right) = \frac{1}{80,566} \cdot \left(\frac{80,566 - 22,239}{1,80} \right) = 0,402 \text{ mm}^{-1} \quad (22)$$

Dále tedy bude počítáno s poměrným gradientem $\chi_R = 0,402 \text{ mm}^{-1}$.

V dalším kroku je počítán korekční součinitel. Ten zahrnuje do výpočtu vliv způsobu zatěžování a velikosti tělesa. Vypočítá se podle vztahu [16]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{co} - 1}{\sigma_{ct}}}{\overline{d_{vzorek}}} \cdot \chi_R, \quad (23)$$

kde σ_{co} je mez únavy v ohybu, σ_{ct} je mez únavy v tahu a $\overline{d_{vzorek}} = 7,5 \text{ mm}$, což je průměr zkušebního vzorku. Mez únavy hliníkových slitin není konstantní, jako u ocelí, ale s počtem cyklů stále klesá. Pro výpočtové účely ji můžeme odhadnout jako [17]:

$$\sigma_{co} = 0,40 \cdot R_m = 0,40 \cdot 470 = 188 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\sigma_{ct} = 0,33 \cdot R_m = 0,33 \cdot 470 = 155 \text{ MPa} \quad (25)$$

Dosazením do vztahu 16 vypočítáme korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{188}{155} - 1}{\frac{2}{7,5}} \cdot 0,402 = 1,321. \quad (26)$$

Dále je třeba vypočítat poměr součinitelů vrubu a koncentrace napětí [16]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-(0,35 + \frac{Rp_{0,2}}{810})} = 1 + \sqrt{0,402} \cdot 10^{-(0,35 + \frac{400}{810})} = 1,091 \quad (27)$$

Pro další výpočty je nutné znát hodnoty amplitudy napětí σ_a a střední napětí σ_m . Maximální ekvivalentní napětí, působící na unašeč je $\sigma_{max} = 80,566 \text{ MPa}$ a minimální je $\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$. Rozptyl napětí tedy je $\Delta\sigma = 80,566 \text{ MPa}$. Z těchto hodnot lze určit amplitudu a střední napětí:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{80,566}{2} = 40,283 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{80,566 + 0}{2} = 40,283 \text{ MPa} \quad (29)$$

K výpočtu bezpečnosti jsou potřeba ještě další dva součinitele, a to součinitel vlivu velikosti η a součinitel spolehlivosti ν . Velikost těchto součinitelů byla zvolena podle [18] takto:

$$\eta = 0,934 \quad (30)$$

$$\nu = 0,659 \quad (31)$$

Získané a vypočítané hodnoty budou nyní dosazeny do vztahu pro výpočet bezpečnosti únavové životnosti k [16]:

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{ct} \cdot \eta \cdot \nu \cdot f_G} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1,091 \cdot \frac{40,283}{155 \cdot 0,934 \cdot 0,659 \cdot 1,321} + \frac{40,283}{470}. \quad (32)$$

Únavová životnost vnitřního unašeče spojky k je:

$$k = 2,3. \quad (33)$$

Tato hodnota bezpečnosti je přijatelná a dostatečná. Jak již bylo zmíněno, z důvodu zachování funkčnosti součásti nebudou další úpravy prováděny.

4 NÁVRH PRIMÁRNÍHO PŘEVODU

Jak již bylo zmíněno v kapitole zabývající se konstrukcí spojky, primární převod odebírá točivý moment ze spojkového unašeče a přenáší ho na vstupní hřídel převodovky. Způsob pohonu primárního převodu byl zvolen ozubenými koly, a to z důvodu jejich vysoké účinnosti, která je obzvláště pro elektrický pohon důležitá. Ozubení bylo zvoleno přímé, aby nedocházelo ke vzniku axiálních sil a zvýšenému zatěžování ložisek. Zvolený modul ozubení je normalizované hodnoty $m = 2$.

Vstupní kolo primárního převodu je součástí dílu, který je přišroubován na spojkový unašeč a který z něj přenáší točivý moment. Výstupní kolo primárního převodu je umístěno na vstupní hřídeli převodovky, se kterou je spojeno rovnobokým drážkováním. Ze zástavbových důvodů nesmí toto ozubené kolo v průměru být větší než 40 mm.

4.1 NÁVRH PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Podle rešerše používaných primárních převodů bývá převodový poměr navrhován tzv. do pomala, kdy vstupní kolo má menší počet zubů než výstupní. Díky tomu dochází k nárůstu přenášeného točivého momentu.

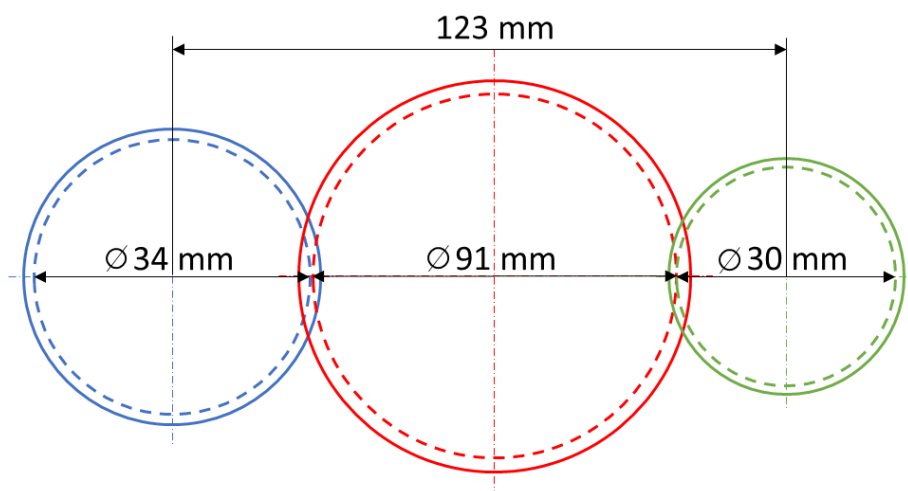
Protože výstupní kolo převodu je omezeno svou velikostí, bude nejprve určen počet jeho zubů z_2 . Největší přípustný průměr hlavové kružnice kola je $d_a = 40$ mm. Ze zvoleného modulu ozubení může být stanoven maximální počet zubů pomocí vztahu:

$$z_2 = \frac{d_a}{m} - 2 = \frac{40}{2} - 2 = 18 \quad (34)$$

Pro zachování dostatečné mezery od dalších dílů a kvůli doporučením volit pro primární převod lichý počet zubů (nedochází k častému potkávání stejných zubů v záběru), volím počet zubů výstupního kola $z_2 = 17$.

Pro dodržení požadavku na převodový poměr do pomala, musí být počet zubů pastorku nižší. Naopak pro snížení sil, působících na zuby pastorku, je potřeba jeho průměr co největší. S přihlédnutím k těmto okolnostem, volím počet zubů pastorku $z_1 = 15$.

Z nutnosti volby malého výstupního kola převodu vyplývá skutečnost, že pro překonání osově vzdálenosti obou kol, která je dána rozměry elektromotoru a převodovky a rovna alespoň 123 mm, je nutné zařadit do primárního převodu vložené kolo.



Obr. 40 Schéma roztečných kružnic ozubených kol primárního převodu.
Zeleně pastorek, červeně vložené kolo, modře výstupní kolo

Z obrázku 40 je patrné, že roztečná kružnice vloženého kola musí mít průměr alespoň $d = 91$ mm. Ze známé roztečné kružnice a modulu ozubení je dán počet zubů vztahem:

$$z_3 = \frac{d}{m} = \frac{91}{2} = 45,5 \quad (35)$$

Počet zubů vloženého kola volím $z_3 = 46$, čímž se osová vzdálenost pastorku a výstupního kola změní na 124 mm.

Navržený převodový poměr primárního převodu $i_{\text{primár}}$ je:

$$i_{\text{primár}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{17}{15} = 1,13 \quad (36)$$

4.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÍ

Pro zabezpečení spolehlivého přenosu točivého momentu primárním převodem bude proveden pevnostní výpočet napětí v patě zubu a napětí v dotyku a únavová bezpečnost vůči těmto zatížením.

Ozubená kola budou vyrobená z konstrukční legované oceli 16 420 (14NiCr14), jejíž parametry jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka 5 Mechanické vlastnosti oceli 16 420 [19]

Označení	Mechanické vlastnosti					
	Mez kluzu min.	Mez pevnosti v tahu	Mez únavy v ohybu	Mez únavy v dotyku	Modul pružnosti	Poissonova konst.
	Rp _{0,2} [MPa]	Rm [MPa]	σ _{flim} [MPa]	σ _{hlim} [MPa]	E [GPa]	μ [-]
16 420	735	932	700	1270	206	0,3

4.2.1 VÝPOČET NAPĚTÍ V PATĚ ZUBU A ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST NA OHYB

Výpočet bude proveden metodou dle Lewise, která interpretuje zub jako vetknutý nosník. Předpoklady pro tuto metodu jsou, že síla působí na špičku zubu, zatížení je přenášeno vždy jen jedním párem zubů a koncentrace napětí v patě zubu není brána v úvahu. [12]

Největší obvodová síla působí na zuby výstupního kola převodu, výpočet bude tedy proveden pro něj.

Rovnice pro výpočet napětí v patě zubu σ_F dle Lewise je [12]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_v}{b \cdot m \cdot Y} , \quad (37)$$

kde F_t je obvodová síla na špičce zubu, b je šířka ozubení, m je modul, Y je upravený Lewisův součinitel tvaru a K_v je součinitel zahrnující vliv vnitřních dynamických sil. Modul ozubení byl již zvolen, šířku ozubení volím $b = 15 \text{ mm}$. Upravený Lewisův součinitel je dán tabulkou a pro základní tvar přímého ozubení s úhlem profilu 20° a počtem zubů $z_1 = 17$ je $Y = 0,303$. Obvodová síla na špičku zubu je:

$$F_t = \frac{M \cdot i_{\text{primár}}}{\frac{d_a}{2}} = \frac{50 \cdot 1,13}{\frac{0,038}{2}} = 2973,68 \text{ N} . \quad (38)$$

Součinitel vnitřních dynamických sil je dán vztahem [12]:

$$K_v = \sqrt{\frac{5,56 + \sqrt{v}}{5,56}} = \sqrt{\frac{5,56 + \sqrt{8,66}}{5,56}} = 1,236 , \quad (39)$$

kde v je obvodová rychlost na roztečné kružnici.

Napětí v patě zubu po dosazení do vztahu 37 je:

$$\sigma_F = \frac{2973,68 \cdot 1,236}{15 \cdot 2 \cdot 0,303} = 408,55 \text{ MPa} . \quad (40)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu S_F je podíl korigované meze únavy v ohybu σ_{flim} a vypočítaného napětí σ_F [12]:

$$S_F = \frac{\sigma_{flim}}{\sigma_F} = \frac{700}{408,55} = 1,71 . \quad (41)$$

4.2.2 VÝPOČET NAPĚTÍ V DOTYKU A ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST NA DOTYK

Při dotyku boků zubů ozubených kol dochází k dotykové únavě. Ta způsobuje vylamování materiálu z povrchu a vzniku jamek (tzv. pitting). Při výpočtu napětí v dotyku jsou zuby nahrazeny dotýkajícími se válci s rovnoběžnými osami. V místě jejich styku vzniká Hertzovo kontaktní napětí dané vztahem [12]:

$$\sigma_H = Z_E \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha}} \cdot \sqrt{\frac{K_v \cdot F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} , \quad (42)$$

kde Z_E je součinitel mechanických vlastností, daný vztahem 43, α je úhel záběru (u nekorigovaných kol shodný s úhlem profilu zubu), K_v je součinitel vnitřních dynamických sil, F_t je obvodová síla, d_1 je roztečná kružnice kola, b je šířka ozubení a u je převodové číslo vloženého a výstupního kola.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\mu^2}{E} + \frac{1-\mu^2}{E} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-0,3^2}{206 \cdot 10^3} + \frac{1-0,3^2}{206 \cdot 10^3} \right)}} \quad (43)$$

$$Z_E = 189,81 \sqrt{\text{MPa}}$$

Hertzovo kontaktní napětí je:

$$\sigma_H = 189,81 \cdot \frac{1}{\cos 20} \cdot \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20}} \cdot \sqrt{\frac{1,236 \cdot 2973,68}{34 \cdot 15} \cdot \frac{2,71+1}{2,71}} \quad (44)$$

$$\sigma_H = 1388,85 \text{ MPa} .$$

Součinitel bezpečnosti vůči namáhání napětím v dotyku je určen vztahem [12]:

$$S_H = \frac{\sigma_{hlim}}{\sigma_H} = \frac{1270}{1388,85} = 0,91 . \quad (45)$$

Pro nevyhovující koeficient bezpečnosti navrhuji upravit šířku ozubení. Zvýšením její hodnoty na 18 mm se napětí v dotyku sníží na $\sigma_H = 1267,84 \text{ MPa}$ a součinitel bezpečnosti je:

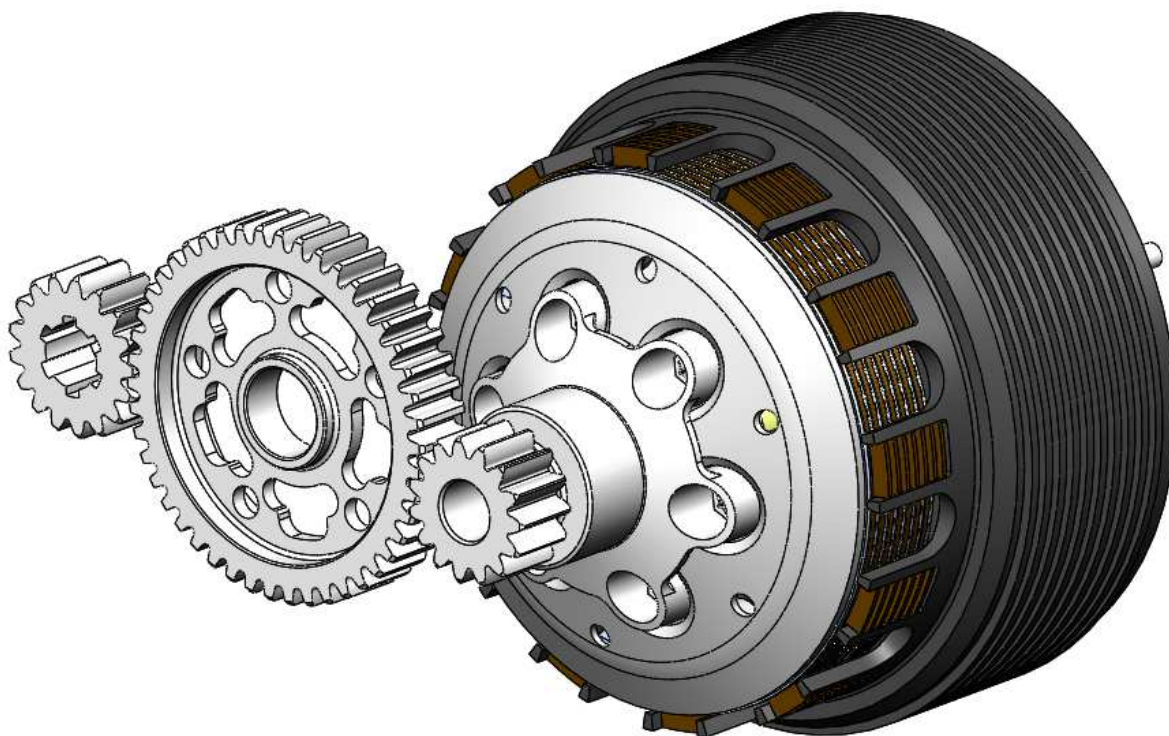
$$S_H = \frac{1270}{1267,84} = 1,0, \quad (46)$$

což považuji za dostatečné.

Další možnou úpravou, místo zvětšování šířky ozubení, je kvalitnější zpracování povrchu zubů, například broušením nebo ševingováním. Další skutečností při návrhu ozubení převodů u tohoto typu motocyklů je, že životnost, která je při návrhu uvažována, se pohybuje kolem 300 hodin. Díky tomu může být ozubení výrazně méně robustní.

5 SESTAVA NAVRŽENÉ SPOJKY A PRIMÁRNÍHO PŘEVODU

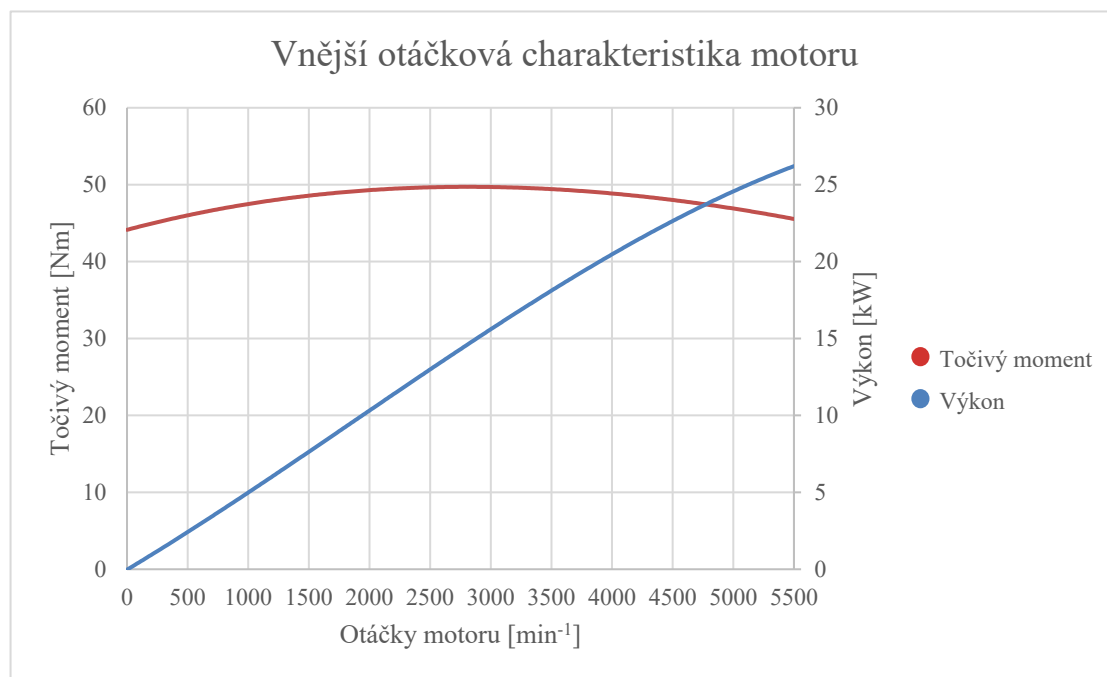
Z navržených dílů spojky byla vytvořena kompletní sestava, která bude použita v sestavě motocyklu.



Obr. 41 Celková sestava spojky a primárního převodu

6 NÁVRH PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ PŘEVODOVKY

Návrh převodových stupňů převodovky je závislý na průběhu točivého momentu a výkonu použitého motoru. Maximální točivý moment motoru motocyklu je 50 Nm, výkon 26 kW při maximálních otáčkách 5500 min⁻¹. Navrženy budou převodové stupně pro čtyřstupňovou dvouhřídelovou převodovku.



Graf 2 Vnější otáčková charakteristika motoru

Primární převodový poměr byl navržen v minulé kapitole $i_{\text{primár}} = 1,13$. Sekundární převodový poměr využívá klasického motokrosového pastorku s počtem zubů $z_{\text{pastorek}} = 13$ a rozety s počtem zubů $z_{\text{rozeta}} = 50$. Sekundární převodový poměr je:

$$i_{\text{sekundár}} = \frac{z_{\text{rozeta}}}{z_{\text{pastorek}}} = \frac{50}{13} = 3,85. \quad (47)$$

6.1 KRAJNÍ PŘEVODOVÉ POMĚRY

Prvním krokem při návrhu převodových poměrů převodovky je určení krajních převodových čísel, tedy maximálního a minimálního celkového převodu. Celkové převody jsou složeny z převodu primárního, sekundárního a aktuálně zařazeného převodového stupně převodovky. Pro určení těchto převodů je nutné nejprve určit požadované otáčky kola. Ty jsou dány vztahem:

$$n_k = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r_d}, \quad (48)$$

kde v je rychlost a r_d je dynamický poloměr kola. Maximální požadovaná rychlost motocyklu je $v = 130$ km/h, což je $v = 36,11$ m/s. Dynamický poloměr zadního kola je $r_d = 0,331$ m. Maximální požadované otáčky zadního kola po dosažení do vztahu 47 jsou:

$$n_{kmax} = \frac{36,11}{2 \cdot \pi \cdot 0,331} = 1041,8 \text{ min}^{-1}. \quad (49)$$

Minimální celkový převodový poměr i_{cmin} je takový, na které vozidlo dosahuje své maximální konstrukční rychlosti, takže na nejvyšší převodový stupeň, v tomto případě 4. Určí se podle vztahu:

$$i_{cmin} = \frac{n_{max}}{n_{kmax}} = \frac{5500}{1041,8} = 5,28. \quad (50)$$

Jelikož primární a sekundární převodový poměr jsou známy, může být z minimálního celkového převodového poměru určen převodový poměr pro 4. rychlostní stupeň:

$$i_4 = \frac{i_{cmin}}{i_{sekundár} \cdot i_{primár}} = \frac{5,28}{1,13 \cdot 3,85} = 1,21. \quad (51)$$

Stejným způsobem bude určen převodový poměr prvního rychlostního stupně. Z důvodu vysokého točivého momentu elektromotoru od nízkých otáček je požadováno, aby první rychlostní stupeň byl delší než u obdobných motocyklů se spalovacím motorem. Požadovaná rychlost na první převodový stupeň je alespoň 70 km/h, tedy 19,4 m/s. Maximální celkový převodový poměr je dán vztahem:

$$i_{cmax} = \frac{n_{max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_d}{v_1} = \frac{5500 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,331}{19,4 \cdot 60} = 9,82, \quad (52)$$

ze kterého pak převodový poměr prvního rychlostního stupně lze vypočítat jako:

$$i_1 = \frac{i_{cmax}}{i_{sekundár} \cdot i_{primár}} = \frac{9,82}{1,13 \cdot 3,85} = 2,25. \quad (53)$$

6.2 Odstupňování převodovky

U převodovky s plynulou změnou převodu by ke změně převodu docházelo po křivce konstantního výkonu. U převodovky s odstupňovanými převody ozubenými koly je potřeba navrhnout takové odstupňování převodů, aby se k této křivce co nejvíce přibližovaly.

Základní postupy při navrhování odstupňování převodovky jsou dva, geometrické a progresivní odstupňování. Geometrické odstupňování znamená, že mezi dvěma po sobě následujícími převody je stejný poměr. U progresivního odstupňování je tento poměr mezi převody různý a zmenšující se pro zvyšující se rychlostní stupeň.

U terénních motocyklů se používá odstupňování, kdy nižší rychlostní stupně jsou blíže u sebe, naopak vyšší rychlostní stupně jsou od sebe dál. Tomu vyhovuje geometrické odstupňování. [1]

Poměr mezi rychlostními stupni q geometrického odstupňování poslouží jako prvotní návrh odstupňování. Můžeme jej určit z již vypočítaných krajních převodových čísel [20]:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_1}{i_4}} = \sqrt[4-1]{\frac{2,25}{1,21}} = 1,23. \quad (54)$$

Druhý převodový stupeň pak je:

$$i_2 = \frac{i_1}{q} = \frac{2,25}{1,21} = 1,83. \quad (55)$$

Třetí převodový stupeň je:

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{1,83}{1,21} = 1,49. \quad (56)$$

Navržené převodové poměry je potřeba upravit tak, aby bylo možné takovou převodovku vyrobit. Páry spoluzabírajících ozubených kol jsou na dvouhřídelové převodovce umístěny na souosých hřídelích, takže součet poloměrů roztečných kružnic všech párů kol musí být stejný a roven dané osové vzdálenosti. Předpokládaná osová vzdálenost hřídelí je 60 mm a modul ozubení 2,5. Tato podmínka je dána vztahem:

$$\frac{d_{ivstup}}{2} + \frac{d_{ivystup}}{2} = konst = 60mm, \quad (57)$$

kde d_{ivstup} je průměr roztečné kružnice ozubeného kola na vstupním hřídeli a $d_{ivystup}$ je průměr roztečné kružnice kola na výstupním hřídeli. Po dosazení a úpravě vztahu dostáváme rovnici:

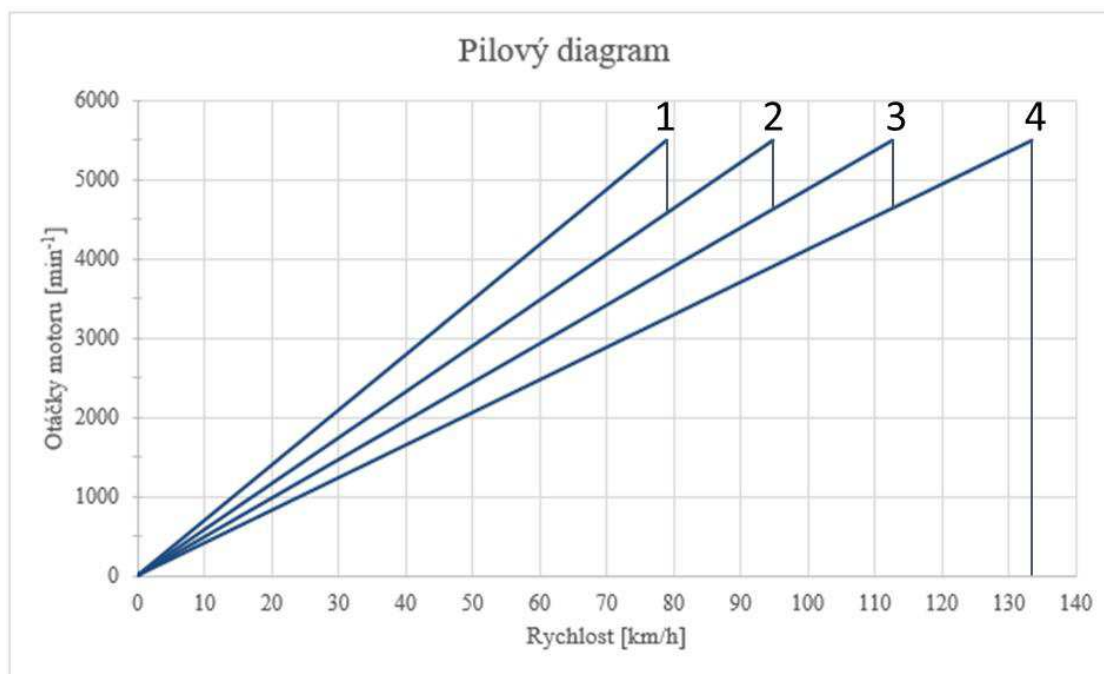
$$z_{ivstup} + z_{ivystup} = \frac{60 \cdot 2}{m}, \quad (58)$$

kde z_{ivstup} je počet zubů kola na vstupním hřídeli, $z_{ivystup}$ je počet zubů kola na výstupním hřídeli a m je jejich modul ozubení. Zároveň se snažím volit počty zubů takové, aby se blížily vypočítaným převodovým poměrům. Vypočítané převodové poměry jsou uvedeny v tabulce:

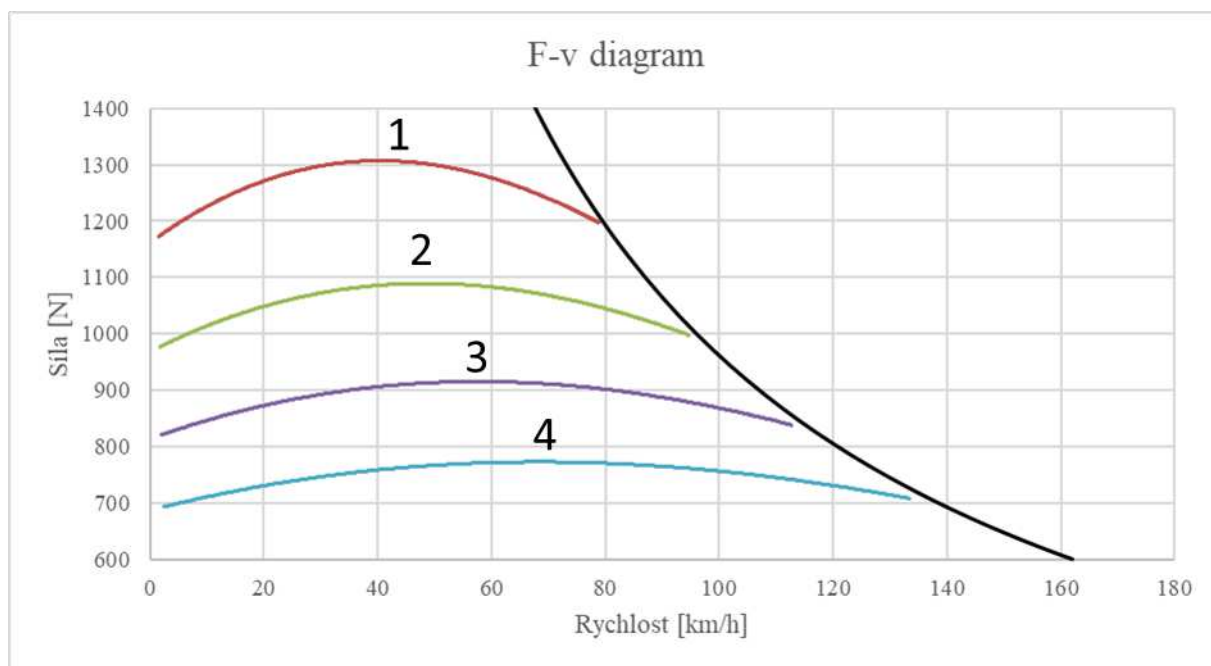
Tabulka 6 Převodové poměry převodovky

Převodový stupeň	Poměr počtu zubů	Výsledný převodový poměr
i_1	$\frac{32}{16}$	2,0
i_2	$\frac{30}{18}$	1,7
i_3	$\frac{28}{20}$	1,4
i_4	$\frac{26}{22}$	1,2

Po návrhu převodových poměrů může být vykreslen pilový diagram, znázorňující zvolené odstupňování. Důležitým ukazatelem vhodnosti navržených převodových poměrů je také F-v diagram, porovnávající křivku konstantního výkonu s křivkami jednotlivých převodových stupňů, které by se ke křivce konstantního výkonu měly co nejvíce blížit.



Graf 3 Pilový diagram odstupňování převodovky

*Graf 4 F-v Diagram*

ZÁVĚR

V první části diplomové práce byla provedena rešerše převodových ústrojí u současných motocyklů, která následně sloužila jako podklad pro stěžejní část této práce, návrh součástí převodového ústrojí motocyklu s elektrickým pohonem.

Detailní návrh byl proveden pro spojku mezi elektromotorem a převodovkou. Nezvyklé uspořádání umístění spojky přímo na výstupní hřídel motoru si vyžádalo nestandardní konstrukční řešení. Ze znalostí z rešerše byla jako vhodný typ spojky pro tento motocykl zvolena spojka mokrá lamelová. Po navržení spojkových pružin a lamel bylo spočítáno, že pro bezpečný přenos točivého momentu motoru až 50 Nm je potřeba použít ve spojce 7 třecích lamel. Pro kompaktní spojení elektromotoru s vnějším rotorem byl jeho plášť spojen v jeden díl se spojkovým košem. Materiálem pro výrobu tohoto dílu byla zvolena ocel ČSN 15 142. Pro bezpečný přenos točivého momentu motoru až 50 Nm na spojkové lamely byl navržený spojkový koš podroben napěťové analýze a výpočtu únavové životnosti. Po zpracování výsledků první analýzy a zjištění dostatečné bezpečnosti byl tento díl upraven, konkrétně odebráním materiálu na prstech spojkového koše a následně podroben opět napěťové analýze a určení únavové životnosti. Maximální zjištěné redukované napětí von-Mises na spojkovém koši bylo 43,461 MPa. Vypočítaný koeficient bezpečnosti vůči únavovému namáhání byl 5,73. Dále byl proveden návrh vnitřního unašeče spojky, který bude vyroben z hliníkové slitiny EN AW 7022. Z tohoto dílu bude přes nálitky pro šrouby a pružiny odebírán točivý moment ze spojky. Z toho důvodu byla i pro tento díl provedena napěťová analýza. Jejím výsledkem bylo zjištění maximálního redukovaného napětí von-Mises 80,566 MPa. Vypočítaná bezpečnost tohoto dílu vůči únavovému poškození je 2,3. I zde by bylo možné díl dále upravovat, ale kvůli zachování funkčnosti dílu, kde vnější průměr nálitků slouží pro přesné vedení spojkových pružin, byl ponechán původní návrh.

V další části, věnující se primárního převodu, byl navržen převod ozubenými koly s přímým ozubením. Z důvodu malých zástavbových rozměrů muselo být použito vložené kolo. Z analytického výpočtu únosnosti navrženého ozubení vyšlo, že únavová bezpečnost v ohybu je 2,06 a v dotyku 1,0. Předpoklad je však takový, že po zlepšení povrchové úpravy ozubení, například broušením, dojde k nárůstu těchto koeficientů bezpečnosti a tím bude možné snížit šířku ozubení.

V poslední části práce byly navrženy převodové poměry pro čtyřstupňovou převodovku motocyklu. Jelikož nejsou známy parametry pro určení jízdních odporů motocyklu, byl návrh převodových poměrů proveden pouze na základě rychlostních požadavků na motocykl. Dalším krokem pro kompletní návrh převodovky bude návrh ozubení a hřídelí.

Navržené převodové ústrojí je pro tento typ motocyklu jedinečné, neboť v době jeho návrhu naprostá většina vyráběných elektrických motocyklů nevyužívá ani spojku ani převodovku.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů. díl 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2004, 661 s. : il. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] DRÁPAL, L., VOPÁŘIL, J. Shape Design of a Piston Ring. In: *Transport Means 2016: Proceedings of the 20th International Scientific Conference*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2016, s. 767-771. ISSN 1822-296 X.
- [3] Clutch on an '85 Honda Shadow VT700. In: Youtube [online]. 27.12.2010 [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <https://i.ytimg.com/vi/IKVmvHbU-58/maxresdefault.jpg>. Kanál uživatele Paul Miner. <https://i.ytimg.com/vi/IKVmvHbU-58/maxresdefault.jpg>
- [4] Hot Bike web [online]. New York: Bonnier Corporation, 2009 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.hotbikeweb.com/motorcycle-v-twin-drivetrain-drivetrain-basics>
- [5] Sump: Get busy living or get busy dying [online]. UK: Sump Publishing, 2014 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://sumpmagazine.com/classic-bike-workshop/triumph-t140-primary-belt-failure.htm>
- [6] Odstředivá spojka. Wikipedie: Otevřená encyklopedie [online]. MediaWiki, 14.1.2017 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Odstředivá_spojka
- [7] Bike Advice [online]. BikeAdvice, 2013 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://bikeadvice.in/ducati-dry-clutch/>
- [8] DRBAL, M. Spojka vozu Formule Student Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Janoušek.
- [9] Automatické převodovky na motocyklech. Motorkari.cz [online]. Praha: Motorkari, 2001, 5.12.2012 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/automaticke-prevodovky-na-motocyklech-23379.html>
- [10] ABDO, Edward. Modern Motorcycle Technology. 3er ed. Cengage Learning, 2012. ISBN 978-1305497450.
- [11] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů. díl 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2004, 661 s. : il. ISBN 80-239-1601-7.
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s.: il.; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] DRÁPAL, J. Návrh technologie výroby komponentu spojky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Oskar Zemčík, Ph.D.
- [14] FÜRBAACHER, I.; Macek, K.; Seidl, J. a kolektiv: Lexikon technických materiálů, svazek 4., Praha: Verlag Dashöfer, 2001

- [15] HORNÍKOVÁ, Jana a Pavel ŠANDERA. Pružnost a pevnost [online]. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003 [cit. 2018-05-10]. ISBN 80-7204-268-8. Dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [16] KUČERA, P. Pevnostně deformační analýza uchycení filtru pevných částic na traktoru Zetor Forterra. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [17] BELHÁČ, J. Srovnání vybraných mechanických vlastností slitin hliníku a konstrukčních ocelí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. František Vlašic.
- [18] Fatigue Modifying Factors. [Www.roymech.co.uk](http://www.roymech.co.uk) [online]. [cit. 2018-05-10]. Dostupný z: http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/FAT_Mod_factors.html
- [19] CCSteels: 14NiCr14. HaiHong International Trade [online]. China: HaiHong, 2005, 2015 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: http://www.ccsteels.com/Structural_steel/1350.html
- [20] SKULA, L. Manuální převodovky motorových vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 51 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[m]	Šířka ozubení
D	[m]	Vnější průměr
d	[m]	Vnitřní průměr
d_a	[m]	Průměr hlavové kružnice
d_e	[m]	Efektivní rozměr
E	[GPa]	Modul pružnosti
F	[N]	Síla
f_g	[-]	Korekční součinitel
f_t	[-]	Třecí koeficient
F_t	[N]	Obvodová síla
G	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku
i	[-]	Převodový poměr
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
k_a	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatížení
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_o	[-]	Součinitel bezpečnosti únavy
K_v	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
$L0$	[m]	Volná délka pružiny
$L1$	[m]	Pracovní délka pružiny
m	[-]	Modul ozubení
M_k	[Nm]	Točivý moment motoru
M_t	[Nm]	Třecí moment spojky
na	[-]	Počet činných závitů pružiny
nk	[min-1]	Otáčky kola
q	[-]	Vrubová citlivost
q	[-]	Poměr mezi rychlostními stupni
rd	[m]	Dynamický poloměr kola
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Mez kluzu

S_F	[-]	Bezpečnost vůči únavovému lomu
S_H	[-]	Únavová bezpečnost v dotyku
u	[-]	Převodové číslo
v	[km/h]	Rychlost
Y	[-]	Upravený Lewisův součinitel
z	[-]	Počet zubů
z	[-]	počet zubů ozubeného kola
ZE	$[\sqrt{\text{MPa}}]$	Součinitel mechanických vlastností
α	[-]	Součinitel koncentrace napětí
β	[-]	Součinitel vrubu
Δx	[m]	stlačení
η	[-]	Součinitel vlivu velikosti
μ	[-]	Poissonova konstanta
ν	[-]	Součinitel spolehlivosti
σ	[MPa]	Napětí
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_c^*	[MPa]	Mez únavy reálné součásti
σ_F	[MPa]	Napětí v patě zubu
σ_H	[MPa]	Hertzovo kontaktní napětí
σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_{oc}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
χ_R	$[\text{mm}^{-1}]$	Poměrný gradient



SEZNAM PŘÍLOH