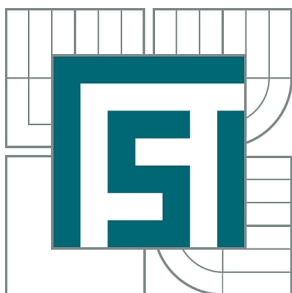


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ŘADICÍHO MECHANISMU BEZPRODLEVOVÉ PŘEVODOVKY

ZEROSHIFTING TRANSMISSION MECHANISM DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. IVO MIČOLA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ivo Mičola

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 řadicího mechanismu bezprodlevové převodovky

v anglickém jazyce:

Zeroshifting Transmission Mechanism Design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadanou převodovku proveďte návrh bezprodlevového řadicího mechanismu.

Cíle diplomové práce:

- 1) Proveďte přehled stávajících řešení sekvenčních a bezprodlevových převodovek.
- 2) Pro zadanou převodovku proveďte konstrukční návrh řadicího mechanismu.
- 3) Proveďte dostupnou pevnostní analýzu vybraných prvků řadicího ústrojí.
- 4) Proveďte zhodnocení Vašeho navrhovaného řešení a navrhnete možné modifikace.

Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT v Brně 1992
- [2] DOČKAL, A. Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise, 2003. PHD Thesis. VUT v Brně.
- [3] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. Praha, 2007. PHD Thesis. ČZU Praha.
- [4] ANSYS Release 13.0 Tutorials [online], 2012, poslední revize 18. 10. 2012. Dostupné z: <http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/130/ans_tut.pdf>Release 14
- [5] PTC LearningConnector [online], Parametric Technology Corporation, 2012, poslední revize 20. 11. 2013. Dostupné z: <http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>

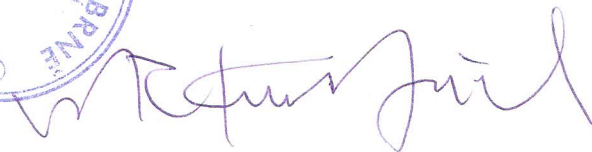
Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 3.10.2013



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou bezprodlevového řazení u převodovek. První část je věnována teoretickému úvodu. Následuje komplexní postup od dynamiky vozidla, volby převodových poměrů, přes využití reverzního inženýrství pro modelování vnitřního prostoru skříně převodovky, až po samotný konstrukční návrh vnitřních součástí a jejich pevnostní analýzu. Navíc by touto prací měla být alespoň částečně vyplněna mezera v dostupné literatuře, ke které má přístup široká veřejnost.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodovka, vývoj, ZEROSHIFT, jízdní odpory, pilový diagram, 3D skener, Creo, modální analýza, metoda LSA, optimalizace, ANSYS WORKBENCH

ABSTRACT

This thesis deals with no delay gear shifting. The first part is devoted to theoretical introduction. The next part describes comprehensive approach to vehicle dynamics, the choice of gear ratios, the use of reverse engineering to model the interior of the gear housing and the actual structural design of the internal components and strength analysis. Moreover, this work should fill the gap in the available literature which is publicly accessible.

KEYWORDS

Gearbox, progression, ZEROSHIFT, rolling resistance, shift point chart, 3D scanner, Creo, modal analysis, LSA method, optimization, ANSYS WORKBENCH.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MIČOLA, I. *Návrh řadičho mechanismu bezprodlevové převodovky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 114 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2014

.....

Ivo Mičola



PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům, kteří mi umožnili studovat na vysoké škole a díky kterým jsem měl možnost poznat řadu osobnostní, jež do jisté míry ovlivnily mé názory na dnešní společnost. Velké díky patří i mé přítelkyni Veronice, která pro mě byla po celou dobu studia velkou oporou. A v neposlední řadě děkuji svému vedoucímu Ing. Davidu Svídovi Ph.D za jeho odborné rady a přínosné připomínky během zpracování této diplomové práce, jakožto i celému kolektivu ÚADI. Ještě bych chtěl na tomto místě poděkovat Ing. Petru Šimkovi za praktické rady, kterými mi v mnoha ohledech velice pomohl.

OBSAH

Úvod	11
1 Konstrukční řešení převodovek	12
1.1 Rozdělení převodovek	12
1.1.1 Změna převodového poměru	12
1.1.2 Druh řazení rychlostních stupňů	13
1.1.3 Druhy převodů	13
1.2 Možnosti přímého řazení u stupňových převodovek	14
1.3 Odloučené řazení stupňových převodovek	15
1.4 Způsob řazení rychlostních stupňů uvnitř převodové skříně	16
1.4.1 Převodovky s ozubenými koly bez synchronizace	16
1.4.2 Převodovky s řadicími zubovými spojkami	17
1.4.3 Převodovky s řadicími spojkami se synchronizací	17
2 Vybrané převodovky řazené při zatížení	19
2.1 Bezprodlevové převodovky	19
2.1.1 Dvouspojková převodovka DSG	19
2.1.2 Planetové převodovky	20
2.1.3 Zeroshift	22
2.1.4 Automatické převodovky	26
3 Vybrané bezsynchronní převodovky	29
3.1 Hewland	29
3.2 Sekvenční převodovky	29
4 Rozdíly mezi jednotlivými převodovkami	32
5 Dynamický model zkušebního vozidla	33
5.1 Jízdní odpory	34
5.1.1 Valivý odpor	34
5.1.2 Vzdušný odpor	35
5.1.3 Odpor stoupání	38
5.1.4 Odpor zrychlení	40
5.1.5 Celkový jízdní odpor	41
5.2 Návrh odstupňování převodových stupňů	42
5.2.1 Charakteristika motoru	44
5.2.2 Simulace jízdní zkoušky	46
5.3 Dynamická charakteristika vozidla	51
5.3.1 Trakční diagram	51
5.3.2 Pilový diagram	52

6	Konstrukční řešení převodové skříně	54
6.1	Funkční rozměry	54
6.2	Vytvoření 3D modelu vybraného dílu skříně převodovky	55
6.2.1	Skener Atos 2M	55
6.2.2	Skenování skříně převodovky	56
6.2.3	Model v prostředí Creo 2.0 parametric	61
7	Návrh a výpočet vnitřních částí převodovky	63
7.1	Ozubená kola	63
7.1.1	Volba modulu a materiálu	64
7.1.2	Volba vybraných vstupních hodnot	65
7.1.3	Postup výpočtu ozubeného soukolí třetího rychlostního stupně	65
7.2	Hřídele	70
7.2.1	Hnací hřídel	70
7.2.2	Hnaný hřídel	71
7.2.3	Spojení hřídele s nábojem	71
7.3	Ložiska	73
7.3.1	Hlavní ložiska	73
7.3.2	Ložiska pro volně uložená ozubená kola	73
8	Model vnitřních částí převodovky	75
8.1	Hnací hřídel	75
8.2	Hnaný hřídel	76
8.3	Ozubená kola	77
8.4	Řadící mechanismus	78
8.4.1	Jádro	79
8.4.2	Přesuvníky	79
8.4.3	Táhla	80
8.5	Sestava koncepčního návrhu celé skříně	80
9	Pevnostní analýza vybraných prvků	82
9.1	Modální analýza hřídelů	83
9.1.1	Hnací hřídel	83
9.1.2	Hnaný hřídel	84
9.2	Kombinované namáhání hřídelů	85
9.3	Metoda LSA (Local Stress Analysis)	85
9.3.1	Namáhání	86
9.3.2	Vliv pravděpodobnosti přežití	88
9.3.3	Vliv velikosti	88

9.3.4	Poměrný gradient, korekční součinitel	88
9.3.5	Určení napětí.....	90
9.3.6	Součinitel únavové bezpečnosti.....	92
9.4	Analýza namáhání řadícího mechanismu	94
9.4.1	Vstupní parametry	94
9.4.2	Výsledky původního koncepčního návrhu	95
9.4.3	Změna geometrie	96
9.4.4	Analýza upravené geometrie	98
9.4.5	Vliv deformací a nepřesností na axiální sílu vyvolanou na přesuvník	99
9.4.6	Defekt na přesuvníku.....	101
Závěr		102
Seznam použitých zkratk a symbolů		108
Seznam příloh		114



ÚVOD

Jaké existují limity v konstrukci automobilových převodovek? Je možné dosáhnout mechanické účinnosti tohoto převodového ústrojí blížící se 100%? Lze, aby při řazení nedocházelo k poklesu hnací síly přenášené na kola vozidla? Nejen tyto otázky stály v pozadí výběru tématu mé diplomové práce. Další motivací byl i průběh studia magisterského oboru na Ústavu automobilového inženýrství a celkové povědomí, které je o moderních automobilových převodovkách. Zejména pro česky psanou literaturu existuje velice úzké spektrum zdrojů, které navíc neobsahují nejnovější poznatky tohoto odvětví, a pro širokou veřejnost tak vzniká oblast, kde přístup k informacím tvoří zejména internetová fóra a příspěvky do různých časopisů, ale již zde není daný problém řešen do hloubky. Ačkoliv se objevují animace a modely různých řadicích mechanismů, jsou vůbec tyto modely schopny fungovat v reálu a plnit náročné požadavky kladené na převodovky?

Tato diplomová práce by proto měla být zaměřena na koncepční návrh řadicího mechanismu bezprodlevové převodovky. V praxi to znamená, že působení točivého momentu od motoru na kola bude mít kontinuální průběh. Základ bude postaven na přestavbě stupňové převodovky aplikované do modelového vozidla daných parametrů.

Propojením moderních přístupů bych chtěl dosáhnout výsledku v podobě matematického modelu, na který bude aplikován dynamický model zkušebního vozidla a dojde k návrhu převodových poměrů. Dále bude provedena analýza skříně převodovky pomocí reverzního inženýrství v podobě 3D skenování vnitřního prostoru, do kterého budou navrženy vnitřní části převodovky a celý tento koncept bude podložen příslušnými výpočty vzhledem ke způsobu namáhání jednotlivých dílů.



1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVEK

I když lze v současné době tvrdit, že pístové spalovací motory ve vozidlech dosáhly konstrukčně téměř svého vrcholu, neustále musíme mít na paměti, že tyto motory jsou schopny pracovat jen v určitém omezeném intervalu provozních otáček. Aby bylo možno dokonale využívat oblast plného výkonu motoru za všech jízdních podmínek, je nezbytné se zaměřit mimo jiné i na konstrukci převodovek. Ty mají ve vozidlech obrovský význam, jelikož zajišťují hned několik důležitých faktorů, bez nichž by bylo vozidlo téměř nepohyblivé. Jedná se zejména:

- o plynulý přenos a změnu točivého momentu motoru (akcelerace / decelerace),
- o změnu smyslu otáčení hnacích kol vozidla (zpětný chod),
- o možnost chodu motoru naprázdno při stojícím vozidle (neutrál).

Další požadavky, jež jsou kladeny na převodovky:

- vysoká životnost a spolehlivost,
- vysoká mechanická účinnost,
- kompaktnost,
- minimalizace rozměrů a hmotnosti,
- optimalizace odstupňování a rozsahu rychlostních stupňů,
- snižování vibrační a hlukových emisí.

Pokud dochází během technického života převodovek ke správnému zacházení a údržbě, lze tuto část převodového ústrojí považovat za jednu z nejméně poruchových.

1.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK

Díky technickému pokroku můžeme ve vozidlech nalézt velké množství různých konstrukčních řešení převodovek, které lze ovšem rozdělit do tří základních skupin:

- rozdělení podle způsobu změny převodového poměru,
- rozdělení podle druhu řazení rychlostních stupňů,
- rozdělení podle druhu převodů.

1.1.1 ZMĚNA PŘEVODOVÉHO POMĚRU

U současně používaných převodovek dochází ke změně převodového poměru dvěma způsoby. Jednak může být změna postupná a nebo plynulá.

Stupňové převodovky - jde o klasické převodovky s čelními ozubenými koly a nebo převodovky planetové. Při řazení dochází vždy k přerušení přenosu hnacího momentu.



Plynulé převodovky - ke změně převodového poměru dochází plynule v závislosti na jízdním režimu a nedochází k přerušení přenosu hnacího momentu. Do této skupiny patří např. hydrostatické, elektrické nebo řemenové převodovky.[1]

1.1.2 DRUH ŘAZENÍ RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

Mezi další kritéria pro rozdělení převodovek patří způsob řazení rychlostních stupňů. Postupem času došlo k posunu od klasických manuálně řazených převodovek až k plně automatickým.

Manuální převodovky - ke změně rychlostních stupňů je zapotřebí vlastní síly řidiče, kterou působí jednak na spojkový pedál, ale i na řadicí páku.

Poloautomatické převodovky - tyto převodovky bývají označovány jako **nepřímo řazené**, protože ke změně rychlostního stupně je potřeba kromě určitého pohybu řidiče i přídavného zařízení jako např. tlaku vzduchu nebo kapaliny, elektromagnetické síly nebo síly od pružin. Těchto převodovek je hojně používáno u nákladních vozidel, kdy by bylo potřeba vyvinout enormní síly pro řazení.

Automatické převodovky - automatické převodovky fungují na principu **samočinné** změny rychlostního stupně v závislosti na provozních podmínkách vozidla. Řídicí jednotka vyhodnocuje vstupní parametry jako zatížení motoru, jízdní odpory, polohu akceleračního pedálu atd. a podle toho sama mění rychlostní stupně. Více viz. **kap. 2.1.4.** [1]

1.1.3 DRUHY PŘEVODŮ

Nejpoužívanějšími převodovkami jsou stále **převodovky předlokové**. Tyto jsou tvořeny čelními ozubenými koly, která jsou uložena na hřídeli.

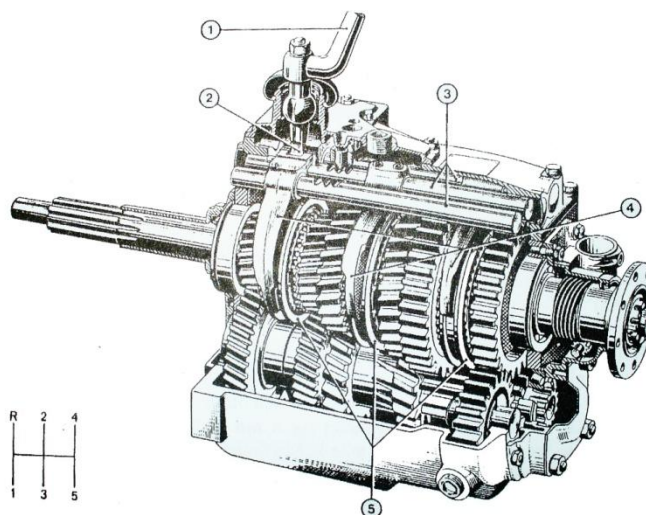
- Dvuhřídelové převodovky - točivý moment je přenášen pro každý rychlostní stupeň vždy jen jedním párem ozubeného soukolí.
- Tříhřídelové převodovky - převod je tvořen párem ozubených kol pro příslušný rychlostní stupeň a soukolím stálého záběru.
- Rozdělovací převodovky - již z názvu je patrné, že tyto převodovky slouží k rozdělení točivého momentu mezi jednotlivé nápravy.
- Vícenásobné převodovky - největší uplatnění vícenásobných převodovek nalezneme u užitkových vozidel, kde je potřeba maximálně využít výkonový potenciál motoru.
- Planetové převodovky - nespornou výhodou je neustálý záběr všech ozubených kol, kdy je možné realizovat řazení při zatížení.

Dále existují převodovky s plynule měnitelným převodem (CVT- Continously Variable Transmission), kde je typickým rysem použití speciálního řemenu a dvojce kuželových řemenic. Výhodou je řazení bez rázů a ztráty výkonu. Následují ještě převodovky hydrostatické, s hydrodynamickým a nebo elektrickým měničem. [1],[2]

1.2 MOŽNOSTI PŘÍMÉHO ŘAZENÍ U STUPŇOVÝCH PŘEVODOVEK

U stupňových převodovek s přímým řazením existuje několik možností, jakým způsobem dojde ke změně rychlostních stupňů. Vždy se ale bude jednat o přenos síly řidiče na řadící páku, která vykonává volicí a řadící pohyb. Volícím pohybem se rozumí výběr řadící objímky, která se má zařadit a řadící pohyb uvede do záběru určené ozubené soukolí.

- **Kulové řazení:** Řadící páka je u tohoto systému uložena na kulovém čepu v ložiskovém víku. Pohyb čepu v podélné a příčné rovině umožňuje řazení rychlostí ve známém schématu písmene **H**. Ve skříni převodovky jsou uloženy řadící tyče a na nich připevněny řadící vidlice, ovládající řadící objímky. Schéma převodovky s uložením kulového čepu ve víku převodovky je znázorněno na **Obr. 1.1**.

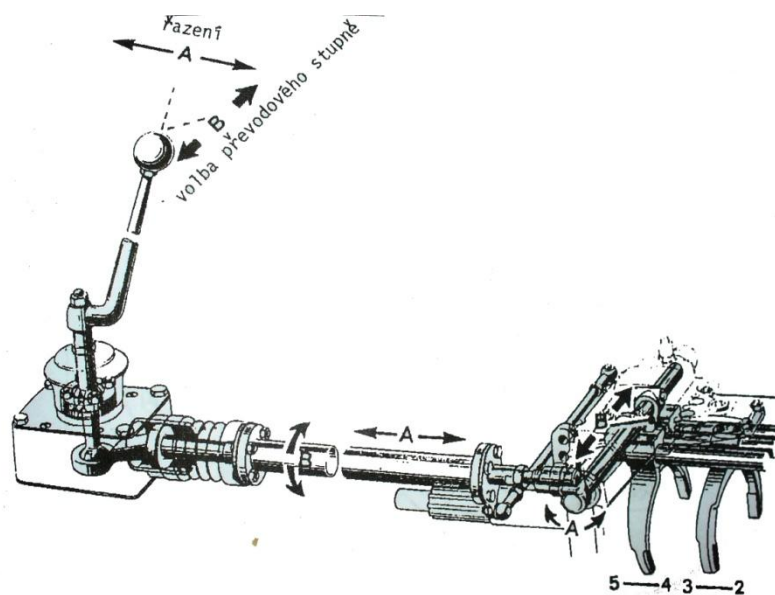


Obr. 1.1 Schéma převodovky s řadící pákou na víku převodovky:
1- řadící páka, 2- řadící palec, 3- vodící tyče, 4- posuvná vidlice, 5- řadící
objímky [1]

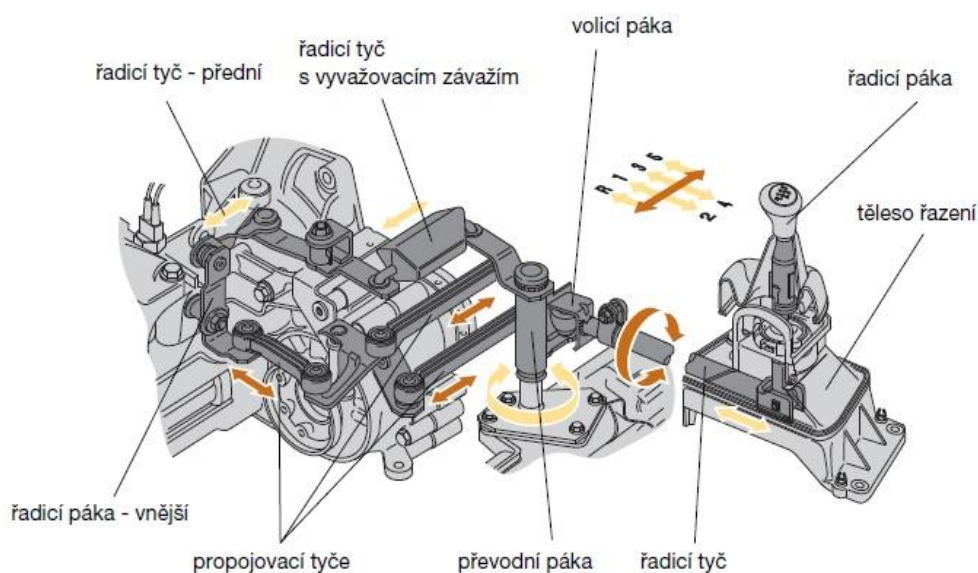
- **Kulisové řazení:** U kulisového řazení je řadící páka přichycena na válcovém čepu a vedena kulisou, která je umístěna vně převodovky. Pohyb páky je potom umožněn ve dvou rovnoběžných rovinách.[1]

1.3 ODLOUČENÉ ŘAZENÍ STUPŇOVÝCH PŘEVODOVEK

Jestliže koncepce vozidla využívá uložení motoru a převodovky u zadní nápravy, je třeba, aby řazení probíhalo prostřednictvím spojovacího hřídele, viz. **Obr. 1.2**, pomocí táhel nebo tyčí - **Obr. 1.3**.



Obr. 1.2 Dálkové mechanické ovládání převodovky pomocí otočného hřídele [1]



Obr. 1.3 Řadící ústrojí převodovky 02K [5]

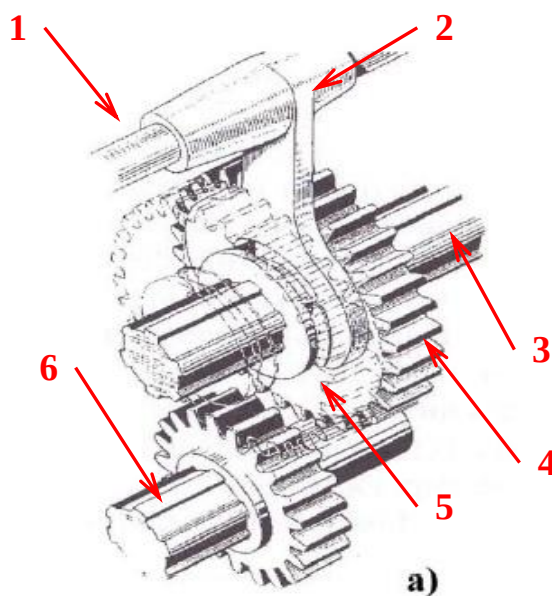
K převodovkám s odloučeným řazením lze přiřadit ještě převodovky s postupným řazením neboli sekvenční. U těchto převodovek došlo k oproštění od klasického schématu řazení z kulisy do **H** na řazení rychlostí postupně za sebou. Problematicke sekvenčních převodovek je věnována celá **kap. 2.2.2**. [1]

1.4 ZPŮSOB ŘAZENÍ RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ UVNITŘ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Jedním z pohledů na řazení, je způsob ovládání a princip funkce mechanismů vedoucích do převodové skříně. Tím druhým je samotný proces, který se odehrává uvnitř převodovky. Pokud se budeme zabývat jen vybranou skupinou předlokových převodovek, tak základní myšlenkou tohoto procesu je přesun ozubených kol do záběru a dosažení požadovaného převodového poměru. K tomu, aby se ozubení dostalo do záběru a byl umožněn přenos točivého momentu, je potřeba určitého mechanismu.

1.4.1 PŘEVODOVKY S OZUBENÝMI KOLY BEZ SYNCHRONIZACE

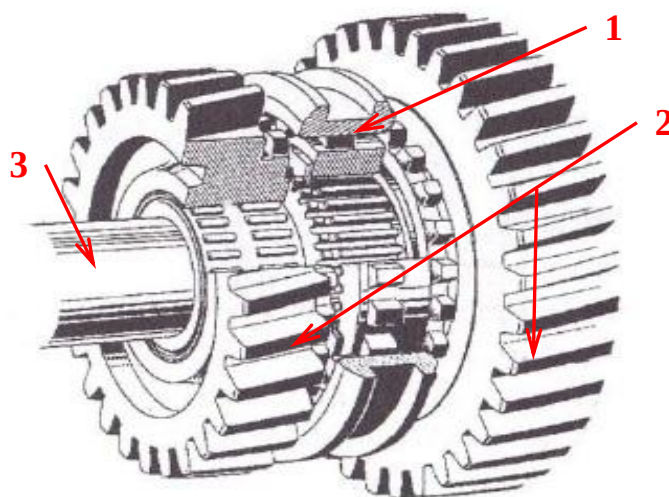
Jde o nejjednodušší a také nejstarší způsob, jakým dochází ke změně převodových stupňů. Dnes se tyto převodovky u motorových vozidel již nepoužívají. Jediné využití můžeme nalézt u řazení zpětného chodu. Ozubená kola jsou u převodovek bez synchronizace uložena na drážkovaném hnacím hřídeli a přesunutím pomocí řadících vidlic do pozice záběru s ozubeným kolem předlohového hřídele dochází k přenosu točivého momentu. Jedná o styk dvou čelních ozubených kol s přímými zuby, proto je záběr tvrdý a je nezbytné, aby při řazení došlo k vyrovnání obvodových rychlostí. Právě zde bylo hojně používáno řazení s meziplynem a dvojí vyšlápnutí spojky. Na **Obr. 1.4** je znázorněna část mechanismu řazení s ozubenými koly. [1],[2],[6]



Obr. 1.4 Schéma řazení ozubenými koly:
1- řadící tyčka, 2- řadící vidlice, 3- hnací hřídel,
4- ozubené kolo volné, 5- označení ozubení v
záběru, 6- předlohový hřídel [1]

1.4.2 PŘEVODOVKY S ŘADICÍMI ZUBOVÝMI SPOJKAMI

Výsledkem konstrukce převodovek se zubovými spojkami bylo jednoznačné zjednodušení řazení. Zubová spojka má totiž menší průměr, než samotné ozubené kolo, a proto jsou i nižší obvodové rychlosti, které se musejí vyrovnávat. Velikost této rychlosti je přímo úměrná poloměru. Další výhodou je snížení času pro přeřazení, jelikož ozubená kola jsou spolu v neustálém záběru, kdy ozubení na hnacím hřídeli je uloženo otočně na kluzných nebo valivých ložiskách. Na předlohovém hřídeli jsou ozubená kola uložena napevno. K přenosu momentu slouží posuvně uložený přesuvník, kterým pohybuje řadicí vidlice v axiálním směru. Kontaktem zubových spojek přesuvníku a ozubeného kola dojde k uzavření řetězce přenosu momentu. Schéma řazení je zobrazeno na **Obr. 1.5**. Základy tohoto druhu řazení by měly sloužit jako výchozí podklady pro zpracování řadicího mechanismu bezprodlevové převodovky. [1]

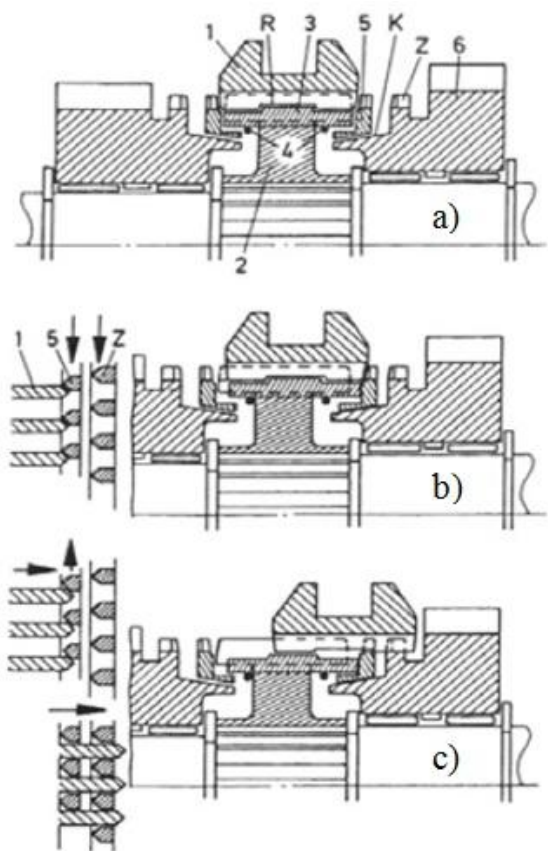


Obr. 1.5 Schéma řazení přesuvníkem se zubovou spojkou:
1- přesuvník, 2- ozubená kola hnacího hřídele, 3- hnací hřídel[1]

1.4.3 PŘEVODOVKY S ŘADICÍMI SPOJKAMI SE SYNCHRONIZACÍ

Nejširší zastoupení předlohových převodovek v dnešním automobilovém průmyslu využívá systému synchronizace. Na základě tření mezi kónickými plochami synchronizačních kroužků a spojkami příslušných ozubených kol dochází k vyrovnání obvodových rychlostí spojovaných částí. Postupně se přecházelo z jednoduché synchronizace s pružně omezenou přitlačnou silou na synchronizaci cloněnou, kde existuje několik způsobů, jak jištění dosáhnout:

- Jištěná synchronizace s clonícím kroužkem, viz. **Obr. 1.6, Obr. 1.7, Obr. 1.8**.
- Blokovací synchronizace neboli systém Porsche s přitlačnou silou řízenou servomotory.
- Dvojitá synchronizace se dvěma kroužky používaná např. u vozů VW.
- Vnější synchronizace- systém Mercedes- Benz.



Pozice a) : je vyznačená neutrální poloha řadící objímky (1).

Pozice b) : znázorňuje vysunutí řadící objímky (1) přes jistící tělíska (3) synchronizačního kroužku (5) na třecí kužel (K). U synchronizačního kroužku (5) dojde k natočení do krajní polohy, tím začíná působit tření mezi dosedacími plochami. Ozubení synchronizačního kroužku (5) zabráňuje dalšímu pohybu řadící objímky (1).

Pozice c) : Vlivem tření dochází k vyrovnávání obvodových rychlostí mezi tělesem (2) a ozubeným kolem (6). Dochází k zasunování řadící objímky (1), zpětnému pootočení synchronizačního kroužku (5) a záběru v ozubení unašeče (Z). Rychlostní stupeň je zařazen.[1]

Obr 1.6 Schéma s vyznačeným principem funkce jištění synchronizace s blokovacím kroužkem [1]



Obr. 1.7 Synchronizační zařízení Borg - Warner [2]



Obr. 1.8 Synchronizační zařízení Peugeot 206: 1- jádro spojky, 2- dosedací plocha pojistné kuličky, 3- drážka pro řadící vidlici, 4- vnitřní ozubení objímky, 5- unášecí ozubení, 6- clonící kroužek, 7- díra pro pojistnou pružinu.



2 VYBRANÉ PŘEVODOVKY ŘAZENÉ PŘI ZATÍŽENÍ

S myšlenkou řazení rychlostních stupňů při zatížení, tzn. bez přerušení hnací síly vozidla, přicházeli konstruktéři již v období před druhou světovou válkou. K realizaci této myšlenky ovšem došlo až v 80. letech 20. století, kdy firma Porsche představila svou převodovku PDK (Porsche Doppelkupplung).

Uvedení těchto převodovek do provozu znamenalo značné usnadnění, ale i zpříjemnění řízení. Při řazení rychlostí totiž nedochází k přerušení dodávky paliva, tím pádem k přerušení toku hnací síly, a jízda se tudíž stává plynulejší. Navíc lze řazení provádět v oblasti maximálního výkonu motoru, což je zejména pro závodníky jedno z nejdůležitějších kritérií.

2.1 BEZPRODLEVOVÉ PŘEVODOVKY

Přístupů, jak dosáhnout téměř kontinuálního toku točivého momentu, existuje několik. Základní rozdělení bezprodlevových převodovek může být následující:

- Dvoutoká převodovka DSG
- Planetová převodovka
- Zeroshift převodovka
- Automatické převodovky, příp. převodovka CVT

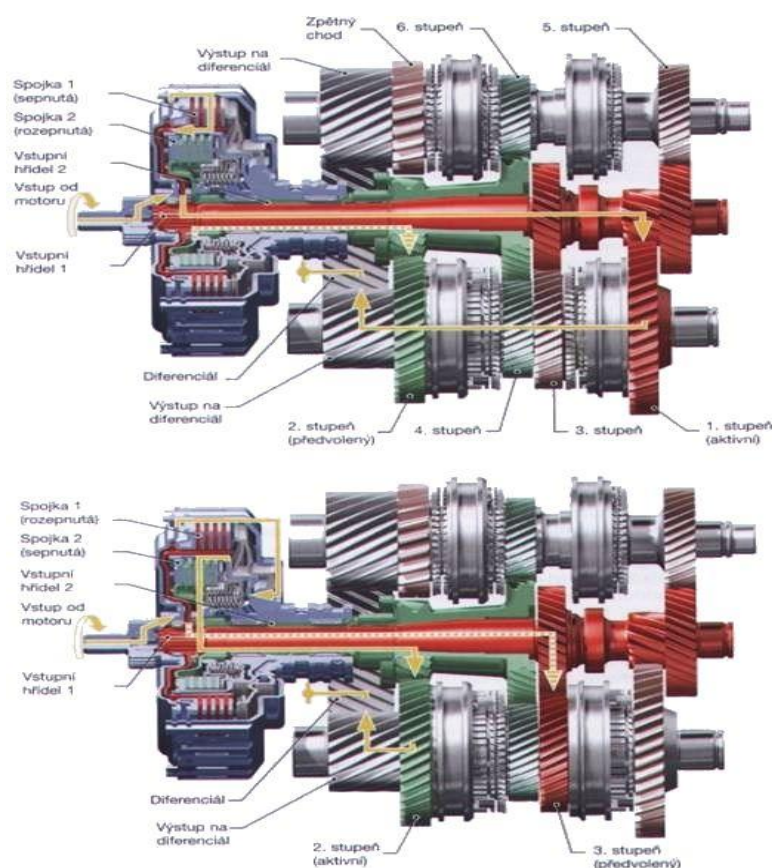
2.1.1 DVOUSPOJKOVÁ PŘEVODOVKA DSG

Převodovka DSG (Direct Shift Gearbox) se poprvé objevila v roce 2002 při závodech F1. Základ tvoří dvě, paralelně uspořádané dvouhřídelové převodovky. Pokud se zaměříme na vnitřní uspořádání, je patrné hned několik anomálií:

- 1) Dvě aktivní vícelamelové spojky, pracující **závisle** na sobě.
- 2) Použití dvou vstupních hřídelů, kdy jeden je dutý a druhý prochází skrz něj.
- 3) Dva předlokové hřídele, kdy na jednom jsou uložena ozubená kola lichých rychlostních stupňů a na druhém zase sudých.

Princip funkce DSG převodovky se zvýrazněným tokem točivého momentu je znázorněn na **Obr. 2.1**. Jedná se o rozjezd z nulové počáteční rychlosti. Při dosáhnutí optimálních otáček pro přeřazení dochází k postupnému rozepínání spojky **č.1** a současněho zapínání spojky **č.2**. Přejed je plynulý a nedochází tudíž k přerušení toku hnací síly na kola. Jakmile dojde k úplnému sepnutí spojky **č.2**, elektrohydraulický modul vyhodnotí situaci a předvolí další rychlostní stupeň. Čas, uváděný pro přeřazení je rozmezí 0,3 - 0,4 s. Pokud je ale potřeba řadit rychlosti o dva a více stupňů, převodovka si tuto operaci rozděluje na více kroků a řazení trvá cca 0,9 s. [24],[25]

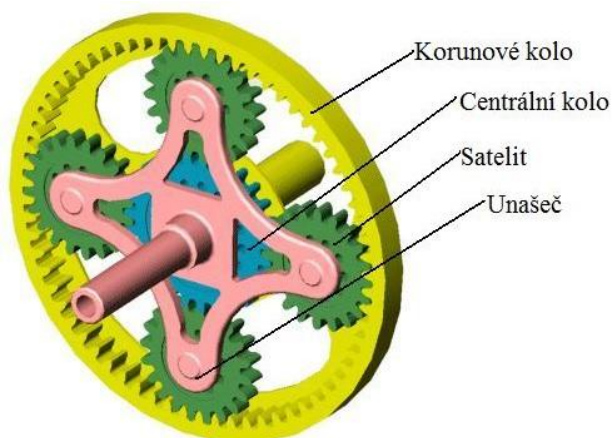
Nevýhodou dvoutokých převodovek jsou jejich hmotnost a rozměry, proto jsou již v dnešní době nahrazovány účinnějšími systémy řazení.



Obr. 2.1 Princip funkce převodovky DSG [24]

2.1.2 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Planetové převodovky také patří do skupiny bezprodlevových převodovek. Konstrukčně se nejedná o klasickou předlohou převodovku, ale o kompaktní systém, **Obr. 2.2**, složený z centrálního kola, satelitů - připevněných na unašech, a korunového kola.



Obr. 2.2 Jednoduché planetové soukolí [26]



Jedno planetové soukolí umožňuje realizovat 7 převodových poměrů. Aby bylo možné vůbec přenášet točivý moment, musí být jedny z otáček nulové. Např. pro případ nulových otáček korunového kola je možné dosáhnout tzv. velké redukce nebo velkého rychloběhu, viz. **Obr. 2.3**.

Základní kinematické rovnice:

$$n_k = 0, \quad (1)$$

$$n_k z_k + n_c z_c = n_u (z_k + z_c), \quad (2)$$

$$n_c z_c = n_u (z_k + z_c), \quad (3)$$

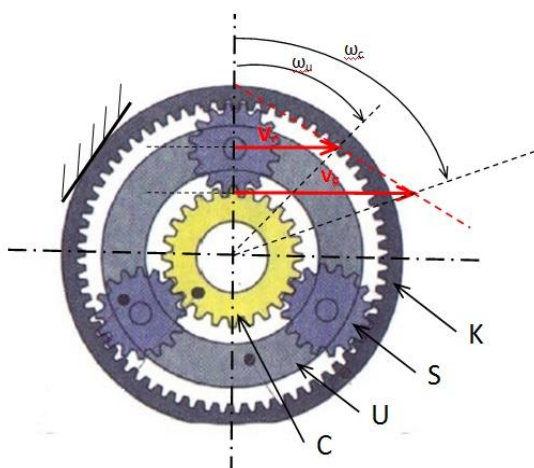
$$i_{c,u}^k = \frac{n_c}{n_u} = \frac{z_k + z_c}{z_c} = K + 1, \quad K + 1 > 0 \quad (4)$$

$$i_{u,c}^k = \frac{n_u}{n_c} = \frac{z_c}{z_k + z_c} = \frac{1}{K + 1}, \quad 0 < \frac{1}{K + 1} < 1 \quad (5)$$

$$\frac{z_k}{z_c} = K, \quad (6)$$

kde:

n_k	$[\text{min}^{-1}]$	- otáčky korunového kola ,
n_c	$[\text{min}^{-1}]$	- otáčky centrálního kola ,
n_u	$[\text{min}^{-1}]$	- otáčky unašeče ,
z_k	$[-]$	- počet zubů korunového kola,
z_c	$[-]$	- počet zubů centrálního kola,
z_u	$[-]$	- počet zubů satelitu ,
K	$[-]$	- vnitřní převodový poměr planetové jednotky ,
$i_{c,u}^k$	$[-]$	-převodový poměr, kdy přivedeme točivý moment na C a odebíráme z U => VELKÁ REDUKCE ,
$i_{u,c}^k$	$[-]$	- převodový poměr, kdy přivedeme točivý moment na U a odebíráme z C => VELKÝ RYCHLOBĚH .



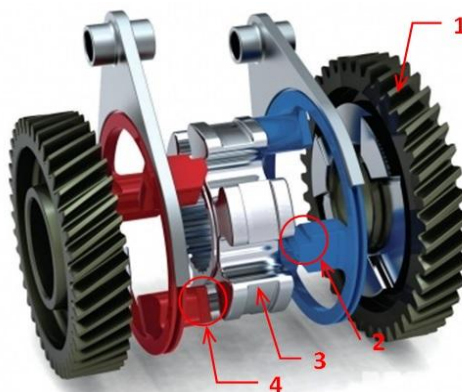
Obr. 2.3 Znáznornění průběhu rychlostí pro $n_k = 0$:
K- korunové kolo, **S**- satelit, **U**- unašeč, **C**- centrální
 kolo, ω - úhlová rychlost, v - obvodová rychlost [8]

Jelikož je přiváděný točivý moment rozveden z centrálního kola na několik satelitů, dochází k rovnoměrnějšímu rozložení sil na ozubení. Proto je možné volit menší modul. V praxi se většinou používají dvě a více planetových soukolí, aby bylo možno lépe odstupňovat převodové stupně. Takové uspořádání umožňuje řazení tří rychlostí vpřed a jedné zpět. Největší využití planetových převodovek v současnosti najdeme u automatických převodovek ve spolupráci s hydrodynamickým měničem, u hydrostatických převodovek, diferenciálů nebo rozvodovek.

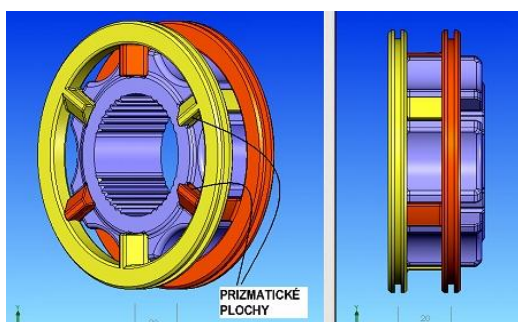
2.1.3 ZEROSHIFT

Zeroshift je především název britské společnosti, jež se zabývá návrhem a konstrukcí převodovek řazených při zatížení a s plynulou změnou převodového poměru. Konstrukce vychází z předlokové převodovky, kdy jsou nahrazeny prvky klasické synchronizace, systémem jader a přesuvníků. Názorná ukázka uspořádání je na **Obr. 2.4**. Na každém z přesuvníků jsou řadící kameny opatřeny dvěma typy úkosů. Negativní úkos zabezpečuje vyřazení přesuvníku ze záběru a kladný úkos udržuje přesuvník v záběru. I když se jedná o kontinuální změnu převodu bez přerušení toku momentu, je i tato změna rozfázována do čtyř základních kroků. Při řazení je důležitá i výchozí poloha přesuvníků, která může být buď v krajních polohách jádra a nebo u středu.[27],[28]

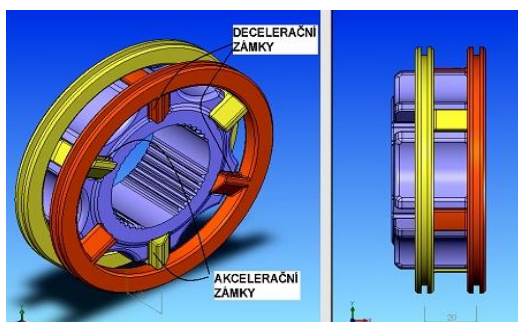
Pro přiblížení řazení při akceleraci slouží **Obr. 2.5**. Jedná se o přechod pouze o jeden rychlostní stupeň. V praxi je řazení zabezpečeno elektronicky, hydraulicky nebo pomocí vzduchu, a spolupracuje s automatizovanou suchou spojkou. Tyto skutečnosti umožňují široké využití jednak u vozidel, ale i motocyklů.



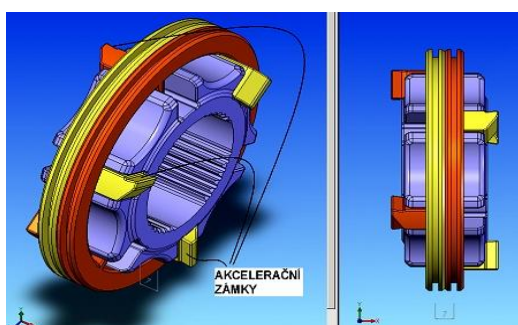
Obr. 2.4 Možné uspořádání s přesuvníky v krajní poloze jádra:
1- ozubené kolo se zubovou spojkou- volně uložené, 2-řadící kámen s akceleračním zámekem, 3- jádro s vnitřním drážkováním, 4- řadící kámen s deceleračním zámekem [31].



1. krok: Oba přesuvníky spojují levé hnané kolo s jádrem, a to jak na akcelerační (oranžová), tak i decelerační (žlutá) straně.



2. krok: Levé hnané kolo je zařazené, žlutý, decelerační přesuvník je odlehčen a začíná se přesouvat k pravému kolu, které se vůči levému otáčí rychleji.



3. krok: Dojde ke kontaktu žlutých kamenů se zubovou spojkou pravého kola a jádro se začne otáčet rychleji vůči kolu levému. Pomocí decelerační hrany dojde k vyřazení oranžového přesuvníku mimo záběr s levým kolem.

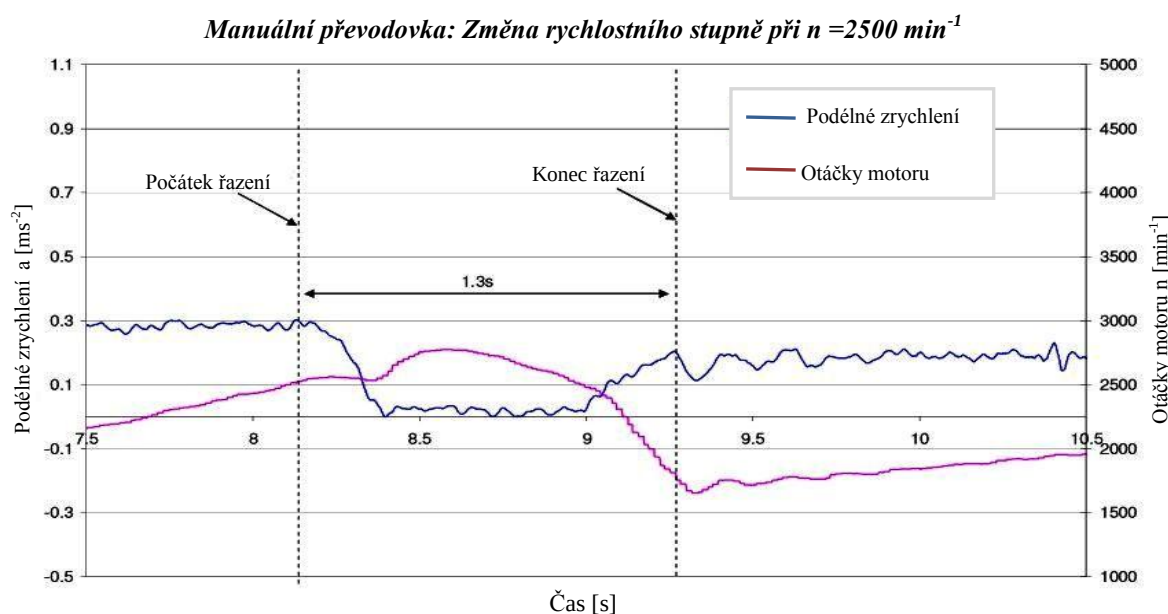
4. krok: V poslední fázi se dorazí oranžový přesuvník k pravému kolu a zajistí tak převod i pro deceleraci.[27]

Obr. 2.5 Rozfázované řazení pomocí dvou přesuvníků [27]

Výše zmíněný způsob řazení popisuje stav mezi dvěma sousedními rychlostními stupni. K jistým komplikacím může dojít v případě řazení rychlostí mezi dvěma sousedními jádry. Bezpodmínečně musí dojít k vyřazení deceleračního přesuvníku u hnaného kola aktivního rychlostního stupně, než dojde k volbě stupně vyššího.

Převodovky Zeroshift se snaží spojit dohromady přednosti manuálních převodovek, které mohou mít až 97% účinnost, s převodovkami automatickými, které se vyznačují zmiňovaným kontinuálním tokem točivého momentu, ale jejich účinnost je cca o 10 % nižší.

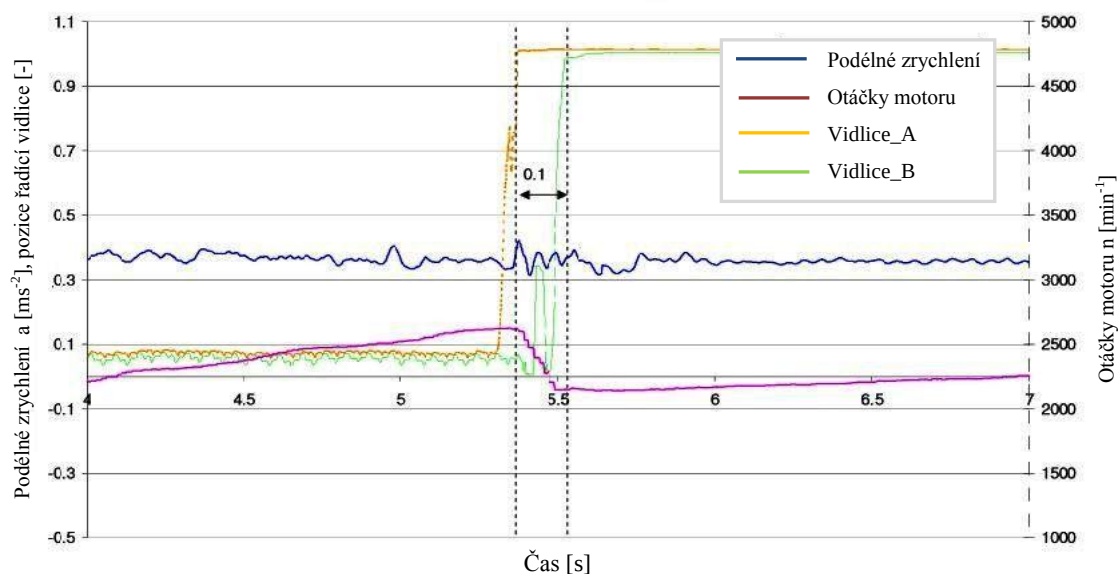
Dalším významným měřítkem kvality řazení může být srovnání závislosti podélného zrychlení na čase, **Obr. 2.6**, **Obr. 2.7**, které bylo provedeno u dvou vozidel o stejné motorové jednotce. Jedinou odlišností bylo použití manuální převodovky a převodovky Zeroshift. V levé části obrázku je v grafu patrný pokles hodnoty zrychlení vlivem přerušení točivého momentu a také delší doba, potřebná pro změnu rychlostního stupně. V grafu pro převodovku ZEROSHIFT je znázorněn i posun řadicích vidlic během změny převodového stupně.[10]



Obr. 2.6 Průběh podélného zrychlení při změně rychlostního stupně u manuální převodovky [10]

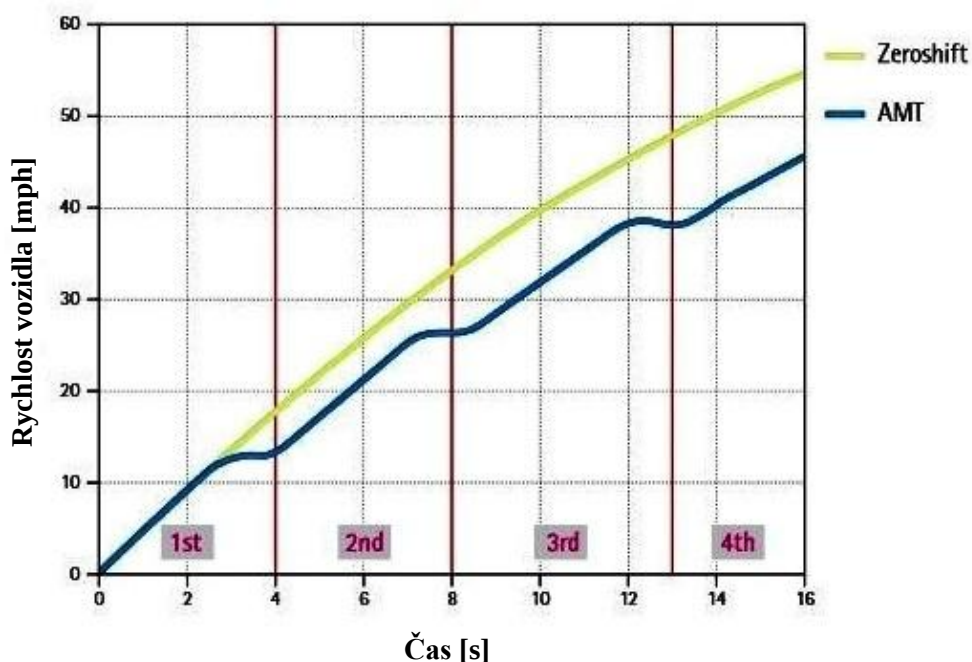


ZEROSHIFT: Změna rychlostního stupně při $n = 2500 \text{ min}^{-1}$



Obr. 2.7 Průběh podélného zrychlení u převodovky ZEROSHIFT [10]

Téměř konstantní průběh podélného zrychlení má vliv i na okamžitou rychlost vozidla, což je vidět na **Obr. 2.8**, kdy byla porovnávána automatizovaná manuální převodovka (AMT) a převodovka Zeroshift.



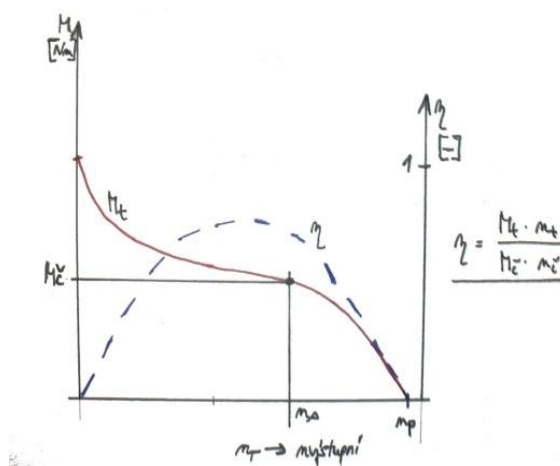
Obr. 2.8 Simulovaný průběh rychlosti pro převodovku AMT a Zeroshift [11]

2.1.4 AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY

Princip funkce automatických převodovek je založen na samočinné změně rychlostních stupňů v závislosti na vyhodnocení jízdní situace řídicí jednotkou. I když automatické řazení značně usnadňuje řízení vozidla a např. pro provoz ve městě se jedná velice užitečnou výpomoc, musí mít řidič i přesto možnost zasáhnout do procesu řazení. Řídicí jednotka vyhodnocuje všechny podněty v reálném čase, kdežto řidič má schopnost určité situace předvídat.

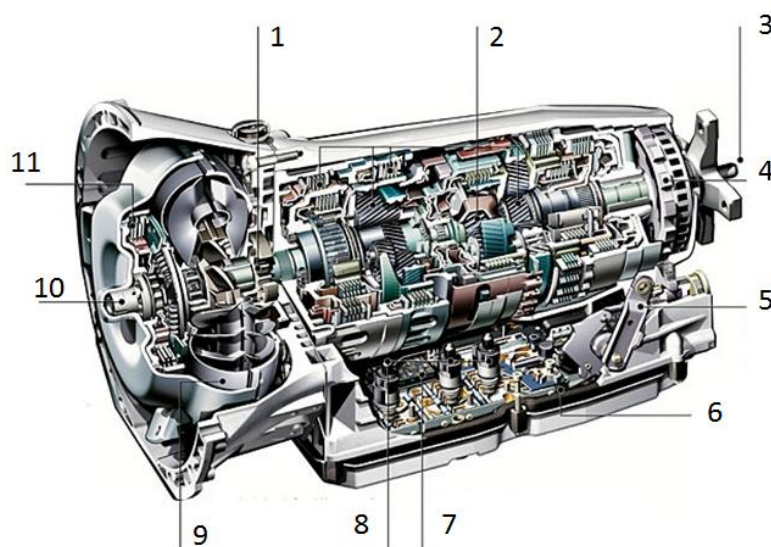
Samočinné převodovky se dělí podle několika způsobů, jedním z nich může být:

- **Hydraulické převodovky** - tyto převodovky, nejčastěji tvořené hydrodynamickým měničem a planetovou převodovkou využívají ke změně převodového poměru vlastnosti proudící kapaliny. Navíc může být použito kombinace dvou a více planetových soukolí, což umožňuje jemnější odstupňování převodů. Příkladem jsou soukolí Ravigneaux nebo Simpson. Převážné zastoupení mají tří stupňové převodovky. Nevýhodou těchto převodovek je proměnlivá účinnost hydrodynamického měniče. Nejvyšší hodnoty účinnosti, přibližná ilustrace průběhu - **Obr. 2.9**, jsou dosaženy jen v úzkém rozmezí otáček. Navíc nebývají měniče vybaveny spojkou přemostění a dochází k poměrně velkým ztrátám prokluzem.[1],[29]
- **Hydraulické převodovky s elektronickou regulací** - jde o novější konstrukci se čtyřmi převodovými stupni. Měnič je vybaven spojkou přemostění, což má vliv na snížení ztrát prokluzem a tím pádem na snížení spotřeby paliva a snížení úbytku výkonu motoru.



Obr. 2.9 Charakteristika hydrodynamického měniče [1]

- **Elektronicky řízené automatické převodovky (tiptronic)** - systém tiptronic umožňuje u těchto převodovek volbu sekvenčního řazení rychlostí v souběžné kulise. Od pětistupňových převodovek se vývoj posunul až k převodovkám devítistupňovým. Na **Obr. 2.10** je schéma 7 stupňové převodovky 7G- Tronic Mercedes- Benz. [32]



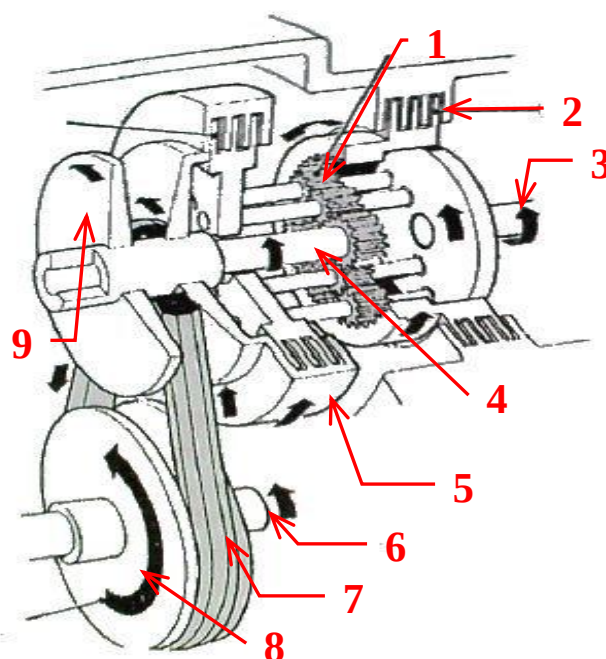
Obr. 2.10 7G- Tronic převodovka:

1- olejové čerpadlo, 2- spínací elementy s lamelovou spojkou planetovým soukolím, 3- výstup z převodovky, 4- parkovací zámek, 5- mechanické spojení páky voliče, 6- řídicí jednotka ovládající elektromagnetické solenoidy, 7- jednotka řídicí spínací operace, 8- solenoidy kontrolující řadící pohony, 9- hydrodynamický měnič, 10- vstupní strana od motoru 11- přemostňovací spojka s tlumícími elementy [32]

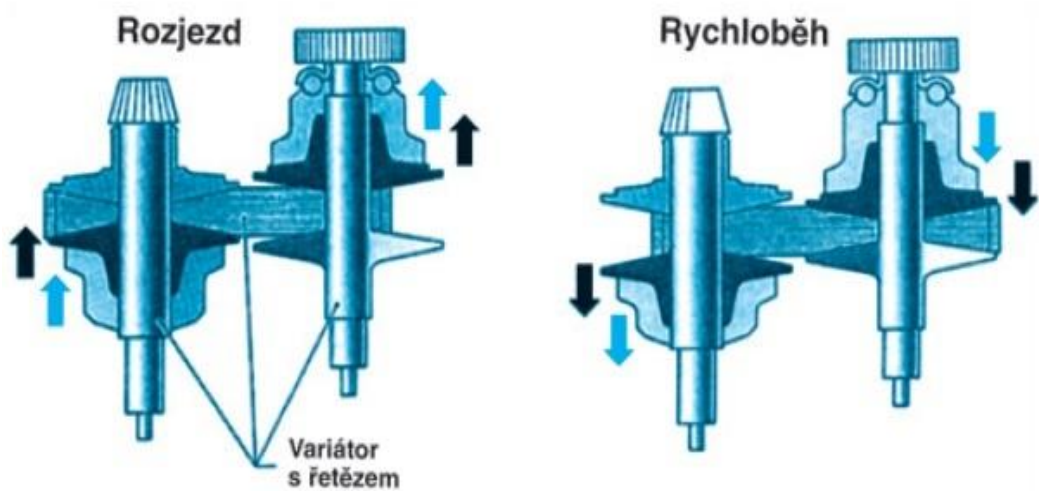
- **Mechanické převodovky s elektrohydraulickým ovládním** - řazení rychlostních stupňů a vypínání spojky je realizováno pomocí elektrohydraulických servomotorů. Mezi tyto převodovky je možné zařadit např. převodovku SensoDrive. Řazení zde ale neprobíhá při zatížení, dochází proto k přerušení hnací síly a při velké akceleraci k citelným rázům.
- **Dvouspojkové systémy** - viz. kap 2.1.1
- **Převodovky s plynulou změnou převodového poměru** - převodovky označované jako variátory nebo také převodovky typu CVT (Continuously Variable Transmission) jsou konstruovány tak, aby k přenosu točivého momentu docházelo prostřednictvím kuželových kotoučů s proměnným průměrem, spojených řemenem nebo řetězem, viz **Obr. 2.11**. K plynulé změně převodového poměru dochází pomocí hydraulického tlaku, působícího vždy na jednu polovinu primárního a sekundárního kotouče. Změna průměru samotných kotoučů vede ke změně činného průměru a tím pádem ke změně převodu, **Obr. 2.12**. Pro změnu smyslu otáčení výstupního hřídele bývají CVT převodovky doplněny planetovým soukolím a sadou lamelových spojek.

Vstupní veličiny ovlivňující hydraulické ovládní:

- poloha páky voliče převodovky
- poloha škrtící klapky
- rychlost jízdy a otáčky motoru
- jízdní odpory.[29]



Obr. 2.11 Variátorová převodovka se znázorněním jízdy vpřed:
1-planetové soukolí, 2- lamelová spojka pro zpětný chod, 3- vstupní hřídel, 4- primární hřídel, 5- lamelová spojka pro jízdu vpřed, 6- výstupní hřídel, 7- řemen nebo řetěz, 8- sekundární kotouče, 9- primární kotouče [1]



Obr. 2.12 Změna převodového poměru variátorové převodovky [7]



3 VYBRANÉ BEZSYNCHRONNÍ PŘEVODOVKY

V samotných počátcích automobilismu byly pro změnu převodového poměru využívány bezsynchronní převodovky, kdy pro řazení bylo potřeba přesunout jednotlivá ozubená kola do záběru s ozubením na předlohovém hřídeli. Současné bezsynchronní převodovky mají všechna ozubená kola ve stálém záběru a změnu převodu zajišťují přesuvníky společně s řadicími jádry. Řazení zde neprobíhá při zatížení- je proto nezbytné využívat systémy pro snižování přiváděného točivého momentu v době řazení. K přenosu momentu slouží kontakt dvojic zubů na boční straně příslušného ozubeného kola a zubů na přesuvníku. Ten je uložen na jádře, jež je pomocí drážkování spojeno s hnáným hřídelem.

3.1 HEWLAND

Největším průkopníkem v oblasti bezsynchronních převodovek se stala britská společnost HEWLAND, která jako první využila řazení pomocí přesuvníků, a navíc jako jedna z mála svého druhu vyráběla v 60. letech 20. století závodní převodovky na zakázku. Řazení rychlostí probíhá v **H** schématu.

„Sám William Hewland stanovil několik zásad pro správný přenos točivého momentu mezi motorem a hnаныmi koly vozidla:

- 1) Všechny mechanické prvky by měly být v dobrém stavu a správně seřizeny.*
- 2) Při přechodu z nižších rychlostí na vyšší minimalizovat zatížení od motoru.*
- 3) K poškození řadicích elementů dochází nejčastěji při pomalém přesunu jádro vs. ozubené kolo.*
- 4) Podřazování by mělo být uskutečňováno co nejpозději vzhledem k brzdné dráze, tzn. při nejnižší rychlosti vozidla, protože se zatížení mezi každým soukolím snižuje." [33]*

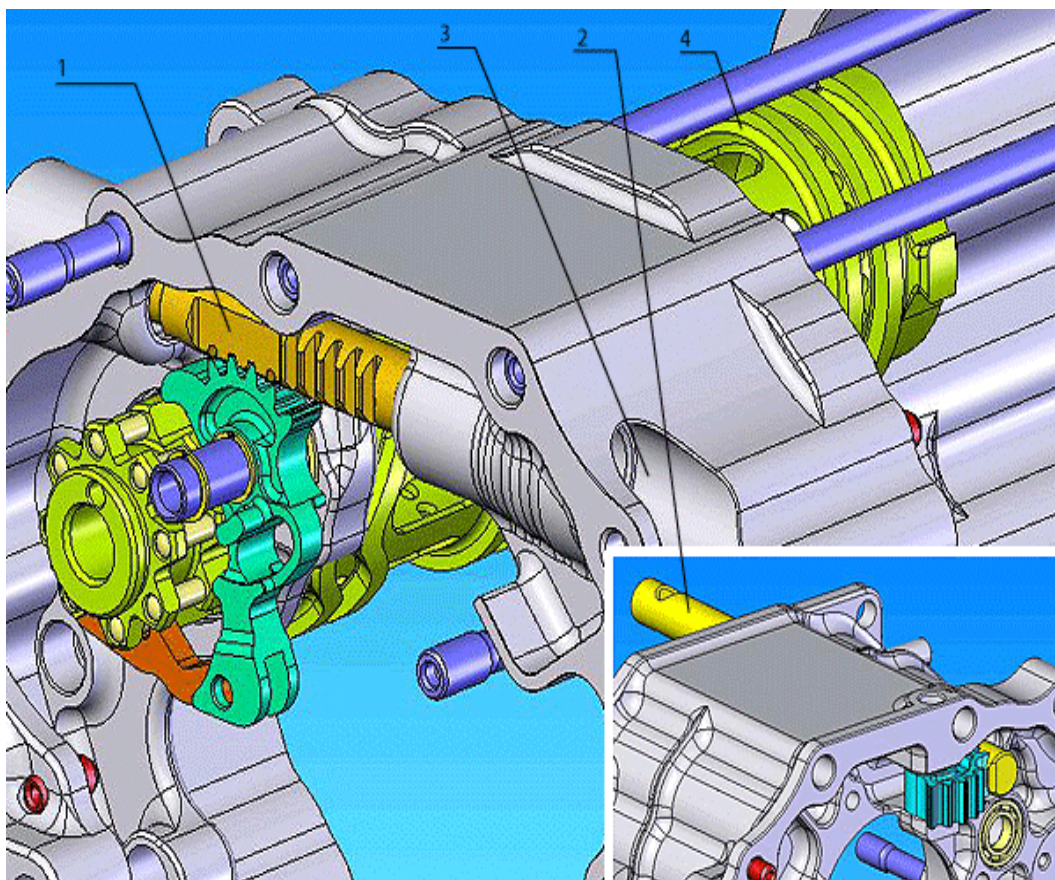
3.2 SEKVENČNÍ PŘEVODOVKY

Používání bezsynchronních převodovek zejména pro závodní účely vedlo k markantnímu snížení času pro řazení. V 80. a především 90 letech minulého století ale došlo k dalšímu snížení těchto časů, a to když začaly být používány sekvenčně řazené převodovky. Uvnitř skříně se stále využívalo bezsynchronního řazení, systém Zeroshift prozatím ještě nebyl vyvinut, a tak se konstruktéři začali zabývat systémem řazení. Výsledkem byl způsob řazení rychlostí v řadě za sebou, kdy se upustilo od známého schématu **H**. Řadicí schéma sekvenční převodovky je : **R- N- 1- 2- 3- 4- 5- 6**. Pohybem páky nebo pádly pod volantem dochází ke krokové změně rychlostních stupňů, tak aby se eliminovala chyba při řazení ze strany řidiče a nedošlo k poškození převodovky.

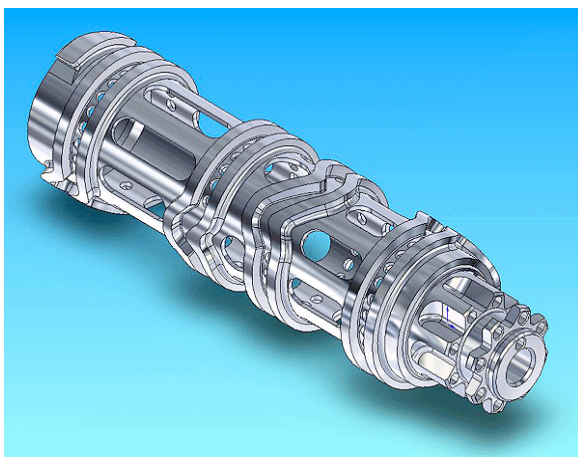
Tomuto způsobu řazení muselo být uzpůsobeno částečně i vnitřní uspořádání v převodové skříně. Pohyb volící páky je transformován mechanicky nebo hydraulicky na hřebenový převod, jež ovládá mechanismus natočení řadicího válce, **Obr.3.1**. Většinou se jedná o dutý válec, **Obr. 3.2**, po jehož obvodě jsou vyfrézovány drážky pro řadicí vidlice, **Obr. 3.3**. Ty se vlivem pootočení válce pohybují ve vodicích drážkách a dochází k jejich axiálnímu posunu.



Samotné zakřivení drážek je koncipováno tak, aby ke změně rychlostního stupně došlo vždy v mezí poloze a pro jedno natočení válce vždy jen k jednomu posunu vidlice.[12]



*Obr. 3.1 Systém řazení sekvenční převodovky:
1- hřebenový převod, 2- napojení mechanického táhla, 3- připojení hydrauliky, 4- řadící válec [12]*



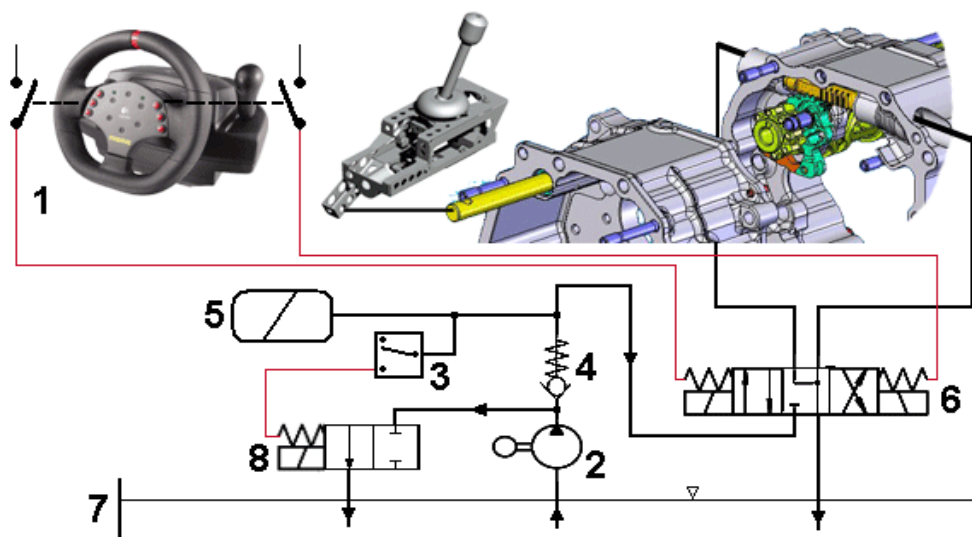
Obr. 3.2 Model řadičího válce s drážkami a maximálním odlehčením [12]



Obr. 3.3 Umístění řadičích vidlic [12]

I zde je nezbytné pro změnu rychlosti, aby došlo k poklesu přiváděného točivého momentu. To je zabezpečeno snímačem umístěným v převodovce, který vysílá signál pro odstavení výkonu motoru. Buď dojde ke krátkodobému odpojení zapalování nebo k přerušení dodávky paliva.

Výše zmiňované ovládání převodovky je na **Obr. 3.4**. Jde o mechanismus navržený společností Kaps. Pro mechanickou cestu existuje spojení táhlem přes středový tunel na posuvný mechanismus ve středovém dílu převodovky. Hydraulický okruh je napojen na ventily umístěné na koncích hřebenového převodu, který potom pracuje jako hydraulický píst.



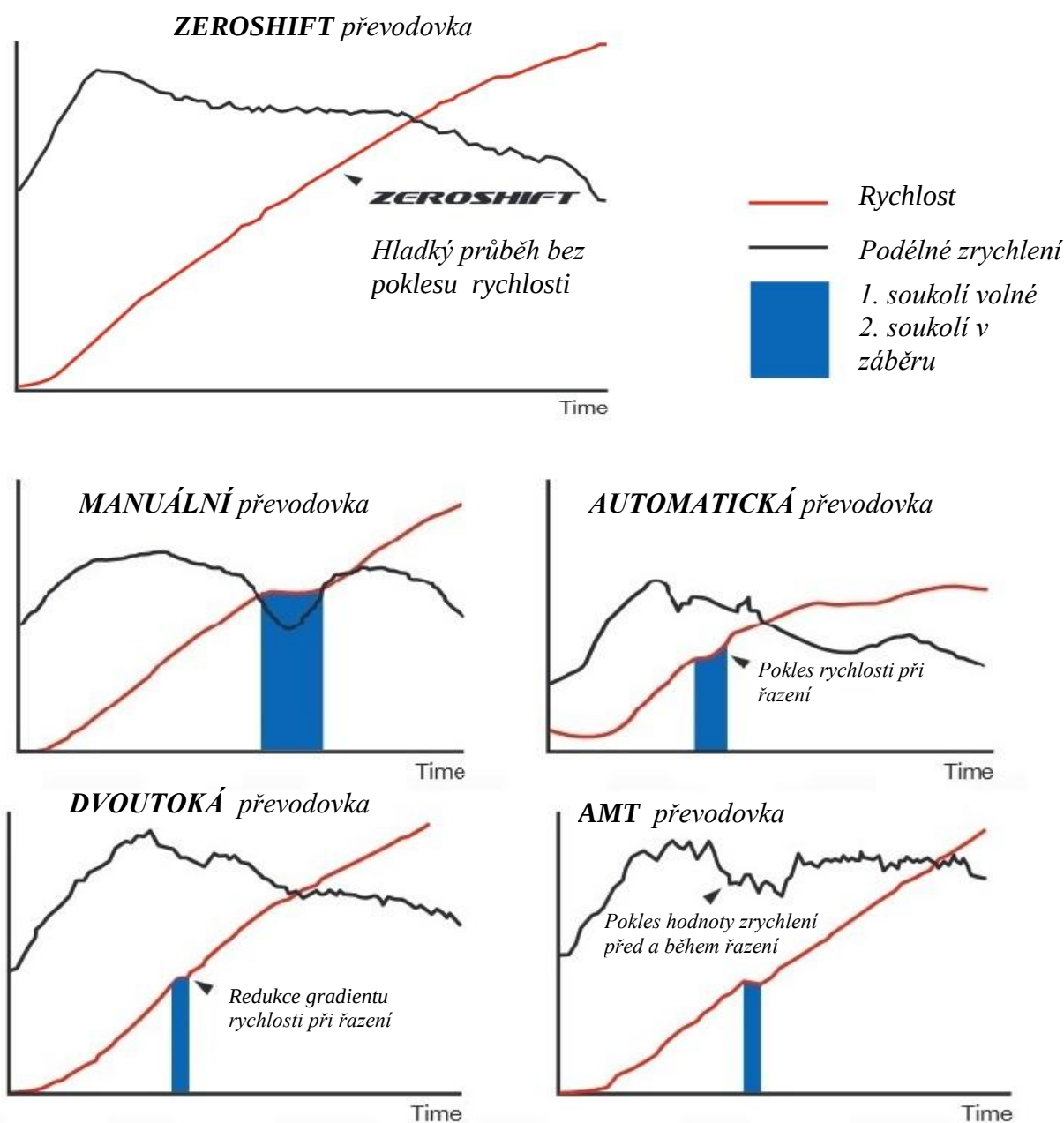
Obr. 3.4 Schéma hydraulického ovládání:

1- spínače u volantu, 2- hydraulické čerpadlo, 3- tlakové relé, 4- jednosměrný ventil, 5- akumulátor tlaku, 6- hydraulický rozbočovač, 7- zásobník kapaliny, 8- odlehčovací ventil [12]



4 ROZDÍLY MEZI JEDNOTLIVÝMI PŘEVODOVKAMI

Porovnávacích kritérií pro zde uvedené převodovky je velké množství, proto je vhodné si vybrat takové, které bude nejlépe vystihovat následující koncepci této práce. Zásadním měřítkem každé převodovky by mělo být dosažené podélné zrychlení a okamžitá rychlost vozidla neboli dosažení cíle v co možná nejkratším čase. Proto je nezbytné, aby převodovka měla maximální účinnost a přenos momentu byl při změně převodového poměru nejlépe kontinuální. Na **Obr. 4.1** jsou znázorněny bezrozměrné závislosti zrychlení a rychlosti na čase pro jednotlivé typy převodovek.



Obr. 4.0.1 Grafy průběhů rychlostí a zrychlení pro jednotlivé druhy převodovek [9]



5 DYNAMICKÝ MODEL ZKUŠEBNÍHO VOZIDLA

Dynamický model vozidla by měl sloužit jako jedno z vodítek pro návrh převodových poměrů. Samotný výkon motoru na výstupním konci klikového hřídele je třeba rozdělit na část potřebnou pro překonání jízdních odporů a na část umožňující zrychlení vozidla. Pro výpočet jízdních odporů a hnací síly na kolech vozidla je proto zapotřebí velké množství vstupních parametrů. Některé je možné získat z technických specifikací modelového vozidla, jiné z výsledků experimentálního měření. Tyto vstupní parametry poslouží jako podklad pro realizaci matematického modelu za účelem zjištění potřebných výstupních veličin. Aby bylo možné tento model vytvořit, je třeba stanovit určitá zjednodušení:

- rozložení hmotností na jednotlivé nápravy vozidla bude konstantní,
- prokluz a adheze pneumatik je konstantní,
- počáteční rychlost vozidla bude nulová,
- rychlost vzduchu působící proti pohybu vozidla bude kolmá na čelní plochu,
- budou uvažovány ideální atmosférické podmínky.

Tab. 1 Technická specifikace modelového vozidla [13]

Mitsubishi Lancer EVO IX		
Pohon	[-]	4WD
Pohotovostní hmotnost	[kg]	1650
Rozložení hmotnosti	[-]	60 : 40
Motor		
Typ	MIVEC 2.0 l, DOHC 16 ventilů, zážehový s turbodmychadlem	
Zdvihový objem	[cm ³]	1998
vrtání x zdvih	[mm]	86 x 86
Max. výkon	[kW]/[min ⁻¹]	217/6500
Max. točivý moment	[Nm]/[min ⁻¹]	366/3500
Moment setrvačnosti motoru	[kg.m ²]	0,12
Pneumatiky		
Rozměr pneumatik		245/40 R18
Dynamický poloměr	[mm]	317

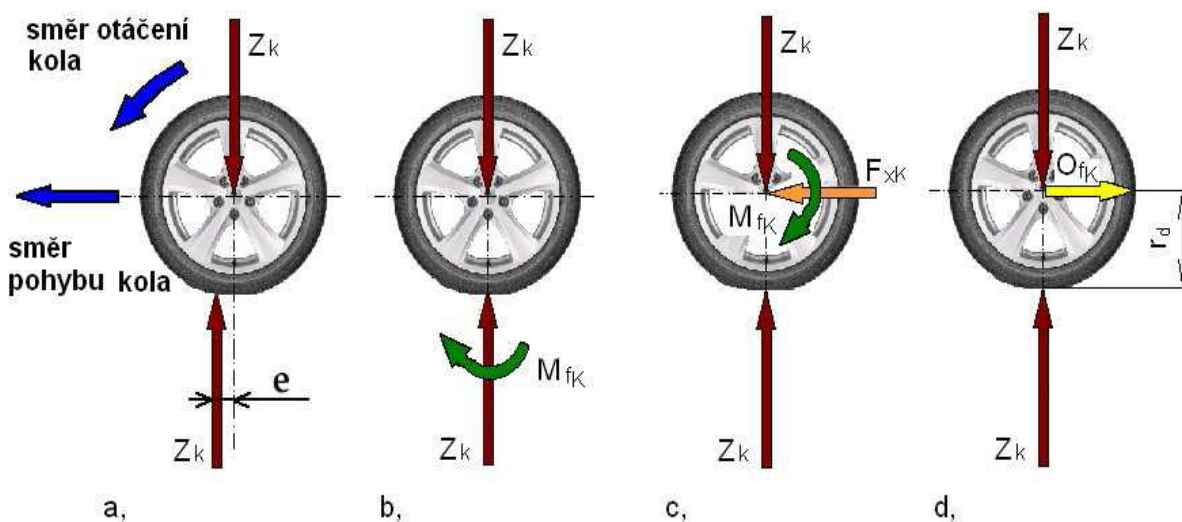
5.1 JÍZDNÍ ODPORY

Jízdními odpory se rozumí síly působící proti pohybu vozidla a snižující tak hnací sílu na kolech. Proti pohybu působí vždy odpor valivý a vzdušný. Při zrychlování se jedná o odpor zrychlení a při jízdě ve svahu pak odpor stoupání. Všechny tyto síly dají ve výsledku celkový odpor, působící proti pohybu vozidla. [4]

Pro naši modelovou situaci je vhodné se zaměřit na takový úsek cesty, kde bude minimální provoz, dostatečně dlouhá rovinka pro využití maximálního potenciálu motoru a ideálně rovný povrch s minimálním výškovým převýšením. Takovým místem může být část Masarykova okruhu v místě cílové rovinky.

5.1.1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor vzniká v důsledku pohybu vozidla, kdy dochází k deformaci mezi pneumatikou a vozovkou - pokud je vozovka dostatečně tuhá. Vznik valivého odporu je znázorněn na **Obr. 5.1**. Tíhové zatížení pneumatiky vyvolává odpovídající reakci od vozovky. Tato silová dvojice je v jedné rovině, pokud vozidlo stojí. Při odvalování pneumatiky dojde k posunu reakční síly, **Obr. 5.1 a)**, o hodnotu e a vzniku stáčivého momentu M_{fk} , **Obr. 5.1 b)**. Moment M_{fk} se rozloží na vodorovnou reakci O_{fk} působící na poloměru r_d , **Obr. 5.1 d)**. A právě tato reakce se nazývá valivý odpor kola. Ten je dán součtem jednotlivých valivých odporů na kolech,



Obr. 5.1 Znázornění vzniku valivého odporu [15]



$$O_f = f \sum_i Z_{Ki} = f \cdot G \cdot \sin \alpha_s \quad (7)$$

kde:

O_f	[N]	- celkový valivý odpor vozidla,
f	[-]	- součinitel valivého odporu vozidla,
Z_{Ki}	[N]	- zatížení pneumatiky,
G	[N]	- celkové zatížení v těžišti vozidla,
α_s	[-]	- úhel stoupání vozovky.

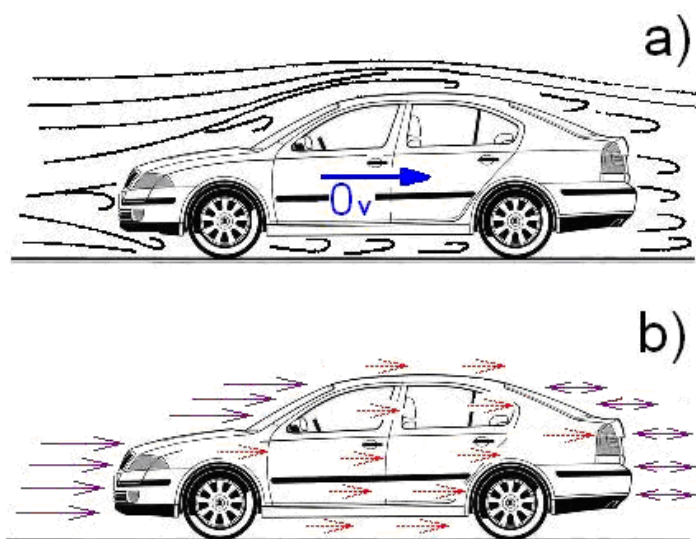
Součinitel valivého odporu vozidla je závislý na povrchu vozovky, rychlosti vozidla a nahuštění pneumatik. Pro zjednodušení výpočtu budeme uvažovat hodnotu součinitele f dle Tab. 2.1 [4]. Úhel stoupání vozovky je na měřeném úseku menší než $\alpha_s < 5^\circ$, proto budeme považovat hodnotu $\cos \alpha_s \approx 1$. [4],[15]

Tab. 2 Valivý odpor vozidla

Celkový valivý odpor automobilu			
Pohotovostní hmotnost	m	[kg]	1650
Rozložení hmotností		[-]	60 : 40
Součinitel valivého odporu	f	[-]	0,015
Zatížení náprav	Zp	[N]	9709
	Zz	[N]	6472
Valivý odpor pro jednotlivé nápravy	Op	[N]	145,629
	Oz	[N]	97,086
Celkový valivý odpor	Of	[N]	242,715

5.1.2 VZDUŠNÝ ODPOR

Při jízdě vozidla dochází k rozvíření okolního vzduchu a tím k vytvoření vzdušného odporu. Výsledný odpor se dělí na tlakový, který je způsoben normálovými silami působícími na čelní plochu vozidla a odpor třecí, který je výsledkem působení třecích sil v tečném směru, **Obr. 5.2.** Výsledný odpor nezávisí na hmotnosti vozidla, ale zejména na hustotě vzduchu, čelní ploše vozidla, koeficientu odporu vzduchu a rychlosti vozidla. [15]



Obr. 5.2 Průběh proudnic vozidla obtékaného vzduchem a), vznik vzdušného odporu z tlakových sil b) (fialové šipky) a třecích sil (červené šipky) [15]

Výpočet odporu vzduchu:

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad (8)$$

kde:

O_v	[N]	- vzdušný odpor,
c_x	[-]	- součinitel vzdušného odporu,
ρ	[kg.m ⁻³]	- měrná hustota vzduchu,
S_x	[m ²]	- čelní plocha vozidla,
v_r	[m.s ⁻¹]	- náporová rychlost.

Součinitel vzdušného odporu je hodnota závislá především na tvaru vozidla. Je možné ho zjistit měřením v aerodynamickém tunelu nebo pomocí CFD výpočtů, které ale nejsou tolik přesné. Pro výpočet je zvolen součinitel dle Tab. 2.2 [4].

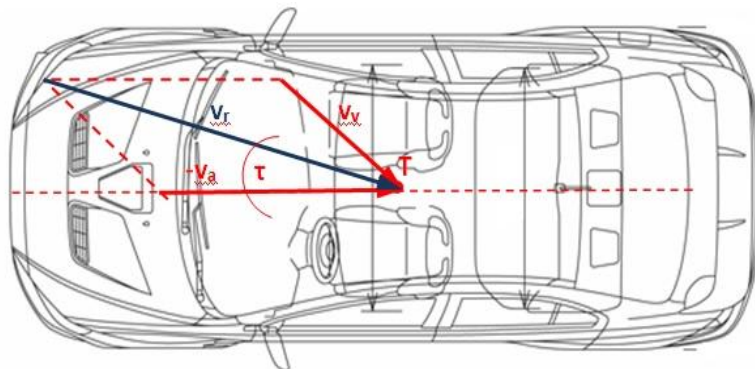
Pro určení hodnoty čelní plochy můžeme vycházet opět z tabulkových hodnot, případně z čelní projekce vozidla a nebo přibližného výpočtu:

$$S_x = B \cdot (H - V) \quad (9)$$

kde:

H	[mm]	- celková výška vozidla,
B	[mm]	- rozchod kol,
V	[mm]	- světlá výška.

Náporová rychlost vzduchu je složená ze záporné složky rychlosti vozidla projíždějícího klidný vzduch a složky rychlosti větru, **Obr. 5.3**. Pro praktické výpočty se obvykle uvažuje rychlost větru $v_v = 4,7 \text{ m.s}^{-1}$. [4]

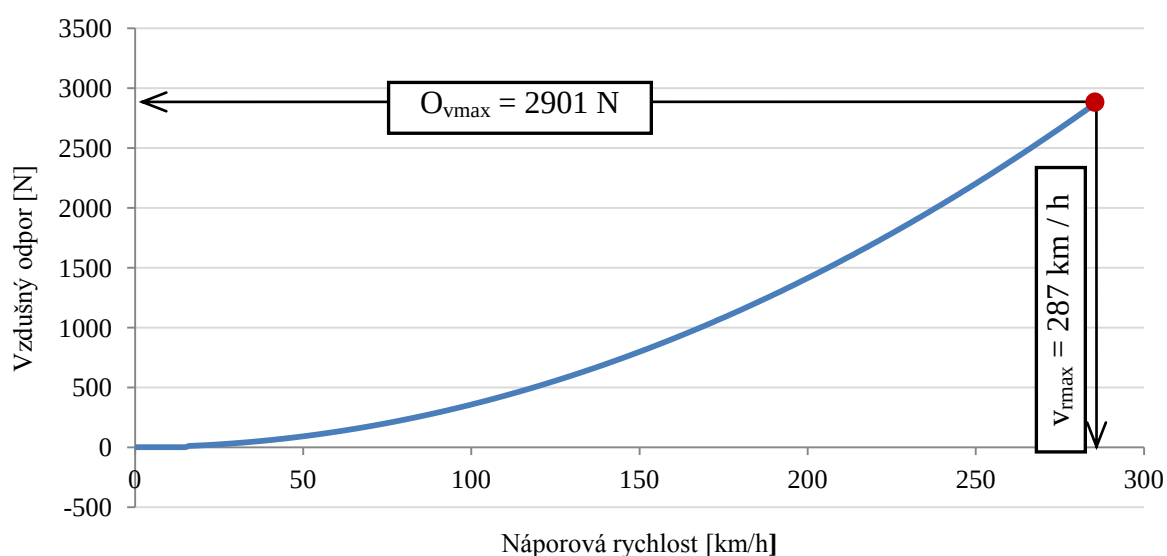


*Obr. 5.3 Náporová rychlost vzduchu při působení bočního větru :
 v_v - rychlost větru, v_a - rychlost vozidla (v tomto případě záporná), v_r -
 náporová rychlost, τ - úhel náběhu vzduchu [13]*

V případě našeho výpočtu bude směr působení větru rovnoběžný se směrem záporné rychlosti vozidla, aby výsledný odpor dosahoval maximální hodnoty.

Tab. 3 Vstupní parametry pro výpočet odporu vzduchu

Vstupní hodnoty	c_x	ρ	S_x	v_a	v_v
	[-]	$[\text{kg.m}^{-3}]$	$[\text{m}^2]$	$[\text{km.h}^{-1}]$	$[\text{km.h}^{-1}]$
	0,35	1,25	2,0703	0 - 270	16,9



Graf 1 Závislost vzdušného odporu na náporové rychlosti



Z *Grafu 1* vyplývá, že hodnota vzdušného odporu roste kvadraticky s náporovou rychlostí. Tato závislost má podstatný vliv na snižování hnací síly vozidla. Je proto důležité, aby bylo pomocí vhodných úprav karoserie dosaženo snížení koeficientu vzdušného odporu, případně došlo k redukci čelní plochy vozidla.

5.1.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Obecně lze odpor stoupání popsat jako průmět tíhové síly do sinové složky - vodorovné s vozovkou. Tento odpor je závislý na úhlu stoupání α_s , který svírá vodorovná rovina s rovinou vozovky, **Obr. 5.4**, a také na celkové tíze vozidla G . Obecný vztah pro výpočet odporu stoupání je:

$$O_s = \pm G \cdot \sin \alpha_s \quad (10)$$

Znaménka $\pm$ určují, jestli vozidlo jede do svahu (v tom případě $+$) a odpor působí proti pohybu nebo je tomu naopak (znaménko $-$). Jestliže počítáme odpor stoupání pro malé úhly, kdy $\sin \alpha_s \approx \tan \alpha_s$, potom vztah z *Rovnice 10* vypadá následovně:

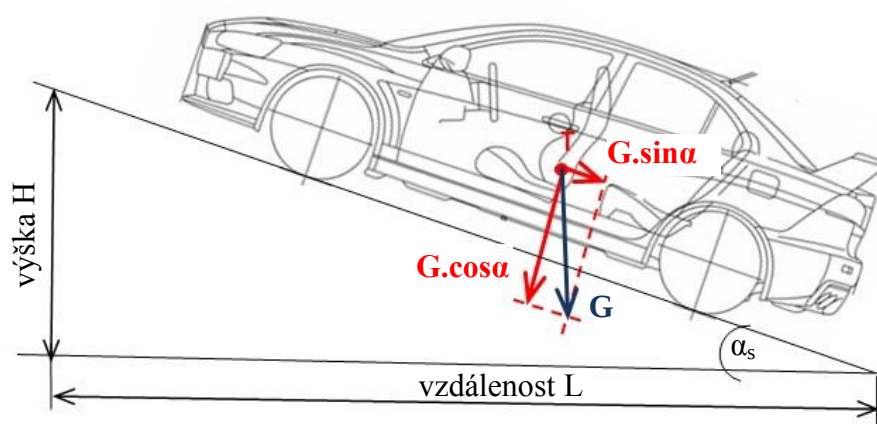
$$O_s = \pm G \cdot s \quad (11)$$

$$s = \frac{h}{l} = \tan \alpha_s \quad (12)$$

kde:

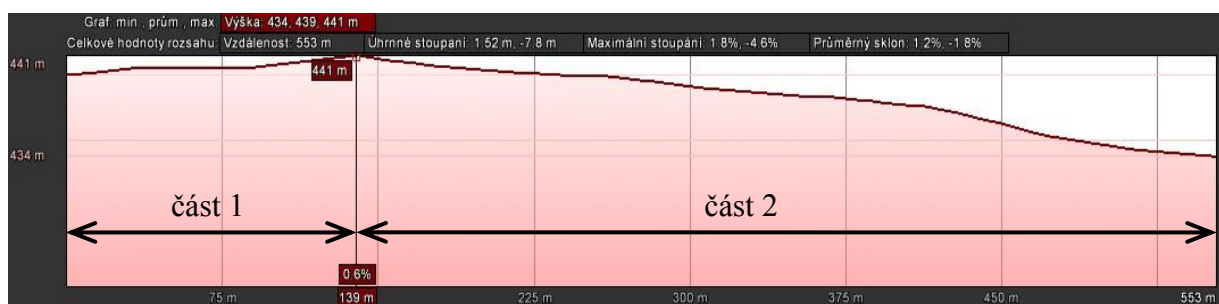
s	[m]	- stoupání (sklon svahu),
h	[m]	- výška,
l	[m]	- vzdálenost.

Tohoto zjednodušení lze použít právě tehdy, když úhel stoupání bude dosahovat maximální hodnoty $\alpha_s = 17^\circ$, neboli $s = 0,3$. V těchto případech je totiž rozdíl mezi $\sin \alpha_s$ a $\tan \alpha_s$ cca 5%. [4]



Obr. 5.4 Odvození odporu stoupání

Odpor stoupání hraje významnou roli při samotném návrhu převodových poměrů, kdy si např. někteří závodníci nechávají skládat převodovky podle profilu dané tratě. Pokud se budeme zabývat návrhem řadícího mechanismu takové převodovky, bylo by dobré uvažovat trať, kde budeme moct využít maximální výkon motoru pro přenos hnací síly na kola a minimalizujeme jízdní odpory, působící proti pohybu vozidla. Vhodným úsekem takové vozovky může být třeba část Masarykova okruhu v Brně, přesněji část od konce startovacího pole do výjezdu z boxů. Profil trati, **Obr. 5.5**, je zde na vzdálenosti cca 550 m téměř rovný, čemuž odpovídá i odpor stoupání, určený v *Tab. 4*.



Obr. 5.5 Profil úseku vozovky pro určení převodových poměrů [34]



Tab. 4 Odpor stoupání určený pro profil vozovky dle Obr. 5.5

Stoupání (část 1)						Klesání (část 2)					
vzdálenost [m]		výška [m]				vzdálenost [m]		výška [m]			
X1	X2	h1	h2	Δ h1 [m]	Δ L1 [m]	X3	X4	h1	h2	Δ h2 [m]	Δ L2 [m]
0	139	439,5	441	1,5	139	139	553	441	433	-8	414
Sklon svahu [-]						Odpor stoupání [N]					
+			-			+		-		Celkový	
h/L			h/L			175,9402174		-312,029		-136,01	
0,010791			-0,019323								

Z výsledků jde jednoduše určit, že tento zvolený profil trati je téměř dokonalé rovný. Celkový odpor navíc bude svou velikostí vozidlo částečně urychlovat.

5.1.4 ODPOR ZRYCHLENÍ

Vlivem změny rychlosti vozidla, jeho zrychlováním nebo zpomalováním, vzniká setrvačný odpor neboli odpor zrychlení. Při akceleraci vozidla působí proti pohybu a při deceleraci zase ve směru jízdy. Je složen ze dvou částí:

- z odporu zrychlení posuvných částí,
- z odporu zrychlení rotačních částí.

Odpor zrychlení vychází ze vztahu:

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum J_k}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m \cdot a = \vartheta \cdot m \cdot a \quad (13)$$

kde:

J_m	[kg.m ²]	- moment setrvačnosti motoru,
J_p	[kg.m ²]	- moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí,
J_k	[kg.m ²]	- moment setrvačnosti kol vozidla,
i_c	[-]	- celkový převod mezi motorem a hnacími koly,
i_r	[-]	- převod rozvodovky,
η	[-]	- mechanická účinnost,
a	[m.s ⁻²]	- podélné zrychlení vozidla,
ϑ	[-]	- součinitel vlivu rotačních částí.



Součinitel vlivu rotačních částí:

K určení tohoto součinitele je třeba znát velké množství vstupních hodnot. Mezi nejsložitější patří určit moment setrvačnosti rotujících částí J_p . Navíc zde musíme uvažovat ještě s proměnným převodovým poměrem i_c . K řešení tohoto problému můžeme dojít buď použitím hodnot z **Obr.2.18** [4] nebo využitím simulačního programu, kterému je podrobněji věnována **kap. 5.2.1**.

Tab. 5 Hodnoty součinitele rotačních hmot pro jednotlivé převodové poměry

Převodový stupeň	i1	i2	i3	i4	i5	i6	ir
	2,9	2	1,47	1,16	0,95	0,8	4,1
ϑ	1,479	1,271	1,134	1,087	1,068	1,058	1,479

K výpočtu odporu zrychlení byly použity známé hodnoty součinitele vlivu rotačních částí pro jednotlivé rychlostní stupně, hmotnost vozidla a dále hodnoty podélného zrychlení - určené pomocí simulačního programu z **kap. 5.2.1**. Průměrná hodnota tohoto odporu posloužila jako podklad pro výpočet celkového jízdního odporu.

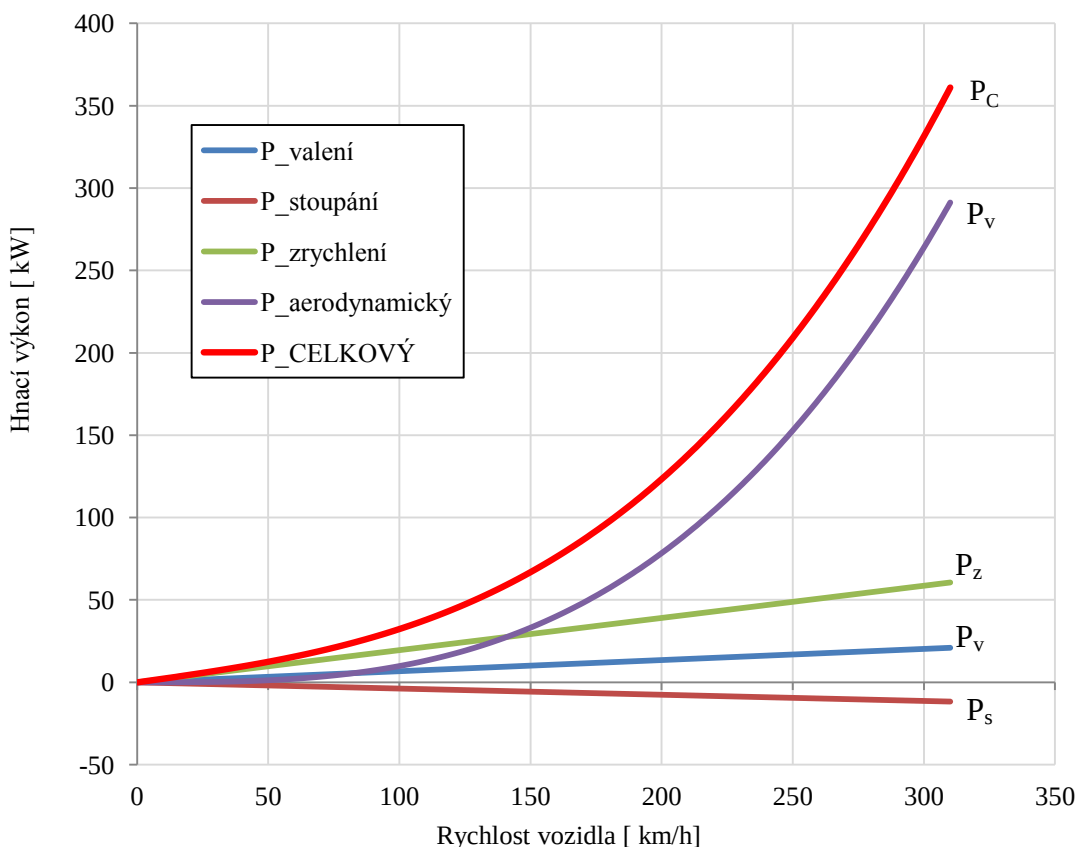
5.1.5 CELKOVÝ JÍZDNÍ ODPOR

Součtem všech dílčích jízdních odporů dostaneme celkový jízdní odpor působící proti pohybu vozidla. V důsledku působení těchto odporů je v každém časovém okamžiku jízdy vozidla snížena hnací síla přenesená z motoru na kola vozidla. Výkon motoru potřebný pro překonání celkového odporu zjistíme jednoduše ze vztahu:

$$P_k = F_k \cdot v_a = (O_f + O_v + O_s + O_z) \cdot v_a \quad (14)$$

kde:

P_k [W] - hnací výkon vozidla,
 F_k [N] - síla potřebná k překonání jízdních odporů.[4]



Graf 2 Hnací výkon potřebný k překonání jízdních odporů

Z Grafu 2 jsou patrné lineární závislosti výkonu valivého odporu, stoupání a zrychlení. Pro hnací výkon vzdušného odporu je průběh závislý na třetí mocnině rychlosti vozidla. Nyní lze uzavřít kapitolu jízdních odporů působících proti pohybu vozidla. Zejména vzdušný odpor hraje významnou roli v celkovém výkonu potřebném pro překonání odporů. V našem případě modelové situace lze pozorovat strmější nárůst pro rychlost nad 110 km/h.

5.2 NÁVRH Odstupňování převodových stupňů

Nyní se dostáváme k jedné z nejtěžejnějších částí práce, kdy je třeba vhodným způsobem navrhnout převodové poměry naší zkušební převodovky. Jelikož mé zkušenosti nejsou na takové úrovni, abych byl schopen sám navrhnout převodové stupně, bude třeba vycházet z již známých sestav a snažit se rozpoznat jejich použití pro náš požadovaný stav. K tomu abychom tyto kroky mohli realizovat, je třeba se rozhodnout, pro jaký účel bude vlastně převodovka určena. Návrh řadičového mechanismu systému ZEROSHIFT slouží hlavně ke snížení času mezi řazením jednotlivých rychlostních stupňů a dosažení maximální rychlosti za minimum času. Tomu byla uzpůsobena i simulační dráha Masarykova okruhu v části cílové rovinky. V tomto úseku bude téměř zanedbatelný odpor stoupání, navíc se jedná o rovný úsek, kdy bude řidičovou prioritou hlídat předem určené otáčky řazení pro maximálně využitelný výkon motoru na kola vozidla.



Je zřejmé, že návrhem převodovky nebude možné pokrýt veškeré požadavky, které by byly kladeny za normálního provozu. Na druhou stranu budou požadavky, kladené na tuto převodovku odpovídat maximálním možným zatížením, tím pádem bude řešení mezních stavů komponent dimenzováno s dostatečnou rezervou pro použití za normálních podmínek.

Z historie je známo několik faktů, kdy si použité prvky v motorsportu našly svou cestu i do sériově vyráběných vozidel používaných v každodenním provozu. V případě převodovek se jedná např. o sekvenčně řazené převodovky použité nejdříve na přelomu 80. a 90. let minulého století u vozidel Formule 1. První sekvenčně řazená převodovka pro osobní vozidla byla použita u vozů Ferrari F 355 a to v roce 1997.[12]

Samotný návrh převodových stupňů vychází z materiálů renomované firmy působící na českém trhu od počátku 90. let 20. století. Konkrétně se jedná o společnost KAPS Transmission se sídlem v Kojetíně. Na jejich webových stránkách je k dispozici databáze nabízených převodovek i s tabulkami dostupných převodových stupňů, kterými jsem se nechal inspirovat i v této práci. Aby bylo možné určit konečné rozvržení převodů, bylo třeba jednotlivá nastavení porovnat v simulačním programu v prostředí MathCad. Pouze pro stálý převod jsem vycházel z hodnoty $i_r = 4,25$, posléze upravené na $i_r = 4,1$. [30]

Na základě takto zjištěných informací byl vytvořen trakční diagram s konstantní křivkou výkonu a diagram pilový. Jednotlivé navrhované převodové poměry jsou v Tab. 6.

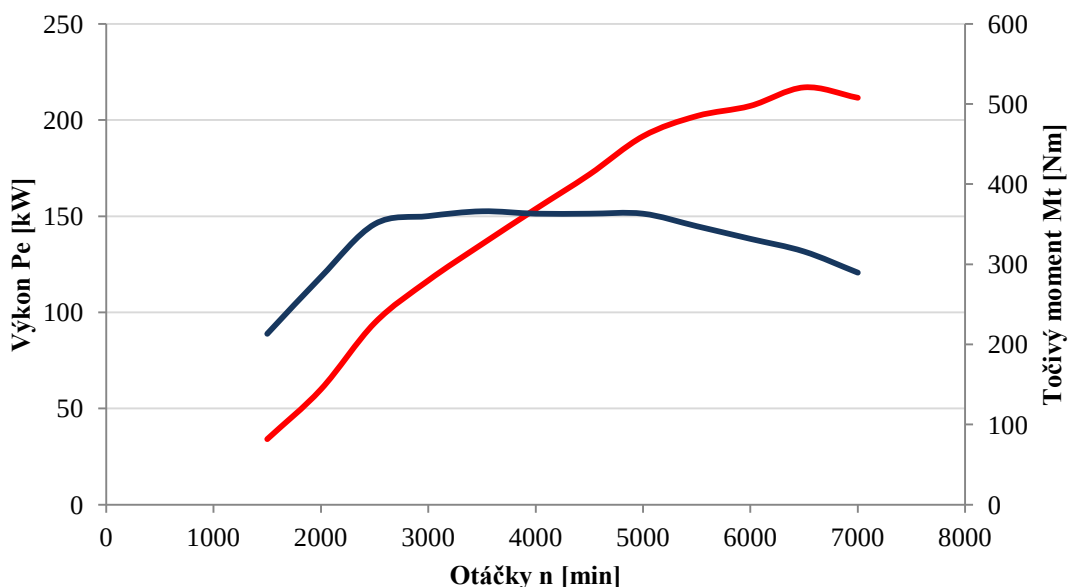
Tab. 6 Navrhované převodové poměry

	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_r
sada_1	2,9	2,125	1,62	1,265	1,008	0,823	4,25
sada_2	2,62	1,92	1,5	1,21	1	0,84	4,25
sada_3	2,9	1,94	1,43	1,1	0,86	0,69	4,25
sada_4	3,33	2,38	1,8	1,37	1,06	0,84	4,25
sada_5	2,9	2	1,47	1,16	0,95	0,8	4,25
sada_6	3,63	2,37	1,76	1,34	1,06	0,84	4,25



5.2.1 CHARAKTERISTIKA MOTORU

Jako základní charakteristika motoru, podle které lze již na první pohled dělat určité závěry, patří vnější otáčková charakteristika. Na **Obr. 5.6** je znázorněna závislost točivého momentu a výkonu pro konkrétní příklad motoru, využívaného v této práci. V *Tab.7* jsou zaznamenány hodnoty pro jednotlivé otáčky.



Obr. 5.6 Otáčková charakteristika motoru MIVEC 2.0 l [14]

Tab. 7 Vybrané hodnoty z **Obr. 5.6**

Otáčky motoru n [min^{-1}]											
1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000
Točivý moment M_t [Nm]											
213,2	284,2	350	360	366	363	363	363	347,4	331,6	315,8	289,5
Výkon motoru P_e [kW]											
34,1	60	94,5	116,6	135,5	153,8	171,7	191,6	202,1	207,4	217	211,6

Důležitým ukazatelem motoru je i maximálně dosažitelná rychlost. Ta se určuje pro jízdu po rovině při ustáleném pohybu, tzn. odpory stoupání a zrychlení jsou v tomto případě nulové. Předpokladem pro určení maximální rychlosti je fakt, že vozidlo by mělo mít při cestovní rychlosti dostatečnou rezervu výkonu pro možnost zrychlení a také překonání menších stoupání bez nutnosti řadit. Proto vycházíme z výkonu při maximálních otáčkách, nikoliv z maximálního výkonu motoru. Průsečíkem křivek hnacího výkonu P_k a křivky ztrátového výkonu $P_f + P_v$, *Graf 3*, dostaneme výše zmiňovanou maximální rychlost.



Křivka konstantního hnacího výkonu musí být navíc snížena o hodnotu mechanické účinnosti převodového ústrojí, která se obecně bere jako součin účinnosti stálého převodu a nejvyššího zařazeného převodu.[4]

Tab. 8 Mechanické účinnosti pro jednotlivé převodové poměry [35]

Převodový poměr						
i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_rozvodovka
Mechanická účinnost						
0,966	0,967	0,972	0,973	0,97	0,99	0,99

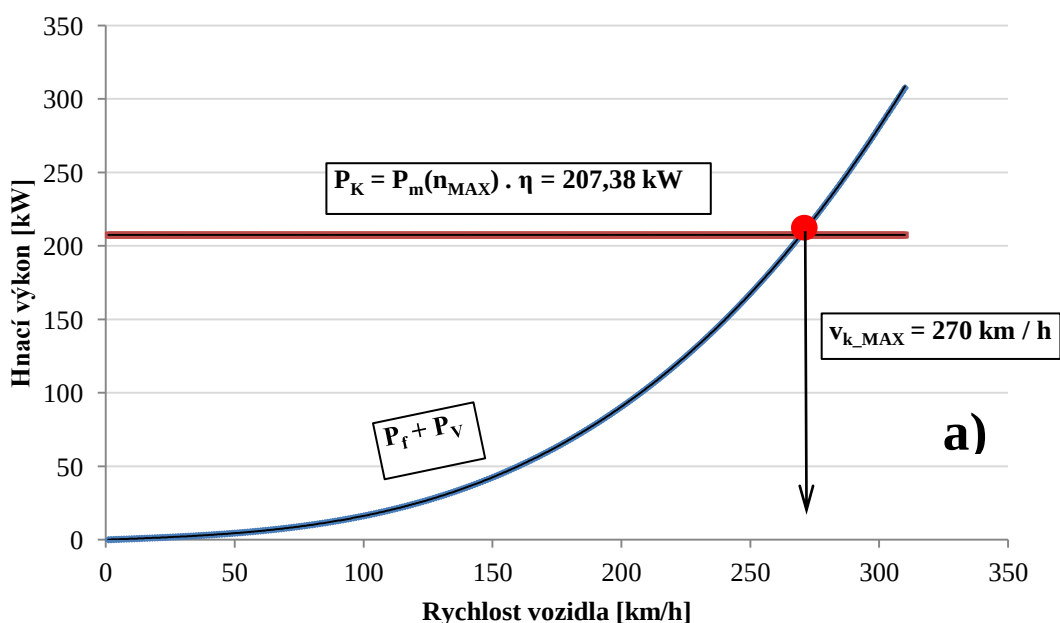
Pro samotný návrh převodovky nestačí pouze vědět, jaká je maximální možná rychlost pro dané vozidlo, ale také to, jakou maximální hnací sílu můžeme převést na kola, aniž by docházelo k prokluzu a ke ztrátě přilnavosti. Tato skutečnost by negativně ovlivnila další výpočty. Z experimentálních výsledků byl určen vztah pro výpočet maximální hnací síly:

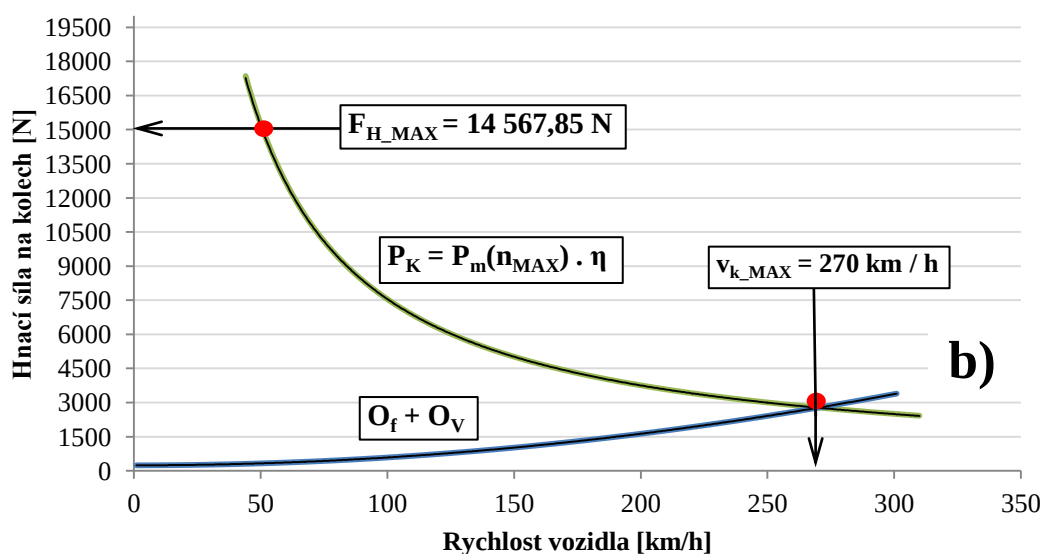
$$F_{K_MAX} = \mu_v \cdot G \cdot \cos(\alpha) = 0,9 \cdot 16\,186,5 \cdot \cos(1) = 14\,567,85 \text{ N} \quad (15)$$

kde:

F_{k_MAX} [N] - maximální hnací síla,
 μ_v [-] - součinitel přilnavosti,
 $G \cdot \cos(\alpha)$ [N] - zatížení vozidla kolmé k vozovce.

Součinitel přilnavosti byl určen pro suchý asfalt pomocí Tab. 3.1. [4]





Graf 3 Závislost potřebná k určení maximální přípustné rychlosti: a) s využitím ztrátových výkonů, b) využití jízdních odporů vyznačení maximální hnací síly

5.2.2 SIMULACE JÍZDNÍ ZKOUŠKY

Realizace jízdní zkoušky proběhla v prostředí programu MathCad, pomocí algoritmu vytvořeného Ing. Petrem Portešem, Dr. pro potřeby ÚADI a předmět QS3. Měl jsem možnost pracovat v rozšířené verzi, kde bylo možné měnit více vstupních parametrů a tím pádem i lépe přiblížit simulaci podmínkám na vozovce. Jak bylo již několikrát uvedeno, úsek trati se nachází na Masarykově okruhu v Brně, **Obr. 5.7**.



Obr. 5.7 Profil trati pro návrh převodových stupňů [34]



Vstupní data potřebná k realizaci výpočtu:

- Převodové poměry $i_{1..6}$ + stálý převod,
- Max. otáčky motoru - $n_{max} = 7000 \text{ min}^{-1}$,
- Otáčky přeřazení - $n_{Shift} = 6500 \text{ min}^{-1}$,
- Čas na přeřazení - $dt_{Shift} = 0,001 \text{ s}$,
- Moment setrvačnosti motoru - $I_{engine} = 0,12 \text{ kg.m}^2$,
- Požadovaná vstupní data z Tab. 1,
- Požadované hodnoty jízdních odporů,
- Měřený úsek trati - $s_{Veh} = 550 \text{ m}$,
- Zrychlení vozidla bez prokluzu.

Výpočtový model je založen na principu :



- 1) Modifikované rovnici druhého Newtonova zákona,
- 2) Omezení podélného zrychlení jízdními odpory,
- 3) Omezení rozsahu provozních otáček motoru,
- 4) Určení času pro změnu rychlostního stupně,
- 5) Vytvoření stavových rovnic a jejich numerická integrace, vč. zadání počátečních podmínek: počáteční rychlost $v_0 = 0,01 \text{ km/h}$, vozidlo se rozjíždí na 1. rychlostní stupeň časový rozdíl je roven $0,1 \text{ s}$.
- 6) Integrací zrychlení dostaneme okamžitou rychlost vozidla, ze které jsou určeny otáčky motoru. Po dosažení limitních otáček dojde ke změně rychlostního stupně. Při řazení je zabezpečena podmínka nulového toku momentu z motoru na kola.
- 7) Konec výpočtu nastává, jakmile je překročen čas potřebný pro dosažení požadované vzdálenosti. Tato vzdálenost je určena z okamžitého zrychlení a časového rozdílu.[16], [35]

Mezi požadované výstupy patřily zejména:

- Podélné zrychlení vozidla,
- Maximální rychlost vozidla,
- Maximální rychlost dosažená ve vzdálenosti 550 m ,
- Čas potřebný pro dosažení vzdálenosti 550 m ,
- Malé rozdíly mezi sousedními rychlostními stupni pro usnadnění řazení,
- Nepřekročení limitních hranic maximální dosažitelné rychlosti a maximální hnací síly na kolech vozidla.



Tab. 9 Výstupní hodnoty pro jednotlivé sady převodů

	time_550 [s]	speed_550 [km/h]	time_kph_100 [s]	Fk_MAX [N]	v_MAX [km/h]
sada_1	16,86	186,12	5,62	13608,839	247,9219
sada_2	17,036	185,98	5,87	12294,882	234,3314
sada_3	16,88	185,42	5,66	13608,839	285,273
sada_4	16,07	186,21	5,37	15626,701	234,3314
sada_5	16,76	186,44	5,67	13608,839	246,0479
sada_6	16,67	186,03	5,37	17034,512	234,3314

kde:

- time_550 - čas potřebný pro ujetí vzdálenosti 550 m,
 speed_550 - okamžitá rychlost ve vzdálenosti 550 m,
 time_kph_100 - čas potřebný pro dosažení rychlosti 0 - 100 km/h.

Z Tab.9 vyplývá, že převodové sady 3, 4 a 6 nejsou vhodné pro použití v uvažovaném vozidle jednak z hlediska překročení maximální rychlosti nebo maximální hnací síly na kolech. Nakonec jsem se rozhodl použít sadu_5 s tím, že byla dodatečně upravena hodnota stálého převodu na $i_r = 4,1$, což vedlo ke zvýšení maximální rychlosti.

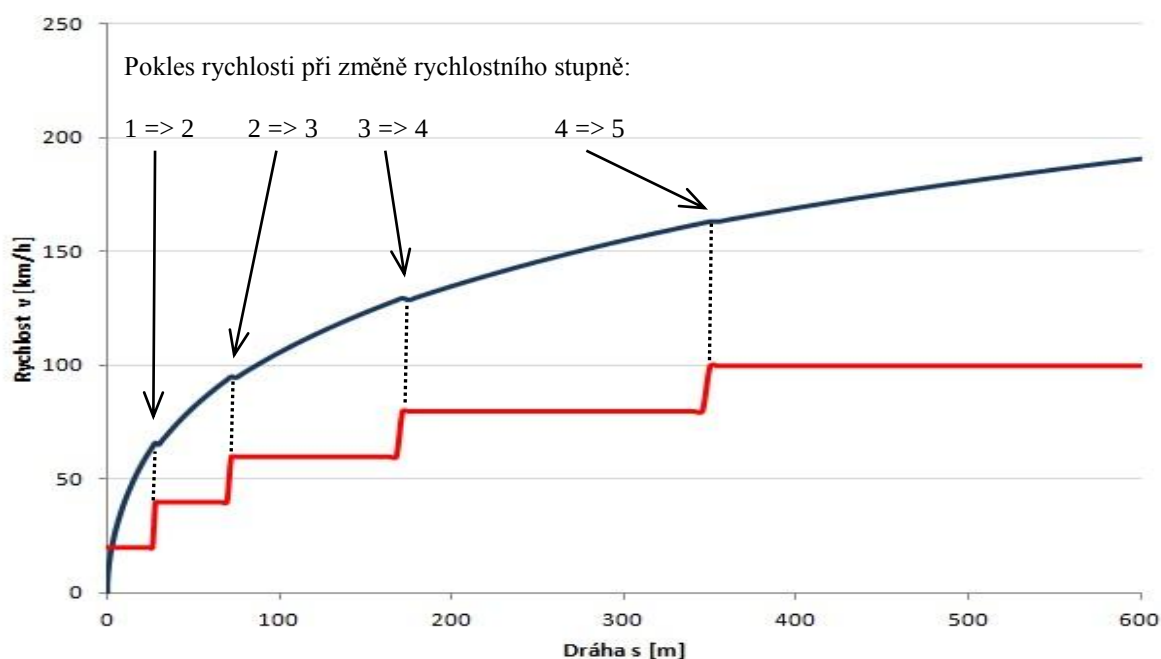
Tab. 10 Výstupní hodnoty po konečné úpravě sady převodů

	time_550 [s]	speed_550 [km/h]	time_kph_100 [s]	Fk_MAX [N]	v_MAX [km/h]
sada_5_úprava	16,92	186	5,72	13128,53	255

Na následujících grafech jsou vykresleny průběhy rychlosti, podélného zrychlení, otáček motoru a zařazených rychlostních stupňů. Je zřejmé, že na vzdálenosti 550 m nebude využito všech převodů, což ale nevidím jako problém, jelikož návrh řadicího mechanismu bude pro celou převodovku stejný. Důležité bude vyřešit problém s řazením mezi ozubenými koly, kde se nebude nacházet drážkované jádro, tzn. že by teoreticky stačilo vyřešit řazení mezi prvním až třetím rychlostním stupněm a dále tento systém aplikovat až do stupně šestého. Simulací tohoto sprintu jsem se snažil o to, dosáhnout cíle za co možná nejkratší čas a vyvinout maximální rychlost. Pomyslný cíl se nachází v dostatečné vzdálenosti od hranice zatáčky, navíc rychlost vozidla nebude vzhledem k jejímu poloměru tak vysoká, aby nebylo možné ji bezpečně projet.

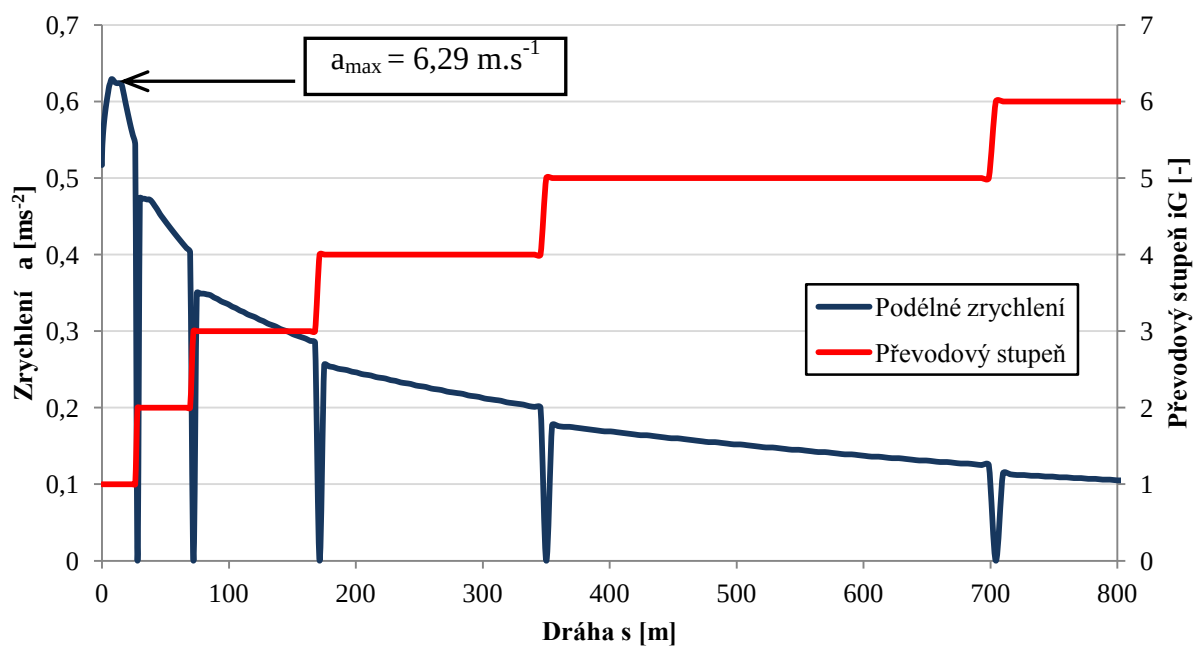
V neposlední řadě byly díky tomuto výpočetnímu algoritmu zjištěny i potřebné hodnoty součinitelů rotačních hmot, jež byly důležité pro určení odporu zrychlení v

kap. 5.1.4.



Graf 4 Závislost rychlosti zkušebního vozidla na ujeté dráze

Graf 4 zobrazuje průběh rychlosti v závislosti na ujeté dráze. Červená křivka navíc ukazuje zařazené rychlostní stupně, kdy vodorovná část reprezentuje vždy jednu zařazenou rychlost. Ve srovnání s **Obr. 4.1** je průběh rychlosti téměř totožný s průběhem u systému ZEROSHIFT.

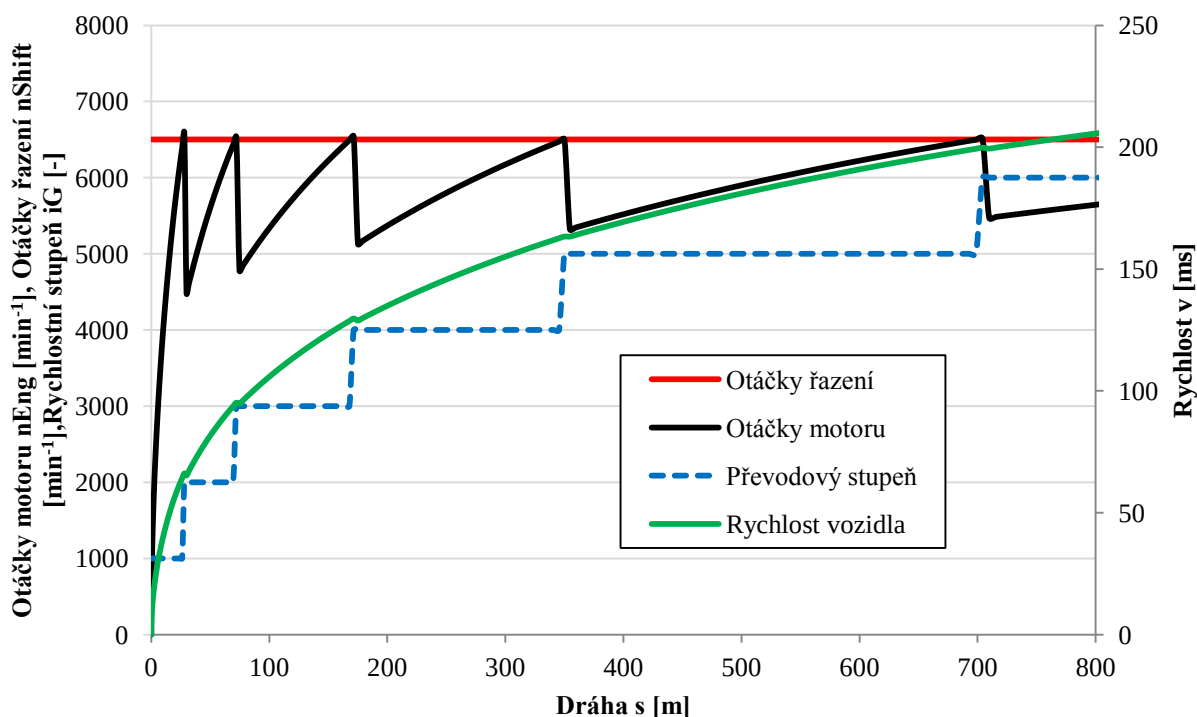


Graf 5 Závislost podélného zrychlení na dráze vozidla



Z *Grafu 5* lze pozorovat závislost zrychlení na ujeté dráze, kdy vozidlo začíná v klidové poloze. V případě rozjezdu dochází k největšímu zrychlení. Na kola je přiváděna největší hnací síla díky zařazenému maximálnímu celkovému převodu. V této situaci také dochází v běžném provozu k prokluzu pneumatik, kdy řidiči neodhadnou přilnavost k vozovce a neodborně používají součinnost spojivového a akceleračního pedálu.

V průběhu jízdy zrychlení vozidla klesá, snižuje se převodový poměr, klesá hnací síla na kolech vozidla. Při řazení dochází k přerušení toku kroutícího momentu z motoru na převodové ústrojí a tím pádem k nulovému zrychlení vozidla. V *Grafu 5* je tento stav vidět právě v oblasti propadu zrychlení a simulovaném přeřazení, jež koresponduje červenou křivkou převodového stupně.



Graf 6 Závislost otáček motoru a rychlosti na dráze

Asi nejlepší představu o spolupráci motoru s převodovkou znázorňuje *Graf 6*. Navíc je zde ještě lépe zvýrazněna oblast částečného poklesu rychlosti při změně rychlostního stupně. Otáčky pro změnu převodu byly záměrně určeny pro hodnotu $nShift = 6500 \text{ min}^{-1}$. Pokud by řazení probíhalo v oblasti maximálních otáček motoru, mohlo by dojít k jeho mechanickému poškození a vyřazení z provozu.



5.3 DYNAMICKÁ CHARAKTERISTIKA VOZIDLA

Ideální stav, kdy by byl dokonale využit celý potenciál motoru, by nastal v situaci, pokud bychom vzali křivky maximální hnací síly na kolech, maximální dostupné rychlosti vozidla a křivku konstantního výkonu z *Grafu 3 b)* a oblast pod těmito křivkami dokonale vyplnili. Jelikož pro spalovací motor platí konstrukční omezení a pouze úzký interval pracovních otáček, je třeba, abychom zbylé místo vyplnily vhodně navrženou převodovkou. **Kap. 5.1 a kap 5.2** by měly posloužit k formulaci závěrů ohledně spolupráce motoru a převodovky, závislosti jízdních odporů na jízdních podmínkách a návrhu převodových stupňů. V této kapitole bude snahou dané závěry převést do takové podoby, aby bylo možné jim všeobecně porozumět. Nejlepším způsobem bude využít grafických závislostí, mezi ně řadíme trakční diagram a diagram pilový.

5.3.1 TRAKČNÍ DIAGRAM

Trakční diagram vozidla slouží ke znázornění průběhu hnací síly (pro jednotlivé převody) na kolech v závislosti na rychlosti . Mimo jiné nám také ukazuje oblast nevyužitého výkonu motoru, oblast maximálního výkonu pro jednotlivý rychlostní stupeň a optimální bod pro přeřazení. Na *Grafu 7* jsou všechny tyto důležité prvky vyznačeny. Pro určení hnací síly a rychlosti byly využity tyto vztahy:

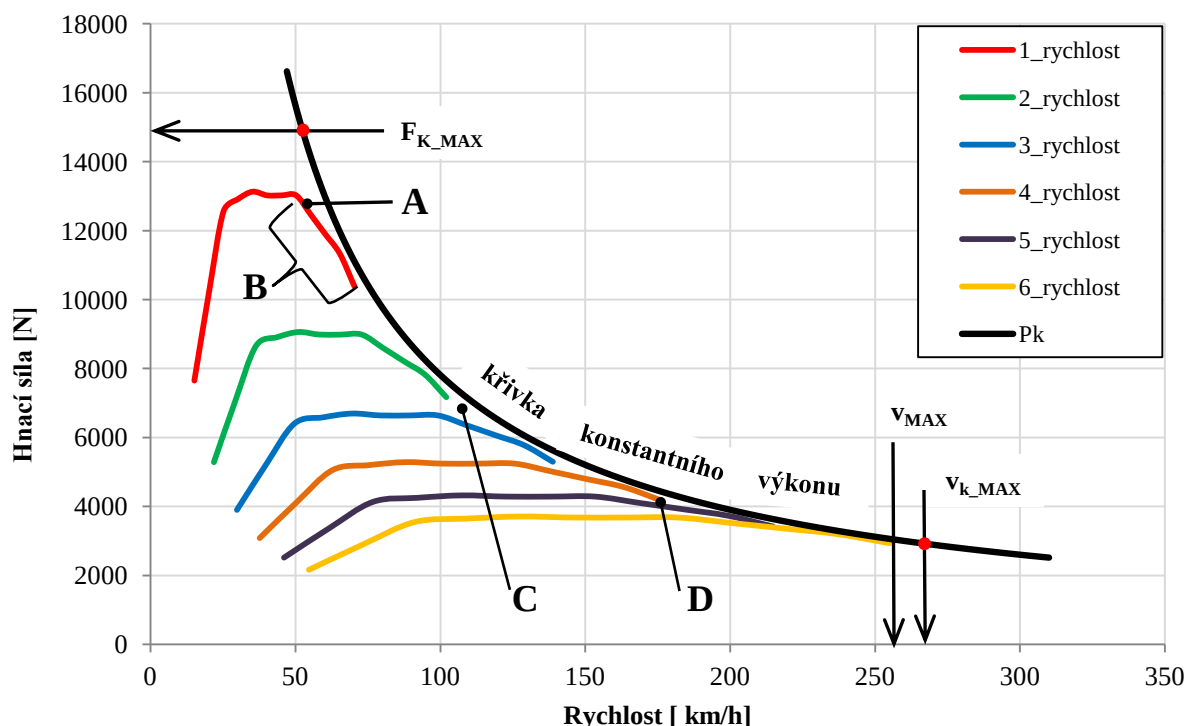
$$F_H = \frac{Mt \cdot ic_{1-6} \cdot \eta}{r_d} \quad (16)$$

$$v = \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_m}{ic_{1-6}} \quad (17)$$

kde:

F_H	[N]	- hnací síla na kolech,
ic_{1-6}	[-]	- celkový převod pro jednotlivé rychlostní stupně.

Do značné míry je ovlivněno využití výkonu motoru i průběhem točivého momentu. U ploché charakteristiky, kde nedochází k velkému převýšení maximálního točivého momentu nad momentem při maximálních otáčkách, vzniká větší oblast nevyužitého výkonu motoru, jelikož hnací síla má při klesající rychlosti menší hodnotu. [17]

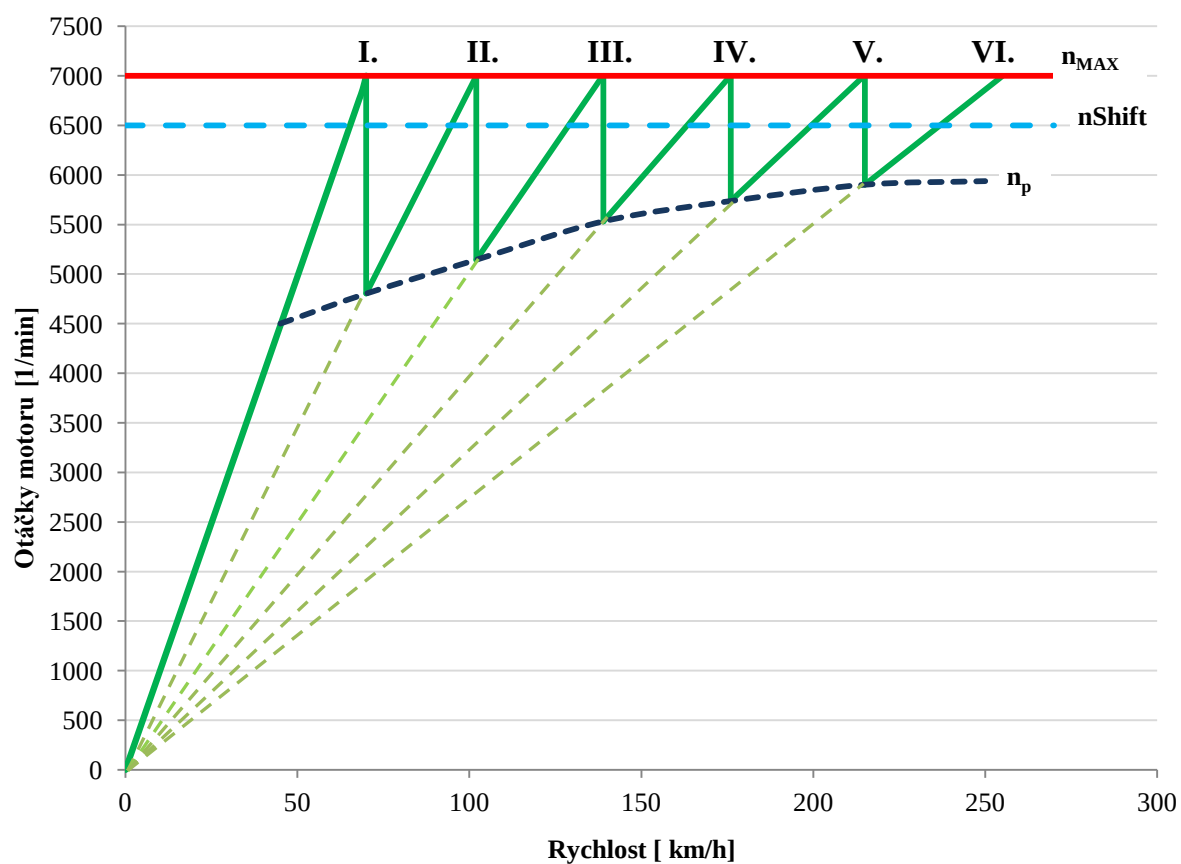


Graf 7 Trakční diagram zkušebního vozidla:

A- maximální výkon pro daný rychlostní stupeň, B- stabilní hnací síla, C- oblast nevyužitého výkonu, D- optimální bod pro změnu rychlostního stupně, F_{K_MAX} - maximální hnací síla, v_{MAX} - maximální rychlost zjištěná při simulaci, v_{k_MAX} - maximální konstrukční rychlost

5.3.2 PILOVÝ DIAGRAM

Pomocí pilového diagramu by měl být každý, kdo se pohybuje v tomto oboru, schopen vyčíst informace o tom, jakým způsobem na sobě závisí otáčky motoru s rychlostí, a to pro jednotlivé rychlostní stupně. Do tohoto diagramu můžeme vynést hodnoty převodovek buď s geometrickým a nebo progresivním odstupňováním. Jednou z nevýhod geometrického odstupňování je dosažení nižší rychlosti na nejmenší rychlostní stupeň oproti odstupňování progresivnímu. Při návrhu převodovky s progresivním odstupňováním se obecně vychází z doporučeného postupu, kdy se volí proměnný kvocient (zmenšující se pro vyšší rychlostní stupně) a společně s rozsahem převodových stupňů slouží k určení převodových skoků. Druhým přístupem, který jsem volil i já, je vybrání již odzkoušené sady převodů od firem, které se touto problematikou zabývají. Graf 8 vykresluje výše zmiňované závislosti. Tyto grafy obecně používají otáčky řazení jako maximální otáčky motoru, což může zkreslovat představu o průběhu rychlosti v našem případě. Proto je dobré, když pro srovnání bude použito i Grafu 6 z **kap 5.2.2.**[4]



Graf 8 Pilový diagram zkušební převodovky:

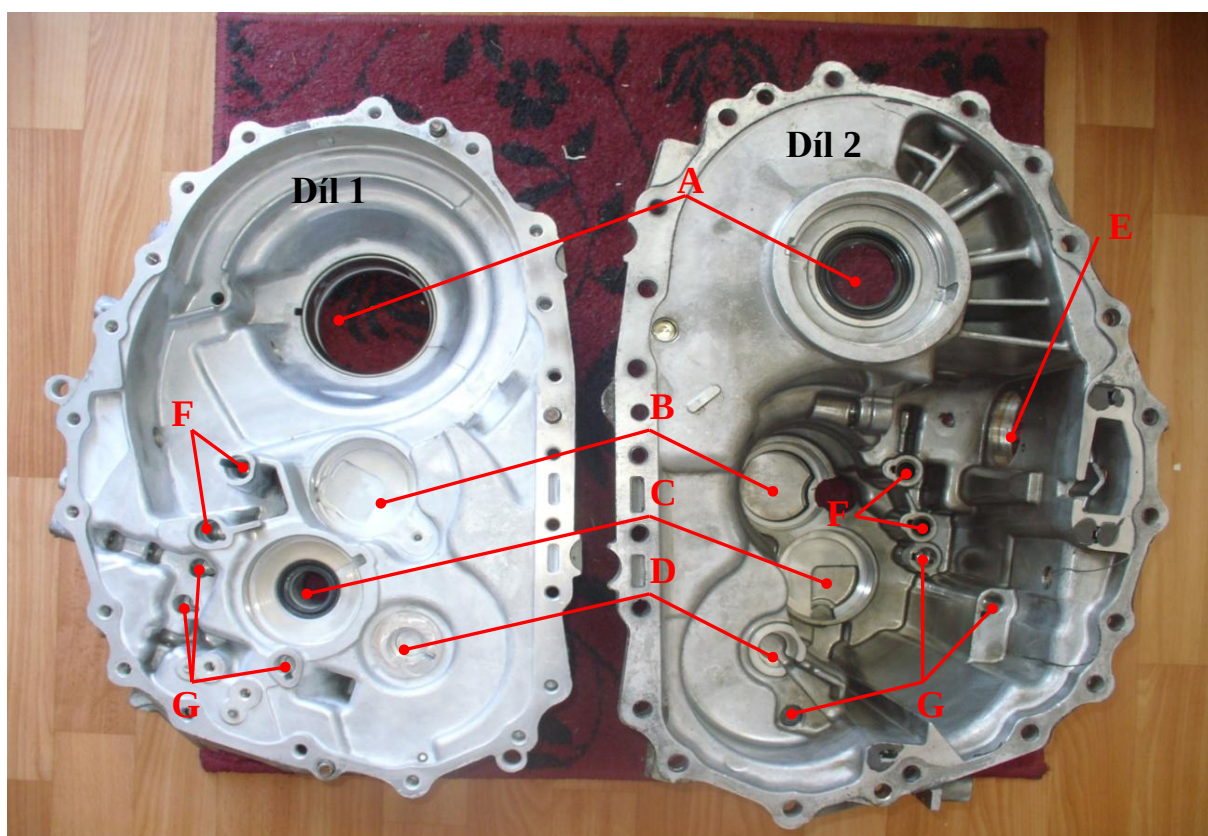
n_{MAX} - maximální otáčky motoru, n_{Shift} - otáčky řazení, n_p - křivka poklesu otáček při změně rychlostního stupně, I..VI - jednotlivé rychlostní stupně.

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Aby celá práce nevycházela pouze z teoretických závěrů, bylo mi umožněno si zapůjčit konkrétní skříň z převodovky, která byla sice vinou nehody vyřazena z provozu, ale naštěstí zůstala zachována celá vnitřní geometrie. Původně se jednalo o šestistupňovou, dvouhřídelovou, sekvenčně řazenou převodovku. Proto byl návrh převodů v **kap. 5.2** koncipován pro šest převodů. Pro další práci bylo třeba si stanovit, že při návrhu a úpravě vnitřních dílů nedojde k zásahu do geometrie skříně a konstrukce bude vycházet z předem známých funkčních rozměrů. Je zřejmé, že tím dojde ke značnému omezení prostoru pro návrh řadicího mechanismu.

6.1 FUNKČNÍ ROZMĚRY

Na **Obr. 6.1** je znázorněn vnitřní prostor převodové skříně, se kterým bylo pracováno v následujících kapitolách. V levé části obrázku je díl přiléhající ke spojkovému systému s otvorem pro vedení hnacího hřídele, na který je přenášen točivý moment s motoru. Díl v pravé části je vybaven žebrováním pro lepší odvod tepla a otvorem pro mechanismus řadicí páky.



Obr. 6.1 Vnitřní geometrie:

A- uložení kola rozvodovky s diferenciálem, B- otvory pro ložiska hnaného hřídele, C- otvory pro ložiska hnacího hřídele, D- otvor pro hřídel zpětného chodu, E- otvor pro vedení řazení, F, G- otvory pro řadicí tyčky hnacího(G) a hnaného(F) hřídele.



6.2 VYTVOŘENÍ 3D MODELU VYBRANÉHO DÍLU SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY

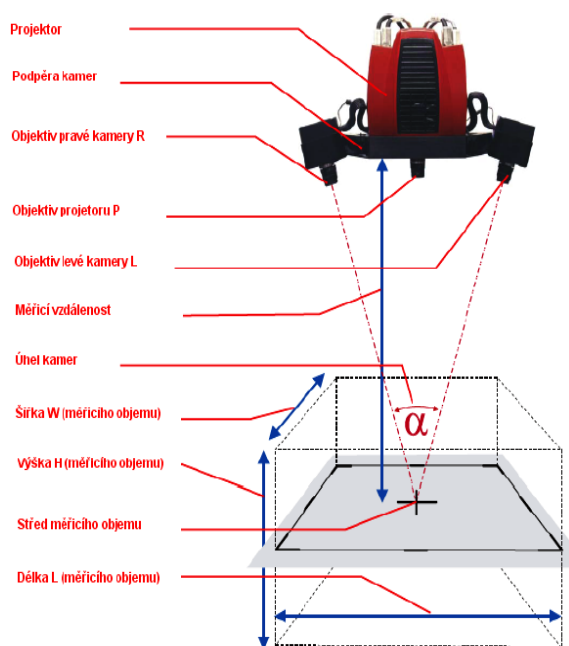
V této fázi zpracování závěrečné práce bylo třeba vyřešit první reálný problém, a to vytvoření 3D modelu skříně převodovky. Jednou z možností bylo poměrně složité odměřování funkčních rozměrů a jejich aplikace do jednoduše vytvořené geometrie.

Druhý přístup spočíval ve využití reverzního inženýrství, tzn. fyzický model převést pomocí digitalizace do formátu *.stl. Zjednodušeně řečeno se jedná o výstupní formát všech souborů, které byly vytvořeny 3D skenováním modelů. Tento objemový model je potom tvořen polygonovými plochami (trojúhelníky). [18]

Pro samotné skenování byl vybrán ten díl skříně, do kterého je přiváděn točivý moment z motoru na hnací hřídel. Jedná se tedy o *díl 1*- **Obr.6.1** vlevo. Důvodem byl předpoklad, že při skenování může dojít k problému při skládání jednotlivých snímků v případě hlubokých otvorů. Navíc se jevílo výhodnější použití *dílu 1*, jelikož všechny funkční rozměry byly lépe patrné a zaznamatelné.

6.2.1 SKENER ATOS 2M

Na podzim roku 2013 došlo k rozšíření možností 3D skenování na ÚADI, když byl pořízen skener ATOS 2M. Společně s otočným stolem se jedná o velmi moderní a kompaktní způsob řešení projektů spojených se 3D skenováním. Tento přístroj fungující na principu optické triangulace a promítání pruhů světla na skenovaný povrch, které jsou snímány pomocí dvou kamer s CCD čipem, se vyznačuje rychlým a poměrně přesným převodem skutečné součásti do digitalizované podoby. Počet měřených bodů pro jeden snímek se pohybuje v oblasti cca 2 x 2 000 000 . Technologie Blue Light neboli technika projekce modrého světla zpřesňuje měření bez ohledu na světelné podmínky. Nespornou výhodou proti staršímu skeneru, který je využíván na ÚADI, je možnost použití softwaru v prostředí Windows místo systému Linux. Skenování a následná úprava je potom možná na jednom PC. Na **Obr.6.2** je srovnání definic vztahů pro systém ATOS COMPACT SCAN 300 a 500 a reálným skenováním dílu převodovky.[19]



Obr. 6.2 Atos 2M - vlevo [19], příprava skenování - vpravo

6.2.2 SKENOVÁNÍ SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY

Skenování dílu převodovky je rozděleno do několika fází podle následujícího postupu:

- **Příprava dílu pro skenování** - spočívá v odmaštění skenovaného dílu a nanesení speciálního křídového spreje, aby povrch neodrážel světlo. Dalším krokem je umístění referenčních bodů, které slouží k orientaci snímků a jejich skládání softwarem skeneru Atos. Jejich rozmístění by mělo být rovnoměrné po celém povrchu a hustota taková, aby při snímání měly kamery možnost využívat alespoň tři bodů.



Obr. 6.3 Díl převodovky nachystaný na skenování



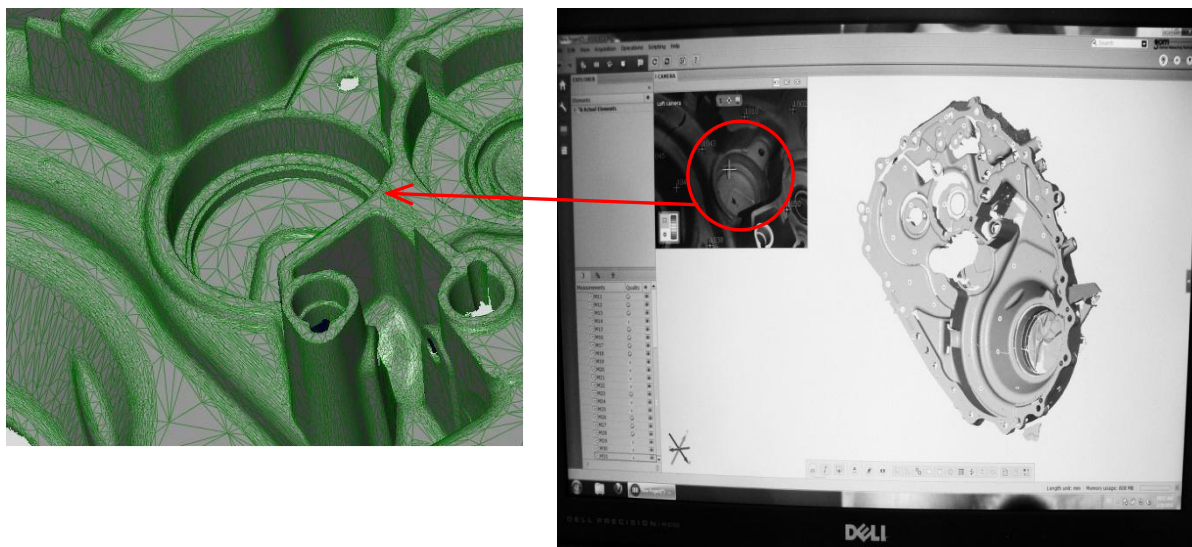
- **Příprava skeneru** - přípravou pro skenování se rozumí zejména správná konfigurace přístroje pro daný objem součásti a také kalibrace kamer.

Tab. 11 Konfigurace skeneru

Pozice kamery	Měřicí objem (D x Š x V)	Vzdálenost měřicího bodu	Doporučené referenční body ϕ	Měřicí vzdálenost	Úhel kamery	Ohnisková vzdálenost kamer. objektů	Ohnisková vzdálenost objektu projektoru	Standardní kalibrační objekt (CP = deska)
[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[-]
300	250 x 190 x 190	0,153	3	570	25	17	12	CP40

Samotná kalibrace přístroje je velmi důležitá, aby došlo k vymezení pozic a orientace kamer. Dále jsou také stanoveny zobrazovací charakteristiky objektivů a čipů. Na základě tohoto nastavení jsou vypočítávány 3D souřadnice z bodů kalibračního objektu v 2D obrazu kamery. Postup kalibrace je popsán v každé příručce, která je součástí vybavení skeneru.

- **Skenování objektu** - pro správné měření je důležité, aby se skenovaný objekt nacházel neustále ve středu měřicího objemu. Po prvním měření je v softwaru Atosu přiřazeno každému referenčnímu bodu unikátní identifikační číslo na které se systém při dalším měření odkazuje. Čím přesněji chceme objekt nasnímat, tím více musí být provedeno dílčích měření, ze kterých je posléze vytvořen objekt jako celek. Každý ze skenů se zobrazuje v dílčím okně (*Measurement series*) a informuje nás o kvalitě měření. Po dokončení měření je potřeba jednotlivé snímky spojit, a to pomocí polygonální sítě společné pro všechny snímky. Sít' vzniklých trojúhelníků má různou hustotu závisující na zakřivení povrchu. Na **Obr. 6.4** je prostředí softwaru Atos. Hlavní část obrazovky slouží k náhledu na jednotlivé snímky a umožňuje zobrazit a zkontrolovat, zdali se objekt nachází v měřeném objemu. V levém horním rohu je potom náhled na skenovanou součást v reálném čase. Levá část zobrazuje dialogová okna kde např. můžeme najít chybové hlášení pro jednotlivá měření. Detail pohledu vypovídá o polygonální síti a její hustotě.



Obr. 6.4 Prostředí softwaru Atos

- **Kontrola a následný výstup ze softwaru Atos** - po dokončení měření a následné korekci špatně skenovaných snímků byl proveden export projektu ve formátu *.stl, sloužící pro následné úpravy.
- **Úprava dílu v programu GOM Inspect** - Software GOM Inspect je poskytován jako podpora pro úpravy 3D skenů. Je volně stažitelný na stránkách společnosti GOM, jež se zabývá optickým měřením, do kterého spadá i 3D skenování. Importem souboru *. stl do prostředí GOM Inspect vznikl síťovaný model jehož detail je na **Obr. 6.4**. Ani skener Atos není schopen detailně změřit celý povrch dílu převodovky, proto bylo nutné některé defekty opravit. Zejména šlo o špatně dostupné dutiny , kde k povrchu nepřilnul křídový nástřík a nebyly zde umístěny ani referenční body. Postup při úpravě původního souboru odpovídá následujícímu schématu:



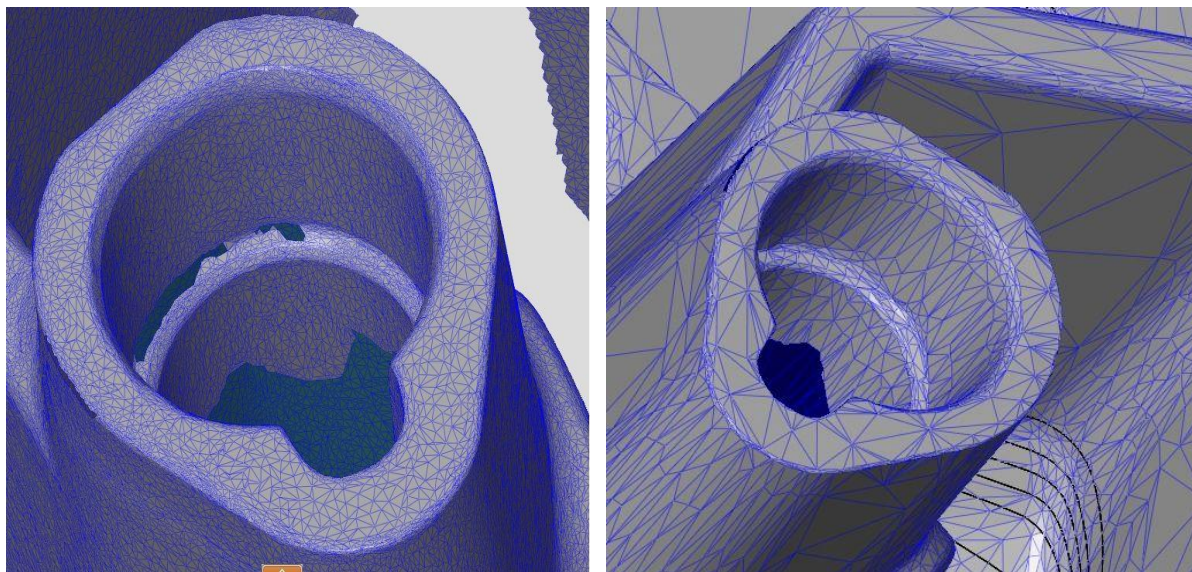
Postup při „zalepování“ děr v polygonální síti.



Vyhlazení povrchu.

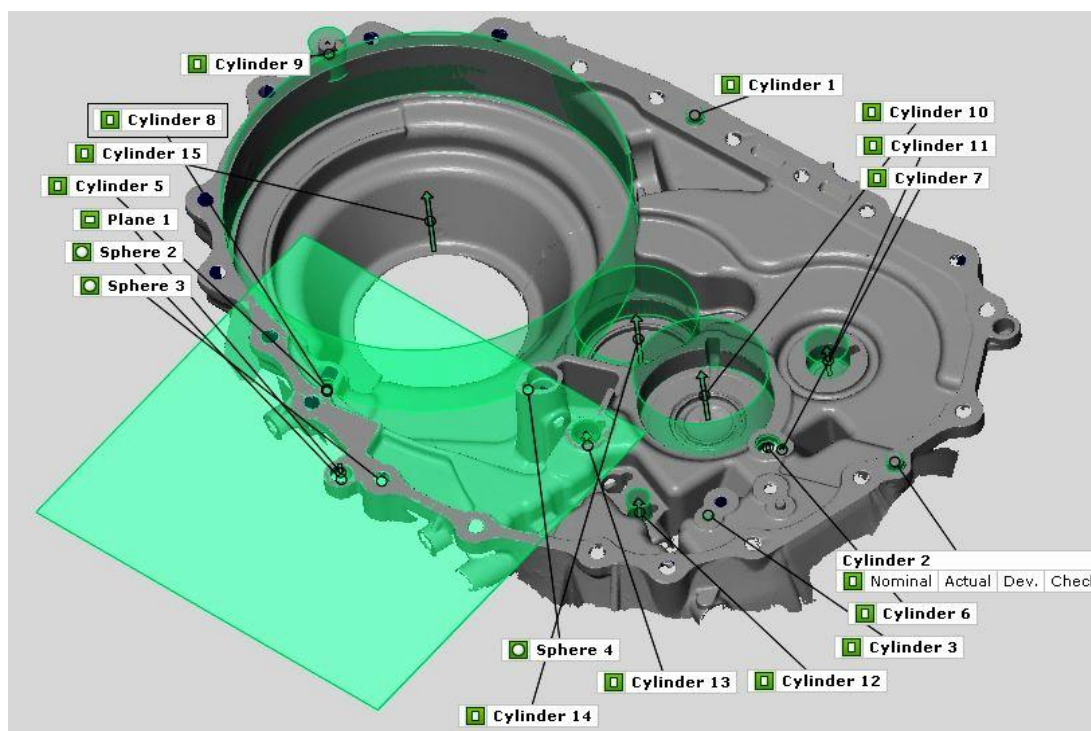


Snížení počtu uzlových bodů zejména v místě s malým zakřivením povrchu, kde nebylo potřeba síť s vysokou hustotou, viz. Obr. 6.5

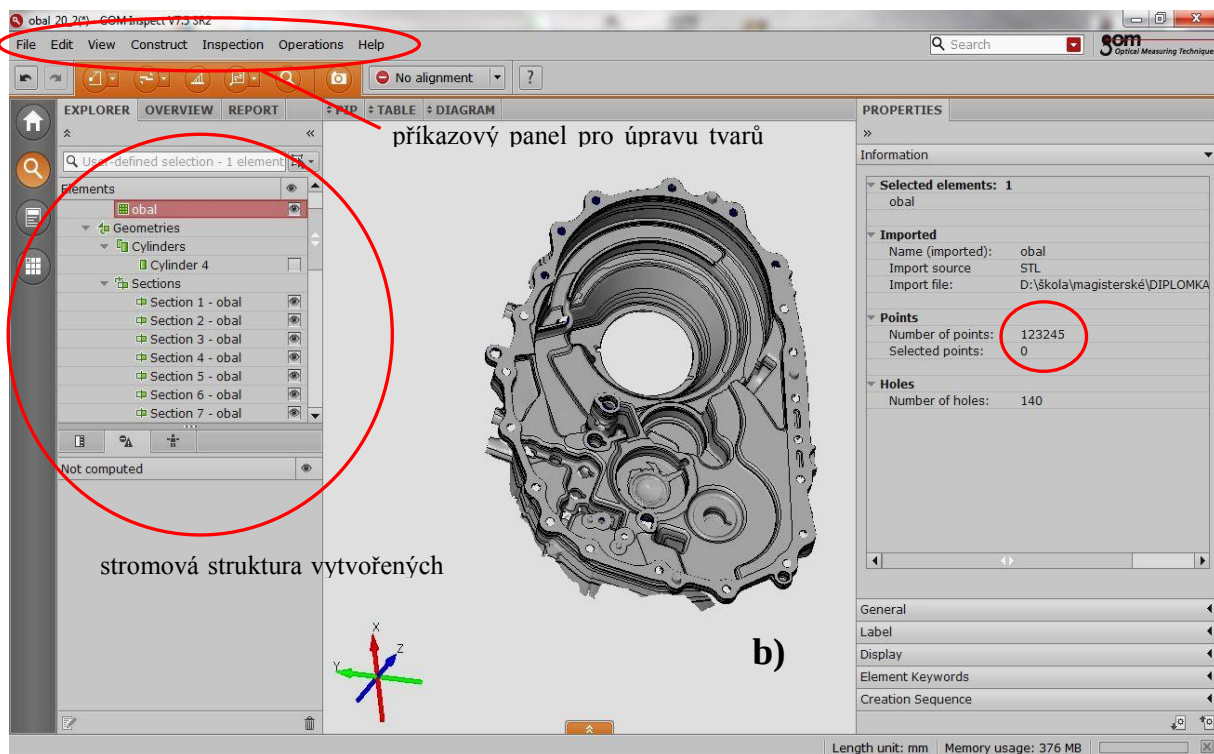
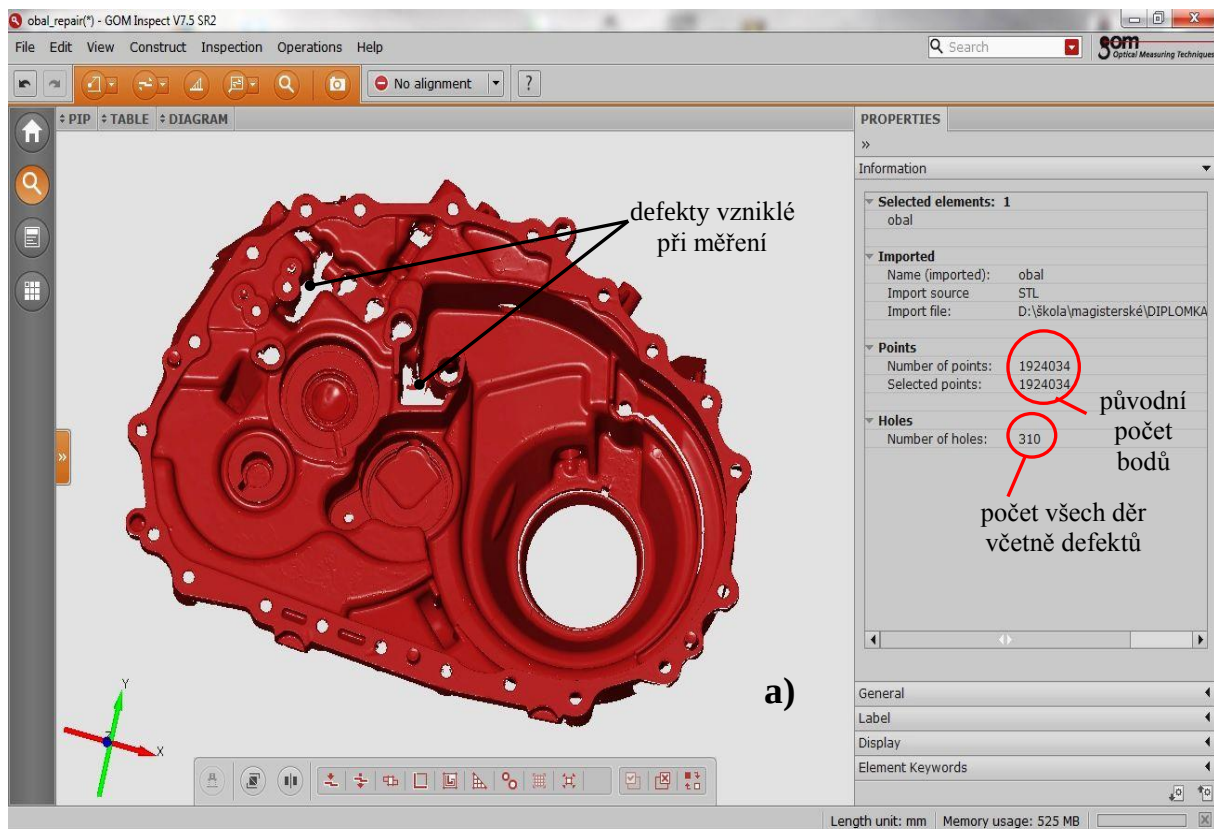


Obr. 6.5 Polygonální síť před a po úpravě příkazem Thin

Po těchto úpravách již stačilo pouze vytvořit referenční rovinu, tvořenou na dosedací ploše pomocí výběru bodů na tomto povrchu, ke které byly vztahovány vytvořené geometrie (válec, koule) pro zaznamenání středů požadovaných otvorů, **Obr. 6.6**. Jelikož program GOM Inspect pracuje s modelem jako 3D sítí, bylo třeba jej převést do programu Creo 2.0 parametric. Na **Obr. 6.7 a)** je původně importovaná součást a na **Obr. 6.7 b)** součást nachystaná na export.



Obr. 6.6 Model s vytvořenými geometrickými primitivy

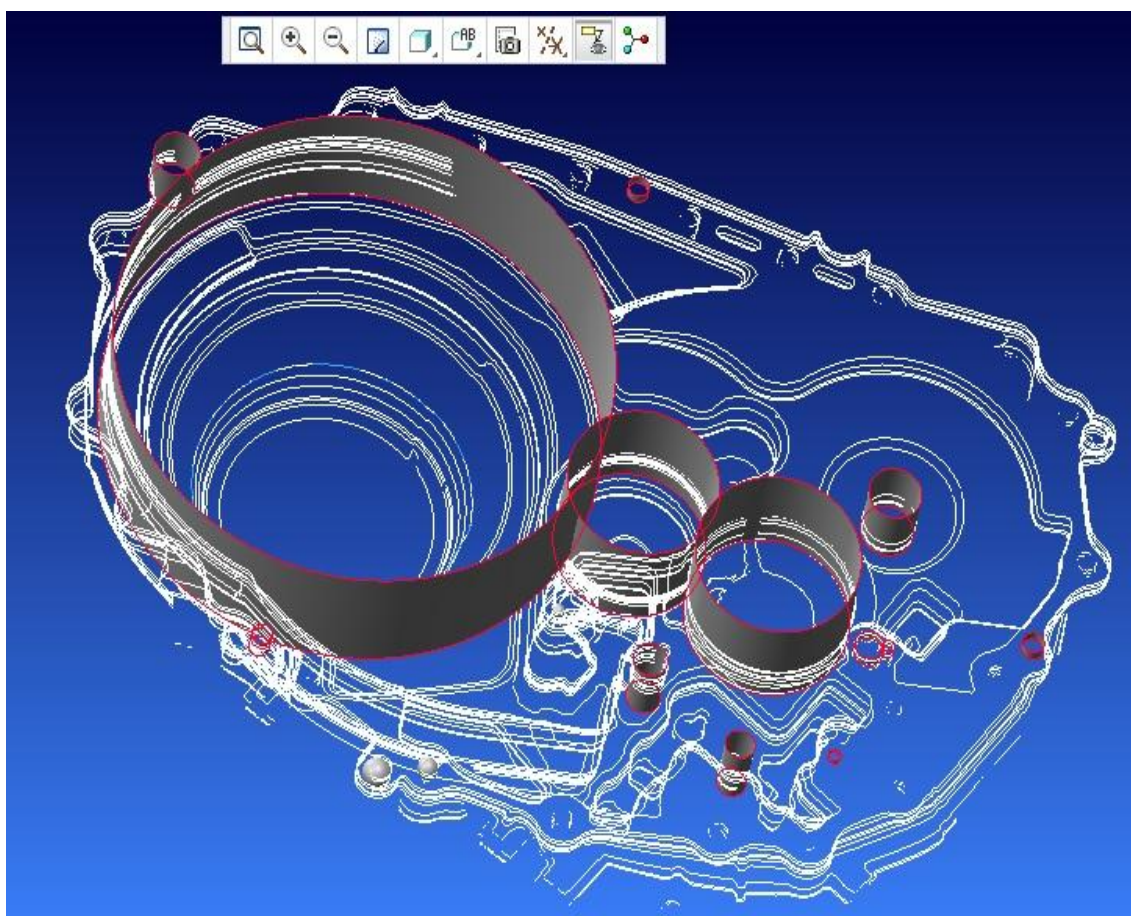


Obr. 6.7 Srovnání matematického modelu v první fázi úprav a následně jako výstup pro program Creo

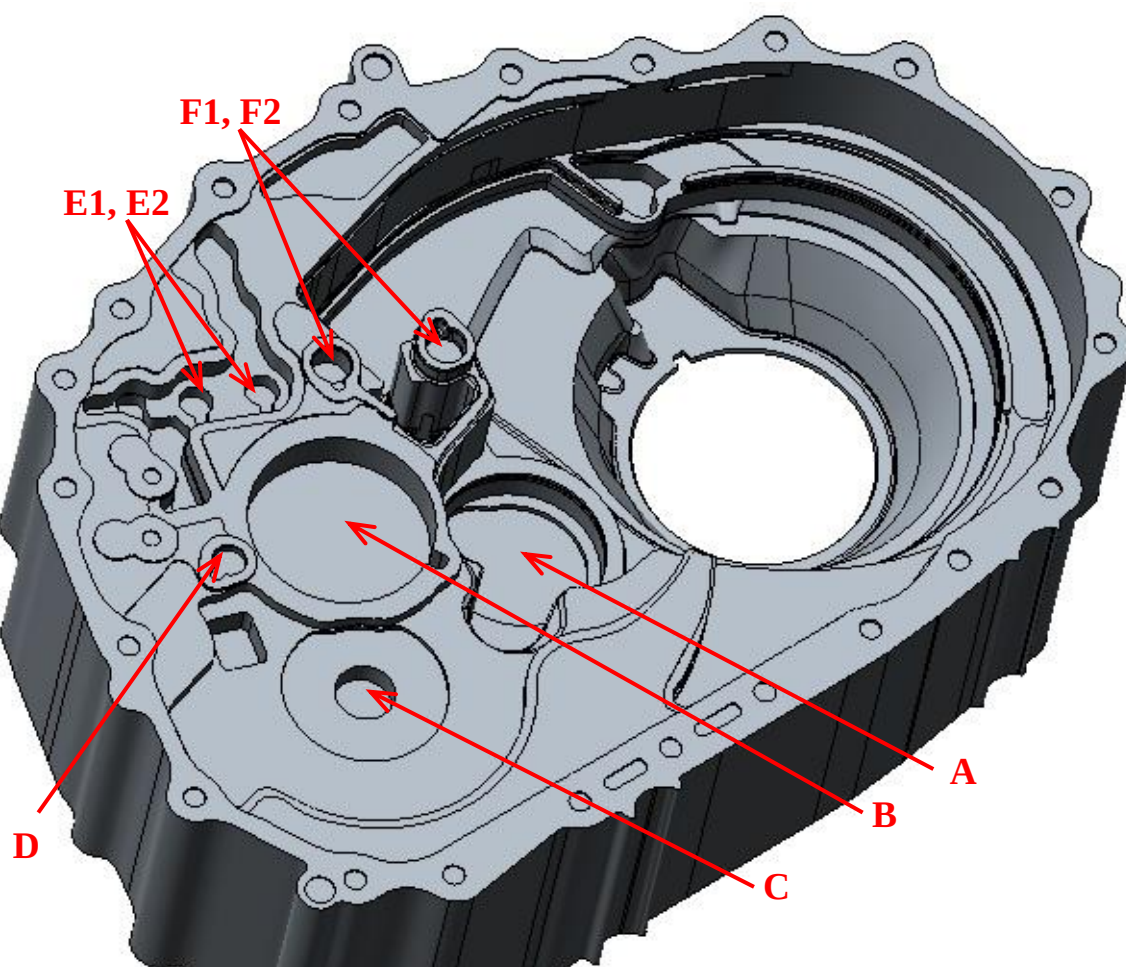


6.2.3 MODEL V PROSTŘEDÍ CREO 2.0 PARAMETRIC

Původním záměrem při rekonstrukci obalu převodovky v prostředí Creo bylo přesné dodržení geometrie z importovaného souboru. Nastal ovšem problém, kdy bylo nezbytné vytvořit sadu řezů v rekonstruovaném modelu v prostředí GOM Inspect a teprve tyto řezy exportovat jako geometrii křivek *.igs. Přístup pro vytvoření objemového modelu spočíval buď ve vytvoření velkého množství řezů ve všech třech osách a jejich následném spojení v Creo 2.0 např. pomocí příkazu *Bounary blend*, který se ovšem více hodí pro tvorbu částí automobilu jako třeba karoserie. Řezy tedy vznikly pouze ve vodorovném směru k referenční rovině, **Obr. 6.8**, a následně byly poskládány pomocí příkazů *Extrude* a *Blend*. V zájmu zachování funkčních rozměrů byly některé řezy při rekonstrukci vynechány a pouze v případě kolize by sloužili pro kontrolu.



Obr. 6.8 Řezy a přenesená geometrie v prostředí Creo 2.0 Parametric



Obr. 6.9 Výsledný model skříně převodovky v prostředí Creo

Tab. 12 Porovnání vybraných rozměrů skříně z prostředí Creo s realitou

Funkční rozměr		A	B	C	D	E1	E2	F1	F2
Creo	φ [mm]	72,11	77,94	24,98	13,98	14,13	14,28	16,15	17,13
Realita		71,96	77,78	24,57	13,94	13,77	13,72	16,31	16,61

Výše uvedená tabulka nám ukazuje, s jakou přesností lze pracovat při zpracování poměrně složitého odlitku skříně převodovky, který byl převeden do 3D modelu pomocí reverzního inženýrství. Odchytky jednotlivých hodnot lze přisoudit jednak nedostatečně přesnému zpracování řezů v prostředí Creo Parametric, ale i faktu, že samotný odlitek má určité výrobní nepřesnosti. Pro otvory **F1**, **F2** platí stejný průměr, jako pro ostatní díry vodicích tyček. Vlivem malého rozměru nebylo možné přesně naskenovat vnitřní průřez, kde do hloubky 11 mm zasahuje otvor o větším průměru, ve kterém jsou vsazena pouzdra.



7 NÁVRH A VÝPOČET VNITŘNÍCH ČÁSTÍ PŘEVODOVKY

Dalším krokem, vedoucím ke konstrukčnímu návrhu řadícího mechanismu, bylo vytvoření vnitřních částí převodovky, a jejich výpočet, na které bude tento mechanismus aplikován. Snahou bylo vycházet z reálných komponent a zachovat tak jejich základní rozměry. K minimalizaci nepřesností měření posloužilo elektronické digitální měřidlo s označením Z 11155. Návrhem vnitřních částí potom budeme rozumět tři základní skupiny:

- Ozubená kola,
- Hřídele,
- Ložiska.

Pro každou ze zmíněných skupin bylo třeba zvolit specifický postup návrhu a výpočtu tak, aby ve výsledku byly tyto skupiny schopny plnit požadovanou funkci jako celek.

7.1 OZUBENÁ KOLA

Nejpreciznější, ale zároveň nejsložitější vnitřní částí převodovky jsou ozubená kola. Při jejich návrhu je třeba dbát na velké množství proměnných, které jsou schopny výrazně ovlivnit jejich záběrové schopnosti a životnost. V případě přestavby zadané převodovky se dostáváme do konfliktu s konvenčními návrhy. U většiny převodovek totiž platí, že jejich životnost mnohdy přesahuje životnost motoru. Pokud se ale zaměříme na přestavbu za účelem přenosu poměrně velkého výkonu vzhledem k relativně malým rozměrům a dosažení maximální možné rychlosti, musíme při výpočtech některé výstupní informace potlačit a dojít tak k výsledkům, které budou jednoznačně vypovídat o životnosti převodů v řádech několika tisíc kilometrů.

V **kap. 5.2** jsme se věnovali návrhu převodů pro takové podmínky, abychom dosáhli určité vzdálenosti za minimální čas, čili kontinuálnímu přenosu výkonu motoru na kola vozidla. Tato jednoduchá myšlenka dosažení určitého cíle za co nejkratší čas se stala mottem všech sportovců na světě, motorsportu nevyjímaje. Díky tomu jsem se dostal do kontaktu s lidmi, kteří se v tomto odvětví pohybují, a kteří mi byli ochotni poradit určité změny při samotném návrhu ozubení.

Výpočty v této kapitole vycházejí zejména z těchto tří základních pramenů:

- Konstruování strojních součástí [3],
- demo verze výpočtového programu MITCalc [36],
- software Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava, Fakulty strojní, Katedry částí a mechanismů strojů, jež mi byl poskytnut vedoucím této katedry prof. Dr. Ing. Milošem Němčkem [37].



7.1.1 VOLBA MODULU A MATERIÁLU

Základním parametrem každého ozubeného kola je modul neboli průměrová rozteč. Jeho výpočet se provádí v počáteční fázi návrhu ozubení a věnuje se mu norma ČSN 01 4686. Názorná ukázka návrhového výpočtu normálového modulu pro první rychlostní stupeň je na **Obr. 7.1**. Vstupní parametry ve výpočtu jsou uvedeny níže, případně v **příloze P1**.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 13
 z_2 38
 β 0 [°]
 T_1 366 [N·m]
 Ψ_m 17
Schéma 6
 $K_{H\beta}$ 1.099
 K_A 1.35
 σ_{Flimb}^0 740 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 1288 [MPa]
 V_{HV} 615

Help Vyber Help Vyber Vyber

Iisk Moduly Konec

$m_n = 4.778$ [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

$m_{n\ ohyb} = 3.184$ [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n\ dotyk} = 4.778$ [mm]

Obr. 7.1 Návrhový výpočet modulu podle ČSN 01 4686 [37]

Jedná se pouze o návrhový výpočet, dalším omezujícím parametrem při návrhu je pracovní osová vzdálenost hnacího a hnaného hřídele, která musí být bezpodmínečně dodržena.

Materiál, který se používá pro vysokootáčková soukolí převodovek, je obecně doporučován jako ušlechtilá, chemicko - tepelně zpracovaná, konstrukční slitinová ocel. Zvolený materiál, ocel 14 140 dle ČSN, a její vlastnosti jsou v *Tab. 13*.



Tab. 13 Materiálové vlastnosti vybrané oceli ČSN 14 140 [37]

			pastorek	kolo
Parametry zvoleného materiálu				
Hustota	ρ	[kg/m ³]	7870	7870
Modul pružnosti (tah, tlak)	E	[GPa]	206	206
Mez pevnosti v tahu	R _m	[MPa]	1570	1570
Mez kluzu v tahu	R _{p0.2}	[MPa]	1350	1350
Poissonova konst.		[-]	0,3	0,3
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	[MPa]	1288	1288
Mez únavy v ohybu	Σ_{Flim}	[MPa]	740	740
Tvrdost zubu na boku	V _{HV}	[HV]	615	615
Tvrdost zubu v jádře	J _{HV}	[HV]	485	485
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N _{Hlim}	[-]	1E+08	1E+08
Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	q _H	[-]	10	10
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N _{Flim}	[-]	3E+06	3E+06
Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	q _F	[-]	9	9

7.1.2 VOLBA VYBRANÝCH VSTUPNÍCH HODNOT

Pro závodní převodovky se využívají výhradně čelní ozubená soukolí s malým počtem poměrně vysokých zubů. Velkou inspirací mi v tomto ohledu byly produkty společnosti Kaps Transmission a rady Ing. Šimka.

Tab. 14 Doporučené vstupní hodnoty ozubení

Výška hlavy nástroje	h_{a0}^*	[modul]	1,5
Součinitel záběru v čelní rovině	ϵ_α	[-]	1,2 až 1,5
Součet jednotkových posunutí	Σx	[mm]	1,5 až 2
Úhel záběru	α	[°]	20

7.1.3 POSTUP VÝPOČTU OZUBENÉHO SOUKOLÍ TŘETÍHO RYCHLOSTNÍHO STUPNĚ

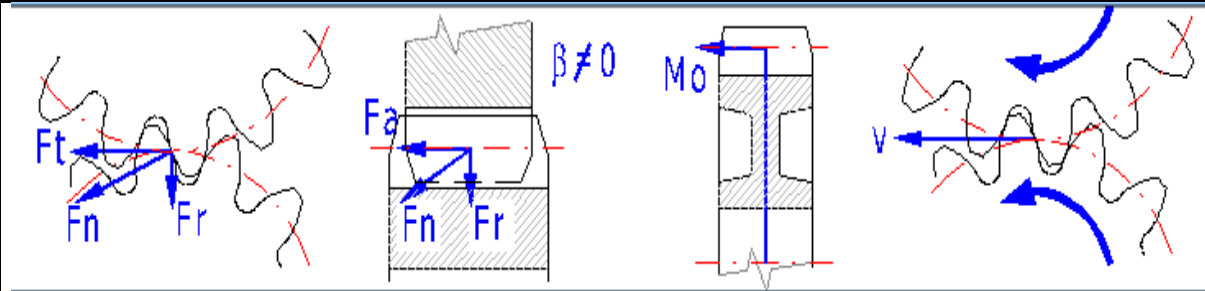
U výpočtu ozubení byl kladen největší důraz na dodržení pevně dané pracovní osové vzdálenosti $a_w = 81 \text{ mm}$. Tím pádem muselo dojít ke kompromisu s volbou modulu, počtem zubů pro jednotlivá kola a také jednotkových korekcí. Postup celého výpočtu jednotlivých rychlostních stupňů je v **příloze P1**, zde jsou uvedeny pouze nejdůležitější informace pro vytvoření přehledu o problematice návrhu ozubených soukolí. Všechny zde uvedené tabulky vycházejí z prostředí programu MITCalc a jsou doplněny rovněž ilustračními obrázky pro lepší orientaci.



Tab. 15 Vstupní parametry třetího rychlostního stupně [36]

				pastorek	kolo
1.0	Volba základních vstupních parametrů				
1.1	Přenášený výkon	P_w	[kW]	217	215,011
1.2	Otáčky pastorku / kola	n	[1/min]	6500	4403,226
1.3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	M_k	[Nm]	318,823	466,330
1.4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	[-]	1,47	
1.5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	[-]	1,476	0,42%

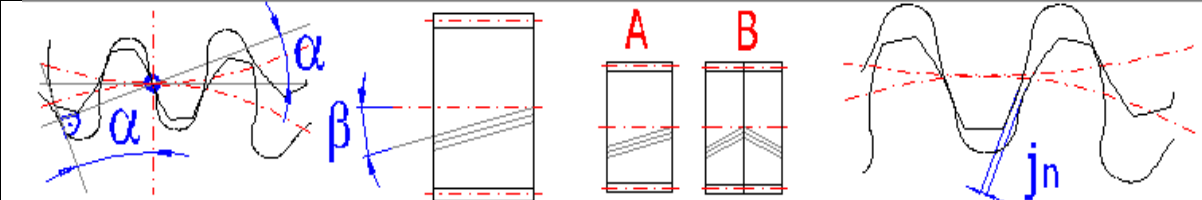
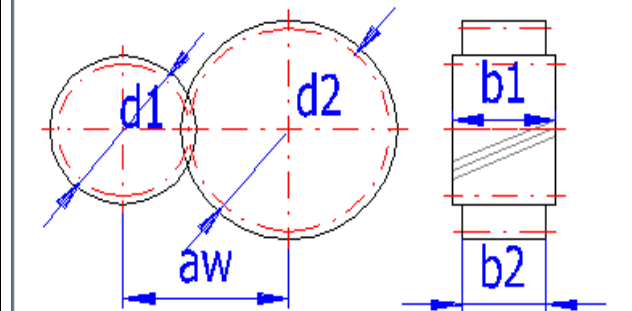
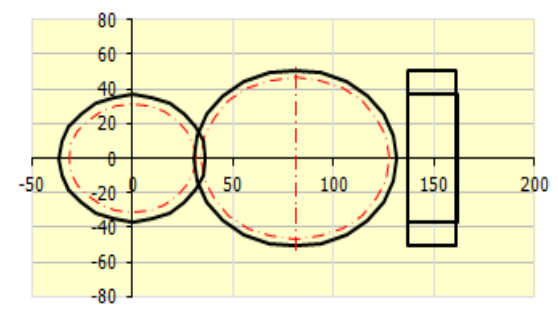
Tab. 16 Silové působení na ozubení [36]

				pastorek	kolo
10.0	Silové poměry (síly působící na ozubení)				
					
10.1	Silové poměry				
10.2	Obvodová síla	F_t	[N]	9760,7	
10.3	Normální síla	F_n	[N]	10770,9	
10.4	Axiální síla	F_a	[N]	0	
10.5	Radiální síla	F_r	[N]	4554,1	
10.6	Ohybový moment	M_o	[Nm]	0	0
10.7	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v	[m/s]	21,44	

Pro výpočet silového působení se vychází z působení sil na valivém bodě soukolí a směru určeném přímkou záběru. Přímé ozubení má boční křivky zubů tvořeny přímkami, jež jsou rovnoběžné s osami kol. Svou jednoduchostí neumožňují přenos axiální síly. Na druhou stranu je zub v záběru po celou dobu, proto může docházet k rázům.



Tab. 17 Geometrie ozubení [36]

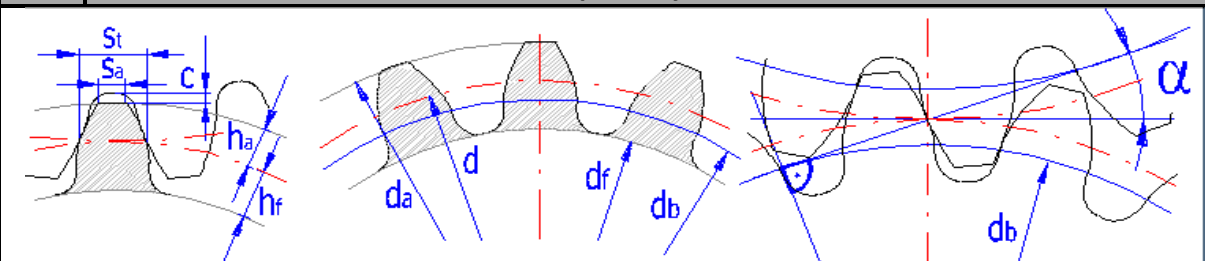
				pastorek	kolo
3.0	Návrh modulu a geometrie ozubení				
					
3.1	Počty zubů pastorku / kola	z	[-]	21	31
3.2	Normální úhel záběru	α_n	[°]	20	
3.3	Základní úhel sklonu zubů	b	[°]	0	
3.4	Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\psi_d / \max$		1,05	< 1,1
3.5	Modul ozubení / normalizovaná hodnota	m_n	[mm]	3	
3.6	Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d_1/d_2	[mm]	63	93
3.7	Šířka pastorku / kola	b_1/b_2	[mm]	25	24
3.8	Pracovní šířka ozubení	b_w	[mm]	24	
3.9	Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\psi_d / \max$		0,396	< 1,1
3.10	Pracovní vzdálenost os	a_w	[mm]	81,00	
3.11	Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	[kg]	1,97	
3.12	Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF		0,92	1,01
					

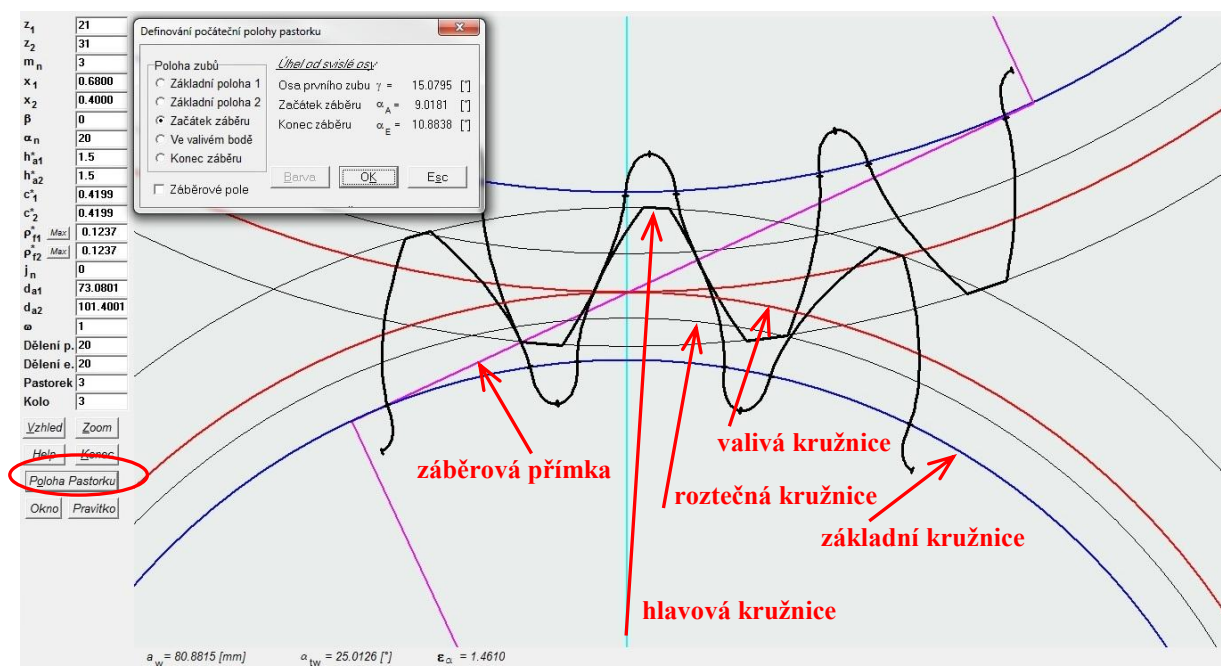
Aby nedošlo ke kolizi dvou spoluzabírajících zubů neboli interferenci, bylo třeba vyřešit počet zubů pro jednotlivá kola. Způsobů existuje několik, jedním z nich je postupovat dle **kap. 13.7** [3] a nebo vycházet z reálných součástí převodovek nabízených na trhu. Zvolen byl nakonec druhý způsob. Porovnáním dostupných informací o nabízených produktech a studiem poskytovaných materiálů jsem došel k závěru, že je vhodné volit počet zubů pastorku přibližně stejný, jako je u vyráběných závodních převodovek a počet zubů kola jednoduše dopočítat dle převodového poměru. Tím pádem došlo k prvotním výsledkům v Tab. 17. Použitím vhodného modulu a korekcí ozubení bylo dosaženo požadované pracovní vzdálenosti os.

Prostředí programu MITCalc informuje uživatele navíc i o výsledcích koeficientů bezpečnosti již v této fázi výpočtů. Tyto informace musí být brány s rezervou a předpokladem, že převodovka není určena pro sériovou výrobu, kde jsou kladeny vyšší nároky na životnost. Jedním z možných východisek z této situace se mohlo zdát zvětšení pracovní šířky ozubení, jež je ale bohužel limitováno rozměry hřídelů.



Tab. 18 Výsledky geometrie [36]

				pastorek	kolo
5.0	Kapitola výsledků				
					
5.1	Počty zubů pastorku / kola	z	[-]	21	31
5.2	Šířka pastorku / kola	b	[mm]	25	24
5.3	Normální modul	m _n	[mm]	3	
5.4	Tečný modul	m _t	[mm]	3	
5.5	Normální rozteč	p	[mm]	9,425	
5.6	Čelní rozteč	p _t	[mm]	9,425	
5.7	Základní rozteč	p _{tb}	[mm]	8,856	
5.8	Osová vzdálenost (roztečná)	a _r	[mm]	78	
5.9	Osová vzdálenost (výrobní)	a _v	[mm]	81,24	
5.10	Osová vzdálenost (pracovní)	a _w	[mm]	81,000	
5.11	Úhel záběru	α	[°]	20	
5.12	Čelní úhel záběru	α _t	[°]	20	
5.13	Valivý úhel záběru normální	α _{wn}	[°]	25,013	
5.14	Valivý úhel záběru čelní	α _{wt}	[°]	25,013	
5.15	Úhel sklonu zubů	β	[°]	0	
5.16	Základní úhel sklonu	β _b	[°]	0	
5.17	Průměr hlavové kružnice	d _a	[mm]	73,080	101,400
5.18	Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	63	93
5.19	Průměr základní kružnice	d _b	[mm]	59,201	87,391
5.20	Průměr patní kružnice	d _f	[mm]	58,08	86,4
5.21	Průměr valivé kružnice	d _w	[mm]	65,327	96,436
5.22	Výška hlavy zubu	h _a	[mm]	5,040	4,200
5.23	Výška paty zubu	h _f	[mm]	2,46	3,3
5.24	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	s _{na}	[mm]	1,169	1,865
5.25	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	s _{ta}	[mm]	1,169	1,865
5.26	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	s _n	[mm]	6,197	5,586
5.27	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	s _t	[mm]	6,197	5,586
5.28	Tloušťka zubu patní kružnici	s _b	[mm]	6,579	6,477
5.29	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	s _a *	[mm]	0,390	0,622
5.30	Jednotkové přisunutí kol	dY	[mm]	0,080	
5.31	Celková jednotková korekce	x ₁ +x ₂	[mm]	1,08	
5.32	Jednotkové posunutí	x	[mm]	0,68	0,4



Obr. 7.2 Záběr soukolí třetího rychlostního stupně:

Tabulka v levé části umožňuje uživateli zadat vstupní hodnoty, tlačítko poloha pastorku zobrazí záběr profilů v požadované poloze. [37]

Tab. 19 Koeficienty bezpečnosti [36]

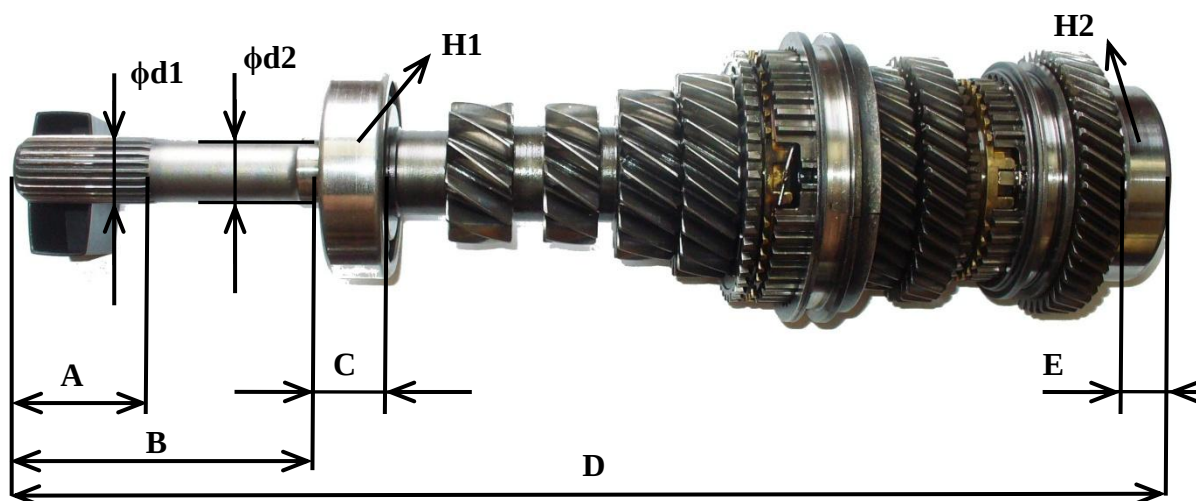
				pastorek	kolo
8.0	Koeficienty bezpečnosti				
8.1	Na únavu v dotyku	SH	[-]	0,917	0,933
8.2	Na únavu v ohybu	SF	[-]	1,085	1,005
8.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	[-]	1,035	1,053
8.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	[-]	1,363	1,265
8.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	[-]	0,08	0,1
8.6	Pravděpodobnost poruchy	P	[%]	0,435	
8.7	Jmenovité napětí v dotyku	σ_{H0}	[MPa]	1266,03	
8.8	Výpočtové napětí v dotyku	δ_H	[MPa]	1680,2	1650,9
8.9	Mez únavy v dotyku	δ_{HG}	[MPa]	1540,9	1540,9
8.10	Dovolené napětí v dotyku	δ_{HP}	[MPa]	1400,8	1400,8
8.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	δ_{F0}	[MPa]	403,7	434,8
8.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	δ_F	[MPa]	678,4	730,7
8.13	Mez únavy v ohybu	δ_{FG}	[MPa]	736,4	734,9
8.14	Dovolené napětí v ohybu	δ_{FP}	[MPa]	566,5	565,3



Z poslední uvedené tabulky jsou patrné výsledky kontroly ozubení z hlediska únavy v dotyku, v ohybu a také pro jednorázové přetížení v obou případech. Výpočet únosnosti boků zubů v dotyku ukazuje, jakým způsobem bude probíhat opotřebení vlivem odlamování částic na kontaktních plochách neboli *pitting*. Únosnost v ohybu je schopnost odolávat únavovému lomu v oblasti patního přechodu, který způsobuje šíření trhliny během zátěžných cyklů. Cílem každého konstruktéra je proto navrhovat takové součásti, které budou schopny bezporuchově plnit funkci během požadované životnosti.

7.2 HŘÍDELE

7.2.1 HNACÍ HŘÍDEL



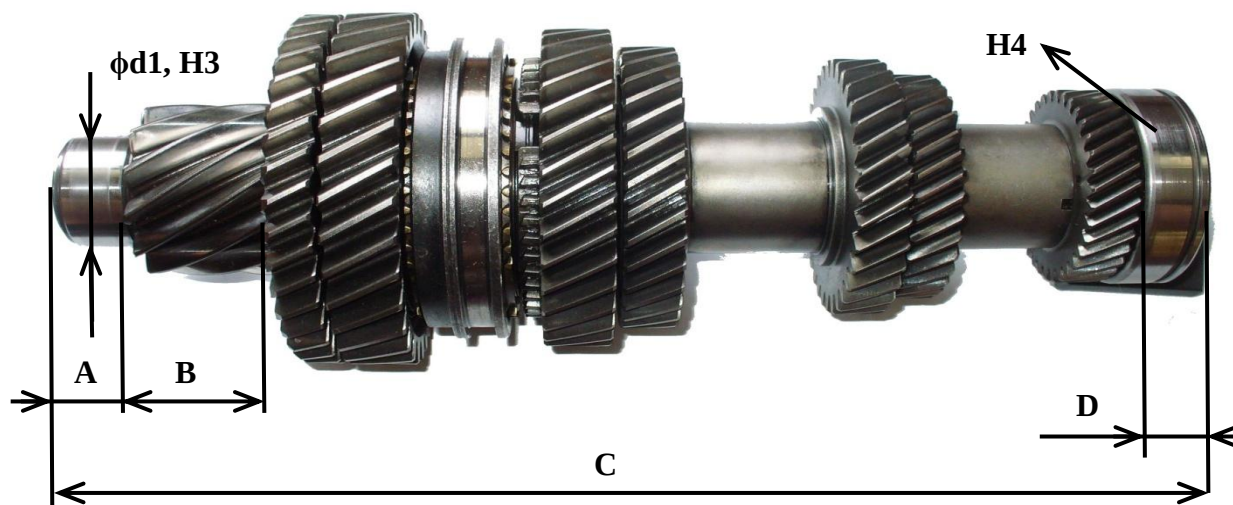
Obr. 7.3 Hnací hřídel s vyznačenými ložisky H1, H2

Tab. 20 Základní rozměry hnacího hřídele

Rozměr		
$\Phi d1$	[mm]	25,26
$\Phi d2$		28,02
A		48,27
B		10,60
C		20,02
D		380,20
E		17,93



7.2.2 HNANÝ HŘÍDEL



Obr. 7.4 Hnaný hřídel s vyznačeným ložiskem H4 a určujícím rozměrem pro ložisko H3

Tab. 21 Základní rozměry hnaného hřídele

Rozměr		
$\Phi d1$	[mm]	42,05
A		21,96
B		45,12
C		330,12
D		17,95

7.2.3 SPOJENÍ HŘÍDELE S NÁBOJEM

Způsobů spojení hřídele s nábojem je možné aplikovat několik, ale pouze některé jsou vhodné pro použití v automobilových převodovkách. Zvoleno proto bylo spojení pomocí evolventního drážkování. Tento spoj je vhodné použít, jelikož je schopen přenášet velké, časově proměnné točivé momenty a navíc bylo požadováno z konstrukčního hlediska použití krátkého náboje. Dle norem ČSN 01 4950 až ČSN 01 4955 jsou profily drážek a zubů tvořeny evolventami s úhlem profilu 30° . Většinou se využívá středění na boky zubů. Výhodou je snadno rozebíratelné spojení, vyšší únosnost, menší vrubový účinek a menší zmenšení průměru hřídele. [3],[20]



Pro návrh minimální činné délky drážkovaného spoje platí podmínka:

$$p_d \geq \frac{2 \cdot M_K}{d_s \cdot l_\xi \cdot h \cdot K \cdot z} \quad (18)$$

kde:

p_d	[MPa]	- dovolený tlak na bocích drážek,
M_K	[Nm]	- točivý moment motoru,
d_s	[mm]	- střední průměr drážkovaného profilu,
l_ξ	[mm]	- činná délka,
K	[-]	- hodnota 0,5 pro evolventní drážkování,
z	[-]	- počet zubů.

Příloha P4 obsahuje výpočet drážkového spoje pro oba hřídele. Dle ČSN 01 4952 byl zvolen modul a počet zubů, což vedlo k finálnímu výpočtu spoje. Při navrhování ozubených kol byla patrná sestupná tendence pro určení šířky ozubení, kdy pro 3. rychlostní stupeň je šířka kola $b = 24 \text{ mm}$. Zvolil jsem proto limitní délku spoje jako hodnotu $l = 20 \text{ mm}$.

Tab. 22 Evolventní drážkování pro hnací a hnáný hřídel

Vstupní hodnoty			
Základní hodnota tlaku	p_0	[MPa]	200
Dovolený tlak na bocích drážek	p_d	[MPa]	120
Navržená min. délka spoje	l_ξ	[mm]	20
Hnací hřídel			
Průměr hřídele	D	[mm]	30
Modul	m	[mm]	0,8
Počet zubů	z	[-]	36
Tlak v opěrné ploše pro délku spoje I	p	[MPa]	70,37
Minimální činná délka drážkování	$l_{\min}$	[mm]	11,72
Hnáný hřídel			
Průměr hřídele	D	[mm]	40
Modul	m	[mm]	0,8
Počet zubů	z	[-]	48
Tlak v opěrné ploše pro délku spoje I	p	[MPa]	113,70
Minimální činná délka drážkování	$l_{\min}$	[mm]	18,95
Pro oba případy platí, že tlak v opěrné ploše je menší než tlak dovolený			



7.3 LOŽISKA

Nejběžnější a nejpoužívanější uložení hřídelů je pomocí ložisek. Výhodou je fakt, že tyto strojní součásti bývají již vyrobeny, tudíž odpadá nutnost celého návrhu, který je omezen pouze požadavkem na zachování předepsaných rozměrů. Pro náš případ konkrétních zástavbových rozměrů, je nezbytné zachovat originální ložiska, příp. použít jejich náhradu dle katalogů dostupných u výrobců ložisek. Dosažení lícování ozubených soukolí je dosaženo pomocí vymezovacích kroužků.

7.3.1 HLAVNÍ LOŽISKA

Vstupní konec hnacího hřídele není primárně určen pro přenos axiálního zatížení, během provozu však může k této situaci dojít. Uložení tohoto konce je zabezpečeno pomocí jednořadého radiálního kuličkového ložiska s hlubokou drážkou. To je schopné do určité míry přenášet i axiální zatížení. Zadní konec hnacího hřídele je osazen radiálním válečkovým ložiskem z důvodu možnosti přenosu většího radiálního zatížení, jelikož tato ložiska mají větší stykovou plochu. Aby nedošlo vlivem nesouososti k vybočování nebo natáčení válečků, je potřeba u těchto ložisek mít masivnější klece. Hnaný hřídel je osazen na obou koncích rovněž radiálními válečkovými ložisky. Pro všechny tři typy válečkových ložisek platí, že jsou dodány s krytem, tím pádem s trvalou náplní maziva, tudíž není třeba speciálního mazání. Tab. 23 udává přehled o jednotlivých ložiscích.

Tab. 23 Hlavní ložiska hnacího a hnaného hřídele

Hnací hřídel		
Označení	Originální značení	Rozměry ložiska
H1	NSK B28 - 30	78 x 28 x 20
H2	NTN TA - PX2	75 x 28 x 18,5
Hnaný hřídel		
Označení	Originální značení	Rozměry ložiska
H3	Nahrada: SKF RNU 207	72 x 44 x 17
H4	NTN SC06C44	72 x 30 x 18,5

7.3.2 LOŽISKA PRO VOLNĚ ULOŽENÁ OZUBENÁ KOLA

Zásadními problémy při řešení volného uložení ozubených kol na jeden z hřídelů byly rozměry, které je možné na kole vymezit pro ložisko. Se změnou převodového poměru dochází i ke změně průměru patní kružnice, což omezuje rozměry kol z vnějšího průměru. Pro přenos momentu mezi soukolími budou sloužit ozubené spojky na bocích kol, tudíž je třeba pro ně vymezit maximální přípustnou šířku. A nakonec vnitřní průměr kola je omezen průměrem jednotlivých hřídelů. Vzniká tudíž velmi úzký profil, kde je možné uložení provést.



V takových případech se proto uvažuje o použití jehlových ložisek. Je možné využít i ložiska kluzná.

Pokud bude dodržena podmínka stejné tvrdosti a kvality povrchu pro hřídel a vnitřní průměr kola, je možné použít jehlové ložiska s klecí bez kroužků. I tyto sestavy budou schopny plnit stejné nároky na tuhost i vysokou únosnost.

Pro potřeby navrhované části převodovky je možné využít téměř libovolné rozměry jehlových klecí a to z důvodu, že se v dnešní době někteří výrobci specializují na zakázkovou výrobu ložisek. Pro uložení volně otáčejících se kol by bylo vhodné této skutečnosti využít. V níže uvedené Tab. 24 jsou vypsány rozměry pro jednotlivé klece. Jedná se o návrhové rozměry, jelikož prozatím není zřejmé, jestli nebude třeba optimalizovat řídicí rozměry ozubených kol.

Tab. 24 Rozměry jehlových klecí pro jednotlivá uložení

	Charakteristické rozměry jehlových klecí jsou vnější průměr D, vnitřní průměr d a šířka B. Využití jednořadých nebo dvouřadých klecí se odvíjí od provozních podmínek. Průměr jehly pro náš případ volím 2,5 mm dle ilustračního obrázku.
Uložení klece	Rozměry D x d x B
Hnací hřídel 3. rychlostní stupeň	35 x 30 x 25
Hnaný hřídel 1. rychlostní stupeň	45 x 40 x 30
Hnaný hřídel 2. rychlostní stupeň	48 x 43 x 24

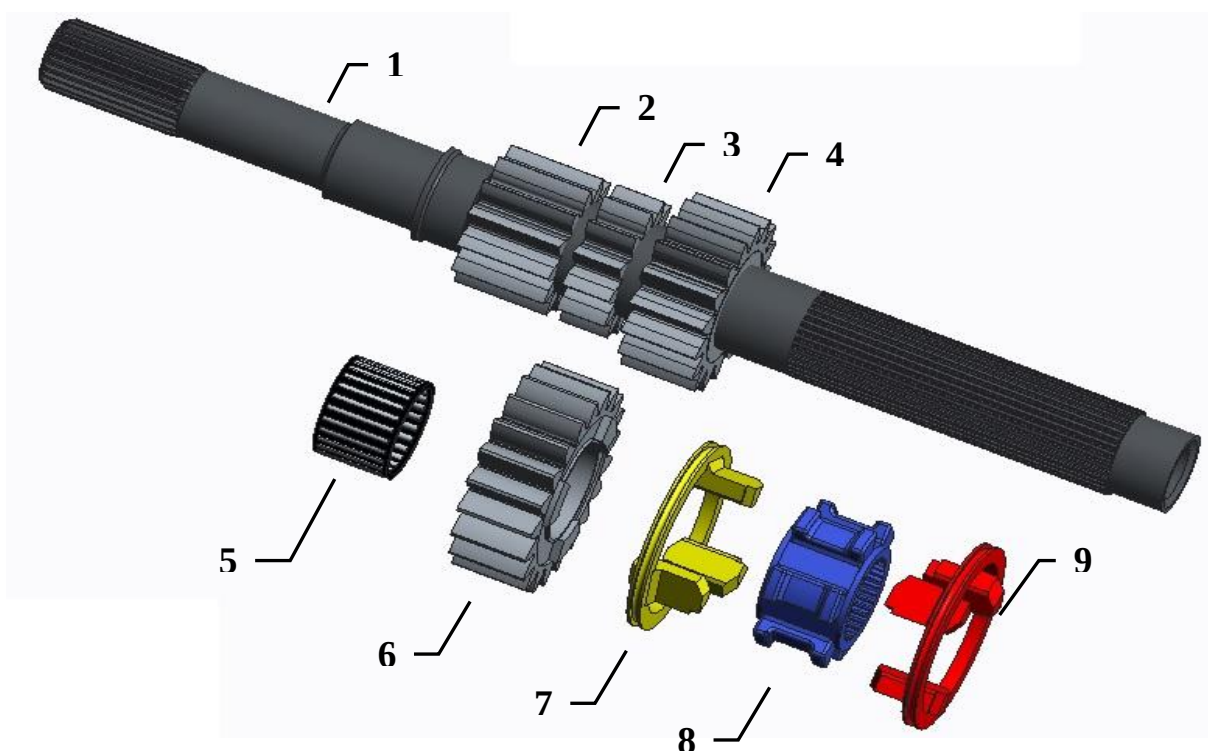


8 MODEL VNITŘNÍCH ČÁSTÍ PŘEVODOVKY

Vytvoření celé sestavy, jakožto i jednotlivých prvků, bylo provedeno v prostředí programu Creo Parametric 2.0. Výhodou použití tohoto softwaru je spolupráce s velkým množstvím programů, ve kterých je tato práce realizována. Jmenovat lze např. matematický software MathCad nebo MKP program ANSYS Workbench.

8.1 HNACÍ HŘÍDEL

Část hřídele, jež přenáší moment od motoru až po dosedací plochu kuličkového ložiska, byla vymodelována tak, aby všechny rozměry korespondovaly s reálnou součástí. Tzn. zachování drážkování i odsazení pro ložisko. Součástí hřídele budou při výrobě kola prvního, druhého a zpětného rychlostního stupně. Druhý konec hřídele je opatřen evolventním drážkováním, aby bylo umožněno jednoduše nasadit zbývající ozubená kola a řadící mechanismus. Pro dosažení maximálního odlehčení je v hřídeli uvažován otvor po délce od válcového konce hřídele až po konec kola 1. rychlostního stupně. Na **Obr. 8.1** je potom celá sestava. Z hlediska následné pevnostní kontroly jsou na tomto hřídeli místa, na kterých lze předpokládat koncentrátoři napětí. Určitě se bude jednat o dosedací plochu kuličkového ložiska a přechod mezi ozubenými koly a hřídelem. Ve zmiňovaných místech bylo třeba vytvořit vhodné přechody mezi tělesy pomocí zápichů.



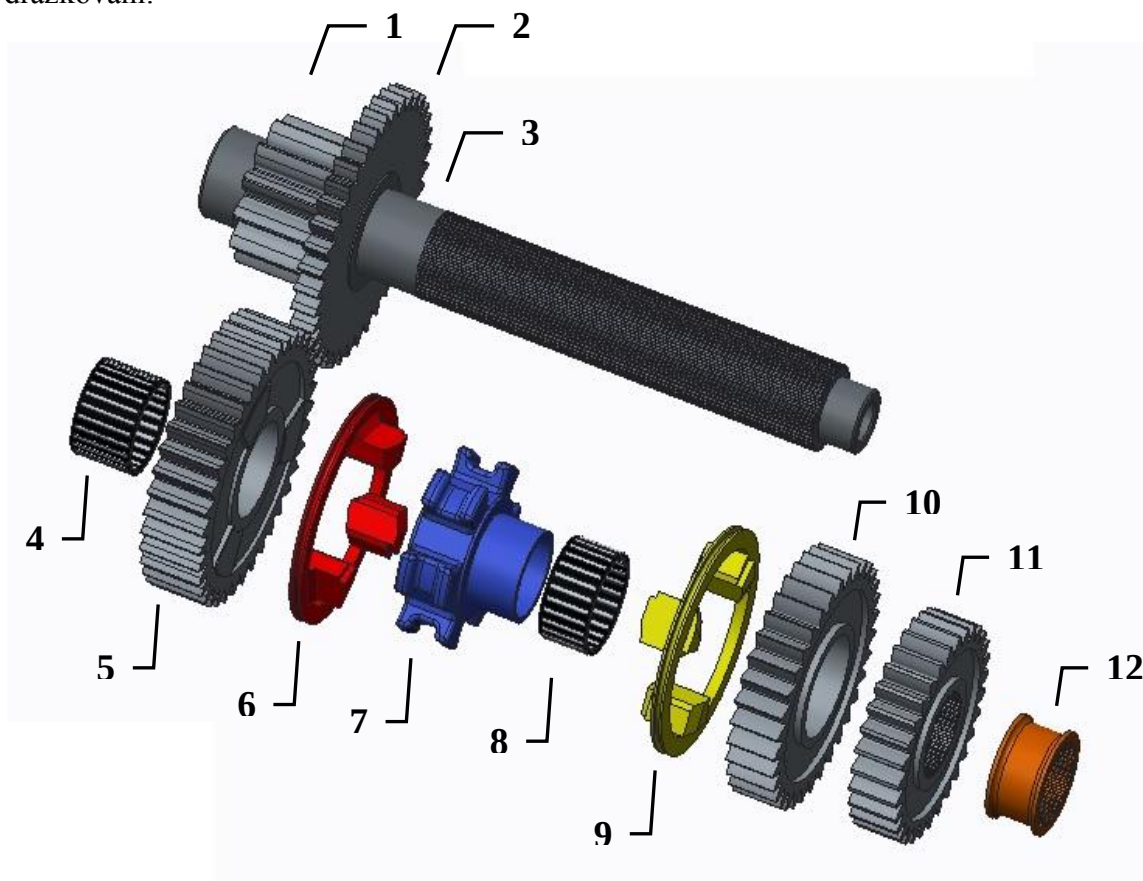
Obr. 8.1 Hnací hřídel s příslušnými komponenty

Tab. 25 Komponenty hnacího hřídele

Komponenty hnacího hřídele					
1	Hnací hřídel	4	Pastorek druhého rychlostního stupně	7	Levý přesuvník
2	Pastorek prvního rychlostního stupně	5	Jehlové ložisko	8	Jádro
3	Pastorek zpětného chodu	6	Volně uložený pastorek třetího rychlostního stupně	9	Pravý přesuvník

8.2 HNANÝ HŘÍDEL

Obdobně jako hřídel hnací byl navrhnut i hřídel hnáný. Opět se jednalo o dodržení celkové délky a průměrů pro ložiska. Tento hřídel musí přenášet řádově třikrát větší točivý moment než hřídel hnací, proto bylo třeba uvažovat větší průměry. **Obr. 8.2** znázorňuje sestavu hnáného hřídele. Ozubená kola stálého převodu a zpětného chodu jsou zde jako součást hřídele, zbytek dílů je nasazen z pravého konce a přenos momentu je realizován pomocí drážkování.



Obr. 8.2 Hnaný hřídel s jednotlivými komponenty



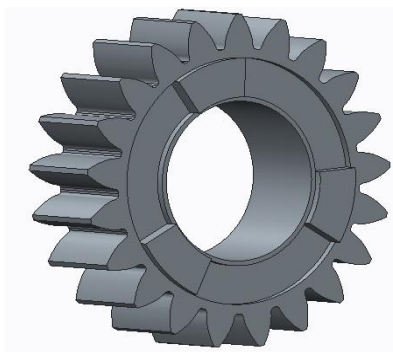
Tab. 26 Komponenty hnaného hřídele

Komponenty hnaného hřídele					
1	Pastorek stálého převodu	5	Kolo prvního rychlostního stupně	9	Pravý přesuvník
2	Kolo zpětného chodu	6	Levý přesuvník	10	Kolo druhého rychlostního stupně
3	Hnaný hřídel	7	Jádro	11	Kolo třetího rychlostního stupně
4	Jehlové ložisko	8	Levý přesuvník	12	Zajišťovací kroužek

8.3 OZUBENÁ KOLA

Návrhový výpočet ozubených kol v programu MitCalc umožňuje jako jeden z výstupů vytvořit soubor *.dxf, se kterým se po importu do programu Creo dá vytvořit obrysová křivka jednotlivých ozubených kol. Tímto způsobem byly vytvořeny základní tvary. Důležitou součástí je změna geometrie na bocích kol. Pro konstrukční řešení řadicího mechanismu bylo třeba upravit tyto boky způsobem, jež je patrný na **Obr. 8.3** Úzký prostor omezený průměrem patní kružnice a průměrem jednotlivých hřídelů slouží pro umístění zubových spojek po obvodu boků.

Při návrhu bylo třeba zamyslet se nad rozmístěním těchto spojek. Otáčky pro změnu převodových stupňů jsou určeny hodnotou 6500 min^{-1} , přenášený moment dosahuje hodnoty až $1061,4 \text{ Nm}$. Tyto dvě podmínky vedly k rozmístění tří spojek pod úhlem 120° . Tři jsou z toho důvodu, aby byl moment rovnoměrněji rozložen a úhel 120° je navržen proto, aby při přesunu řadicích kamenů byl dostatečně dlouhý krok pro zapadnutí kamene do drážky a dosednutí na zubovou spojku. Pro zmenšení zástavbových rozměrů vedl návrh k vybrání kapes v ozubených kolech. Tím pádem nemusí zubové spojky tolik zasahovat do prostoru řadicího mechanismu, ale pořád je zde dostatečná styčná plocha pro přenos točivého momentu.



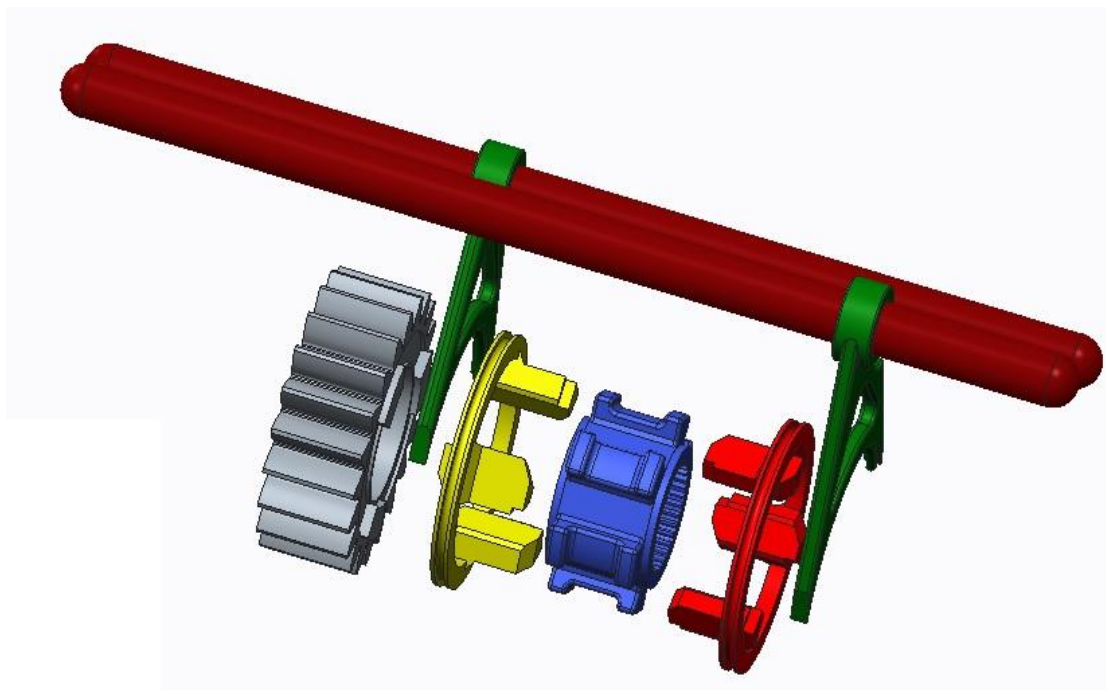
Obr. 8.3 Pastorek třetího rychlostního stupně
- pohled na stranu se zubovými spojkami



Úhel rozevření zubových spojek z čelního pohledu byl navržen $\alpha = 36^\circ$. Jelikož se jedná z mého pohledu o koncepční návrh a jsou to mé první zkušenosti s tímto druhem přenosu momentu v převodovce, uvažoval jsem proto ideální stav působení sil v kolmém směru na boční plochy spojek a přesuvníků. Se zvětšujícím se průměrem roste i hodnota odstředivé síly v závislosti na provozních otáčkách. Pokud by byl úhel rozevření malý, mohlo by docházet k velkým deformacím ve vertikálním směru a přesuvník by mohl mít tendence posunovat se směrem od středu. Naopak při velkém úhlu rozevření by mohlo vznikat riziko vysoké koncentrace napětí v patě spojek a přesuvníků. Na tyto dva faktory musí být brán velký ohled při pevnostní analýze. Někomu by mohla přijít na mysl otázka, jakým způsobem budou obráběny kapsy uvnitř kol na straně zubových spojek. Dnes je již možné obrobit čtvercovou díru pomocí speciálního vrtáku s excentrickou dráhou pohybu. Řešením by byl pilotní otvor obrobený klasickým vrtákem o menším průměru. Požadovaného tvaru by se dosáhlo zmíněnou technologií.

8.4 ŘADÍCÍ MECHANISMUS

Navrhovaný mechanismus pro tento konkrétní typ převodovky je složen ze čtyř základních částí. Jde o jádro, dva přesuvníky a řadící táhla. Snahou při návrhu bylo dosáhnout malých zástavbových rozměrů, eliminace míst s rizikem vrubových účinků a kontroly na kolize v celé sestavě převodovky.

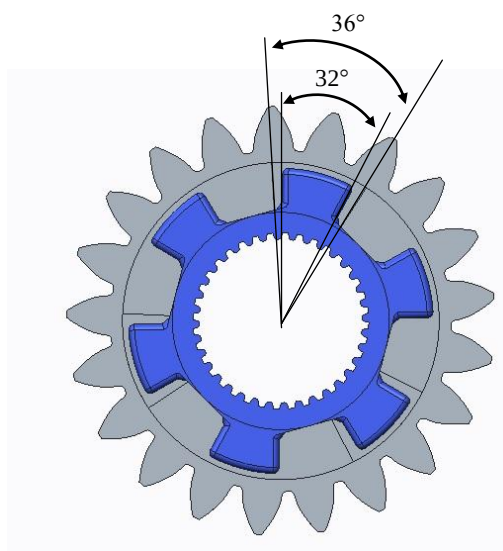


Obr. 8.4 Řadící mechanismus pro třetí a čtvrtý rychlostní stupeň



8.4.1 JÁDRO

Jádrem mechanismu se rozumí ta část, jež je v kontaktu s hřídelem a plní funkci vedení přesuvníků v axiálním směru. Základní geometrie v čelním pohledu víceméně kopíruje stav zubových spojek s tím rozdílem, že úhel rozevření je zde roven $\alpha = 28^\circ$, aby byla vytvořena kontaktní plocha pro přesuvník. Pokud by byl úhel stejný jako u spojky, přesuvník by mohl mít tendenci axiálního posunu v záporném směru, což by mohlo vést k vyřazení ze záběru a musela by být vyvíjena větší přitlačná síla. Zkosení u paty snižuje napětí a vybrání po celém obvodu eliminuje hmotnost, jelikož zde není předpoklad nosné části při provozu. Problematickým se stal návrh jádra pro první a druhý rychlostní stupeň, jelikož z principu funkce převodovky musí být hnaná ozubená kola volně uložená na hřídeli. Řešením bylo prodloužení kontaktní plochy s drážkováním, což vede k odlehčení spoje při záběru. Nasazením jehlového ložiska a následně i kola na tuto plochu vede k volnému protáčení při zařazeném prvním rychlostním stupni.



Obr. 8.5 Čelní pohled na geometrii jádra a ozubeného kola

8.4.2 PŘESUVNÍKY

Pro každé jádro jsou navrženy dva přesuvníky. Jeden, který v krajní pozici přenáší moment a druhý, který zajišťuje rychlost v záběru. Přesuvník se skládá z vodícího kroužku a tří kamenů. V kroužku je navržena drážka pro vedení táhla a díky ní dochází k přesunu v axiálním směru. Kameny jsou na každé straně opatřeny zářezem pro realizaci přenosu momentu. Úkoly na úběžné straně slouží k lepšímu zapadnutí kamene do drážky v ozubeném kole. Mimo to mají úkoly ještě důležitou funkci při řazení na vyšší rychlostní stupeň kdy dojde vlivem zvýšení úhlové rychlosti k jejich vyřazení se záběru. **Příloha P3** obsahuje rozfázovaný princip řazení.

.

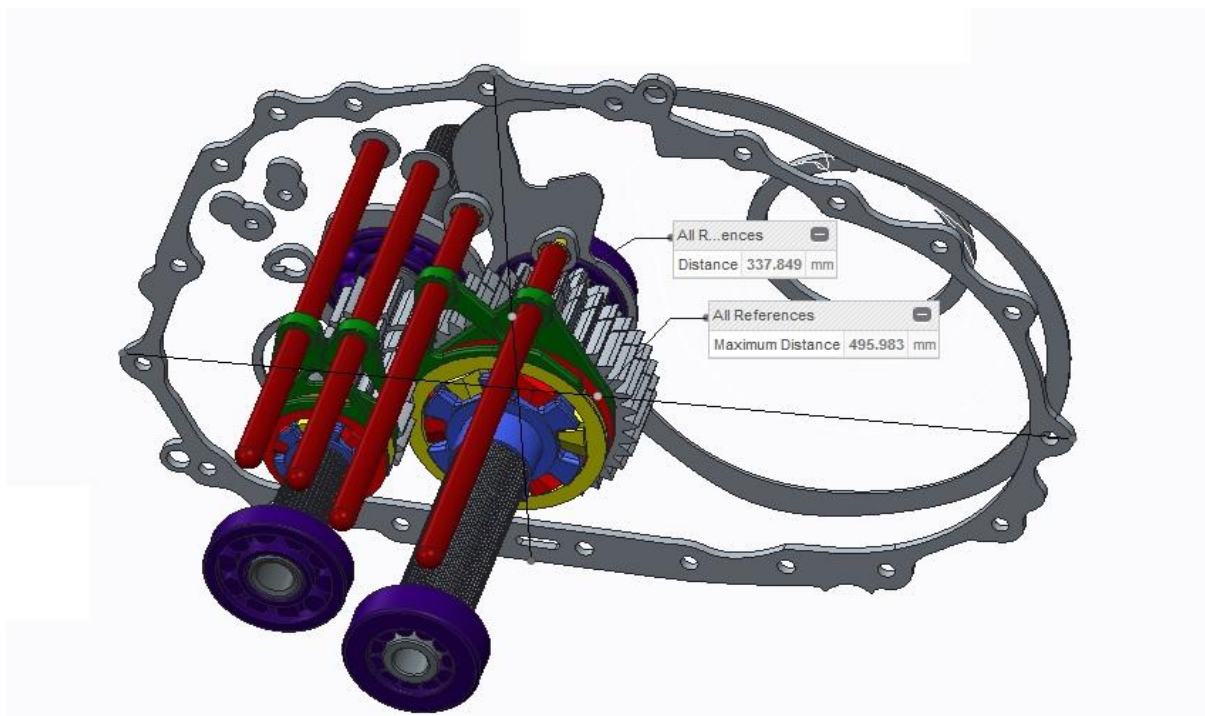


8.4.3 TÁHLA

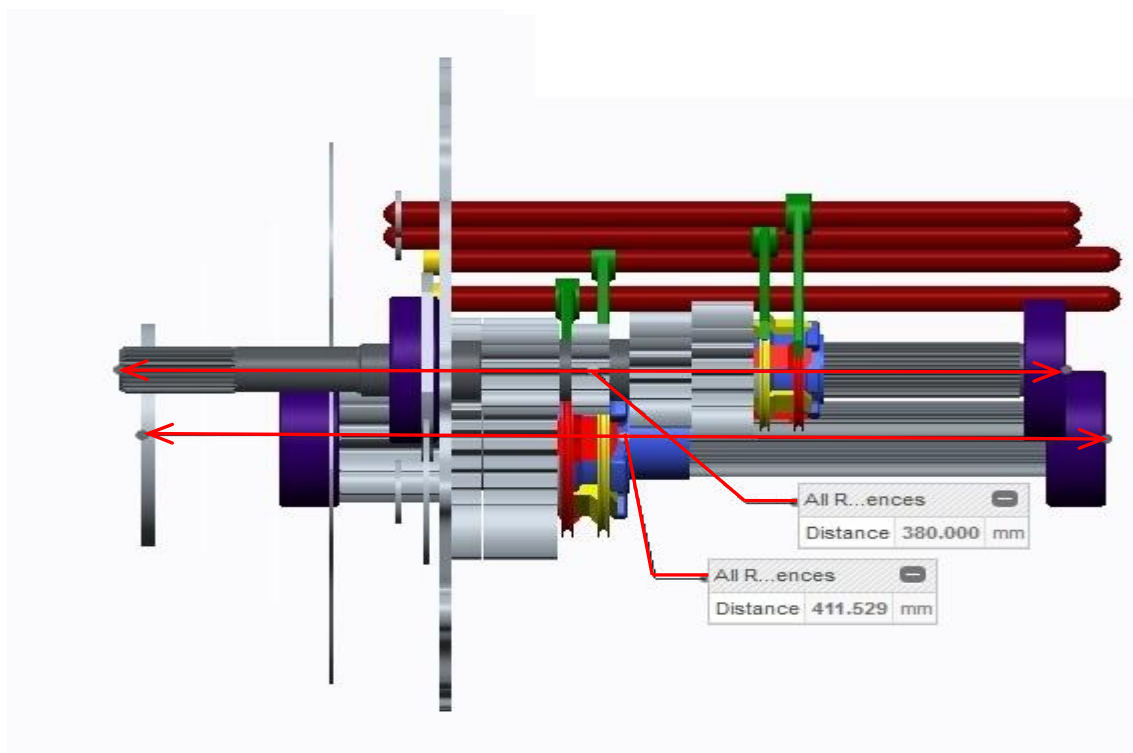
Řazení a přesun jednotlivých elementů realizují táhla uložená na řadicích tyčkách. Jejich pohyb v axiálním směru by mohl být zajišťován buď mechanicky pomocí řadicího válce s drážkováním nebo hydraulicky tlakovým vedením vzduchu resp. kapaliny. Tato táhla musí zabezpečit pohyb přesuvníku v požadovaném směru a daném čase, ale musí i vyvolávat přítlačnou sílu na tyto přesuvníky k zajištění rychlosti. Usazení v drážce přesuvníku se jeví jako dobrý způsob díky minimálním rozměrům. Bude ovšem nezbytné zajistit takovou drsnost povrchu, aby při provozních otáčkách nedocházelo k výraznému tření, což by mohlo negativně ovlivnit teplotní roztažnost materiálu. Přívod mazacího média v těchto případech bude zajištěn pouze pomocí rozstříku v převodové skříně.

8.5 SESTAVA KONCEPČNÍHO NÁVRHU CELÉ SKŘÍNĚ

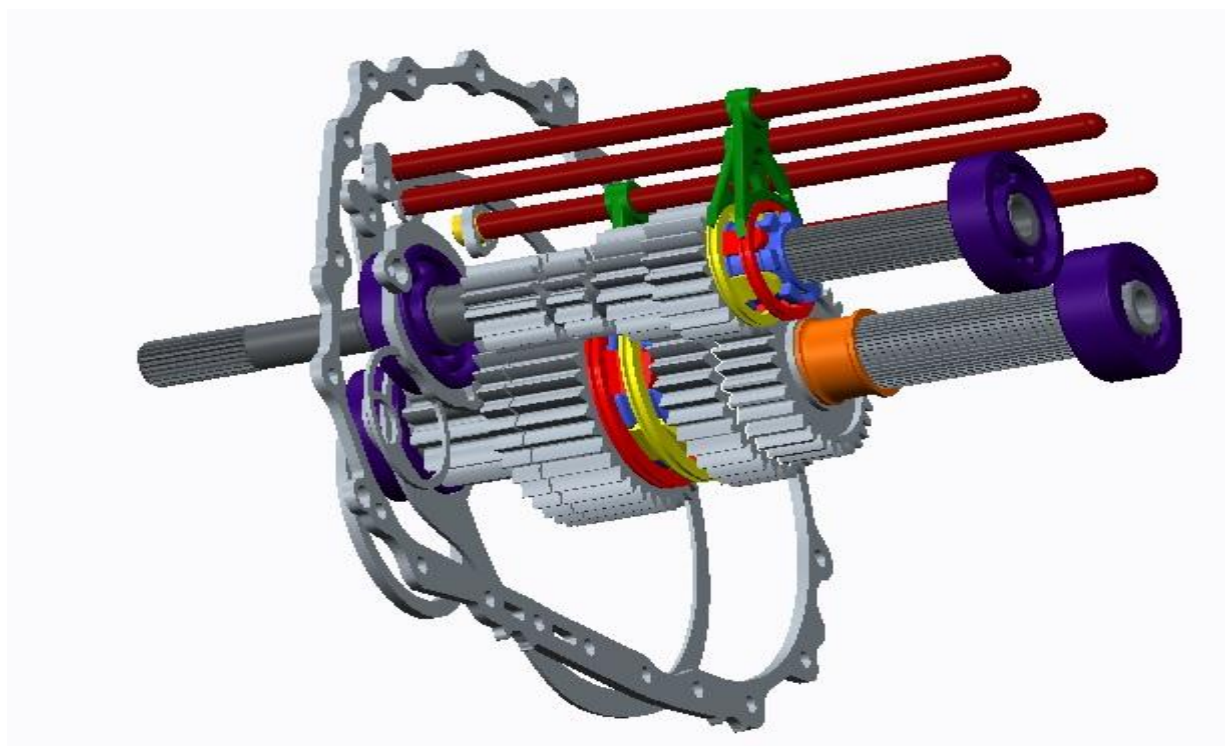
Následující obrázky znázorňují globálně celý koncepční návrh uspořádání skříně zadané převodovky. Zpočátku se jeví velké množství pěti řadicích tyček jako nešťastné konstrukční řešení skříně převodovky, ale nakonec zde můžeme objevit jisté výhody. Pokud budeme chtít opravdu minimalizovat časové ztráty při řazení, bude třeba precizní spolupráce celého řadicího systému. Při pohledu na sestavu převodovky shora bychom mohli řazení realizovat úhlopříčně od prvního ke čtvrtému stupni a od čtvrtého k šestému, viz. **Obr. 8.6** Pro tento princip by mohly fungovat na každém hřídeli dva nezávislé systémy, které by měly mezi sebou jedinou vazbu, a to kontrolovat pozici přesuvníků mezi jednotlivými sadami rychlostí tak, aby nedošlo k záběru dvou rychlostních stupňů současně.



Obr. 8.6 Sestava - pohled 1



Obr. 8.7 Sestava - pohled 2

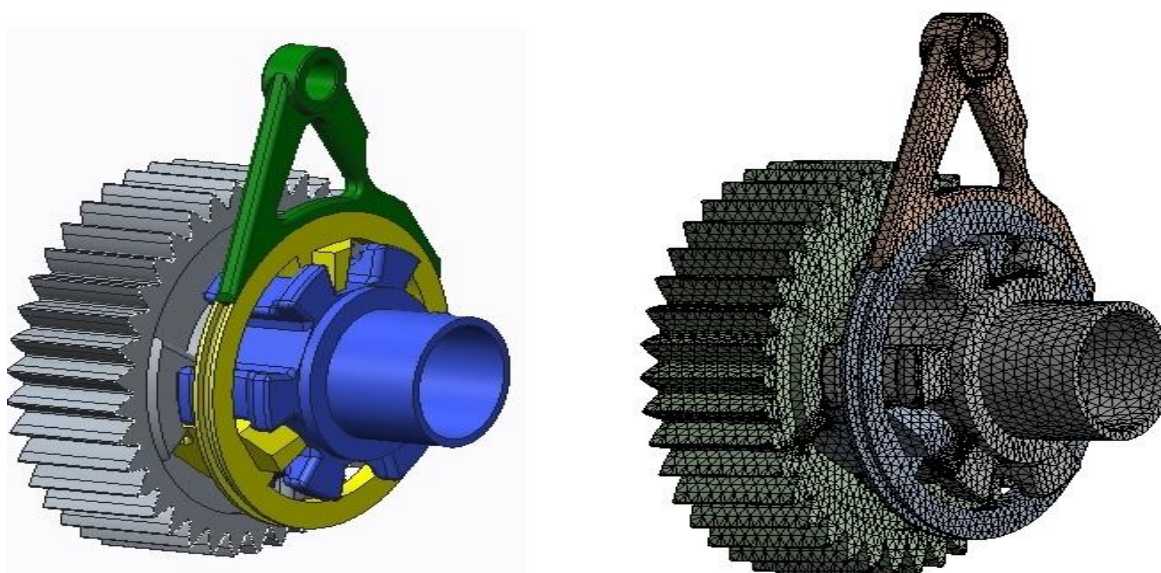


Obr. 8.8 Sestava - pohled 3

9 PEVNOSTNÍ ANALÝZA VYBRANÝCH PRVKŮ

U takto geometricky složitého mechanismu, jakým je navrhovaná část převodovky, nebylo jednoduše možné aplikovat analytické výpočty a bylo proto vhodné celý problém převést na matematický model počítaný metodou konečných prvků (MKP). Tato metoda je známá již od 50. let minulého století a za tuto dobu prošla díky výpočetní technice ke značným změnám a rozšíření téměř do celé oblasti strojírenství (statické úlohy, dynamika, proudění tekutin atd.).

Jedná se o numerické řešení spojitého problému, jež je převeden na diskrétní. To znamená nahrazení dané geometrie tělesa prvky konečných rozměrů, pro něž je získáno přibližné řešení. Realita vypadá tak, že uživatel MKP softwaru importuje do tohoto prostředí součást k analýze a na její geometrii je aplikována síť konečných prvků, viz. **Obr. 9.1**. Každý prvek sítě má uzlové body, pro které jsou počítány hledané parametry. Přesnost každého řešení se odvíjí od metody, jakou je síť tvořena - její hustoty a uspořádání uzlových bodů. Je proto vhodné analyzovanou geometrii vhodně rozdělit a síťovat způsobem tak, aby v předpokládaných kritických místech bylo možné výsledky považovat za přibližné reálnému tělesu. [21]



Obr. 9.1 Porovnání modelu v prostředí Creo (vlevo) a síťovaný model v prostředí ANSYS WORKBENCH (vpravo)

Jedná-li se o těleso pracující v určitých provozních otáčkách, je třeba provést teoretickou modální analýzu, aby byly zjištěny rezonanční otáčky. Pro hřídele dále platí, že jsou při provozu cyklicky zatěžovány, což vede k úvahám a výpočtům únavového namáhání. Pro samotný řadicí mechanismus platí, že při změně rychlostního stupně bude docházet k rázům mezi zubovou spojkou a řadicím kamenem. Z důvodu náročnosti na hardware bude v této práci zjištěno statické zatěžování ve stavu, kdy rychlost je již v záběru a moment se přenáší z kola na jádro.



9.1 MODÁLNÍ ANALÝZA HŘÍDELŮ

Položme si otázku: „Proč vlastně provádět modální analýzu u takto krátkých hřídelů?“

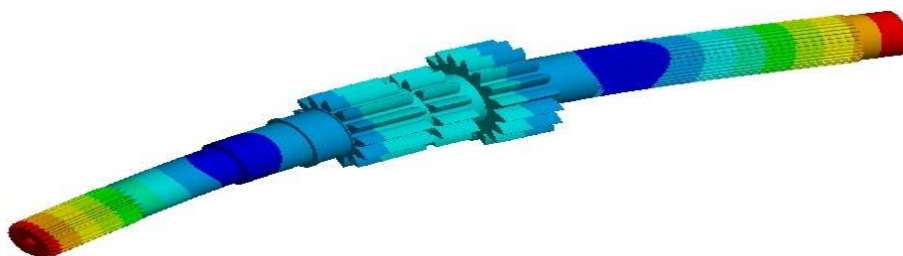
Odpověď je jednoduchá. Dostaneme poměrně rychlé a přesné posouzení dynamického chování dané součásti. Bude se jednat o vlastní frekvence a tvary, které jsou nežádoucí při provozu. Pokud by totiž došlo k přiblížení frekvencí kmitání s vlastními frekvencemi součásti, mohlo by dojít v důsledku rezonance k rozkmitání nebo dokonce k úplné destrukci.

Všeobecně známým příkladem jsou záznamy zřícení visutého mostu Tacoma Narrow Bridge v listopadu 1940. Příčinou byly poryvy větru, jež most rozkmitaly až do stavu rezonance, čímž pádem došlo k destrukci.

V praxi je snaha dělat věci tak, aby byly co možná nejlehčí, ale zároveň jejich tuhost byla co nejvyšší. To znamená, že tyto dva požadavky stojí proti sobě. Proto je třeba v prvopočátcích návrhu provádět modální analýzu, aby měl konstruktér povědomí o chování dané součásti. Tento přístup řešení se provádí pomocí teoretické modální analýzy, což v podstatě znamená řešit matematický model vibrací. Jsou sestaveny pohybové rovnice a výsledky jsou dosaženy modální transformací, tzn. náhradou soustavy vzájemně vázaných homogenních diferenciálních rovnic soustavou rovnic nezávislých.[22]

Modální analýza provedená v prostředí ANSYS WORKBENCH spočívala z importu daných hřídelů do prostředí Mechanical. Těleso bylo jako celek vhodně rozděleno na dílčí části tak, aby následná síť vyhovovala požadované přesnosti. Všechny kontaktní plochy vzniklé rozdělením hřídele byly nastaveny jako *Bonded*. Při tvorbě sítě byl kladen důraz na vyšší hustotu se zjemněním v přechodových místech. Uložení hřídelů bylo v prostoru volné netlumené, což vedlo u prvních 6 módů k výsledku, že se těleso chová jako tuhé. Po prvotní analýze, která byla provedena hlavně pro kontrolu všech nastavení vycházely hodnoty vlastních frekvencí v řádu nad 1000 Hz, což vedlo k závěru vypočítat prvních 12 módů s tím, že se hřídel nikdy nebude provozovat v takto vysokých otáčkách. **Příloha P2** obsahuje grafické zobrazení pro jednotlivé módy.

9.1.1 HNACÍ HŘÍDEL



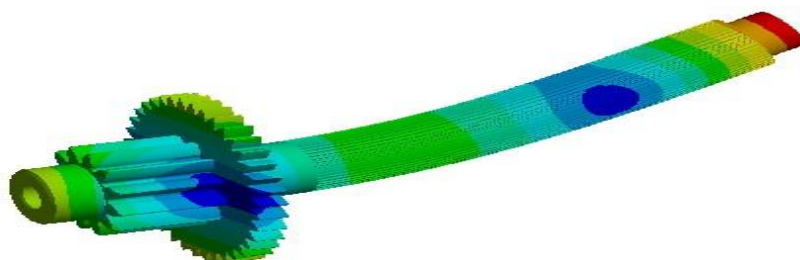
Obr. 9.2 Jeden z vlastních tvarů modální analýzy hnacího hřídele



Tab. 27 Výsledky modální analýzy hnacího hřídele

Hnací hřídel		
Počet uzlů = 819 923		
Počet elementů = 531 875		
mód	frekvence	otáčky
[-]	[Hz]	[min ⁻¹]
7	1070,1	64206
8	1070,3	64218
9	2324,5	139470
10	2326,5	139590
11	4668,3	280098
12	4670,7	280242

9.1.2 HNANÝ HŘÍDEL



Obr. 9.3 Jeden z vlastních tvarů modální analýzy hnaného hřídele

Tab. 28 Výsledky modální analýzy hnaného hřídele

Hnaný hřídel		
Počet uzlů = 518 761		
Počet elementů = 326 148		
mód	frekvence	otáčky
[-]	[Hz]	[min ⁻¹]
7	1507,1	90426
8	1510,5	90630
9	3332,8	199968
10	3573,2	214392
11	3594,6	215676
12	5696,7	341802



Po zjemnění sítě a opětovné analýze je vidět, že otáčky hřídelů jsou vysoko nad hranicí otáček provozních. Tím pádem nebude docházet k provozu v rezonančních frekvencích. Pohledem na barevnou mapu jednotlivých módů lze předběžně určit vhodná místa pro uložení ložisek. Jde o uzlové body, kde je deformace nejmenší.

9.2 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ HŘÍDELŮ

Pro samotnou pevnostní analýzu je důležité si uvědomit několik zásadních faktů, které mohou do značné míry ovlivnit výsledky.

1) Jakým způsobem jsou hřídele namáhány?

Primárním namáháním hřídele převodovky je točivý moment přiváděný od motoru. Tento moment je ale třeba uvažovat ve stavu, kdy bude na hnací hřídel přiváděn s nulovou amplitudou, jelikož nejsme schopni určit jeho průběh od klikového hřídele přes spojku k hřídeli hnacímu. Sekundárním namáháním hřídelů je ohybový moment vyvozený od radiální síly působící v ozubení. Dále je třeba uvažovat tíhové zrychlení a úhlovou rychlost pro jednotlivé pracovní otáčky. Takto popsané zatěžování je vztaženo pro optimální provoz, tzn. bez nežádoucích vnějších jevů, např. rázů při jízdě.

2) Uložení hřídele?

Simulace vazby pro uložení hřídelů v ložiskách bylo provedeno pomocí vazby *Remote displacement* s omezením posuvů ve dvou osách. Pro zjednodušení výpočtu jsou zanedbány tuhosti ložisek, jelikož bylo velmi obtížné sehnat materiály s požadovanými vlastnostmi.

3) Metodika řešení únavové životnosti

Nejjednodušším způsobem je přibližný výpočet pomocí analytických výpočtů na základě prutových předpokladů. Jedná se o poměrně rychlé řešení, pro které existuje velké množství podkladů.

Druhým způsobem přibližného výpočtu je využití MKP a analytických výpočtů. Jde o časově náročnější, ale přesnější metodu. Třetím dostupným způsobem je využití metodiky na bázi MKP/ MBS.

9.3 METODA LSA (LOCAL STRESS ANALYSY)

Pomocí této metody vyhodnocujeme na zkoumaném prvku dva stavy, a to ty, jež způsobují maximální a minimální deformace. Tyto deformace se vždy vztahují pro jeden konkrétní uzlový bod. Napětí je zkoumáno vzhledem od středu součásti k povrchu a z jednotlivých vrstev jsme schopni předvídat náchylnost k únavovému porušení. Pro analýzu a následný výpočet se vycházelo z pilového diagramu, *Graf 8*, který nám ukazuje způsob spolupráce motoru s převodovkou a podle kterého můžeme určit provozní otáčky a zatížení, viz. *Tab. 29*.

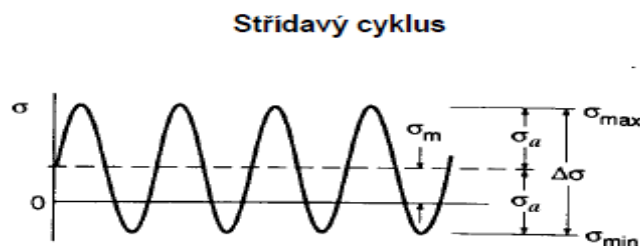
Tab. 29 Vstupní hodnoty pro výpočet

Hřídele					
	Otáčky	Hnací	Hnaný	Radiální síla	Doba záběru
	n [min ⁻¹]	M _{k1} [Nm]	M _{k2} [Nm]	F _r [N]	t _{záběr} [s]
rychlost_1	3500	366	1061,4	9302	3,2
	6500	316	916,4	8021	
rychlost_2	4500	365	722	7007	2
	6500	316	632	6131	
rychlost_3	5200	361	529	5168	3,2
	6500	316	465	4554	
Stálý převod					
	Otáčky	pastorek		Radiální síla	
	n [min ⁻¹]	M _{k3} [Nm]		F _r [N]	
rychlost_1	3500	1061,4		16403	
	6500	916,4		14172	
rychlost_2	4500	722		11131	
	6500	632		9779	
rychlost_3	5200	529		8156	
	6500	465		7187	

Pro každý rychlostní stupeň byly vybrány stavy pro hodnotu maximálního točivého momentu a maximálního výkonu motoru.

9.3.1 NAMÁHÁNÍ

Od způsobu namáhání se odvíjí i určení meze únavy materiálu. Přivedený točivý moment bude vyvozovat určité „konstantní“ napětí a ohybový moment od ozubených kol bude hřídel namáhat střídavě na tah a na tlak. Zátěžný cyklus pro daný typ analýzy byl zvolen jako střídavý, **Obr. 9.4. Příloha P4** obsahuje materiálové listy oceli pro navrhované hřídele.



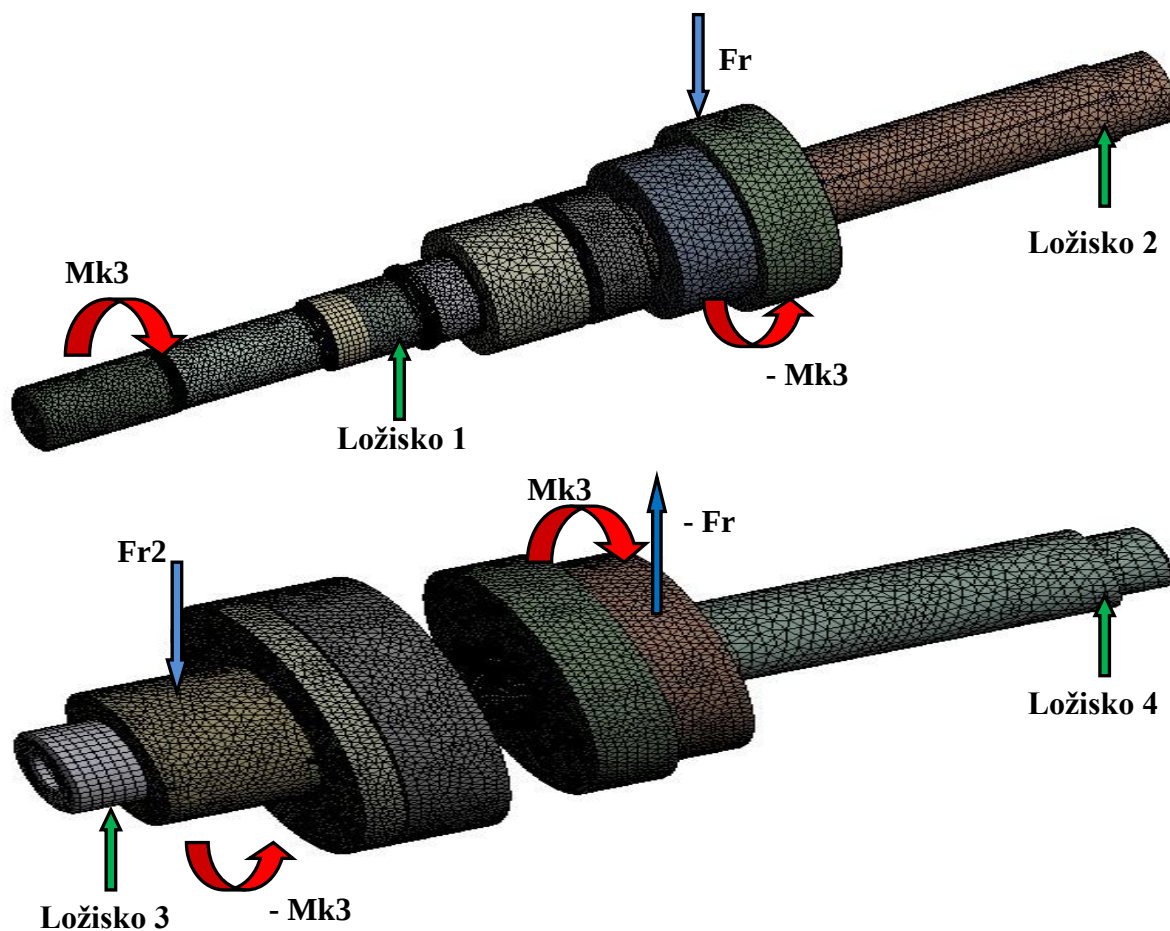
Obr. 9.4 Předpokládaný cyklus zatížení hřídelů [23]

V těchto listech jsou k dispozici základní informace o materiálu jako mez kluzu R_e a mez pevnosti R_m . Tyto jsou získávány z tahových zkoušek, čili jednoosé napjatosti. Dovolené napětí σ_D se určuje právě z meze kluzu nebo pevnosti. Proto při posouzení pevnosti pro víceosou napjatost je třeba přijmout určité srovnávací kritérium- hypotézu. Pro houževnaté materiály je vhodné použít např. hypotézu HMH (Huber, von Mises, Hencky). Dle této hypotézy je rozhodováno o stavu napjatosti pomocí měrné energie napjatosti vůči změně tvaru. Po zavedení redukovaného napětí lze hypotézu HMH vyjádřit ve tvaru:

$$\sigma_{red} \leq \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (19)$$

kde: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ jsou hlavní napětí a platí: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

Kvůli náročnosti výpočtu byla přijata zjednodušení na geometrii, přičemž drážkování a ozubená kola jsou nahrazena válcovými plochami, na které jsou aplikovány jednotlivá zatížení, což je vidět na **Obr. 9.5**



Obr. 9.5 Vyznačení namáhání pro hnací a hnaný hřídel při zařazeném třetím rychlostním stupni



9.3.2 VLIV PRAVDĚPODOBNOСТИ ПРЭЖИТІ

Se zvyšujícími se nároky na spolehlivost určité součásti klesá součinitel pravděpodobnosti přežití (spolehlivosti). Tab. 30 znázorňuje tuto závislost v procentuálním měřítku.

Tab. 30 Vliv pravděpodobnosti přežití [23]

Spolehlivost [%]	ν
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,62

Vzhledem k faktu, že po návrhu ozubených kol bude životnost převodovky do jisté míry snížena, byla zvolena hodnota $\nu = 0,753$.

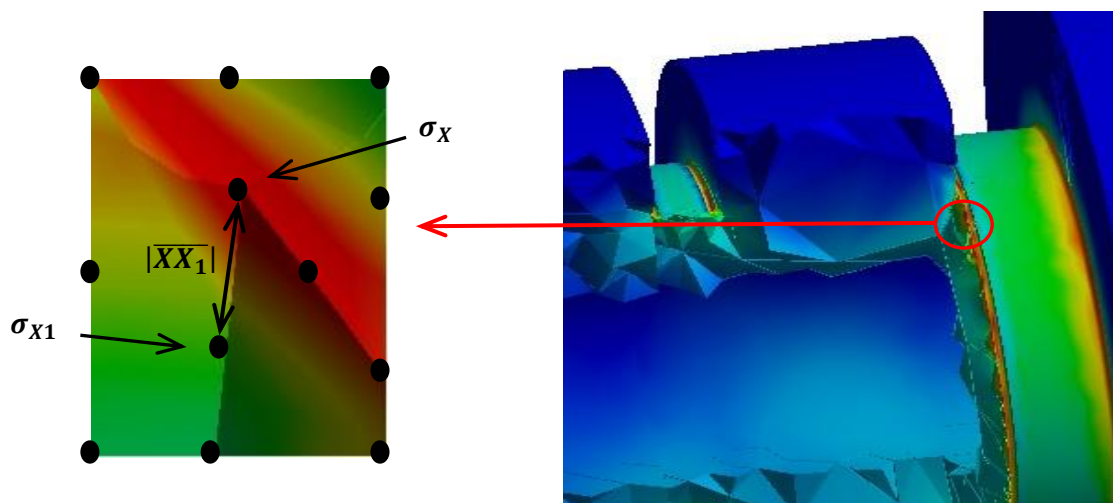
9.3.3 VLIV VELIKOSTI

Vliv velikosti je určován pomocí tabulek a grafů nebo může být přibližně stanoven jako:

$$\eta = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad \text{pro } 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \quad (20)$$

9.3.4 POMĚRNÝ GRADIENT, KOREKČNÍ SOUČINITEL

Pro určení poměrného gradientu je třeba odečíst hodnotu redukováného napětí v řezu, kde má toto napětí maximální hodnotu. V programu ANSYS WORKBENCH 14.5 bylo postupováno tím způsobem, že v místě maximálního napětí byl vytvořen řez, zobrazeny jednotlivé elementy a pomocí příkazů *Select Mesh* a *Box Volume Select* vybrány příslušné uzlové body. Pro tyto body se nechalo opětovně spočítat ekvivalentní napětí. Výsledky byly exportovány do prostředí *Excel*, kde se pro každý uzel zobrazily hodnoty souřadnic a daného napětí. Velikost úsečky byla spočítána Pythagorovou větou ze známých souřadnic y, z , kdy hodnota x odpovídá rovině řezu a je brána jako nulová.



Obr. 9.6 Výběr příslušných uzlů pro určení poměrného gradientu

Níže uvedené řádky naznačují postup výpočtu pro namáhání u třetího rychlostního stupně. Tabulky zde uvedené potom kritická místa pro oba hřídele.

Poměrný gradient:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_X} \left(\frac{\sigma_X - \sigma_{X1}}{|XX_1|} \right) = \frac{1}{510} \left(\frac{445 - 118}{2,863} \right) = 0,256 \text{ mm}^{-1} \quad (21)$$

kde

σ_X, σ_{X1} [MPa] - redukovaná napětí pro příslušné uzly.

Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cO}}{\sigma_{cT}} - 1}{\frac{2}{d_{vz}}} \cdot \chi_R = 1 + \frac{\frac{470}{390} - 1}{\frac{2}{7,5}} \cdot 0,256 = 1,197 \quad (22)$$

kde

σ_{cO} [MPa] - mez únavy v ohybu,
 σ_{cT} [MPa] - mez únavy v tahu,
 d_{vz} [mm] - průměr zkušební vzorku.

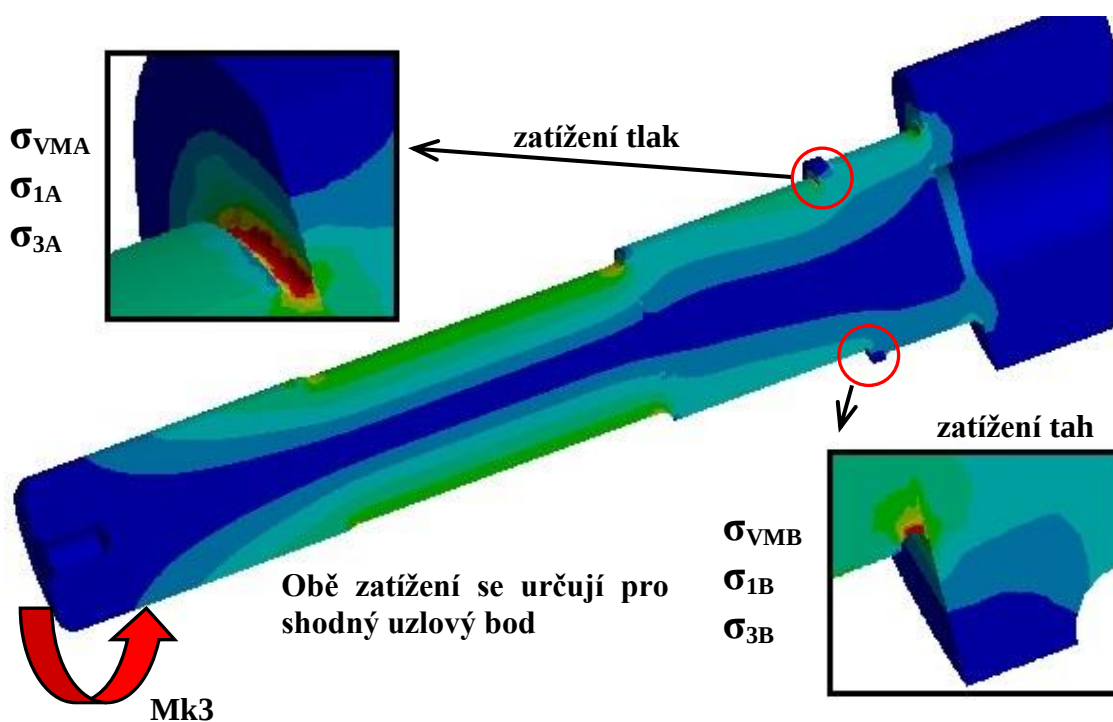
Poměr β/α :

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-(0,35 + \frac{Re}{810})} = 1 + \sqrt{0,256} \cdot 10^{-(0,35 + \frac{785}{810})} = 1,024 \quad (23)$$

Tab. 31 Analyticky určené součinitele

	Otáčky n [min ⁻¹]	Hnací hřídel			Hnaný hřídel		
		X_r [mm ⁻¹]	f_G [-]	β/α [-]	X_r [mm ⁻¹]	f_G [-]	β/α [-]
Rychlost_1	3500	1,051	1,808	1,049	0,467	1,359	1,032
	6500	2,171	2,670	1,070	0,466	1,358	1,032
Rychlost_2	4200	2,331	2,793	1,073	0,344	1,264	1,028
	6500	0,227	1,175	1,022	0,227	1,175	1,022
Rychlost_3	5200	0,256	1,197	1,024	0,228	1,176	1,022
	6500	2,176	2,674	1,070	0,141	1,108	1,017

9.3.5 URČENÍ NAPĚTÍ



Obr. 9.7 Znáznorněné namáhání hnacího hřídele pro třetí rychlostní stupeň



Tab. 32 Hodnoty napětí hnacího a hnaného hřídele

Hnací hřídel							
	Otáčky	Stav_A			Stav_B		
	n [min ⁻¹]	σ _{1A} [MPa]	σ _{3A} [MPa]	σ _{VMA} [MPa]	σ _{1B} [MPa]	σ _{3B} [MPa]	σ _{VMB} [MPa]
Rychlost_1	3500	284	-304	510	196	-184	330
	6500	245	-262	440	170	-159	285
Rychlost_2	4200	513	22	472	-22	-523	492
	6500	448	19	411	-19	-454	429
Rychlost_3	5200	252	-261	445	222	-220	383
	6500	220	-228	390	194	-193	335
Hnaný hřídel							
	Otáčky	Stav_A			Stav_B		
	n [min ⁻¹]	σ _{1A} [MPa]	σ _{3A} [MPa]	σ _{VMA} [MPa]	σ _{1B} [MPa]	σ _{3B} [MPa]	σ _{VMB} [MPa]
Rychlost_1	3500	112	-118	200	86	-88	150
	6500	102	-96	173	68	-80	129
Rychlost_2	4200	38	-176	199	177	-39	199
	6500	33	-155	174	154	-34	175
Rychlost_3	5200	143	-81	195	70	-111	158
	6500	125	-71	172	62	-97	139

Amplituda a střední hodnota ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{eMAX} = \text{sign}(\sigma_{1A}) \cdot \sigma_{VMA} = \text{sign}(252) \cdot 445 = 445 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1B}) \cdot \sigma_{VMB} = \text{sign}(222) \cdot 383 = 383 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{eMAX} - \sigma_{emin}}{2} = \frac{445 - 383}{2} = 31 \text{ MPa} \quad (26)$$

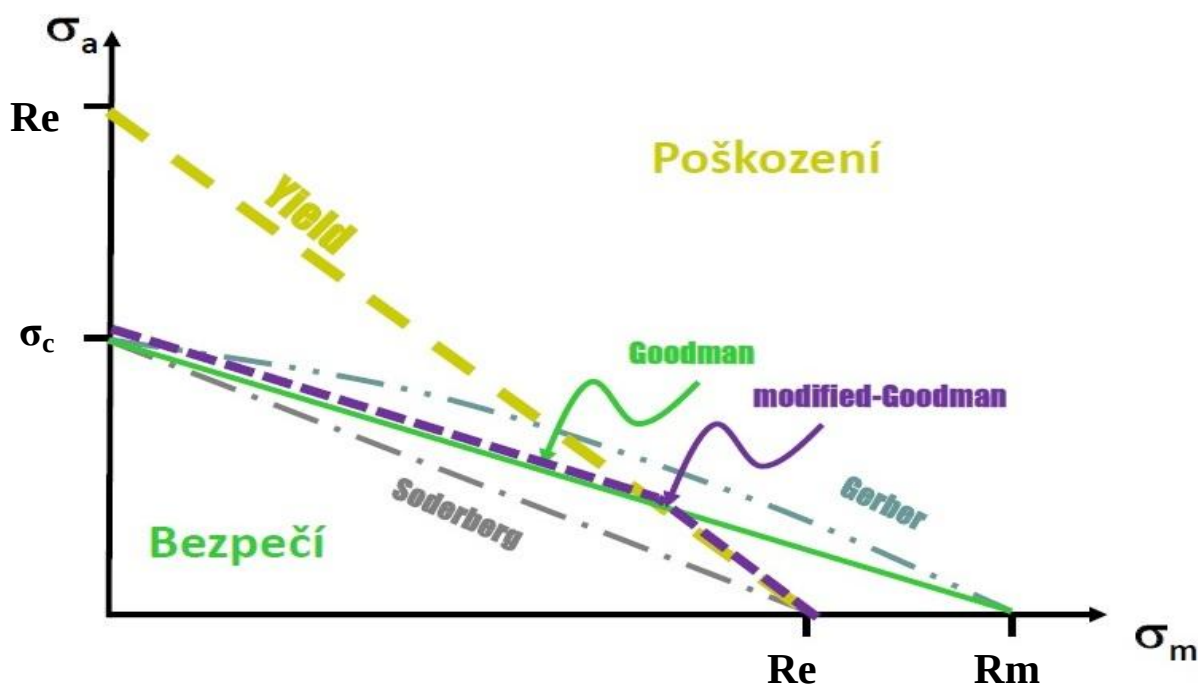
$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{eMAX} + \sigma_{emin}}{2} = \frac{445 + 383}{2} = 414 \text{ MPa} \quad (27)$$

Tab. 33 Amplitudy a střední hodnoty napětí

	otáčky n [min ⁻¹]	Hnací hřídel		Hnaný hřídel	
		amplituda σ_{ea} [MPa]	střední napětí σ_{em} [MPa]	amplituda σ_{ea} [MPa]	střední napětí σ_{em} [MPa]
Rychlost_1	3500	90	420	25	175
	6500	77	363	22	151
Rychlost_2	4200	482	-10	0	199
	6500	420	-9	-1	175
Rychlost_3	5200	31	414	19	177
	6500	27	363	16	156

9.3.6 SOUČINITEL ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI

Pro určení součinitele únavové bezpečnosti se vychází ze známých kritérií v Haigově diagramu. V našem případě určíme bezpečnost dle *Goodmanova kritéria*.



Obr. 9.8 Haigův diagram [23]

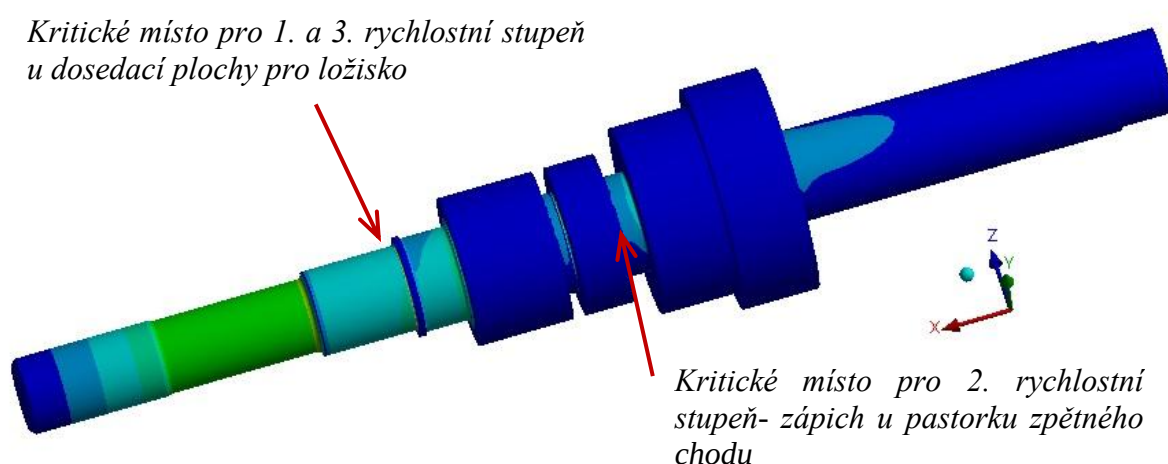
$$\frac{1}{k_p} = \frac{\beta}{\alpha \sigma_{cT} \cdot \eta \cdot v \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} = 1,0048 \frac{31}{390 \cdot 0,842 \cdot 0,753 \cdot 1,197} + \frac{414}{980} = 0,521 \quad (28)$$

$$k_p = 0,352^{-1} = 1,91$$

Tab. 34 Hodnoty koeficientů únavové bezpečnosti

Součinitel únavové bezpečnosti			
	otáčky	Hnací hřídel	Hnaný hřídel
	n [min ⁻¹]	k _{p1} [-]	k _{p2} [-]
Rychlost_1	3500	1,60	4,01
	6500	1,99	4,62
Rychlost_2	4200	1,63	4,79
	6500	1,10	5,53
Rychlost_3	5200	1,91	4,18
	6500	2,31	4,69

Při vyhodnocení kombinovaného namáhání obou hřídelů lze dojít k několika závěrům. S měnícími se rychlostními stupni nejen že dochází ke změně zatěžujících veličin, ale u hřídelů lze pozorovat i měnící se kritická místa. Patrné to bylo zejména u hnacího hřídele, jelikož jeho uložení není v krajních polohách. **Obr. 9.9** ukazuje tato kritická místa s ohledem na zařazený rychlostní stupeň. Pro hnaný hřídel je dosaženo vyšší bezpečnosti, jelikož jeho rozměry jsou menší, ale zejména ozubená kola zde uložená zvyšují celkovou tuhost a odolnost vůči ohybovému momentu.



Obr. 9.9 Kritická místa pro první tři rychlostní stupně hnacího hřídele

9.4 ANALÝZA NAMÁHÁNÍ ŘADÍCÍHO MECHANISMU

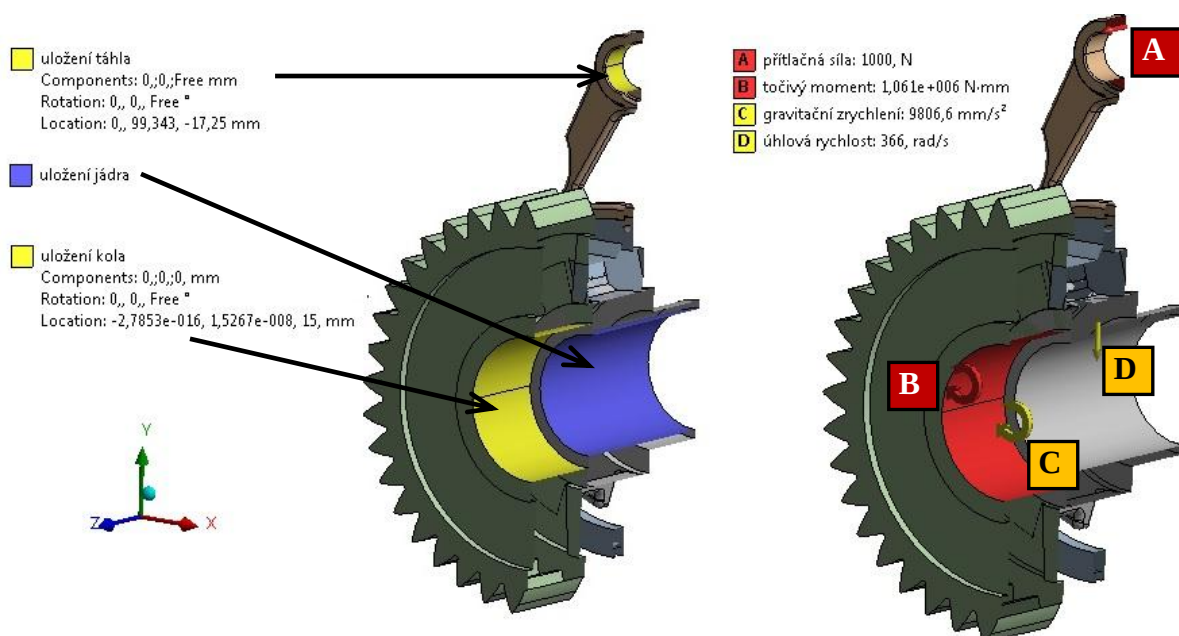
Zde se dostáváme do závěrečné fáze, kdy je potřeba zhodnotit navržený mechanismus z hlediska namáhání při zařazeném rychlostním stupni. Koncept nebude hodnocen z dynamického hlediska, ale pouze z pohledu statické deformačně- napjatostní analýzy. Měli bychom tudíž dostat výsledky redukováných napětí a pohled na deformace ve všech třech osách. Pro statickou analýzu platí, že úloha je počítána jako kontaktní, což vede ke zvýšené pozornosti při kontrole jednotlivých kontaktních ploch, jelikož ty jsou primárně vždy nastaveny jako *Bonded* (pevný spoj).

9.4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Definování vstupních parametrů je pro všechny zde uvedené analýzy ta nejpodstatnější část. Na oba mechanismy hnaného i hnacího hřídele byly aplikovány podmínky pro přenos maximálního točivého momentu jak ukazuje **Obr. 9.10**. Vycházel jsem ze skutečnosti, že tento moment musí být přenášen na hřídele. Tomu byly přizpůsobeny i vazby na kole (pastorku) a jádře. Výpočet byl proveden pro stav, kdy je rychlost již v záběru, abychom mohli lépe posoudit chování při přenosu momentu a hlavně byly vidět deformace v celém mechanismu. Otázkou bylo, jakou zvolit sílu působící na přesuvník.

Tato síla by měla totiž pomáhat přesuvníku zůstat v záběru a zamezit jeho vyřazení. Původní hodnota 200 N se nakonec ukázala jako zcestná a bylo přistoupeno k hodnotě 1000 N .

V jedné z následujících kapitol bude tato problematika podrobněji rozebrána s ohledem na vektorový rozklad síly mezi zubovou spojkou a kamenem.



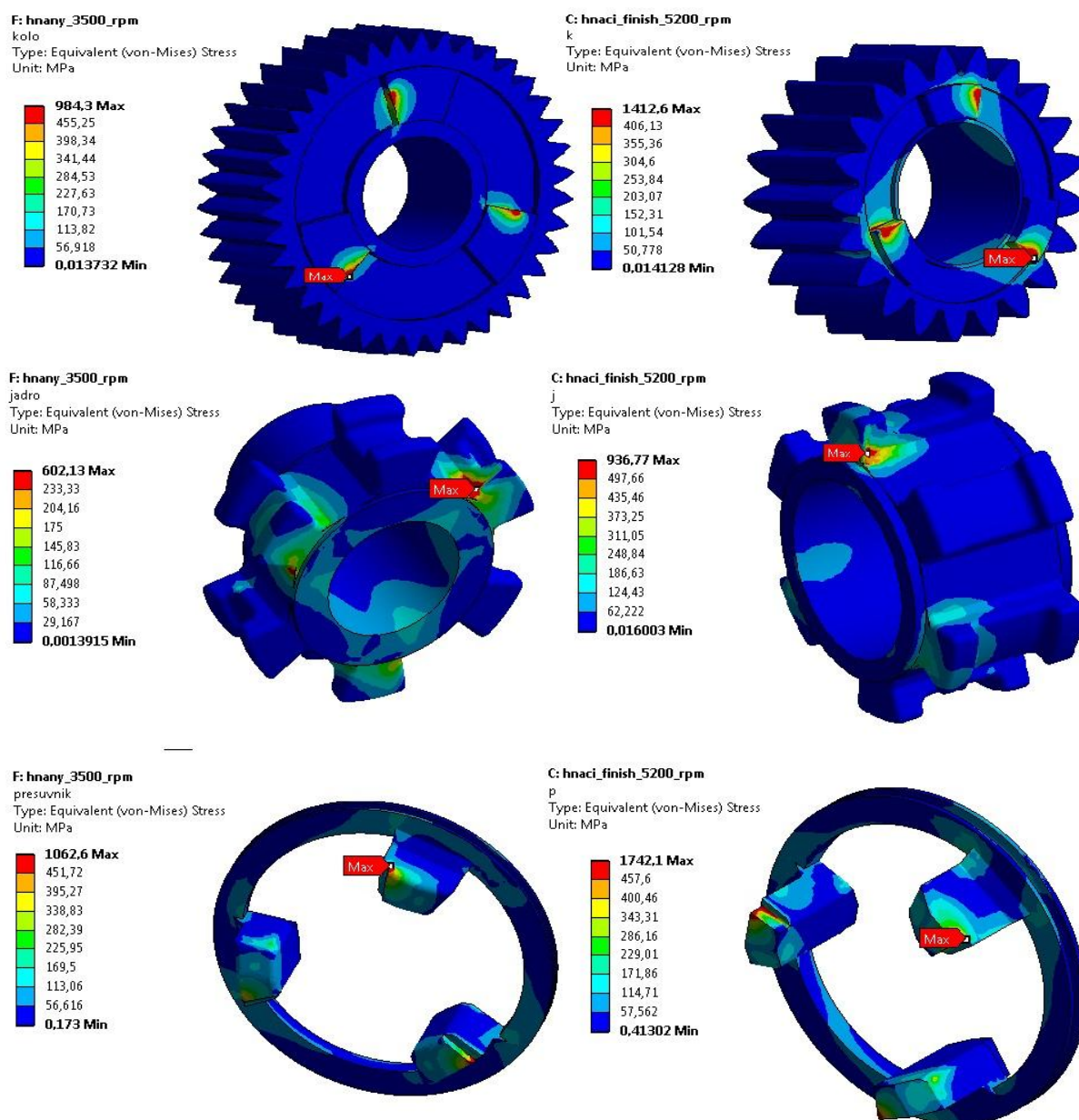
Obr. 9.10 Uložení a zatížení mechanismu pro první rychlostní stupeň

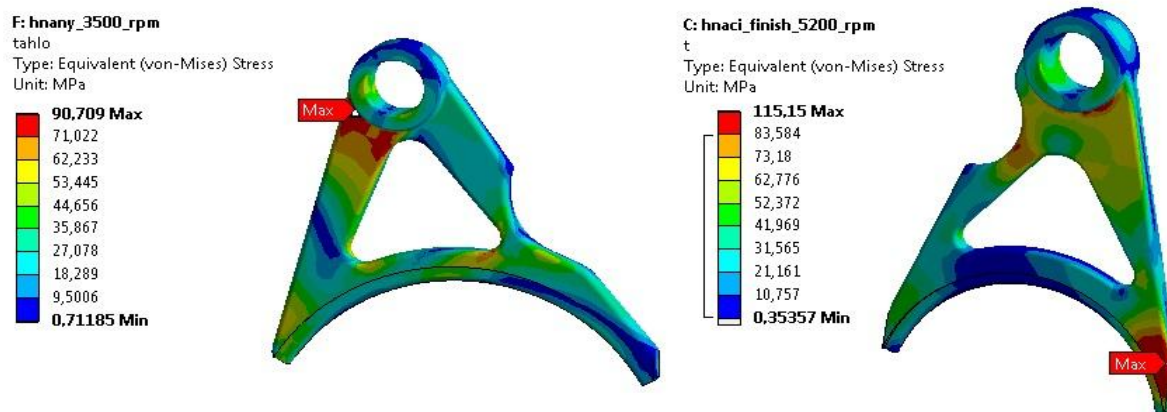


U každého mechanismu platí předpoklad, že napětí a deformace pro nižší rychlostní stupeň z dané dvojce budou vždy větší, takže je výpočet soustředěn právě na ně. Z principu funkce nikdy nesmí dojít k současnému zařazení obou rychlostí.

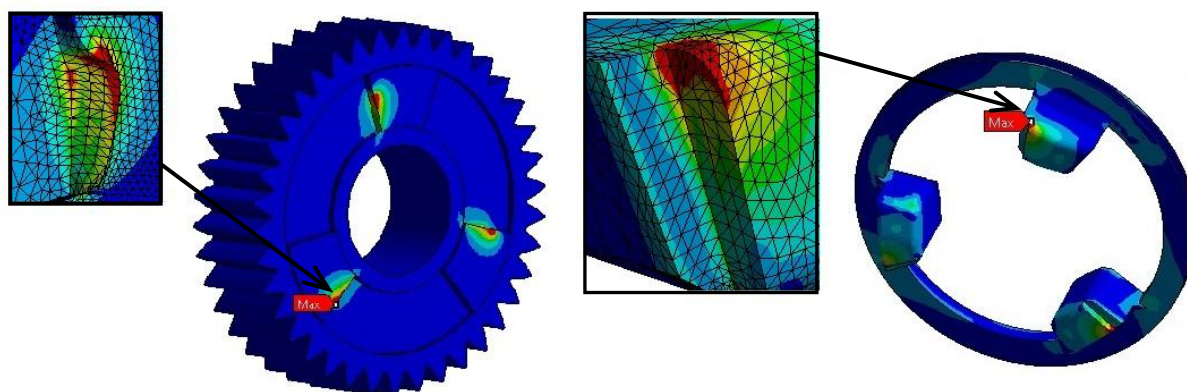
9.4.2 VÝSLEDKY PŮVODNÍHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Analýza probíhala ve dvou krocích. Pro hrubší síť modelu byl proveden výpočet a podle předběžných výsledků byla hustota sítě v kritických místech upravena. U konečných výsledků byly naplněny předpoklady výskytu kritických míst. **Obr. 9.11** vypovídá o zmiňovaném napětí pro jednotlivé prvky mechanismu.





Obr. 9.11 Grafický výstup ekvivalentního napětí pro prvky hnacího a hnaného hřídele

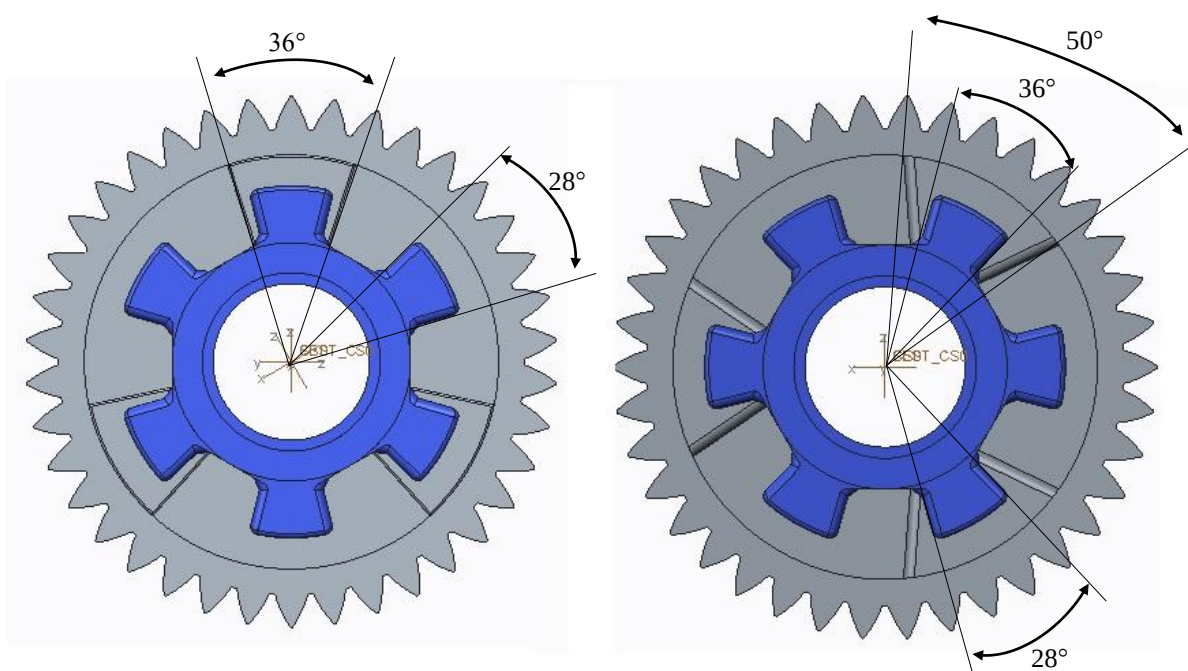


Obr. 9.12 Kritická místa kontaktu ozubených spojek a řadicích kamenů

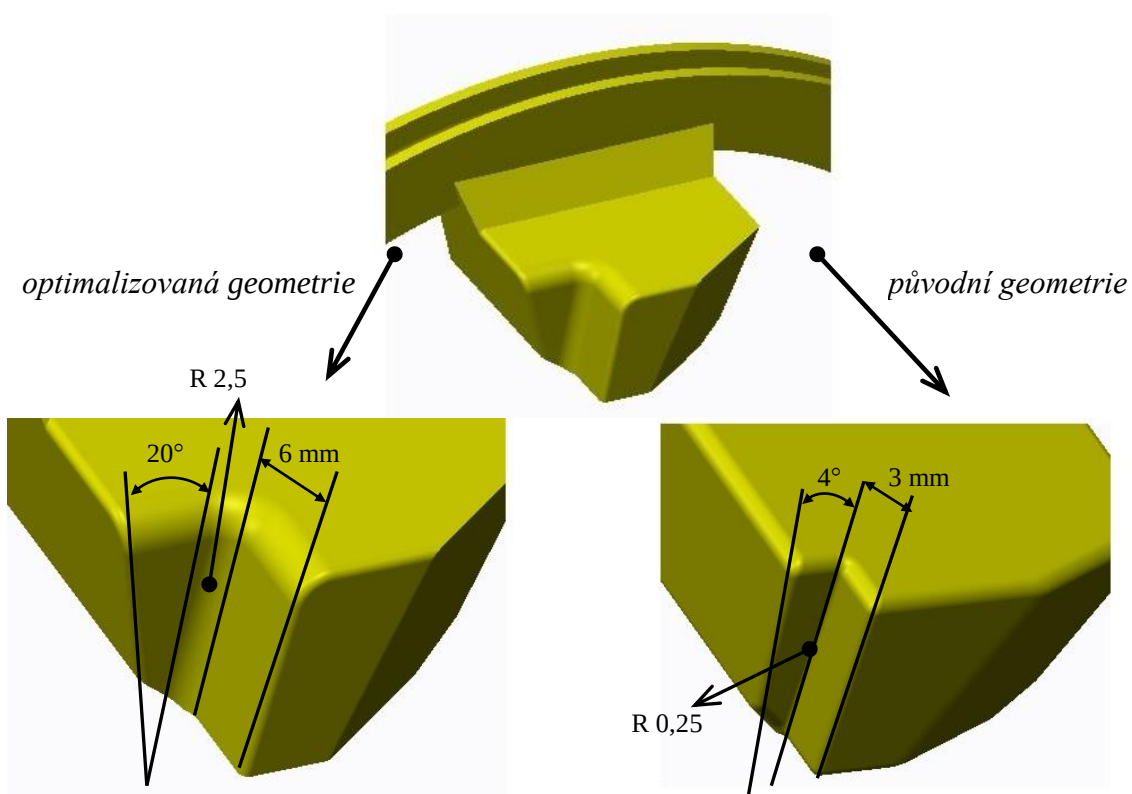
Výsledky výpočtů matematických modelů vykazují vysoké hodnoty napětí zejména pro dosedací plochy ozubených spojek a kamenů., což je vidět i na **Obr. 9.12**. Pro lepší představu jsou detaily uváděny v měřítku 63:1, aby byly lépe vystiženy deformace.

9.4.3 ZMĚNA GEOMETRIE

Změna geometrie vedla k zásahu do celého koncepčního návrhu. Při simulaci průběhu napětí byl evidentní pohyb ve vertikální ose a deformace mezi spojkami a kameny, což vedlo k nárůstu napětí v zámku. Řadicí mechanismus byl zvětšen o hodnotu 3 mm, čímž se zvětšila i činná plocha kamene. Dále byl změněn úhel rozevření zubové spojky a došlo k propracovanějšímu zaoblení hran dosedacích ploch. **Obr. 9.13** ukazuje změny geometrie zubových spojek a kamenů. Tvarová optimalizace byla provedena pro mechanismus hnaného hřídele s předpokladem, že pokud zde dojde k poklesu napětí, projeví se tato změna i u hřídele hnacího. **Obr. 9.14** poukazuje na rozdíl původního návrhu a upravené geometrie. Pro nový tvar byly navíc vytvořeny další tři varianty, které byly porovnávány.



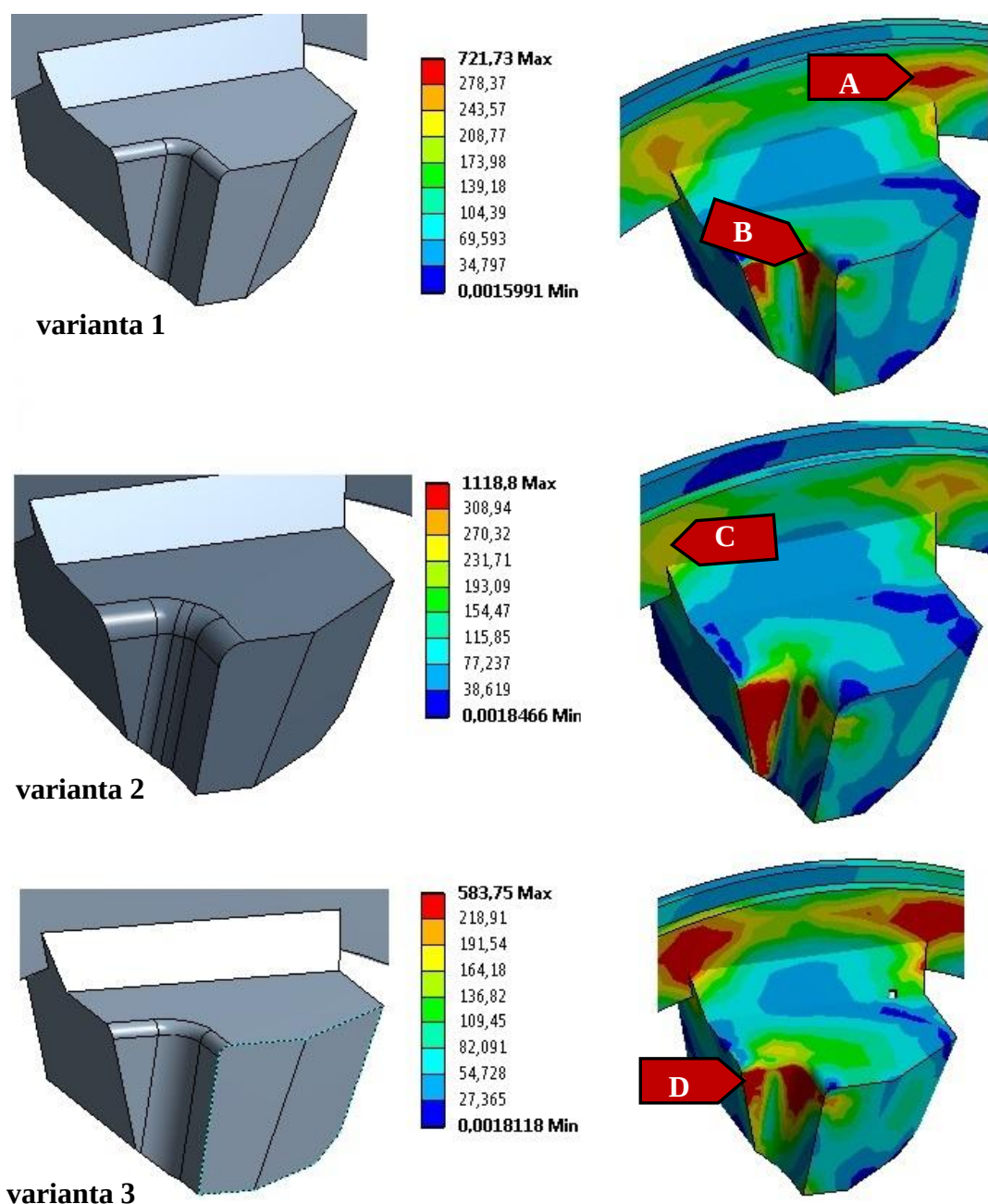
Obr. 9.13 Geometrie boku ozubeného kola a jádra:
vlevo původní návrh, vpravo úprava úhlu rozevření zubové spojky



Obr. 9.14 Změna geometrie akceleračního přesuvníku

9.4.4 ANALÝZA UPRAVENÉ GEOMETRIE

Po provedené analýze došlo k výraznému poklesu napětí u přesuvníku. Ostatní průběhy zůstaly téměř totožné s výsledky původní analýzy. Na **Obr. 9.15** jsou vidět výsledky pro jednotlivé varianty. *Tab. 35* poskytuje informace o redukovaném napětí ve vybraných uzlových bodech.



Obr. 9.15 Výsledky pevnostní analýzy pro upravenou geometrii



Tab. 35 Numerické vyjádření redukovaného napětí v kritických místech

Redukované napětí σ_{VM} [MPa]				
	Uzel A	Uzel B	Uzel C	Uzel D
Varianta 1	330	601	276	721
Varianta 2	304	471	273	1119
Varianta 3	310	583	277	448

Uzlové body A a B vykazují místa s poměrně velkým napětím, což vede k dalšímu zamyšlení nad možnou optimalizací tvaru. Tvarově není tento koncepční návrh doveden k úplně dokonalosti, ale čeho se podařilo dosáhnout, tak bylo téměř 50% snížení napětí pro kritická místa v oblasti dosedacích ploch. Toto snížení napětí je ovšem potřeba vztáhnout k určitému referenčnímu prvku, podle něhož jsme schopni rozhodnout, zdali navržená součást vyhovuje požadavkům. Jednoduchou představou je vypracování bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

Pro výrobu ozubených kol je uvažována ocel ČSN 14 140 s mezí kluzu 1350 MPa.

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (29)$$

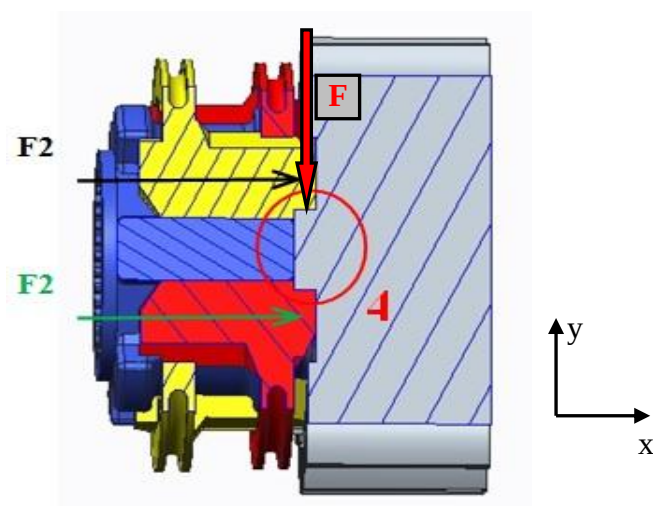
Tab. 36 Koeficienty bezpečnosti k MSP

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti k_k [-]				
	Uzel A	Uzel B	Uzel C	Uzel D
Varianta 1	4,10	2,25	4,89	1,87
Varianta 2	4,44	2,86	4,94	1,21
Varianta 3	4,35	2,31	4,87	3,01

Tyto koeficienty musí být brány jako orientační, jelikož ve výpočtech není zahrnut okamžik počátku přenosu momentu, kdy dojde ke kontaktu dvou těles o různých úhlových rychlostech a tím pádem k rázu.

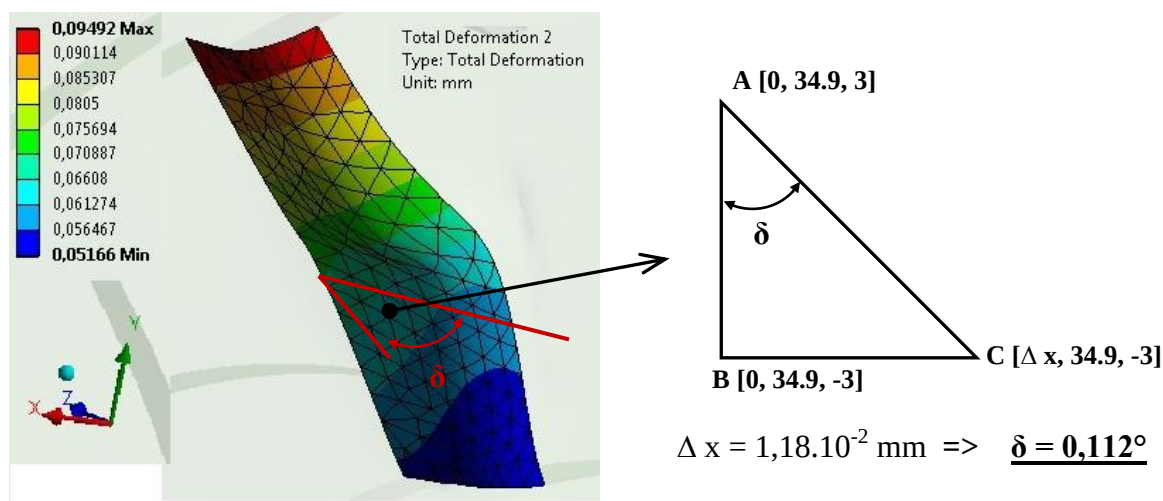
9.4.5 VLIV DEFORMACÍ A NEPŘESNOSTÍ NA AXIÁLNÍ SÍLU VYVOLANOU NA PŘESUVNÍK

Při samotném přenosu momentu dochází k deformacím mezi jednotlivými prvky mechanismu. Zejména u přesuvníku mají tyto deformace velký význam, jelikož při nich může vznikat axiální síla snažící se přesuvník vyřadit. Navíc po celou dobu práce až do této chvíle bereme navrhované součásti jako 100 % přesné. Co se ale stane, pokud při výrobě dojde k překročení daných tolerancí? S deformacemi musíme počítat vždy a jako modelový případ nepřesnosti uvedeme působení síly na zubovou spojku pod úhlem 2° . Pro lepší orientaci slouží **Obr. 9.16**, kde je znázorněna síla působící při optimálním stavu dosedacích ploch. Vlivem nepřesností a deformací dojde k rozkladu do osy x a y .



Obr. 9.16 Silové působení na zubovou spojku

Ze známých rozměrů jsme schopni určit sílu působící v těžišti jedné zubové spojky. MKP analýzou určíme deformace na ploše zubové spojky a určíme úhel rozdílem posunutí uzlových bodů v prostoru. Pod tímto úhlem budeme přivádět sílu na spojku a zjistíme boční sílu působící proti přesuvníku.



Obr. 9.17 Určení úhlu vznikajícího deformací zubové spojky

Sílu působící na jednu spojku zjistíme z točivého momentu:

$$\frac{1}{3}M_t = F_{spojka} \cdot \Delta T \Rightarrow F_{spojka} = \frac{1}{3}M_t \cdot \frac{1}{\Delta T} = \frac{1}{3} \frac{1061000}{34,9} = 10\,134\,N \quad (30)$$

kde:

F_{spojka} [N] - síla působící v těžišti zubové spojky,
 ΔT [mm] - vzdálenost těžiště spojky od osy rotace.

Axiální síla působící proti řesuvníku:

a) bez výrobních nepřesností - $\delta_1 = 0,112^\circ$

$$F_{az} = F_{spojka} \cdot \sin(\delta) = 10\,134 \cdot \sin(\delta) = 19,8\,N \quad (31)$$

b) zahrnutí vlivu nepřesností - $\delta_2 = 2,112^\circ$

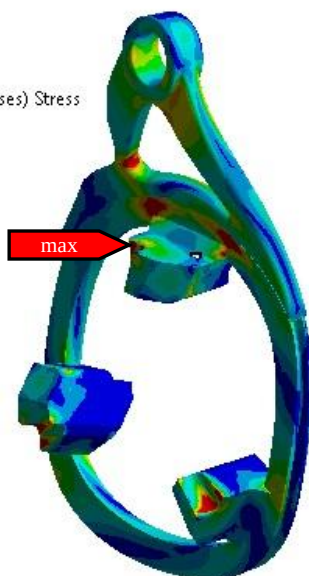
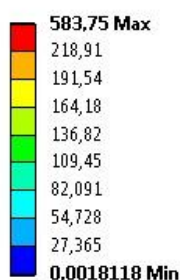
$$F_{az} = F_{spojka} \cdot \sin(\delta) = 10\,134 \cdot \sin(\delta) = 373,5\,N \quad (32)$$

9.4.6 DEFECT NA PŘESUVNÍKU

Při provozu převodovky může teoreticky dojít k jakémukoliv stavu, který se neslučuje s primárními funkcemi. Mezi tyto stavy lze zahrnout např. i stav, kdy vlivem velkého zatížení dojde k defektu u jednoho řadičímho kamene. Tuto situaci lze nasimulovat tak, že pro MKP analýzu použijeme přesuvník pouze se dvěma kameny. Tato situace může sice vyznívat nepravděpodobně a lze namítat, že ulomená část zámku se dostane do kontaktu zubů kol a tím pádem dojde k okamžité destrukci převodovky, ale přesto se pokusíme naznačit, jakým způsobem by mechanismus byl schopen fungovat za tohoto stavu, **Obr. 9.18**. Nastavení analýzy zůstává totožné jako v předchozích případech, jedná se pouze o změnu importované geometrie.

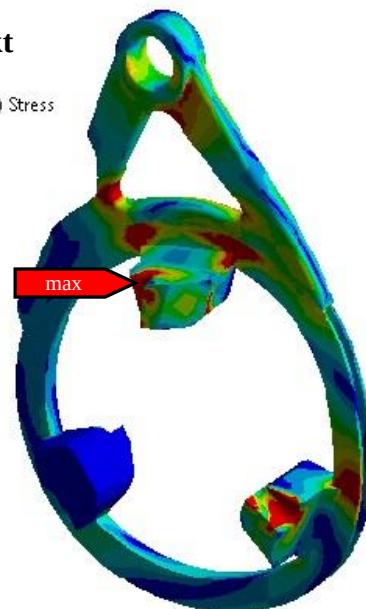
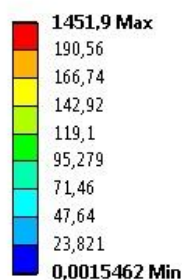
varianta 4

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



varianta 4 - defekt

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa



Obr. 9.18 Srovnání přesuvníků při provozu za normálních podmínek a provozu s defektem

Z výsledků je zjevné, že při rozložení momentu pouze na dva kameny dojde téměř k trojnásobnému nárůstu redukovaného napětí. Je důležité opět zopakovat, že tento provozní stav se jeví jako vysoce nepravděpodobný.



ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo vytvoření koncepčního modelu řadícího mechanismu aplikovaného na vybranou převodovku.

Aby vůbec bylo možné tuto práci řešit z konstrukčního hlediska, bylo nejprve nutné vytvořit rešerži, ve které jsou podrobně vysvětleny principy a funkce řazení rychlostních stupňů. Významná část je věnována převodovkám řazeným při zatížení, jež se měly stát inspirací pro vytvoření koncepčního návrhu. Za nejdůležitější výstup považuji **Obr.4.1**, na kterém jsou přehledně znázorněny závislosti rychlostí a podélného zrychlení na čase pro vybrané druhy převodovek. Tyto informace nám poskytují přehled o jednotlivých typech převodovek, ale hlavně nám ukazují, že spojením kladů klasické stupňové převodovky s ozubenými koly a převodovky automatické jsme schopni při konstrukci dosáhnout toho, aby výkon motoru přenášený na kola měl kontinuální průběh a nedocházelo k časovým ztrátám během řazení.

V části, jež je věnována dynamickému modelu vozidla bylo nejprve důležité si určit, pro jaký typ dynamické zkoušky by případný návrh byl koncipován. Snahou bylo vytvořit takový mechanismus, aby čas potřebný pro změnu převodového poměru byl téměř nulový. Pro tento případ bylo nutné určit testovací dráhu na rovném úseku, kde by byly minimalizovány jízdní odpory. Účelné se proto jeví využití části Masarykova okruhu. Pro úsek 550 m byly spočítány jízdní odpory, podle kterých společně s výkonovou charakteristikou vozidla byla definována maximální hnací síla. Při návrhu převodových stupňů jsem se nechal inspirovat společností Kaps Transmission, která působí již více než 20 let na českém trhu a pohybuje se v oblasti konstrukce závodních převodovek. Tyto poznatky vedly k uskutečnění simulace jízdní zkoušky a podle výsledků byly provedeny následné optimalizace převodových poměrů tak, aby na bylo na zkušební dráze dosaženo minimálního času a maximální rychlosti.

Při vytváření modelu vybrané převodové skříně jsem přistoupil k použití 3D skenování skutečné součásti a její převedení do digitalizované podoby. Pro tyto účely mi posloužil 3D skener Atos v laboratořích ÚADI. Problémem při tvorbě 3D modelu v prostředí Creo byl pouze fakt, že výstupem ze skenování byla síťovaná plocha, kterou bylo třeba rozdělit na jednotlivé řezy. Díky nimž byly vytvořeny hraniční křivky, které sloužily jako referenční hodnoty pro tvorbu prostorového modelu. Porovnáním skutečných funkčních rozměrů a rozměrů matematického modelu se výsledky lišily v řádech desetin milimetrů. Celá metodika reverzního inženýrství se jeví jako velice rychlá a poměrně přesná.

Jakmile byly známy potřebné vnitřní rozměry, bylo přistoupeno k návrhu vnitřních součástí převodovky. Omezujícím parametrem byla zejména pracovní osová vzdálenost hnaného a hnacího hřídele. Díky tomu bylo nezbytné navržená soukolí korigovat tak, aby tato vzdálenost byla bezpodmínečně dodržena. Poměrně velkým problémem byl samotný výstup koeficientů bezpečnosti. Pro takto navržené převodové poměry dosahovala bezpečnost nízkých hodnot. Možností jak situaci vyřešit bylo několik. Jako první se nabízela možnost použít šikmého ozubení. Tím pádem by ale došlo k vyvození axiální síly v ozubení, což bylo považováno vzhledem k použití jako nepřipustné. Po konzultaci s Ing. Šimkem a jeho doporučeních pro návrh ozubených kol byly ponechány zuby přímé a došlo ke změně výšky hlavy nástroje a součinitele záběru v čelní rovině. Lze prohlásit, že závodní převodovky jsou v dnešní době konstruovány s životností dosahující hodnot několika málo tisíc kilometrů, což by platilo i v našem případě.



Díky velké náročnosti na výpočty ozubených kol bylo použito demoverze softwaru pro inženýrské aplikace. To do značné míry ulehčilo tuto část práce. Navíc jsem se dostal do kontaktu s prof. Dr. Ing. Němčekem z ostravské univerzity, který mi poskytl další software pro potřebné výpočty. Výhodou toho byly i grafické výstupy, které jsou zahrnuty v této práci a lépe vystihují součinnost ozubených kol. Návrh hřídelů byl limitován zejména délkovými rozměry skříně a koncipován na přenos poměrně velkého točivého momentu.

Modelování jednotlivých částí bylo provedeno v prostředí programu Creo Parametric. Snahou při vytváření sestavy bylo zachování minimálních rozměrů jednotlivých součástí, jelikož převodovka není zpracována jako celek, ale pouze pro první tři rychlostní stupně. Samotný řadící mechanismus vychází z myšlenky, že nejjednodušší věci bývají mnohdy ty nejlepší. Proto zde došlo k významné redukci řadících členů proti původní součásti. Jedna z tištěných příloh obsahuje společně s textovým komentářem i grafické znázornění průběhu změny rychlostního stupně.

Nejdůležitějším závěrem celé práce je ukázat, že navrhovaný mechanismus je schopen přenášet požadovaný výkon motoru. Aby bylo možné tento závěr potvrdit, bylo třeba provést pevnostní analýzu vybraných prvků. Dnes je již samozřejmostí, že pomocí výpočetní techniky nahrazujeme analytická řešení problémů, kdy jsme sice schopni celkem rychle vytvořit náhled na chování určité součásti, ale již nepostihneme tuto součást v globálním měřítku. V tomto ohledu dospěla velkého pokroku metoda konečných prvků. Pomocí MKP byly analyzovány i vybrané součásti.

Nejdříve se jednalo o modální analýzu hřídelů. Ta je schopna ukázat konstruktérovi na nedostatky geometrie vzhledem k vlastním frekvencím. Jedním z výstupů je i možnost nechat si vykreslit mapovanou součást pro konkrétní vlastní tvar a podle které je např. možné předběžně navrhovat umístění ložisek. Výsledky modální analýzy ukázaly, že oba hřídele nikdy nebudou provozovány v oblasti otáček, kde by mohlo dojít k jejich rezonanci.

Další z analýz provedených pro hřídele byla kontrola vzhledem k únavovému namáhání. Pro jakékoliv hřídele s ozubenými koly je nezbytné počítat s únavovým namáháním, jelikož radiální síla v ozubení vyvolává ohybový moment působící na kritická místa hřídele střídavě v tlaku a v tahu. Kontrola proběhla pro oba hřídele a pro všechny tři rychlostní stupně. Již ze samotné geometrie bylo zřejmé, že koeficienty bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavy budou pro hnaný hřídel dosahovat vyšších hodnot, protože tento hřídel je uložen na obou koncích a díky ozubeným kolům vzrůstá jeho tuhost. Jedním ze zjednodušujících předpokladů pro výpočet byl fakt, že přiváděný moment od motoru bude dostatečně utlumen a jeho průběh bude považován za konstantní. Z návrhu převodovky totiž jasně nevyplývá, jakým způsobem je moment k hnacímu hřídeli přiváděn – je zde proto předpoklad tlumení ve spojce. Druhým z předpokladů je samotné uložení hřídelů. Bylo poměrně složité sehnat originální značení ložisek pro daný typ převodovky, natož jejich materiálové listy ohledně tuhosti.

Poslední pevnostní analýza byla vztažena k namáhání řadícího mechanismu. Pro oba tyto mechanismy byly nastaveny podmínky pro přenos maximálního momentu. Po prvotním provedení výpočtů vyšlo najevo, že navržená geometrie nebude schopna takto vysoké zatížení přenášet. Bylo proto nezbytné geometrii upravit. Jednalo se o změnu úhlu rozevření ozubených spojek a úpravu akceleračních zámků. Při provádění simulací navíc vyšlo najevo, že na přesuvníky působí vertikální síla snažící se vyřadit je ze záběru. Proto došlo i k zvýšení hodnoty přitlačné síly na táhlo. Následná analýza vykazovala téměř 50 % pokles napětí pro kritická místa. Orientační koeficienty bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti představují pohled na výsledky vůči referenčním hodnotám.



Pojem orientační je zde proto, že pevnostní analýza byla provedena ze statického hlediska a nebyly uvažovány dynamické jevy jako např. rázy, ke kterým dojde při kontaktu spojky a kamene.

Co ale do výsledků zahrnuto bylo, tak případ vyvození axiální síly na přesuvník díky deformacím při kontaktu mechanismu a díky nepřesnostem při výrobě. Tyto fakty vedly k závěru, že přítláčná síla na táhlo musí mít minimální hodnotu větší, než vyvozenou axiální sílu. Posledním případem bylo prověření situace, kdy by přesuvník přenášel moment pouze pomocí dvou kamenů. Analýza ukázala, že by došlo téměř k trojnásobnému nárustu napětí v kritických místech. Navíc ale není možné říct, že by vlivem např. ulomení zámku nedošlo k celkové destrukci převodovky.

Tímto lze prohlásit, že cíle práce byly splněny v požadovaném rozsahu. Tato práce navíc umožňuje velkou škálu následných modifikací. Mohlo by se jednat nejprve o dokončení celého mechanismu až do šestého rychlostního stupně. Dále je zde otázka, jakým způsobem by byla ovládána táhla. Jestli jít cestou mechanickou, hydraulickou nebo pneumatickou. Poměrně velké množství řadicích tyček vyvolává i velké množství způsobů přechodu od jednoho mechanismu na druhý, resp. třetí. Neposledně by podrobný model skříně převodovky mohl eventuálně posloužit i jako podklad pro jeho technologické úpravy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F. *Převody motorových vozidel*. První vydání, Brno: František Vlk, 2006. ISBN: 80-239-6364-1.
- [2] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J. *Automobily 2: Převody*. Druhé vydání, Brno: Avid, spol. s.r.o., 2009. ISBN: 978-80-87143-12-4.
- [3] SHIGLEY, E., J. - MISCHKE, R., CH. - BUDYNAS, G., R. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN: 978-80-214-2629-0.
- [4] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Druhé vydání, Brno: František Vlk, 2003. ISBN: 80-239-0024-2

PDF dokumenty

- [5] Střední škola automobilní a informatiky Praha 10 - Hostivař. *...ozubená kola se starají o pohyb vpřed!* [online], [cit. 2014-20-2] Dostupné z: <http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/18.pdf>
- [6] PRAKTICKÁ DÍLNA. *Mechanické stupňové převodovky* [online], [cit. 2014-20-2] Dostupné z: http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/03_dilna%20mechanick%C3%A9%20stup%C5%88ov%C3%A9%20p%C5%99evodovky.pdf
- [7] PRAKTICKÁ DÍLNA. *Převodová ústrojí motorových vozidel, přenos točivého momentu* [online], [cit. 2014-20-2] Dostupné z: http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/05_dilna%20p%C5%99evodov%C3%A1%20%C3%BAstroj%C3%AD%20motor.%20vozidel.pdf
- [8] ČERVENKA, F. *Bezsynchrónní převodovky motorových vozidel* [online], [cit. 2014-22-2] Dostupné z: https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/26999/Cervenka_Bezsynchronni%20převodovky%20motorovych%20vozidel.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [9] ZEROSHIFT. *Advanced Transmissions* [online], [cit. 2014-25-2] Dostupné z: <http://www.zeroshift.com/assets/pdf/Zeroshift%20AT.pdf>
- [10] ZEROSHIFT. *Seamless AMT offers efficient alternative to CVT* [online], [cit. 2014-25-2] Dostupné z: <http://www.zeroshift.com/assets/pdf/Seamless%20AMT%20Offers%20Efficient%20Alternative%20To%20CVT.pdf>
- [11] HBM. *Zeroshift Ltd. Technology on the fast track* [online], [cit. 2014-25-2] Dostupné z: http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hotline/hl062_08_zeroshift_en.pdf
- [12] MIČOLA, I. *Vývojové trendy převodových ústrojí automobilů* [online], [cit. 2014-3-3] Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=44079



- [13] MITSUBISHI - MOTORS. *Mitsubishi Lancer Evolution- ceník a výbavy* [online], [cit. 2014-13-3] Dostupné z:
<http://www.mitsubishi-motors.cz/modely/ceniky/mitsubishi-lancer-evolution-cenik.pdf>
- [14] MITSUBISHI - MOTORS. *The Evolution Theory* [online], [cit. 2014-13-3] Dostupné z:
<http://www.mitsubishi-motors.cz/modely/katalogy/mitsubishi-lancer-evolution-theory.pdf>
- [15] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel* [online], [cit. 2014-13-3] Dostupné z:
https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/12362/Diplomov%C3%A1%20pr%C3%A1ce_USI_Pracha%C5%99.pdf?sequence=2
- [16] PORTEŠ, P. *Longitudinal dynamics of race cars*, [cit. 2014-13-3] Dostupné z:
Materiály poskytnuty Ing. Petrem Portešem, Dr.
- [17] PORTEŠ, P. *Vehicle Dynamics - Acceleration Performance*, [cit. 2014-13-3] Dostupné z:
Přednášky k předmětu QDY_A- Dynamika vozidel.
- [18] *Formát STL* [online], [cit. 2014-3-4] Dostupné z:
http://blade1.ft.tul.cz/elearning/Xslt/publ/36/36_421.pdf
- [19] ROZSÍVAL, J. *Využití reverzního inženýrství pro výpočty aerodynamiky automobilu* [online], [cit. 2014-3-4] Dostupné z:
https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/17858/Jan_Rozs%C3%ADval_DiplomovaPrace.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [20] KALÁB, K. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj* [online], [cit. 2014-3-4] Dostupné z:
<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
- [21] BIJEČEK, T. *Deformačně- napjatostní analýza ojnice spalovacího motoru pomocí MKP* [online], [cit. 2014-25-4] Dostupné z:
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5145
- [22] BILOŠOVÁ, A. *Experimentální modální analýza* [online], [cit. 2014-25-4] Dostupné z:
http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_modalni_analyza/EMA_skripta.pdf
- [23] NOVOTNÝ, P. *Klikový mechanismus- únava_I*, [cit. 2014-29-4] Dostupné z:
Přednášky k předmětu QMO- Výpočtové modely

Webové stránky

- [24] ČECH, J. *Převodová ústrojí - III. díl* [online], [cit. 2014-22-2] Dostupné z:
<http://www.mjauto.cz/jiricech/jiricech.php?clanek=15>
- [25] SAJDL, J. *Převodovka DSG* [online], [cit. 2014-22-2] Dostupné z:
<http://cs.autolexicon.net/articles/prevodovka-dsg/>



- [26] M.L. *Planetová převodovka [online]*, [cit. 2014-22-2] Dostupné z:
<http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/planetova-prevodovka>
- [27] RICHTER, T. *Novoroční speciál: bezprodlevová převodovka [online]*, [cit. 2014-26-2] Dostupné z:
http://www.formule.cz/formule/index.php?obsah=zobraz&id_clanku=10571
- [28] KAPS. *Převodovka Zeroshift [online]*, [cit. 2014-26-2] Dostupné z:
<http://www.kaps.cz/prevodovka-zeroshift-aktuality-1152>
- [29] KAPS. *Rozdělení typů automatických převodovek [online]*, [cit. 2014-26-2] Dostupné z:
<http://www.kaps.cz/sluzby/opravy-prevodovek/rozdeleni-typu-automatickych-prevodovek>
- [30] KAPS Transmission. *Závodní převodovky [online]*, [cit. 2014-13-3] Dostupné z:
<http://www.kaps-transmissions.com/index.php?page=produkty>
- [31] MIHÁLIK, M. *Převodovka Zeroshift chce poslat DSG na smetiště dějin [online]*, [cit. 2014-26-2] Dostupné z:
<http://www.autoforum.cz/technika/prevodovka-zeroshift-chce-poslat-dsg-na-smetiste-dejin/>
- [32] The autochannel. *7G- TRONIC: Mercedes- Benz presents the world's first seven-speed automatic transmission for passenger cars [online]*, [cit. 2014-26-2] Dostupné z:
<http://www.theautochannel.com/news/2003/05/16/161469.html>
- [33] HEWLAND, W. *Methods of changing gear [online]*, [cit. 2014-1-3] Dostupné z:
<http://www.hewland.com/svg/a/advice.html>

SOFTWARE

- [34] GOOGLE EARTH. *Výškový profil [online]*, [cit. 2014-1-3] Dostupné z:
<https://support.google.com/earth/answer/181393?hl=cs>
- [35] MathCad. *Akcelerace*, poskytnuto vedoucím diplomové práce
- [36] MITCalc. *Mechanical, Industrial and Technical Calculations [online]*, Dostupné z:
<http://www.mitcalc.com/cz/download.htm>
- [37] NĚMČEK, M. *Software v oboru části a mechanismy strojů [online]*, Dostupné z:
<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

χ_R	[mm ⁻¹]	Poměrný gradient
ΔT	[mm]	Vzdálenost těžiště zubové spojky od osy rotace
$\sum x$	[mm]	Součet jednotkových posunutí
a	[m.s ⁻²]	Podélné zrychlení vozidla
a_r	[mm]	Osová vzdálenost (roztečná)
a_v	[mm]	Osová vzdálenost (výrobní)
a_w	[mm]	Pracovní vzdálenost os
B	[mm]	Rozchod kol,
β	[°]	Základní úhel sklonu zubů
b	[mm]	Šířka pastorku / kola
b_1/b_2	[mm]	Šířka pastorku / kola
b_w	[mm]	Pracovní šířka ozubení
CFD	[-]	Computational Fluid Dynamics
CVT	[-]	Continuously Variable Transmission
c_x	[-]	Součinitel vzdušného odporu
ČSN	[-]	Česká státní norma
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
d_1/d_2	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku / kola
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_b	[mm]	Průměr základní kružnice
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
d_s	[mm]	Střední průměr drážkovaného profilu
DSG	[-]	Direct Shift Gearbox
$dtShift$	[s]	Čas potřebný pro přeřazení
d_{vz}	[mm]	Průměr zkušebního vzorku
d_w	[mm]	Průměr valivé kružnice
dY	[mm]	Jednotkové přisunutí kol
E	[GPa]	Modul pružnosti (tah, tlak)
f	[-]	Součinitel valivého odporu vozidla
F_a	[N]	Axiální síla
f_g	[-]	Korekční součinitel



F_H	[N]	Hnací síla na kolech
F_k	[N]	Síla potřebná k překonání jízdních odporů
F_{k_MAX}	[N]	Maximální hnací síla
F_n	[N]	Normálová síla
F_r	[N]	Radiální síla
F_{spojka}	[N]	Síla působící v těžišti zubové spojky
F_t	[N]	Obvodová síla
G	[N]	Celkové zatížení v těžišti vozidla
$G \cdot \cos(\alpha_s)$	[N]	Zatížení vozidla kolmé k vozovce
H	[mm]	Celková výška vozidla
HMH	[-]	Hypotéza víceosé napjatosti
h	[m]	Výška
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_{a0}^*	[modul]	Výška hlavy nástroje
h_f	[mm]	Výška paty zubu
i	[-]	Převodový poměr
i_c	[-]	Celkový převod mezi motorem a hnacími koly
i_{c1_6}	[-]	Celkový převod pro jednotlivé rychlostní stupně
I_{engine}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti motoru
iG	[-]	Rychlostní stupeň
i_r	[-]	Převodový poměr stálého převodu
J_{HV}	[HV]	Tvrdost zubu v jádře
J_k	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti kol vozidla
J_m	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_p	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí
κ	[-]	Vnitřní převodový poměr planetové jednotky
K	[-]	Hodnota 0,5 pro evolventní drážkování
k_k	[-]	Koeficient bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti
k_p	[-]	Koeficient únavové bezpečnosti
l	[m]	Vzdálenost
l_ξ	[mm]	Činná délka
LSA	[-]	Local stress analysis



m	[kg]	Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)
M_{fk}	[Nm]	Stáčivý moment
M_k	[Nm]	Krouticí moment (pastorek / kolo)
M_k	[Nm]	Točivý moment motoru,
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
m_n	[mm]	Modul ozubení / normalizovaná hodnota
m_n	[mm]	Normální modul
M_o	[Nm]	Ohybový moment
MPS	[-]	Mezní stav pružnosti
m_t	[mm]	Tečný modul
n	[1/min]	Otáčky pastorku / kola
n_{max}	[min ⁻¹]	Max. otáčky motoru
n_c	[min ⁻¹]	Otáčky korunového kola
n_{Eng}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
N_{Flim}	[-]	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu
N_{Hlim}	[-]	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku
n_k	[min ⁻¹]	Otáčky korunového kola
n_{Shift}	[min ⁻¹]	Otáčky řazení
n_u	[min ⁻¹]	Otáčky unašeče
O_f	[N]	Celkový valivý odpor vozidla
O_{fk}	[N]	Reakční síla valivého odporu
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_v	[N]	Vzdušný odpor
O_z	[N]	Odpor zrychlení
p	[mm]	Normální rozteč
v	[%]	Pravděpodobnost poruchy
$P_{aerodynamický}$	[kW]	Ztrátový výkon aerodynamický
$P_{CELKOVÝ}$	[kW]	Celkový hnací výkon
$P_{stoupání}$	[kW]	Ztrátový výkon stoupání
$P_{valení}$	[kW]	Ztrátový výkon valení
$P_{zrychlení}$	[kW]	Ztrátový výkon zrychlení
PC	[-]	Personal computer
p_d	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek



PDK	[-]	Porsche Doppelkupplung
P_k	[W]	Hnací výkon vozidla
p_t	[mm]	Čelní rozteč
p_{tb}	[mm]	Základní rozteč
P_w	[kW]	Přenášený výkon
q_F	[-]	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb
q_H	[-]	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk
QS3	[-]	Semestrální projekt
r_d	[mm]	Dynamický poloměr
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$R_{p0.2}$	[MPa]	Mez kluzu v tahu
s	[m]	Stoupání (sklon svahu)
s_a^*	[mm]	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici
s_b	[mm]	Tloušťka zubu patní kružnici
SF	[-]	Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu
SFst	[-]	Koeficient bezpečnosti ohybu při jednorázovém zatížení
SH	[-]	Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku
SH / SF		Minimální koeficient bezpečnosti
SHst	[-]	Koeficient bezpečnosti dotyku při jednorázovém přetížení
s_n	[mm]	Tloušťka zubu na roztečné kružnici
s_{na}	[mm]	Tloušťka zubu na hlavové kružnici
speed_550	[km.h ⁻¹]	Okamžitá rychlost ve vzdálenosti 550 m
s_t	[mm]	Tloušťka zubu na roztečné kružnici
s_{ta}	[mm]	Tloušťka zubu na hlavové kružnici
s_{Veh}	[m]	Měřený úsek trati
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozidla,
time_550	[s]	Čas potřebný pro ujetí vzdálenosti 550 m
time_kph_100	[s]	Čas potřebný pro dosažení rychlosti 0 - 100 km/ h
ÚADI	[-]	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
V	[mm]	Světla výška
v	[m/s]	Obvodová rychlost na roztečné kružnici
v_H/v_F	[-]	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy



V_{HV}	[HV]	Tvrdość zubu na boku
v_o	[km.h ⁻¹]	Počáteční rychlost vozidla
v_r	[m.s ⁻¹]	Náporová rychlost
v_v	[m.s ⁻¹]	Rychlost větru
x	[mm]	Jednotkové posunutí
x_α	[°]	Úhel rozevření zubové spojky
x_1+x_2	[mm]	Celková jednotková korekce
z	[-]	Počet zubů.
z_c	[-]	Počet zubů centrálního kola
z_k	[-]	Počet zubů korunového kola
Z_{Ki}	[N]	Zatížení pneumatiky
z_u	[-]	Počet zubů satelitu
α	[°]	Úhel záběru
α_n	[°]	Normální úhel záběru
α_s	[°]	Úhel stoupání vozovky
α_t	[°]	Čelní úhel záběru
α_{wn}	[°]	Valivý úhel záběru normální
α_{wt}	[°]	Valivý úhel záběru čelní
β	[°]	Úhel sklonu zubů
β_b	[°]	Základní úhel sklonu
δ	[°]	Úhel vznikající deformací zubové spojky
δ_F	[MPa]	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu
δ_{F0}	[MPa]	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu
δ_{FG}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
δ_{FP}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
δ_H	[MPa]	Výpočtové napětí v dotyku
δ_{HG}	[MPa]	Mez únavy v dotyku
δ_{HP}	[MPa]	Dovolené napětí v dotyku
ε_α	[-]	Součinitel záběru v čelní rovině
η	[-]	Mechanická účinnost
ϑ	[-]	Součinitel vlivu rotačních částí
μ_v	[-]	Součinitel přilnavosti
ν	[%]	Koeficient spolehlivosti



ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ_{cO}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_{cT}	[MPa]	Mez únavy v tahu
σ_{ea}	[MPa]	Amplituda ekvivalentního napětí
σ_{em}	[MPa]	Střední hodnota ekvivalentního napětí
Σ_{Flim}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_{H0}	[MPa]	Jmenovité napětí v dotyku
σ_{Hlim}	[MPa]	Mez únavy v dotyku
σ_{vM}	[MPa]	Ekvivalentní napětí von Mises
σ_X, σ_{X1}	[MPa]	Redukovaná napětí pro příslušné uzly
$\psi_d / \max$	[-]	Poměr šířky pastorku k jeho průměru
$\psi_d / \max$	[-]	Poměr šířky pastorku k jeho průměru



SEZNAM PŘÍLOH

Tištěné přílohy :**Počet stran**

- P2_modalni_analyza.pdf
- P3_Princip_razeni_pro_treti_rychlostni_stupen.pdf

2

3

Elektronické přílohy - viz. přiložené DVD :**Počet stran**

- P1_kontrolni_vypocet_ozubeni.pdf
- P4_drazkovani.xmcd
- P5_14140.pdf

21

-

1