



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

METODIKA PŘESTAVBY PŘEVODOVKY VOZIDLA

METHODOLOGY OF VEHICLE GEARBOX CONVERSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Svoboda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Svoboda**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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:

Metodika přestavby převodovky vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Sestavení komplexní metodiky pro přestavbu převodovky osobního automobilu za účelem zvýšení její únosnosti a spolehlivosti provozu ve ztížených provozních podmínkách při zachování původního obalu. Přestavba by měla být zaměřena na všechny komponenty převodovky.

Cíle diplomové práce:

1. Rešerše poznatků významných pro konstrukci převodovky automobilu
2. Sestavení komplexní metodiky přestavby jednotlivých komponent převodovky
3. Vytvoření nástrojů umožňujících přenesení získaných poznatků do praxe
4. Aplikace vytvořené metodiky na konkrétním příkladu

Seznam literatury:

VLK, F.: Převody motorových vozidel. ISBN 80-239-6463-1, Nakladatelství VLK, Brno 2006.

VLK, F.: Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B.: Automobily 2: Převody. AVID, Brno 2001.

LECHNER, G., NAUNHEIMER, H.: Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Berlin: Springer, 1999. ISBN 3-540-65903-X.

STOKES, A.: Manual Gearbox Design. SAE: 1992. ISBN 0-7506-0417-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na návrh přestavby manuální automobilové převodovky za účelem zvýšení její únosnosti a efektivnosti pro použití v závodním automobilu. Obsahuje obecně platnou metodiku a následnou realizaci přestavby na konkrétní převodovce osobního automobilu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodovka, ozubené kolo, hřídel, řadicí spojka, řadicí ústrojí, ložisko, jízdní odpory vozidla

ABSTRACT

The master's thesis is focused on a proposal for conversion of a vehicle manual gearbox to increase its load capacity and effectiveness for use in a racing car. The thesis contains a universal applicable methodology of conversion and implementation to the real gearbox.

KEYWORDS

Gearbox, internal gears, shaft, face – dog selectors, interlock system, bearing, road resistance of vehicle



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVOBODA, P. *Metodika přestavby převodovky vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 88 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2016

.....

Petr Svoboda



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji především panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za cenné rady a ochotnou spolupráci při zpracovávání diplomové práce. Dále děkuji své rodině a všem, kteří mi byli nápomocni při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Konstrukce stupňových převodovek	11
1.1 Hnací charakteristika vozidla.....	11
1.1.1 Ideální hnací charakteristika.....	11
1.1.2 Charakteristika spalovacího motoru	12
1.2 Požadavky kladené na převodovku vozidla.....	13
1.2.1 Hlavní funkce převodovky	13
1.2.2 Rozsah rychlostních stupňů	13
1.2.3 Počet a odstupňování rychlostních stupňů.....	14
1.3 Konstrukce manuálních převodovek	16
1.3.1 Konstrukční typy převodovek	16
1.3.2 Řazení převodových stupňů.....	17
1.3.3 Řadicí ústrojí	19
2 Metodika přestavby	22
2.1 Požadavky kladené na převodovky závodních automobilů.....	22
2.2 Postup prací.....	22
2.3 Skříň převodovky.....	22
2.4 Ozubená kola převodových stupňů.....	24
2.4.1 Volba převodů	24
2.4.2 Geometrie ozubených kol.....	29
2.4.3 Základní údaje	30
2.4.4 Korekce ozubení	31
2.4.5 Parametry kol.....	33
2.4.6 Parametry soukolí	34
2.4.7 Silové poměry v soukolí s přímými zuby	35
2.4.8 Pevnostní výpočet ozubených kol	36
2.5 Řadicí systém	39
2.5.1 Bezsynchronní zubová spojka	39
2.5.2 Řadicí ústrojí	42
2.6 Hřídele	42
2.6.1 Pevnostní výpočet hřídelí	43
2.6.2 Drážkování.....	44
2.7 Ložiska.....	45
2.7.1 Ložiska ozubených kol	45
2.7.2 Ložiska hřídelů	46



3	Aplikace vytvořené metodiky.....	47
3.1	Volba převodovky.....	47
3.2	Popis výchozí převodovky.....	47
3.3	Volba motoru	52
3.4	Rozsah rychlostních stupňů	52
3.5	Počet a odstupňování rychlostních stupňů.....	54
3.6	Prostorový model skříně	57
3.7	Geometrie ozubených kol	58
3.8	Řadicí systém	65
3.8.1	Bezsyncronní zubové spojky	65
3.8.2	Řadicí ústrojí	67
3.9	Hřídele	69
3.9.1	Hnací hřídel	69
3.9.2	Hnaný hřídel	70
3.10	Drážkování	71
3.11	Ložiska	71
3.11.1	Ložiska hřídelů	71
3.11.2	Ložiska ozubených kol	71
3.12	Model převodového ústrojí	72
3.12.1	Hnací hřídel	72
3.12.2	Hnaný hřídel	74
3.12.3	Řadicí ústrojí stupně 5, 6 a zpětného chodu	76
3.12.4	Celkový model převodového ústrojí	78
	Závěr.....	80
	Seznam použitých zkratek a symbolů	83



ÚVOD

Automobilový sport je odvětví, ve kterém se od závodních vozů i jejich posádek očekávají maximální výkony. Typickým představitelem automobilových závodů jsou závody rychlostní, kdy výsledný čas je tou zásadní veličinou, která rozhoduje o konečném umístění. Tomu je následně uzpůsobena konstrukce samotného automobilu. U všech komponent vozidla se proto snažíme dosáhnout maximální možné účinnosti, přijatelné hmotnosti či dobré ovladatelnosti, samozřejmě v rozsahu daném pravidly. To platí i pro převodovou soustavu, jejíž podstatnou součástí je převodovka. Na převodovku závodního automobilu jsou tak kladeny odlišné nároky než na převodovku běžných osobních vozidel. Její předností jsou malé ztráty výkonu při provozu a řazení, často vykoupeny nižší životností nebo vysokou cenou komponent. Protože jsou závodní vozy často stavěny z běžných vozů osobních, což v případě kategorií N nebo A platí bez výjimky, logicky dochází k úpravám již používaných součástí místo výroby nových, což mnohdy nedovolují pravidla dané kategorie nebo finanční rozpočet.

Práce se zabývá vytvořením metodiky přestavby, přičemž bude zachována původní skříň převodovky, což je i podmínka daná zadáním práce. Budou navrženy vhodné úpravy, jejich možná konstrukční řešení a sestaven pracovní postup. Pro konkrétní přestavbu bude vybrána vhodná převodovka mající potenciál pro realizaci navržených úprav. Nutno zmínit, že přestavba se bude týkat pouze převodovky a součástí mající vliv na její funkčnost. Do práce není zahrnuta úprava spojky, diferenciálu a jiných součástí pohonného ústrojí, ačkoliv se můžou nacházet ve společné skříni s převodovým ústrojím. Rovněž je třeba počítat s omezeními, která plynou z požadavku ponechání původní skříně.

KONSTRUKCE STUPŇOVÝCH PŘEVODOVEK

1.1 HNACÍ CHARAKTERISTIKA VOZIDLA

Hnací charakteristika vyjadřuje vztah mezi hnací silou vozidla, tj. silou získanou na obvodu poháněného kola v místě styku s vozovkou, a jeho okamžitou rychlostí. Je jedním ze základních parametrů definujících vlastnosti a provozní určení automobilu.

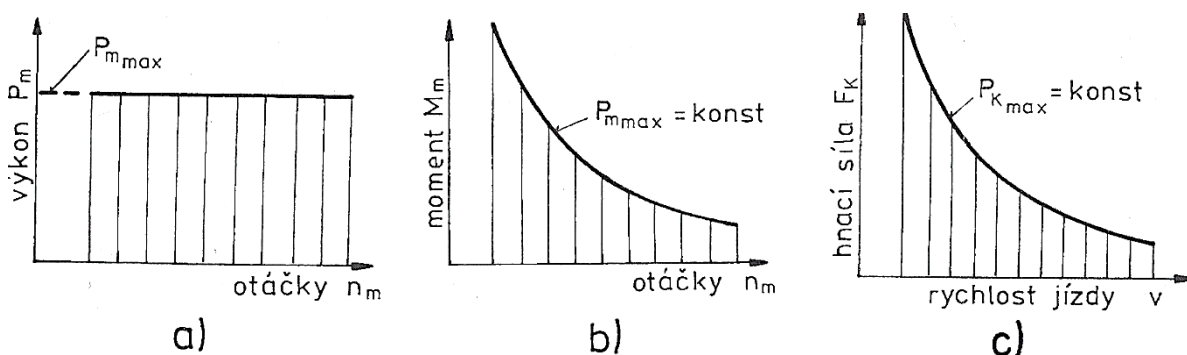
1.1.1 IDEÁLNÍ HNACÍ CHARAKTERISTIKA

Uvažujme nyní motor, jehož maximální výkon je konstantní v závislosti na jeho otáčkách (obr. 1.1a). Z rovnice pro výpočet výkonu motoru [1]:

$$P_m = M_{tm} \cdot n_m \quad (1)$$

kde: P_m výkon motoru [kW]
 M_{tm} točivý moment motoru [N.m]
 n_m otáčky motoru [min^{-1}]

vyplývá, že při snížení počtu otáček dojde k navýšení točivého momentu. Jeho závislost na otáčkách je zakreslena na obr. 1.1b. Má tvar rovnosé hyperboly asymptoticky se přibližující k osám a je označována jako křivka konstantního výkonu. Protože hnací síla na obvodu kola je přímo úměrná velikosti točivého momentu motoru a rychlost vozidla je přímo úměrná otáčkám, můžeme křivku konstantního výkonu překreslit do diagramu $F_K - v$. Získáváme tzv. ideální hyperbolu hnací síly (obr. 1.1c) [1].



Obr. 1 Závislost: a) výkonu na otáčkách, b) momentu na otáčkách, c) hnací síly na rychlosti [1]

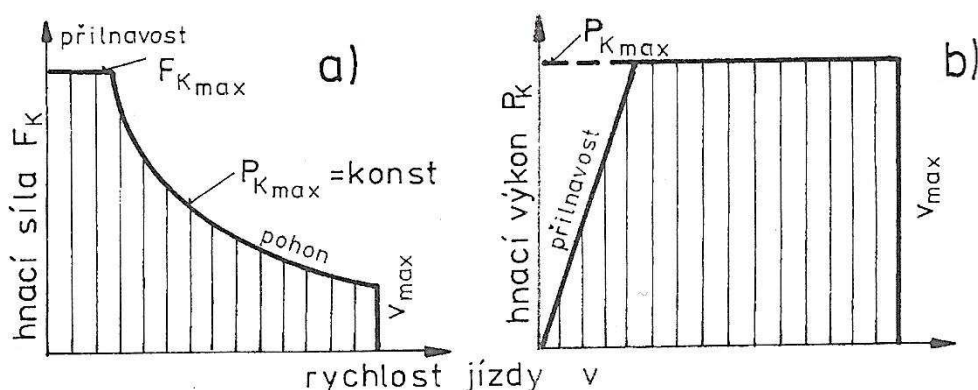
Tato charakteristika má jistá omezení. Především není možné navýšovat hnací sílu na nekonečně velkou hodnotu při snižování rychlosti vozidla. To neumožňuje motor samotný a přilnavost pneumatiky k vozovce. Max. síla, která může být přenesena, je dána vztahem [1]:

$$F_{Kmax} = \mu_V \cdot G_K \quad (2)$$

kde: F_{Kmax} maximální přenesená hnací síla [N]
 μ_V součinitel přilnavosti v podélném směru kola [1]
 G_K zatížení příslušného kola [N]



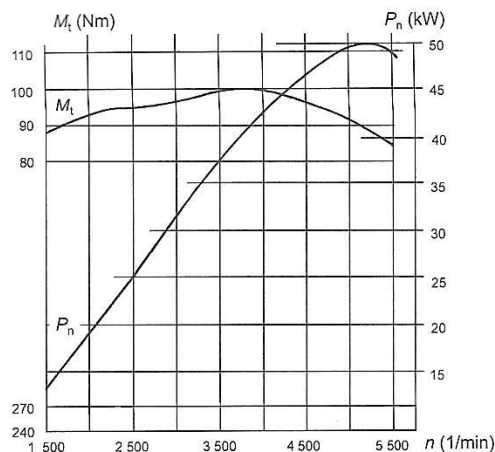
Součinitel přilnavosti v podélném směru pneumatiky může nabývat maximální hodnoty 1. Maximální velikost podélná reakce F_K mezi pneumatikou a vozovkou se tedy musí rovnat tíze připadající na pneumatiku. Závodní automobily často využívají speciální pneumatiky, které mají vyšší přilnavost k vozovce a součinitel přilnavosti je tedy vyšší než 1. Tato pneumatika je pak schopna přenášet větší hnací sílu až o 50% vyšší než je tíha připadající na kolo. Další omezení je maximální rychlost vozu. Obdobně jako v předešlém případě i zde má motor své limity, a to v počtu otáček. Při jízdě působí proti směru pohybu automobilu řada jízdních odporů, především valivý, vzdušný, odpor stoupání, odpor zrychlení, případně odpor přípojného vozu. Musí být vyvozována taková hnací síla, která překoná tyto odpory a umožní zrychlování vozidla až do okamžiku, kdy nastane její rovnováha s odporovými silami. Vozidlo se pak pohybuje konstantní, maximální možnou rychlostí [1].



Obr. 2 Ideální hnací charakteristika omezená přilnavostí, max. výkonem a max. rychlostí jízdy: a) pro hnací sílu vozidla, b) pro hnací výkon vozidla [1]

1.1.2 CHARAKTERISTIKA SPALOVACÍHO MOTORU

Spalovací motory zážehové a vznětové jsou stále dominujícími pohony automobilů. Podstatná pro nás je jejich vnější otáčková charakteristika, která je zcela odlišná od ideálního průběhu hnací síly. Motor je třeba provozovat v určitém otáčkovém rozsahu a přitom co možná nejefektivněji využít jeho výkonu pro pokrytí všech jízdních režimů. K tomuto účelu se v automobilech používá převodové ústrojí [2].



Obr. 3 Výkonová a momentová charakteristika zážehového motoru Škoda 781.136 B [2]

1.2 POŽADAVKY KLADE NÉ NA PŘEVODOVKU VOZIDLA

1.2.1 HLAVNÍ FUNKCE PŘEVODOVKY

Převodová skříň je nepostradatelnou součástí každého vozu. V určitých případech může být i nosným prvkem a podílet se na tuhosti rámu. To je případ traktorů nebo speciálních strojů, u současných automobilů se toto řešení neuplatňuje. Primárními úkolem každé převodovky je:

1. Změna točivého momentu a rychlosti dle aktuálních podmínek
2. Stání vozidla při běžícím motoru – tzv. neutrál
3. Reverzace – změna smyslu otáčení kol pro jízdu vzad

Druhotným požadavkem je minimalizace mechanických ztrát, snadná ovladatelnost z místa řidiče, přijatelná velikost, hmotnost a vysoká spolehlivost [3].

1.2.2 ROZSAH RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

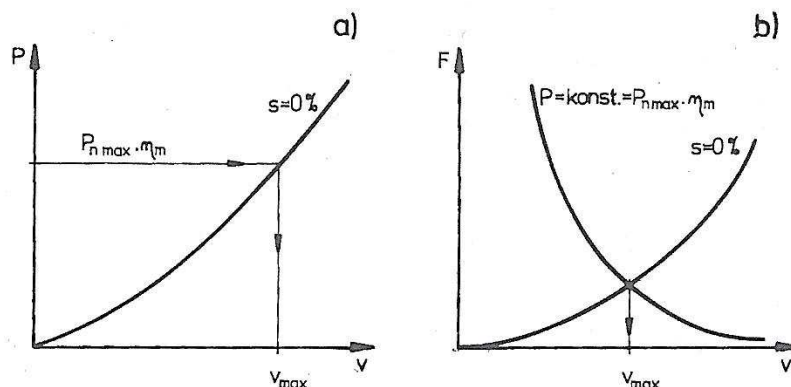
Klasická automobilová převodovka využívá skokové změny převodového poměru řazením převodů. Rozsah rychlostních stupňů R_i je definován jako poměr maximálního celkového převodu $i_{c \max}$ a minimálního celkového převodu $i_{c \min}$ [3]:

$$R_i = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} = \frac{i_{c \max}}{i_0} \quad (3)$$

Minimální převod je také označován jako základní převod i_0 . Základní převod je celkový převod mezi motorem a koly při nejmenším zařazeném převodu v převodovce, tj. při nejvyšším zařazeném převodovém stupni. Jeho velikost určuje rovnovážný stav s jízdními odpory při jízdě max. rychlostí s max. dovolenými otáčkami motoru. Určuje se vztahem [3]:

$$i_0 = i_{c \min} = 0,377 \cdot \frac{n_{m \max} \cdot r_d}{v_{\max}} \quad \text{kde } r_d \text{ je dynamický poloměr kola [m]} \quad (4)$$

Max. otáčky jsou dané konstrukcí motoru, max. rychlost určíme z diagramu $P - v$ nebo $F - v$ jako průsečík s křivkou jízdních odporů na rovině [3].



Obr. 4 Určení max. rychlosti z výkonu při max. otáčkách motoru $P_{n \max}$: a) výkonová charakteristika, b) silová charakteristika [3]



Maximální převod je určován z maximální požadované stoupavosti vozidla nebo z minimální požadované rychlosti. V případě stoupavosti se převod určuje vztahem [3]:

$$i_{c \max} = \frac{O_f + O_{s \max}}{F_{m \max}}, \quad F_{m \max} = \frac{M_{t \max} \cdot \eta_m}{r_d} \quad (5)$$

kde: $M_{t \max}$ maximální točivý moment motoru [N.m]
 $O_{s \max}$ odpor maximálního stoupání [N]
 O_f valivý odpor [N]
 η_m mechanická účinnost [1]

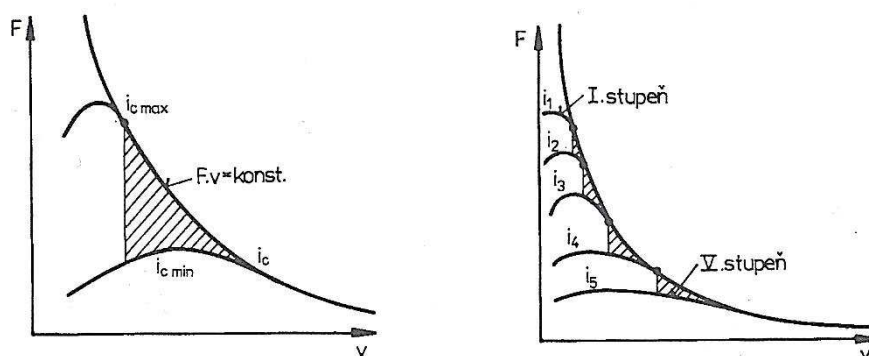
V případě min. požadované rychlosti [3]:

$$i_{c \max} = 0,377 \cdot \frac{n_{M \max} \cdot r_d}{v_{\min}} \quad (6)$$

kde: $n_{M \max}$ otáčky při max. točivém momentu [min^{-1}]
 $v_{\min}$ minimální požadovaná rychlost [m.s^{-1}]

1.2.3 POČET A Odstupňování Rychlostních Stupňů

Pokud by byl k pohonu vozidla použit pouze minimální a maximální převod, nebylo by možné plně využít rozsahu hnacích sil. Tento případ je znázorněn na obr. 5. Šrafovaná oblast znázorňuje nevyužitý výkon motoru. Oblast nevyužitého výkonu můžeme snížit větším počtem rychlostních stupňů. Tím se výsledná charakteristika více přiblíží ideální hnací hyperbole, ovšem oblasti nevyužitého výkonu zde budou přítomny vždy. Spojitý průběh hnací síly nelze realizovat stupňovou převodovkou. Vztahy 7 – 16 vychází ze zdroje [3].



Obr. 5 Silová charakteristika s oblastí nevyužitého výkonu pro převodovku: a) dvoustupňovou, b) pětistupňovou [3]

Pokud motor při jízdě ve stoupání pracuje v režimu plného zatížení a jeho otáčky dosáhly maxima, tak při přeřazení na vyšší převodový stupeň nesmí jeho otáčky klesnout vlivem menšího převodového poměru pod hodnotu max. točivého momentu. V opačném případě by došlo k výraznému snížení hnací síly, poklesu rychlosti, otáček a výkonu motoru. Největší dovolený poměr dvou po sobě jdoucích převodů $q_{\max}$ je:



$$q_{max} \leq \frac{n_{max}}{n_{M_{max}}} \quad (7)$$

kde: n_{max} - maximální otáčky motoru [min^{-1}]
 $n_{M_{max}}$ - otáčky při max. momentu motoru [min^{-1}]

V případě stupňových převodovek tedy platí:

$$q_n = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_{n-1}}{i_n} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_z} = konst. \quad (8)$$

$$n = 1, 2, \dots, z$$

kde: $i_1, i_2, \dots, i_z$ - převodové (rychlostní) poměry jednotlivých stupňů

Pokud je poměr dvou po sobě jdoucích převodů konstantní, jsou převody odstupňovány dle geometrické řady:

$$i_1 = i_2 \cdot q_n = i_3 \cdot q_n^2 = i_4 \cdot q_n^3 = \dots = i_z \cdot q_n^{z-1} \quad (9)$$

Pro rozsah rychlostních stupňů R_i platí:

$$R_i = \frac{i_1}{i_z} = q_n^{z-1} \Rightarrow \ln R_i = (z - 1) \cdot \ln q_n \quad (10)$$

Vyjádříme počet rychlostních stupňů:

$$z = \frac{\ln R_{i \max}}{\ln q_n} + 1 \quad (11)$$

Číslo z vyjadřující počet stupňů musí být celé číslo. Pokud dostaneme při výpočtu jinou hodnotu, musíme ji zaokrouhlit s ohledem na rovnici (7), tedy na nejbližší vyšší celé číslo.

Geometrické odstupňování převodů je znázorněno pomocí tzv. pilového diagramu na obr. 6. Diagram vyjadřuje vzájemnou závislost otáček motoru a rychlosti vozidla při daném rychlostním stupni. Výhodou geometrického odstupňování jsou stejné řadicí otáčky u každého stupně, což je výhodné zejména u automobilů s nesynchronizovanou převodovkou. Řidič takového vozidla přizpůsobuje pomocí spojkového a plynového pedálu otáčky hnací hřídele převodovky vždy na stejnou hodnotu. Nevýhodou tohoto uspořádání je exponenciálně narůstající rychlost na každém převodovém stupni, která je potřebná pro dosažení max. otáček motoru.

Pro eliminaci zmíněného problému se používá proměnlivý kvocient q_n . Jeho hodnota se snižuje se zvyšováním rychlostního stupně. Pro pětistupňovou převodovku platí:

$$q_{4-5} < q_{3-4} < q_{2-3} < q_{1-2} \quad (12)$$

Toto odstupňování označujeme jako progresivní. Snižování q_n vyjadřuje stupeň progresivity. Je-li konstantní, platí:



$$y = \frac{q_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3}}{q_{3-4}} = \frac{q_{3-4}}{q_{4-5}} = konst. \quad (13)$$

$$q_{1-2} = y \cdot q_{2-3} = y^2 \cdot q_{3-4} = y^3 \cdot q_{4-5} = y \cdot \frac{i_2}{i_3} = y^2 \cdot \frac{i_3}{i_4} = y^3 \cdot \frac{i_4}{i_5} \quad (14)$$

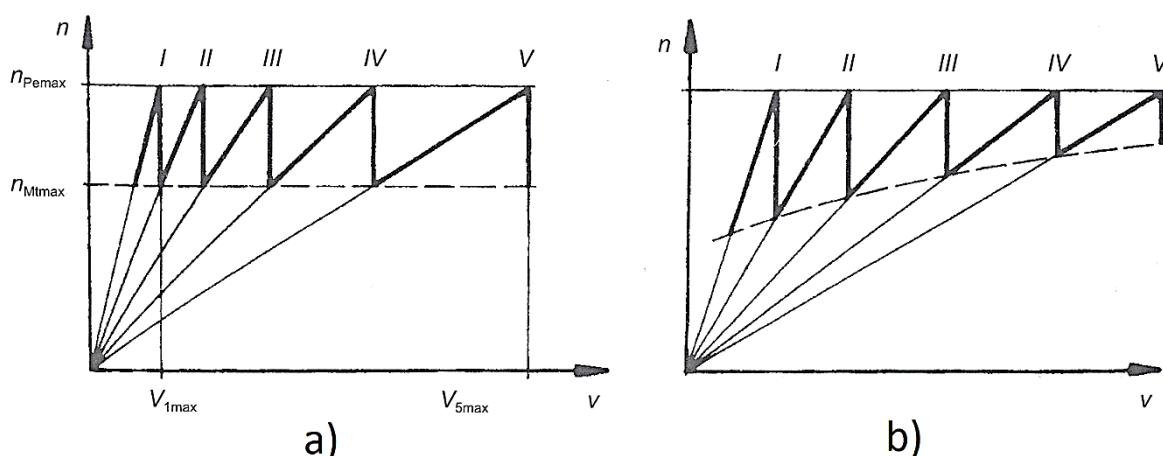
Rozsah rychlostních stupňů:

$$R_i = q_n^{(z-1)} \cdot y \cdot y^2 \dots y^{(z-3)} \cdot y^{(z-2)} \quad (15)$$

Poměr rychlostních skoků určíme ze vzorce:

$$y = (z^2 - 3 \cdot z + 2) \cdot \sqrt{\frac{R_i}{q_n^{(z-1)}}} \quad (16)$$

Progresivní odstupňování snižuje rychlostní skok na všech rychlostních stupních. To ovšem znamená jiné řadicí otáčky pro každý stupeň.



Obr. 6 Pilový diagram pětistupňové převodovky: a) geometrické odstupňování, b) progresivní odstupňování [3]

1.3 KONSTRUKCE MANUÁLNÍCH PŘEVODOVEK

U manuálních převodovek je příslušný převodový stupeň řazen na pokyn řidiče jeho vlastní silou. Rozlišujeme dva základní typy, tříhřídelovou a dvouhřídelovou.

1.3.1 KONSTRUKČNÍ TYPY PŘEVODOVEK

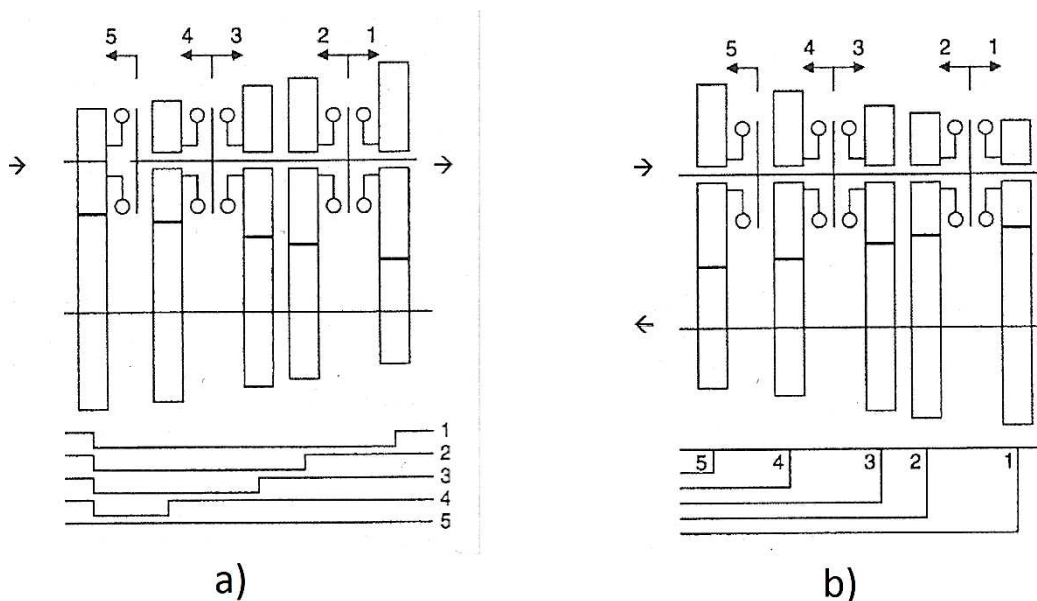
1.3.1.1 TŘÍHŘÍDELOVÁ PŘEVODOVKA

Nazývaná také sousá či koaxiální se skládá ze tří hřídelí, přičemž vstupní a výstupní hřídel jsou sousé (koaxiální). Třetí hřídel je tzv. předlohou. Točivý moment je přiváděn přes

vstupní hřídel na předlohový. Toto soukolí tvoří stálý záběr a dochází zde k redukci otáček a navýšení momentu. Z předlohového hřídele je točivý moment přenášen na výstupní hřídel pomocí dvojic ozubených kol. Každá dvojice představuje soukolí jednoho rychlostního stupně a je na jedné z hřídelí (obvykle výstupní) uložena volně. Spojením příslušného soukolí s hřídelí výstupní je zařazen rychlostní stupeň. Tříhřídelová převodovka umožňuje tzv. přímý záběr, kdy je pevně spojen hřídel vstupní a výstupní. Vstupní hřídel i v tomto případě roztáčí hřídel předlohový, ten se ale nepodílí na přenosu točivého momentu. Převodový poměr je v tomto případě 1:1. Mechanické ztráty převodovky jsou velké, protože jsou v záběru dvě dvojice ozubených kol. To však neplatí v případě přímého záběru, kdy jsou ztráty minimální. Tato převodovka se používá zejména v případech, kdy je potřeba zachovat přímou linii mezi klikovou hřídelí motoru a rozvodovými hřídelemi. Typickým příkladem je klasická koncepce uspořádání hnacího ústrojí [3].

1.3.1.2 DVOUHŘÍDELOVÁ PŘEVODOVKA

Je tvořena pouze hřídelí vstupní a výstupní. Točivý moment jednotlivých rychlostních stupňů je přenášen vždy jedním párem ozubených kol. Díky tomu má větší účinnost než převodovka tříhřídelová, mimo přímý záběr s vysokou účinností. Na rozdíl od tříhřídelové převodovky zde dochází ke změně smyslu otáčení výstupního hřídele oproti vstupnímu. Používá se zejména u vozů s blokovou konstrukcí hnacího agregátu, tj. s motorem u hnané nápravy [3].



Obr. 7 Schéma manuální stupňové převodovky: a) tříhřídelové, b) dvouhřídelové [3]

1.3.2 ŘAZENÍ PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ

1.3.2.1 ŘAZENÍ POSUVNÝMI KOLY

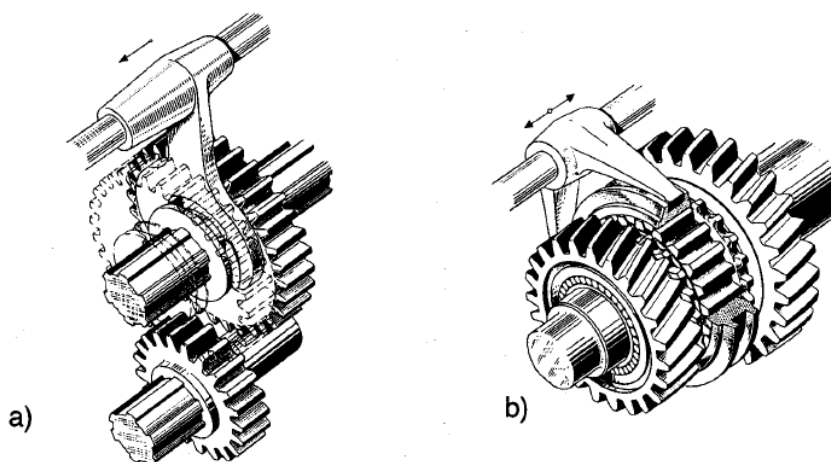
Nejstarší a konstrukčně nejjednodušší je řazení posuvnými koly. Jedno kolo ozubeného soukolí je pevně umístěno na hřídeli, druhé je axiálně posuvné na drážkované hřídeli a do záběru je zasouváno pomocí řadicí vidlice. Pro snadné zařazení mají obě kola přímé zuby.



Problematické je vyrovnání obvodových rychlostí obou kol a celé soukolí je namáháno velkými rázy [3].

1.3.2.2 ŘAZENÍ ZUBOVOU SPOJKOU

Pro snížení rázů při řazení je používána zubová spojka. Soukolí jednotlivých převodových stupňů jsou ve stálém záběru a jedno z kol je volně otočné na hřídeli. Toto kolo je k hřídeli připojováno přes zubovou spojku. Vnější řadicí objímka uložená přes drážkování na hřídeli je axiálně posuvná a jejím přesunutím na vnější ozubení náboje ozubeného kola dojde k pevnému spojení. Spojky mají menší průměr než ozubená kola, obvodové rychlosti jejich částí jsou menší a snadněji se vyrovnávají. Kola jednotlivých soukolí mají obvykle šikmé ozubení pro tišší chod. Zubová spojka omezí dynamické rázy, ale pro jejich úplné odstranění je třeba použít synchronizační mechanismus [5].



Obr. 8 Bezsynchrnní řazení: a) posuvným kolem, b) zubovou spojkou [5]

1.3.2.3 ŘAZENÍ SE SYNCHRONIZACÍ

Synchronizační zařízení vyrovnává rozdíl otáček řadicí synchronizační spojky a ozubeného kola rychlostního stupně před jejich vzájemným spojením [4]. Všechna kola dopředných rychlostních stupňů jsou ve stálém záběru a k řazení se používají zubové spojky se synchronizací. U zpětného chodu se synchronizační spojka obvykle nepoužívá, řazení je řešeno vložením posuvným kolem.

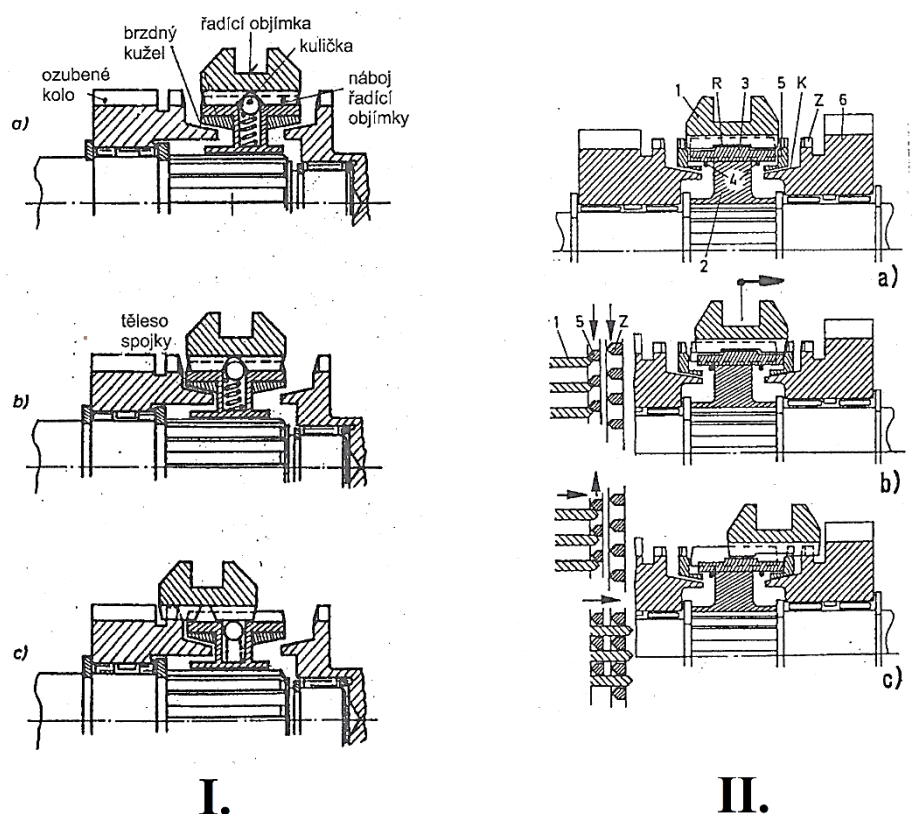
Jednoduchá synchronizace

Princip činnosti je znázorněn na obr. 9 I. Jádru řadicí spojky s vnitřní kuželovou plochou je spojené s řadicí objímkou několika kuličkami. Ty jsou pomocí vinutých pružin tlačeny do drážek v objímce. Při posunu řadicí objímky je jádro unášeno na vnější kuželovou plochu náboje ozubeného kola. Vzájemným třením kuželových ploch dochází k vyrovnání otáček (obr. 9 I. b). Při dalším posunu řadicí objímky dojde k vytlačení pojistné kuličky do jádra spojky a řadicí objímka je zasunuta do ozubení kola převodového stupně (obr. 9 I. c). Síla

působící v axiálním směru, která je potřebná pro vytlačení pojistné kuličky, musí zajistit dostatečné přitlačení kuželových ploch a vyrovnání otáček.

Jištěná synchronizace

Systém využívá stejného principu jako jednoduchá synchronizace, ovšem mezi kolo převodového stupně a jádro spojky je navíc vložen clonící kroužek. Ten je axiálně posuvný a při řazení dosedá svou vnitřní kuželovou plochou na náboj převodového kola. Proti otáčení je kroužek jištěn jistícími tělísky, která dovolují jeho mírné pootočení o několik stupňů. Při synchronizaci otáček dochází k natočení clonícího kroužku a jeho zkosené zuby jsou tlačeny do zkosených zubů v řadicí objímce (obr. 9 II. b). Dalším působením síly na objímku dojde k úplnému vyrovnání otáček a clonící kroužek je natočen zpět do středové polohy. Řadicí objímku pak lze přesunout až do ozubení na náboji převodového kola, čímž dojde k pevnému spojení (obr. 9 II. c) [3].



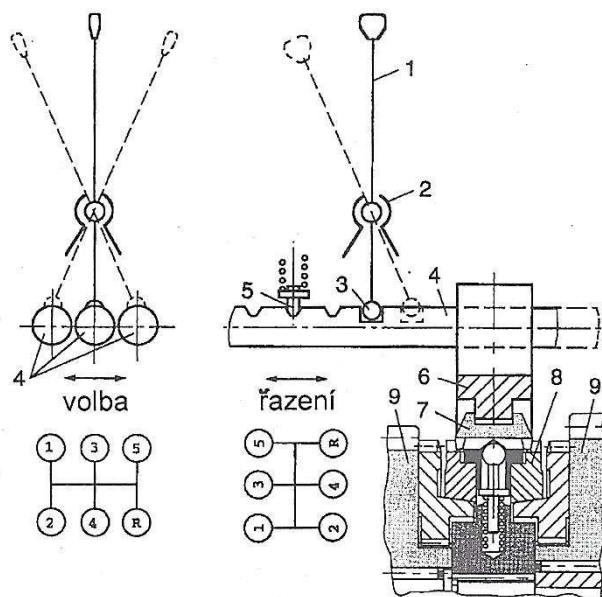
Obr. 9 Systém synchronizace: I. jednoduchá, II. Jištěná [3]

1.3.3 ŘADICÍ ÚSTROJÍ

U klasických mechanických převodovek řadí řidič vozidla převodové stupně vlastní silou, která je řadicím ústrojím přenášena na řadicí vidlici. Ta následně přesouvá ozubená kola nebo objímky řadicích spojek. Zubovou spojkou lze zařadit maximálně dva převodové stupně, jeden pohybem vpřed, druhý pohybem vzad. Vícestupňové převodovky tedy musí mít více řadicích spojek. Běžné převodovky mají pohyb řadicí páky uspořádaný do tvaru písmene H.

1.3.3.1 PŘÍMÉ ŘAZENÍ TYČEMI

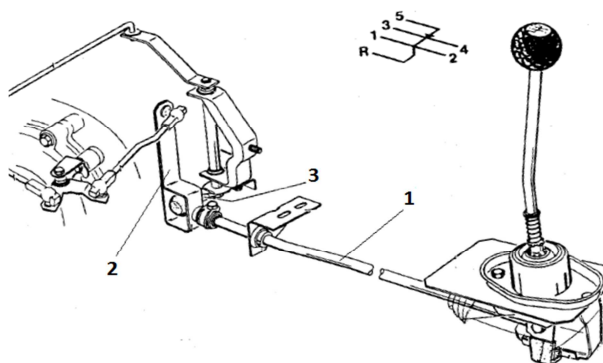
Nejjednodušším typem je řazení přímé pomocí řadicích tyčí (obr. 10). Pohyb páky rozlišujeme volící a řadicí. Volícím pohybem vybereme jednu z řadicích tyčí a jejím axiálním posuvem zařadíme přes zubovou spojku konkrétní rychlostní stupeň. Řadicí ústrojí musí umožnit řazení všech rychlostních stupňů a zamezit jejich samovolnému vyřazení. Zároveň musí zamezit zařazení více rychlostních stupňů naráz [3].



Obr. 10 Přímé řazení se třemi řadicími tyčemi: 1 - řadicí páka, 2 - kulový kloub, 3 - řadicí palec, 4 - řadicí tyč, 5 - aretace, 6 - řadicí vidlice, 7 - řadicí objímka, 8 - synchronizace, 9 - volně uložené ozubené kolo [3]

1.3.3.2 ŘAZENÍ OTOČNÝM HŘÍDELEM

Pokud je řadicí páka umístěna daleko od převodovky, je možné tuto vzdálenost překlenout dlouhými řadicími tyčemi. Výhodnější je však použití jednoho otočného hřídele. Princip řadicího pohybu je nezměněn, volící pohyb řadicí páky je přeměněn na otočný pohyb hřídele. Ten je v převodové skříni opět změněn na volící a pomocí řadicího palce je posouvána příslušná řadicí tyč [4].

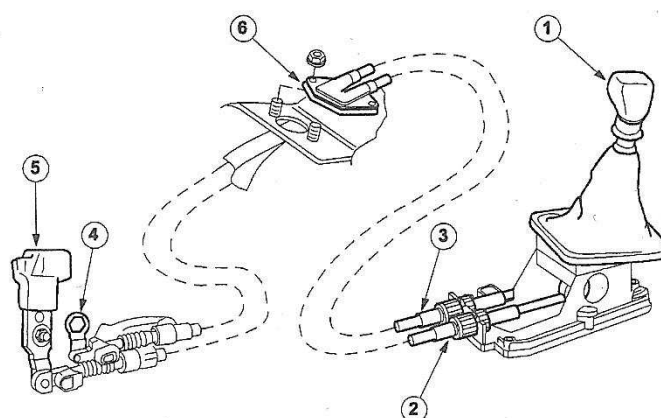


Obr. 11 Řazení otočným hřídelem: 1 - otočný hřídel, 2 - volící páka, 3 - páka řazení [4]



1.3.3.3 ŘAZENÍ LANOVODY

Přenos pohybu je proveden dvěma lanovody (bowdeny). První bowden ovládá pohyb volící, druhý bowden pohyb řadicí. Výhodou tohoto řazení je minimální hluk a vibrace přenášené do kabiny vozu [4]. Použití je vhodné zejména pro velké vzdálenosti řadicí páky od převodovky a v případech, kdy stanoviště řidiče a převodovka konají vůči sobě relativní pohyb, např.: kloubové autobusy s motorem a převodovkou u zadní nápravy.



Obr. 12 Řazení lanovody: 1 - řadicí páka, 2 - lanko řazení, 3 - lanko předvolby, 4 - páka předvolby, 5 - páka řazení, 6 - vedení lanek [4]



2 METODIKA PŘESTAVBY

Tato kapitola popisuje pracovní postup přestavby, který je třeba dodržet, má-li být přestavba úspěšná, bez komplikací nebo opětovné úpravy již dříve přestavěných součástí. Konkrétní rozsah úprav je pak dán předpisy pro danou soutěžní kategorii. Výsledkem bude spolehlivá převodovka, která bude plnit očekávané cíle.

2.1 POŽADAVKY KLADENÉ NA PŘEVODOVKY ZÁVODNÍCH AUTOMOBILŮ

Základním úkolem každé převodovky, ať už se jedná o běžné automobily nebo závodní speciály, je soubor funkcí shrnutý v předchozí kapitole. Na převodovky konstruované speciálně pro soutěžní vozy jsou kladeny odlišné nároky, které vychází z podstaty a cílů samotného závodění. Pro dosažení dobrého výsledku je třeba mít vůz dynamický, spolehlivý, snadno a rychle ovladatelný a samozřejmě co nejrychlejší. Požadavky na převodovky závodních vozů lze shrnout do následujících bodů:

1. Maximální možná účinnost při všech rychlostních stupních
2. Vysoká únosnost
3. Malá hmotnost
4. Celková jednoduchost s minimálním počtem součástí a z toho plynoucí spolehlivost
5. Rychlé řazení bez velkých mechanických ztrát a časových prodlev
6. Snadná opravitelnost i v primitivních podmínkách závodů

Tyto cíle se snaží splnit každý konstruktér závodních převodovek i za cenu zhoršení ostatních vlastností jako jsou např.: produkovaný hluk a vibrace, komfortnost řazení, životnost mnoho tisíc kilometrů či výrobní cena, které jsou součástí návrhu převodovek běžných osobních vozidel [5].

2.2 POSTUP PRACÍ

Byl stanoven obecný postup prací dle následujících kapitol:

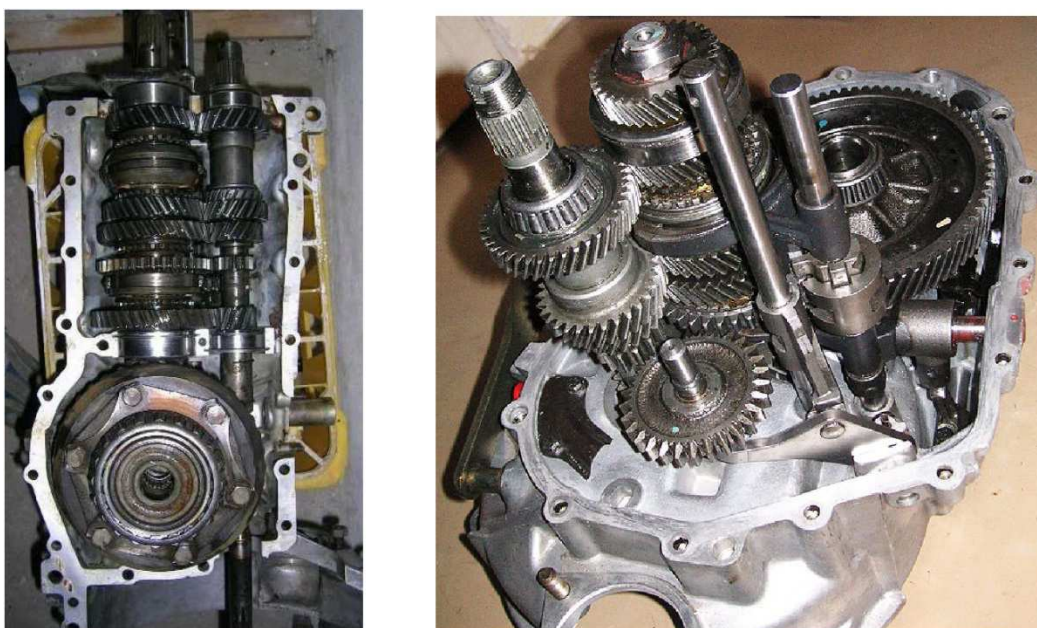
1. Stanovení rozsahu rychlostních stupňů a volba převodů
2. Výpočet parametrů ozubených kol stálého převodu a rychlostních stupňů
3. Volba řadicích spojek
4. Stanovení skutečného počtu rychlostních stupňů
5. Úprava řadicího ústrojí
6. Výpočet rozměru hřídelů
7. Volba ložisek hřídelů
8. Volba a výpočet drážkování, ložisek ozubených kol, aretace ozubených kol

2.3 SKŘÍŇ PŘEVODOVKY

Skříň převodovky je tvořena hliníkovým, případně ocelovým odlitkem. Obvykle je součástí odlitku skříňe i kryt setrvačnicku s integrovanou přírubou pro startér a vypínacím



mechanismem spojky. Je-li součástí převodovky i stálý převod s diferenciálem, jedná se o tzv. blokovou konstrukci. Tato konstrukce se dnes používá v drtivé většině automobilů s motorem umístěným u hnané nápravy. Zadáním práce je stanoveno, že samotná skříň nepodléhá žádné větší úpravě. Zachované jsou tedy rozměry skříně, jak vnější tak i vnitřní, tuhost i hmotnost skříně a dělicí rovina. Dělicí rovina prochází převodovkou buď souběžně s osami hřídelů, v tom případě půlí otvor pro uložení ložisek, anebo kolmo na osy hřídelů, přičemž ložiska jsou do obou polovin skříně lisována (obr. 13). Původní skříň rovněž určuje osové vzdálenosti všech hřídelů v převodovce, jejich délku, umístění a rozměry ložisek. V případě, že přestavba vyžaduje použití větších ložisek pro uložení hřídelů, je možno obrobením zvětšit otvory pro jejich uložení. Zvětšení průměru je však možné pouze v řádu několika milimetrů a nesmí dojít k přílišnému oslabení skříně převodovky.



Obr. 13 Dělicí roviny převodovek [9]

Pokud je součástí skříně boční či koncové víko, je možná jeho výměna nebo přestavba, pokud by došlo ke kolizi víka s nově vytvořenými vnitřními součástmi. Nesmí se však výrazněji zvětšit rozměry převodové skříně, přesněji nesmí dojít ke kontaktu převodovky s rámem nebo dalšími součástmi vozu, musí být zachována vůle pro montáž a možnost kmitání převodové skříně společně s celým pohonným agregátem během provozu vozidla. Tato víka jsou nejčastěji vyrobena z hliníku, případně se jedná o plechové výlisky. Úprava je možná převařením, případně je možná výroba nové součásti odléváním. Tato situace může nastat v případě přidání nového rychlostního stupně a tím i logickému prodloužení hřídelů a jejich zástavbových rozměrů v axiálním směru nebo použitím větších ozubených kol, kdy je potřeba více prostoru ve směru radiálním na osu hřídele.

Skříň převodovky rovněž definuje mazací systém. Nejrozšířenějším typem mazání u běžných osobních automobilů je brožení ozubených kol v olejové lázni, vnášení oleje do záběru soukolí a jeho rozstřík po skříně. V převodovce je následně tvořena olejová mlha. Za provozu dochází vlivem tření k zahřívání vnitřních součástí. Nejvíce zatížená místa jsou cirkulujícím olejem chlazena a teplo je odváděno do stěn skříně. Vlivem zvýšení teploty dochází uvnitř



skříně k nárůstu tlaku. To může mít za následek prosakování oleje skrz dělící rovinu z převodové skříně. Se zvyšujícím tlakem dále narůstá teplota a viskozita oleje. Pro eliminaci těchto jevů je použito odvětrání skříně pomocí ventilu, který udržuje hodnotu tlaku uvnitř skříně na podobné hodnotě jakou má okolní prostředí. Nachází se v horní části převodovky a jeho zachování je nezbytné. Tvarem skříně a polohou ozubených kol je dáno proudění oleje, které vzhledem k ponechání původní skříně zůstává.



Obr. 14 Detail odvětrávacího ventilu

2.4 OZUBENÁ KOLA PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ

Ozubená kola jednotlivých stupňů jsou první ze série součástí, které zcela podléhají úpravám. To v praxi znamená jejich výměnu za nová, protože jakékoliv změny na stávajících kolech nejsou realizovatelné.

2.4.1 VOLBA PŘEVODŮ

Klíčové je, na jakých typech tratí se bude automobil provozovat. Na základě charakteru trati je třeba stanovit rozsah rychlostních stupňů, tzn. maximální a minimální převod, počet stupňů a odstupňování. Pro výpočet je třeba znát parametry motoru a jízdní odpory. V případě použití upraveného motoru neznámých parametrů je důležité zjistit jeho max. točivý moment a výkon v závislosti na otáčkách. Využít můžeme např. výpočtové softwary Lotus nebo GT Power. Jedná se však o teoretické výpočty s omezenou přesností. Pro přesné určení výkonové a momentové charakteristiky je třeba motor odměřit na dynamometru. Na základě jízdních odporů stanovíme maximální rychlost a minimální rychlost (maximální stoupavost) jako průsečík křivky jízdních odporů a výkonové křivky vozidla. Maximální rychlost automobilu se určuje na rovině, proto neuvažujeme odpor stoupání. V případě maximální stoupavosti je odpor stoupání klíčový, naopak zanedbáváme minimální vzdušný odpor. Uvažujeme-li ustálený pohyb, zanedbáváme i odpor zrychlení, a to v obou případech. Minimální rychlost (maximální převod) je třeba volit s ohledem na adhezni vlastnosti pneumatik a vozovky. Prokluz kol hnací nápravy je dovolen pouze u nízkých rychlostních stupňů.

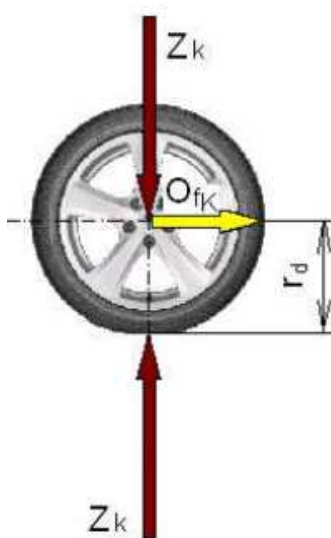
Pokud známe hodnotu maximální rychlosti, minimální převod $i_{c \min}$ určíme ze vztahu (4). V případě, že máme již stanovenou max. rychlost, které chceme dosáhnout, do vzorce

dosazujeme její hodnotu. Ta však musí být menší než teoreticky dosažitelná maximální rychlost. Maximální převod $i_{c \max}$ lze určit početně pomocí vztahů (5) a (6), (kapitola 1.2.2).

Dalším krokem je určení celkového počtu stupňů a jejich odstupňování. Pro co možná největší využití výkonu motoru je vhodné mít vysoký počet rychlostních stupňů. To ale znamená vyšší hmotnost a setrvačnost převodovky a komplikovanější řadicí ústrojí. Obvyklý počet stupňů je 4 až 6. Jelikož jsme limitováni velikostí skříně, především v podélném směru hřídelí, ponecháme prozatím počet stupňů stejný s výchozí převodovkou. Přidání rychlostního stupně realizujeme dle možností až po přestavbě řazení, kdy může dojít celkovému zkrácení zástavbových rozměrů. Následuje tedy tvorba pilového diagramu. Volíme progresivní odstupňování, jeho výhody a způsob konstrukce jsou popsány v kapitole 1.2.3. Využijeme přitom již určený max. a min. převod.

2.4.1.1 ODPOR VALIVÝ

Valivý odpor vzniká při styku pneumatiky s povrchem vozovky. Stlačováním pneumatiky při kontaktu s vozovkou vznikají ztráty v podobě tepla. Síla nutná pro stlačení pneumatiky je proto větší než síla, kterou působí pneumatika na vozovku při navrácení do původního tvaru. Tento jev je označován jako hystereze. Vzniká tak moment, který působí proti směru otáčení kola [1].



Obr. 15 Valivý odpor pneumatiky [7]

$$O_{fk} = G_k \cdot f_k \quad (17)$$

kde: O_{fk} valivý odpor pneumatiky [N]

G_k zatížení kola [N]

f_k součinitel valivého odporu kola [1]

Součinitel valivého odporu závisí na povrchu vozovky. Hodnoty vybraných povrchů jsou znázorněny v tab. 1.

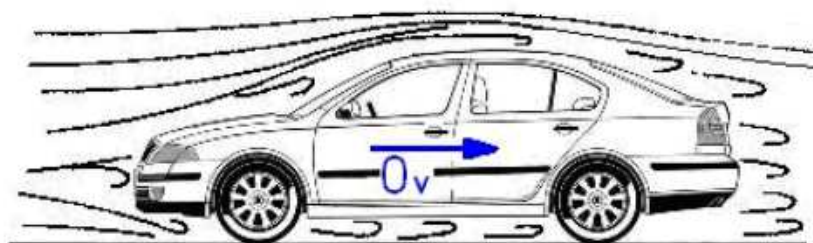
Tab. 1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [1]

Povrch	f_k	Povrch	f_k
asfalt	0,010 – 0,020	travnatý terén	0,080 – 0,150
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,150 – 0,300
dlažba	0,020 – 0,030	čerství sníh	0,200 – 0,300
makadam	0,030 – 0,040	bahnitá půda	0,200 – 0,400
polní cesta suchá	0,040 – 0,150	náledí	0,010 – 0,025
polní cesta mokrá	0,080 – 0,200		

Celkový valivý odpor O_f je dán součtem valivých odporů jednotlivých kol automobilu.

2.4.1.2 ODPOR VZDUŠNÝ

Během jízdy obtéká vzduch karosérii vozidla. Část vzduchu obtéká automobil přes střechu a boční stěny a část se musí protlačit pod podvozkem. Proudnic se za vozem plynule neuzavírají, vzniká víření způsobující podtlak. Ten působí proti směru pohybu. Proti pohybu rovněž působí nápor vzduchu na čelní plochu vozidla, tření o karosérii, víření vzduchu kolem kol a průchod vzduchu skrz chladič systém [1].



Obr. 16 Obtékání jedoucího automobilu [7]

Výsledný vzdušný odpor je dán vztahem:

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^2 \quad (18)$$

kde: O_v vzdušný odpor [N]

c_x součinitel vzdušného odporu [1]

ρ hustota vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

S_x čelní plocha vozu [m^2]

v rychlost proudění vzduchu (rychlost vozidla) [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Velikost čelní plochy S_x se určuje světelnou projekcí.



Obr. 17 Určení čelní plochy vozidla projekcí [7]

Součinitel vzdušného odporu c_x je stanoven měřením v aerodynamickém tunelu. Určení velikosti čelní plochy a především součinitele vzdušného odporu je komplikované a vyžaduje speciální zařízení. Můžeme proto využít typické hodnoty uvedené v tab. 2.

Tab. 2 Hodnoty součinitele vzdušného odporu a čelní plochy [1]

Typ automobilu	c_x	S_x
osobní	0,30 – 0,40	1,60 – 2,00
sportovní	0,30 – 0,35	1,30 – 1,60
závodní – nekrytá kola	0,40 – 0,60	0,70 – 1,30
závodní – krytá kola	0,25 – 0,35	0,80 – 1,50

2.4.1.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Odpor vzniká jízdou do svahu, závisí na tíze vozidla. Je určen vztahem [1]:

$$O_s = G \cdot \sin \alpha_s \quad (19)$$

kde: O_s odpor stoupání [N]

G tíha vozidla [N]

α_s úhel roviny vozovky s vodorovnou rovinou [°]

2.4.1.4 ODPOR ZRYCHLENÍ

Při zvyšování a snižování rychlosti vozidla působí odpor zrychlení. Skládá se ze dvou částí a to z odporu zrychlení posuvných hmot a z odporu zrychlení rotačních hmot. Při změně rychlosti je třeba překonat setrvačnost rotujících a posuvných částí. Odpor zrychlení posuvných hmot je dán vztahem [1]:

$$O_{zp} = m_c \cdot a \quad (20)$$

kde: O_{zp} odpor zrychlení posuvných hmot [N]



m_c hmotnost vozidla [kg]
 a zrychlení vozidla [m.s^{-2}]

Odpor zrychlení rotačních hmot [1]:

$$O_{zr} = \frac{M_r}{r_d} \quad (21)$$

kde: O_{zr} odpor zrychlení rotačních hmot [N]
 M_r setrvačný moment rotačních částí [kg.m^2]
 r_d dynamický poloměr kola [m]

Setrvačný moment rotačních částí M_r se skládá z momentu získaného na hnacích kolech M_{rm} potřebného na zrychlení rotujících částí motoru, momentu potřebného ke zrychlení částí převodového ústrojí M_{rp} a momentu potřebného ke zrychlení kol vozidla M_{rk} [1].

$$M_r = M_{rm} + M_{rp} + M_{rk} \quad (22)$$

Výsledný odpor zrychlení můžeme psát ve tvaru [7]:

$$O_z = O_{zr} + O_{zp} \quad (23)$$

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m \cdot a = \vartheta \cdot m \cdot a \quad (24)$$

kde: O_z odpor zrychlení [N]
 J_m moment setrvačnosti rotujících částí motoru [kg.m^2]
 i_c celkový převod mezi motorem a koly [1]
 J_p moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí [kg.m^2]
 i_r převod rozvodovky [1]
 η mechanická účinnost [1]
 J_{Ki} moment setrvačnosti kol [kg.m^2]
 ϑ součinitel vlivu rotačních částí [kg.m^2]

Určení momentu setrvačnosti všech rotujících částí je v praxi složité, proto se využívá součinitel vlivu rotačních hmot jako ekvivalentní hodnota. Pro zpětné přesnější určení momentů setrvačnosti je možné využít zhotovené modely ozubených kol a dalších rotujících součástí v systémech CAD, pomocí kterých jsou momenty setrvačnosti spočítány.

$$\vartheta = 1 + 0,04 + 0,0025 \cdot (i_{1..n} \cdot i_r)^2 \quad (25)$$

kde: $i_{1..n}$ převod daného rychlostního stupně [1]

2.4.1.5 CELKOVÝ JÍZDNÍ ODPOR

Celkový jízdní odpor O_c je roven součtu všech dílčích odporů.



$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_z \quad (26)$$

2.4.1.6 ADHEZNÍ SÍLA

Jelikož má sportovní automobil výkonný motor a jeho hmotnost je díky odlehčení nižší než u klasické sériové varianty, jeho stoupavost je velmi vysoká. Pro určení rychlosti na nejnižší rychlostní stupeň se spíše využívá vlastností pneumatik, konkrétně velikost síly, kterou je možné přes pneumatiky přenést. Toto omezení je označováno jako adheze. Max. přenositelná síla je označována jako síla adhezní [1]:

$$F_{K \max} = \mu_v \cdot G_K \quad (27)$$

kde: $F_{K \max}$ maximální adhezní síla kola [N]
 μ_v součinitel valivé přilnavosti [1]
 G_K radiální zatížení kola [N]

Radiální zatížení kola:

$$G_K = m_K \cdot g \quad (28)$$

kde: m_K hmotnost připadající na kolo [kg]

Konkrétní hodnota součinitele valivé přilnavosti je určována experimentálně. Pro stanovení přibližné hodnoty je možné využít hodnoty uvedené v tab. 3.

Tab. 3 Součinitel valivé přilnavosti pro různé povrchy vozovky [1]

Vozovka		μ_v	Vozovka		μ_v
beton	suchý	0,8 – 1,0	asfalt	suchý	0,6 – 0,9
	mokrý	0,5 – 0,8		mokrý	0,3 – 0,8
dlažba	suchá	0,6 – 0,8	makadam	suchý	0,6 – 0,8
	mokrá	0,3 – 0,5		mokrý	0,3 – 0,5
polní cesta	suchá	0,4 – 0,6	tráva	suchá	0,4 – 0,6
	mokrá	0,3 – 0,4		mokrá	0,2 – 0,5
hluboký písek, sníh		0,2 – 0,4	náledí		0,1 – 0,3

Obecně volba nejnižšího rychlostního stupně osobních automobilů vychází spíše z omezení adhezního.

2.4.2 GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL

Po stanovení hodnot převodových poměrů přistoupíme k výpočtu skutečných rozměrů kol. Celkový převod je dán součinem převodu konkrétního stupně a stálého převodu v rozvodovce. Převodový poměr stálého převodu volíme s ohledem na nejvyšší rychlostní stupeň. Jeho hodnota převodového poměru by měla dosahovat minimální hodnoty 1,00. Minimální převod (nejvyšší rychlostní stupeň) pak bude z většiny realizován právě na stálém



převodu. V případě, že hodnota převodu nejvyššího rychlostního je menší než 1,00, hnaný hřídel převodovky má při provozu vyšší otáčky než motor. To znamená vyšší ztráty v ložiskách hřídele a vyšší moment setrvačnosti. U běžných převodovek je převod nejvyšších stupňů často menší než 1,00 a to z důvodu zmenšení převodů u nízkých převodových stupňů. Nižší převod znamená menší kolo na hnaném hřídeli a tudíž zmenšení potřebného prostoru ve skříni. Celkový převod je následně dorovnán zvětšením stálého převodu. Vypočtené velikosti ozubených kol je třeba kontrolovat s vnitřním prostorem skříně. V případě kolize volit vhodný kompromis a celkový převod vhodně rozdělit mezi převodové stupně a stálý převod.

Nejdříve navrhne stálý převod, na kterém bude realizován převod rovnající se $i_{c\ min}$ při zařazeném nejvyšším stupni. Stanovíme velikost soukolí, kterou porovnáme s prostorem ve skříni. Je-li prostor pro soukolí dostatečný, pokračujeme v návrhu velikostí kol převodových stupňů, které následně porovnáme s velikostí vnitřního prostoru skříně stejně jako v případě stálého převodu. Jestliže dojde v jakékoli fázi návrhu ke kolizi ozubených kol se skříní či jinou součástí, je nutné celý návrh přepracovat a změnit poměr stálého převodu a jednotlivých stupňů. Hodnota celkového převodu musí být zachována.

Typ ozubení volíme evolventní s přímými zuby, a to jak v případě čelního, tak i kuželového ozubení. Oproti ozubení se šikmými zuby u něj nedochází k pozvolnému vstupu a výstupu zubových dvojic do i ze záběru. To má za následek vyšší produkovaný hluk, ale nedochází zde ke vzniku axiální síly. Ta jinak musí být zachytávána pomocí ložisek s únosností v axiálním směru a snižuje celkovou účinnost převodovky [8].

Uvedené výpočtové vztahy se týkají čelních ozubených kol s přímými zuby, orientovaných jako vnější soukolí. Při veškerých výpočtech vycházíme z norem pro ozubená soukolí ČSN 01 4686.

2.4.3 ZÁKLADNÍ ÚDAJE

Údaje se týkají čelních ozubených kol. Ve výpočtech využíváme určené převodové poměry a dané osové vzdálenosti hřídelí.

Úhel záběru

$$\alpha = 20^\circ, \text{ normalizováno} \quad (29)$$

Převodové číslo

$$u = i \quad (30)$$

Modul ozubení

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{wF}/m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (31)$$

kde: m_n návrhový modul [1]

f_F pomocný součinitel [1], $f_F = 18$ pro kalená kola

K_F součinitel přidavných zatížení, $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$ [1]



K_A	součinitel vnějších dynamických sil [1]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce [1]
T_1	točivý moment na pastorku [N.m]
b_{wF}/m_n	součinitel poměrný [1]
z_1	počet zubů (pastorku) [1]
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu [Pa]

Hodnoty, které nejsou známy, volíme dle norem. Navržený modul zaokrouhlíme na nejbližší normovanou hodnotu dle normy ČSN 01 4608. Volený modul se může lišit v závislosti na požadované šířce ozubených kol.

Počet zubů

$$z_1 - \text{voleno}, \quad z_2 = z_1 \cdot u \quad (32)$$

kde: z_1 počet zubů pastorku [1]
 z_2 počet zubů kola [1]

Jelikož známe hodnotu převodového čísla a osovou vzdálenost kol, odhad zpřesníme stanovením teoretických průměrů kol (roztečných kružnic) pomocí vztahů:

$$u = \frac{d_2}{d_1} \quad (33)$$

kde: d_1 průměr pastorku [mm]
 d_2 průměr kola [mm]

$$a_t = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (34)$$

kde: a_t osová vzdálenost hřídelí [mm]

Při návrhu počtu zubů pak vycházíme ze vztahů:

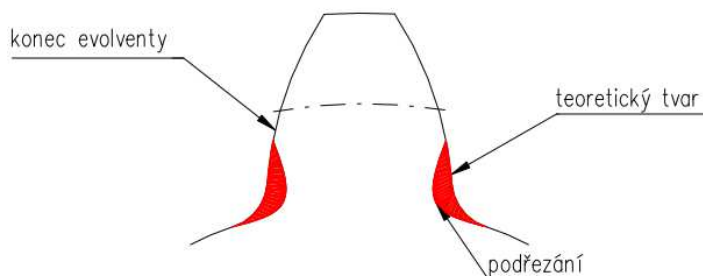
$$z_1 = \frac{d_1}{m}, \quad z_2 = \frac{d_2}{m} \quad (35)$$

Počet zubů zaokrouhlujeme na nejbližší celé číslo.

Vlivem zaokrouhlování modulu a počtu zubů došlo ke změně převodového poměru. Nově vzniklý převodový poměr porovnáme s dříve stanovenou hodnotou. Jejich relativní rozdíl by měl činit méně než 3 %.

2.4.4 KOREKCE OZUBENÍ

V případě, že má ozubené kolo malý počet zubů, může dojít při jejich výrobě k podřezání. Hlava řezného nástroje zeslabuje paty zubů. Jelikož je pata velice namáhaným místem, má podřezání velký vliv na pevnost zubu.



Obr. 18 Podřezání paty zubu [12]

Teoretický mezní počet zubů, při kterém dochází k podřezání, je dán vztahem:

$$z_t = \frac{2}{(\sin \alpha)^2} \quad (36)$$

kde: z_t teoretický mezní počet zubů [1]
 α úhel záběru zubů, normalizováno $\alpha = 20^\circ$

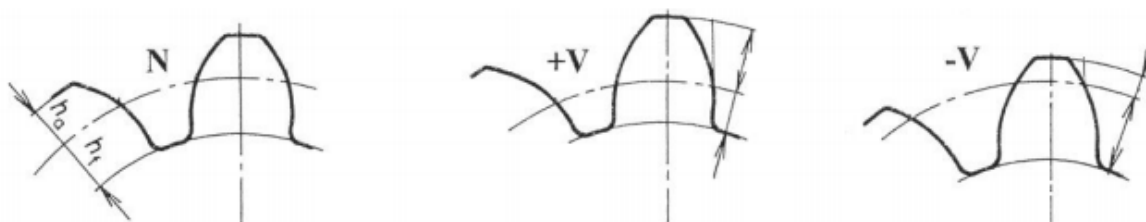
V praxi je dovoleno mírné podřezání, které zásadním způsobem neovlivní pevnost zubu. Platí:

$$z_p = \frac{5}{6} \cdot z_t \quad (37)$$

kde: z_p skutečný mezní počet zubů [1]

Pro $\alpha = 20^\circ$, $z_p = 14$.

Pro eliminaci zmíněného stavu je nutná korekce ozubení. Nejběžnější způsob korekce je posunutí základního profilu při výrobě ozubení. Rozlišujeme dva typy korekcí kola: +V a -V. Přednostně volíme korekci typu +V, kdy je ozubené kolo korigováno kladným posunutím základního profilu od středu kola. Pata korigovaného zubu se zkrátí a zesílí, hlava zubu se prodlouží. Dle potřeby můžeme použít i korekci typu -V, dojde ale k oslabení paty zubu.



Obr. 19 Posunutí základního profilu zubu: a) nekorigované, b) korigované +V, c) korigované -V [13]

Roztečná kružnice kola se dotýká valivé přímky řezného hřebene, roztečná přímka hřebene je posunuta od, případně do středu kola o hodnotu korekce.

$$K = x \cdot m \quad (38)$$

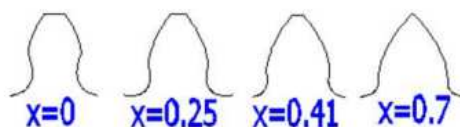
kde: K velikost korekce [1]
 x jednotkové posunutí [1]
 m modul ozubení [1]

Nejmenší hodnoty posunutí pro odstranění podřezání:

$$x = 0,4 \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right), \quad x = 0,02 \cdot (30 - z_1) \quad (39)$$

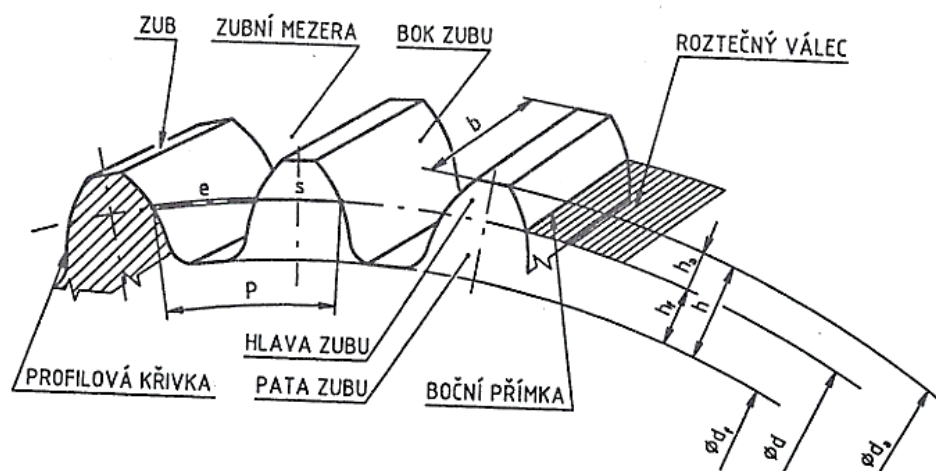
Z obou rovnic získáme dvě rozdílné hodnoty posunutí x , z nichž prakticky aplikujeme tu vyšší.

Korekci je nutné provést na obou záběrových kolech. Korekcí stejnou na obou kolech vzniká korekce soukolí typu V. Posunutím profilu zubu se posouvá kružnice záběru vzhledem k původní kružnici shodně s kružnicí roztečnou. Korekcí V se tedy mění i osová vzdálenost kol. Skutečná osová vzdálenost je dána skříní převodovky a je nutné ji dodržet při návrhu kol. Korekci ozubení tedy provádíme nejen v případě možného podřezání, ale rovněž ji použijeme pro optimalizaci osové vzdálenosti kol na hodnotu určenou původní převodovkou.



Obr. 20 Tvary zubů při korekci +V [14]

2.4.5 PARAMETRY KOL



Obr. 21 Rozměry čelního soukolí s přímými zuby [15]



$$\text{Rozteč [mm]} \quad p = \pi \cdot m \quad (40)$$

$$\text{Základní rozteč [mm]} \quad p_b = p \cdot \cos \alpha \quad (41)$$

$$\text{Hlavová vůle [mm]} \quad c = 0.25 \cdot m \quad (42)$$

$$\text{Výška hlavy zubu [mm]} \quad h_a = m \cdot (1 + x - \Delta y) \quad (43)$$

$$\text{Výška paty zubu [mm]} \quad h_f = m \cdot (1 - x) \quad (44)$$

$$\text{Výška zubu [mm]} \quad h = h_a + h_f \quad (45)$$

$$\text{Průměr roztečné kružnice [mm]} \quad d = m \cdot z \quad (46)$$

$$\text{Průměr základní kružnice [mm]} \quad d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (47)$$

$$\text{Průměr hlavové kružnice [mm]} \quad d_a = d + 2m \cdot (1 + x - \Delta y) \quad (48)$$

$$\text{Průměr patní kružnice [mm]} \quad d_f = d - 2m \cdot (1 - x) - 2 \cdot c \quad (49)$$

$$\text{Průměr valivé kružnice [mm]} \quad d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{u + 1}, \quad d_{w2} = 2 \cdot a_w - d_{w1} \quad (50)$$

$$\begin{array}{l} \text{Tloušťka zubu} \\ \text{(na roztečné kružnici) [mm]} \end{array} \quad s = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha \right) \quad (51)$$

2.4.6 PARAMETRY SOUKOLÍ

$$\text{Provozní úhel záběru [1]} \quad \text{inv } \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \cdot \tan \alpha}{z_2 + z_1} + \text{inv } \alpha \quad (52)$$

$$\text{Teoretická vzdálenost os [mm]} \quad a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot (z_1 + z_2) \quad (53)$$

Skutečná vzdálenost os [mm]
$$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (54)$$

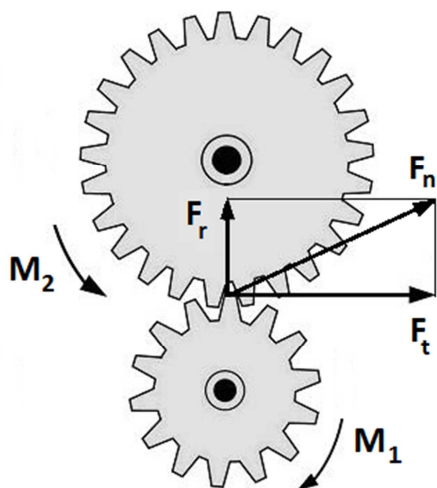
Součet jednotkových posunutí [1]
$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = \frac{\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha}{2 \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_2) \quad (55)$$

Součinitel přisunutí [1]
$$\Delta y = (x_1 + x_2) - \frac{(a_w - a)}{m} \quad (56)$$

Součinitel záběru [1]
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \cdot \sin \alpha_w}{2p_b} \quad (57)$$

2.4.7 SILOVÉ POMĚRY V SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY

Určení působících sil v soukolí je potřebné pro následující pevnostní výpočty. Do výpočtů zahrnujeme max. točivý moment, i když leží mimo oblast maximálního výkonu.



Obr. 22 Silové poměry v soukolí [16]

Vstupní moment [N.m]
$$M_1 \quad (58)$$

Výstupní moment [N.m]
$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta \quad (59)$$

Vstupní výkon [kW]
$$P_1 \quad (60)$$



$$\text{Výstupní výkon [kW]} \quad P_2 = P_1 \cdot \eta \quad (61)$$

$$\text{Vstupní otáčky [min}^{-1}\text{]} \quad n_1 \quad (62)$$

$$\text{Výstupní otáčky [min}^{-1}\text{]} \quad n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (63)$$

$$\text{Tečná síla [N]} \quad F_t = \frac{2M}{d} \quad (64)$$

$$\text{Radiální síla [N]} \quad F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t \quad (65)$$

$$\text{Výsledná síla [N]} \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \quad (66)$$

2.4.8 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OZUBENÝCH KOL

Řešením následujících rovnic při dané bezpečnosti určíme minimální potřebnou šířku ozubení. Doporučená podmínka:

$$9 \cdot m \leq b \leq 14 \cdot m \quad (67)$$

kde: m modul ozubení [1]
 b šířka ozubení [mm]

2.4.8.1 ÚNOSNOST OZUBENÍ

Únosnost v dotyku

Nominální napětí v dotyku:

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (68)$$

kde: σ_{H0} nominální napětí v dotyku [MPa]
 F_t obvodová síla na roztečné kružnici, $F_t = \frac{2M_1}{d_1}$ [N]
 M_1 točivý moment na pastorku [N.m]
 d_1 průměr roztečné kružnice pastorku [mm]
 b_w šířka ozubení na roztečné (valivé) kružnici [mm]
 u převodové číslo [1]
 Z_H součinitel tvaru zubů [1]
 Z_E součinitel mechanických vlastností materiálů [1]
 Z_ε součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů [1]



Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \quad (69)$$

Součinitel přídavných zatížení:

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} \quad (70)$$

kde: K_A součinitel vnějších dynamických sil [1]

K_V součinitel rychlosti [1]

$K_{H\alpha}$ součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk [1]

$K_{H\beta}$ součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk [1]

Součinitel rychlosti:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_P \cdot b_w}{K_A \cdot F_t} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} \quad (71)$$

kde: K_P, K_Q pomocné součinitele [1]

v obvodová rychlost na roztečné kružnici [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Bezpečnost proti tvorbě pittingu:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \lim}}{\sigma_H} Z_L Z_R Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2 \quad (72)$$

kde: $\sigma_{H \lim}$ mez únavy v dotyku [MPa]

$Z_L Z_R Z_V = 0,85 \text{ až } 0,95$ pro netvrzená kola [1]

$Z_L Z_R Z_V = 1$ pro tvrzená a broušená kola [1]

Bezpečnost proti tvorbě pittingu při jednorázovém zatížení:

$$S_{HS} \approx \frac{\sigma_{H \max}}{\sigma_H} Z_L Z_R Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2 \quad (73)$$

kde: $\sigma_{H \max}$ největší napětí v dotyku [MPa]

Statická únosnost:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H0} \sqrt{\frac{F_{t \max} \cdot K_H}{F_t}} \quad (74)$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \max} \geq 2F_t \quad (75)$$



Vždy platí:

$$\frac{F_{t\max}}{F_t} > K_A \quad (76)$$

Soukolí je provozuschopné, platí-li:

$$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max} \quad (77)$$

kde: $\sigma_{HP\max}$ dovolené napětí v dotyku při max. zatížení [MPa]

Únosnost v ohybu

Nominální ohybové napětí:

$$\sigma_{F0} = \frac{Y_{Fs} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} F_t}{b_w m_n} \quad (78)$$

kde: Y_{Fs} součinitel tvaru a koncentrace napětí [1]

Y_{β} součinitel sklonu zubu [1]

$Y_{\varepsilon} = 0,2 + 0,8/\varepsilon_{\alpha}$ pro $\varepsilon_{\alpha} < 1$ [1]

Výpočtové napětí v ohybu:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_F \quad (79)$$

kde: K_F provozní součinitel [1]

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (80)$$

kde: K_A součinitel vnějších dynamických sil [1]

K_V součinitel rychlosti [1]

$K_{F\alpha}$ výpočtový součinitel [1]

$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{NF} \approx K_{H\beta}$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F\lim} Y_N Y_Q Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \quad (81)$$

kde: $\sigma_{F\lim}$ mez únavy v ohybu [MPa]

Y_N součinitel životnosti (pro ohyb), $Y_N = \sqrt[q_H]{N_{f\lim}/N}$ [1]

$Y_N \langle 1; 1,6 \rangle$ pro nitridované oceli [1]

$Y_N \langle 1; 2,5 \rangle$ pro ostatní železné materiály [1]



$N_{f \lim}, qH$	výpočtový součinitel [1]
Y_Q	součinitel vrubové citlivosti [1]
Y_X	součinitel velikosti pro ohyb [1]

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax}} \geq 1,25 \quad (82)$$

kde: σ_{Fmax} maximální místní ohybové napětí v patě zubu, $\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot F_{tmax}/F_t$ [MPa]
 F_{tmax} jednorázové maximální zatížení zubu [N]
 σ_{FSt} statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení [MPa]
 $\sigma_{FSt} \approx 1,6\sigma_{F \lim}$ pro nitridovanou ocel [MPa]
 $\sigma_{FSt} \approx 2,5\sigma_{F \lim}$ pro ostatní železné materiály [MPa]

Byly navrženy parametry a celkové rozměry ozubených kol. Velikost všech kol je třeba porovnat s vnitřním prostorem převodové skříně.

2.5 ŘADICÍ SYSTÉM

Po stanovení rozměrů ozubených kol je vhodné zabývat se systémem řazení a řadicích spojek. Po konstrukci řadicích spojek jsme schopni určit zástavbové rozměry součástí na hřídelích ve směru radiálním i axiální a následně zvážit možnost přidání jednoho nebo více rychlostních stupňů. Opětovné výpočty nově odstupňovaných kol však realizujeme až po úspěšné přestavbě řadicího ústrojí, která nám řazení většího počtu stupňů umožní.

2.5.1 BEZSYNCHRONNÍ ZUBOVÁ SPOJKA

Synchronizační systémy běžných převodovek byly popsány výše. Nejsou však vhodné pro soutěžní automobily. Při dosedání kuželových ploch dochází ke tření a tvorbě ztrátového tepla, což negativně ovlivňuje účinnost převodovky. Hlavním důvodem je ale čas, potřebný k synchronizaci a spojení řadicí objímky se zubovou spojkou kola. U soutěžních vozů musí být čas přerazení co možná nejkratší, aby nedocházelo k dlouhému přerušení hnací síly. Příliš rychlé přerazení u synchronizované převodovky znesnadňuje dokonalé vyrovnaní otáček, jehož následkem je nadměrné opotřebování mechanismu synchronizace. Řazení se tak stává obtížnější a zdlouhavější. Převodovky závodních automobilů proto využívají systém speciálních řadicích spojek bez synchronizace, které dobu potřebnou pro zařazení výrazně zkrátí. Zmíněná bezsynchronní spojka má oproti systému se synchronizací menší počet součástí, nižší hmotnost a její konstrukce je celkově jednodušší. Vzájemné pojení pak zajišťují zuby, případně jiné tvarové výstupky na ozubeném kole a na pohyblivé části spojky tzv. přesuvníku. Přesuvník je usazen na nepohyblivém jádře spojky nebo je přímo spojen s hřídelí pomocí drážkování. Přesuvníkem lze pohybem vpřed a vzad řadit dva převodové stupně, stejně jako je tomu u klasických převodovek. Ovládán je pomocí řadicí vidlice. Počet zubů spojky je výrazně nižší než u klasických převodovek, pohybuje se v rozmezí tři až osm. Pro označení tohoto typu spojky se vžilo pojmenování „hewland“, vycházející z názvu anglické firmy zabývající se výrobou právě popsaného systému řadicích spojek [6].



Obr. 23 Spojovací zuby bezsynchronního systému typu hewland [19]



Obr. 24 Přesuvníky bezsynchronních spojek typu hewland [19]

Existuje více typů a modifikací zubových spojek, lišících se především tvarem zubů a přesuvných kroužků. Pro jednoduchost a snadnou výrobu však vycházíme ze základního uspořádání spojky hewland s vnějšími čelními zuby.

2.5.1.1 GEOMETRIE ZUBOVÉ SPOJKY

Z obr. 24 je patrné, že boky zubů kola i přesuvníku jsou sraženy o určitý úhel. Toto zkosení zaručuje pevné spojení ozubeného kola a přesuvníku při záběru nebo při brždění pomocí motoru. Výslednice sil v kontaktu má kromě tečné složky i složku axiální, která přitlačuje přesuvník k ozubenému kolu. Použitý systém nahrazuje jištění přesuvné části pomocí vypružených kamenů, použitých u běžných synchronizačních systémů. Optimální velikost zkosení je cca 4-5 ° [6].



Obr. 25 Boční zkosení zubů bezsynchronní spojky [18]

Mezi jednotlivými zuby musí být i při zařazení značné rozestupy. Vzniklá vůle mezi zuby přesuvníku a kola dovoluje relativní natočení součástí a působí negativně, co se týče rázů při přechodech z akceleraace do decelerace. Vůle je však nezbytná pro zařazení, jelikož je úhlová rychlost obou součástí rozdílná. Velikost této vůle je označována jako tzv. mrtvý úhel. Pro snadné řazení je vhodná velikost mrtvého úhlu co možná největší. Jeho velikost v praxi se pohybuje v rozmezí 36-44°. Při řazení však může nastat situace, kdy se zuby kola a přesuvníku dotýkají čelem. Řazení je možné až zuby opustí oblast vzájemného čelního kontaktu. Tato oblast se označuje jako tzv. úhel nezařazení. Velikost úhlu je dána počátkem a ukončením kontaktu zubů na obou součástích. Z hlediska času potřebného pro zařazení je vhodné dosáhnout co nejmenšího úhlu nezařazení. Musí být však brán zřetel na pevnost a z ní vycházející velikost zubů. Kvůli absenci systému na vyrovnávání otáček trpí bezsynchronní spojky velkými rázy, které mají negativní vliv na životnost komponent, zejména na zuby spojující kolo s přesuvníkem. Častým jevem je ulamování a odírání jejich náběžných hran (obr. 26). Je proto důležité kontrolovat součásti v pravidelných časových intervalech a dodržovat jejich preventivní výměnu [6], [17].

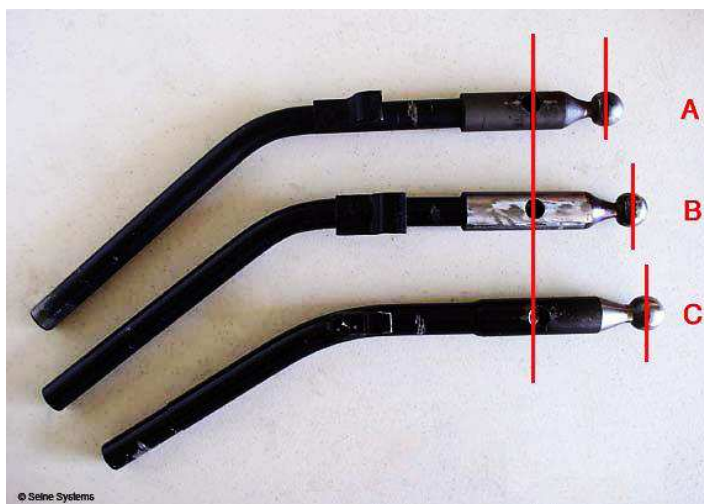


Obr. 26 Poškození zubu spojky [17]



2.5.2 ŘADICÍ ÚSTROJÍ

Úprava řadicího ústrojí je možná pouze v rozsahu daném předpisy pro danou soutěžní kategorii. Pokud zachováme klasické schéma řazení ve tvaru písmene H, nabízí se možnost zkrácení chodu řadicího pohybu páky. Úprava spočívá v prodloužení ramene řadicí páky mezi kulisou a otočným hřídelem nebo uchycením bowdenů. Novým přepákováním vzroste síla na řadicí páce potřebná pro zařazení rychlostního stupně, ale zkrácením chodu dojde k úspoře času nutného pro přestavení řadicí páky.



Obr. 27 Řadicí páka vozu Porsche 911: A – sériová, B, C – upravená [20]

Řadicí ústrojí musí zajistit přesuvník spojky v neutrální poloze, aby nedošlo k samovolnému zařazení některého z převodových stupňů. Rovněž musí zamezit zařazení více stupňů v jeden okamžik pomocí jistícího mechanismu. Jistícím ústrojím disponuje každá převodovka a její systém zachováme.

S ohledem na řadicí ústrojí realizujeme změnu počtu převodových stupňů. Pokud schéma řazení obsahuje volnou pozici, úpravou řadicích tyčí je možné ji využít pro nový stupeň. Pozici pro nový stupeň můžeme získat i nahrazením stávající pozice pro zpětný chod. Má-li být automobil vybaven zpětným chodem, jeho řazení je pak realizováno pomocí bowdenů a lanka, které je ovládáno samostatnou pákou v kabině vozidla. Jako ovládací páku zpětného chodu můžeme využít páčku pro regulaci sytiče ze starších vozů nebo přistoupit k výrobě páčky nové. Častým řešením je také posuvný kroužek na řadicí páce. Konkrétní úpravy však realizujeme s ohledem na možnosti a vnitřní prostor původní převodovky.

2.6 HŘÍDELE

Dalšími částmi v pořadí přestavby jsou vnitřní hřídele nesoucí ozubená kola. U současných převodovek je uplatňováno řazení pomocí zubových spojek se synchronizací. Jedno z kol daného převodového stupně je uloženo na hřídeli pevně, druhé je volně otočné (kapitola 1). Pevně uložená ozubená kola jsou na hřídeli obvykle lisována, případně jsou součástí samotného hřídele. To je mnohdy případ prvního rychlostního stupně, jehož pastorek má průměr srovnatelný s průměrem samotného hřídele. Jeho výroba jako samostatné součásti a následné

lisování by vedla ke zmenšení průměru hřídele, což je nežádoucí z hlediska velikosti maximálního přenášeného točivého momentu. To se může týkat i zpětného převodového stupně, jehož převodový poměr je rovněž velký a vyžaduje proto pastorek malého průměru.



Obr. 28 Pastorky jako součást hnacího hřídele

Převodovka závodního automobilu musí umožnit snadnou výměnu kol v případě poruchy, proto volíme jejich uložení v drážkování. Aretaci kol v podélném směru zajistíme pojistnými kroužky nebo pomocí rozpěrných trubek mezi koly. Jištění na konci hřídele zajišťuje matice.

2.6.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELÍ

Při pevnostní kontrole hřídele není nutné stanovit napětí ve všech příčných průřezích, ale pouze v místech, která jsou považována za nebezpečná. Nebezpečné jsou například průřezy s maximálními hodnotami ohybového nebo krouticího momentu nebo průřezy s koncentratory napětí. Všechny hřídele převodovky jsou namáhány kombinovaným zatížením, tzn. působením normálových, případně podélných sil a momentů krouticích a ohybových. Na střednici hřídele působí časově proměnný ohybový a krouticí moment. Průběhy sil se stanoví uvolněním a určením výsledných vnitřních účinků [8].

Pokud je zatížení stálé, co se týče velikosti i směru vzhledem k uložení hřídele, působí sice v hřídeli konstantní ohybový moment, ale podélná vlákna rotujícího hřídele jsou střídavě namáhána. Proto uvažujeme: $M_o = M_{oa}$, $M_{om} = 0$. Působí-li konstantní krouticí moment (v našem případě uvažujeme konstantní), pak $M_{ka} = 0$, $M_{km} = M_k$. Dle teorie von Mises lze odvodit vzorec pro minimální průměr hřídele pro kombinované namáhání [8]:

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16k_n \cdot \sqrt{4(\beta M_o)^2 + 3(\beta_t M_k)^2}}{\pi R_e}} \quad (83)$$

kde: k_n návrhový součinitel bezpečnosti [1]



- R_e mez kluzu [Pa]
 β vrubový součinitel pro ohyb [1]
 β_t vrubový součinitel pro krut [1]

Pokud bude nejmenší průměr hřídele větší než průměry ozubených kol (pastorků), je třeba volit jiné odstupňování, případně snížení převodového poměru na všech stupních a následné navýšení stálého převodu v rozvodovce.

2.6.2 DRÁŽKOVÁNÍ

Pro uchycení kol nebo zubových spojek na hřídeli je použito drážkování. Zajišťuje snadno rozebíratelné a pevné spojení. V převodovkách je často používáno evolventní drážkování z důvodu vzniku normálových sil na hřídeli. U drážkování pro zubové spojky počítáme s možností axiálního posuvu při řazení. Volba a výpočet drážkování je proveden dle normy ČSN 01 4950 a ČSN 01 4952. Pro stanovení únosnosti drážkování je třeba provést kontrolu zubů na otlačení. Selhání drážkovaného spoje může nastat až v případě překročení maximálního dovoleného tlaku na zub.

Pokud je spojem přenášen moment M_k , je tlak na bocích drážek [8]:

$$p = \frac{2M_k}{\psi \cdot l \cdot h_n \cdot z_d \cdot d_h \cdot K_d} \leq p_{dov} \quad (84)$$

- kde: M_k krouticí moment na hřídeli [N.m]
 ψ poměrný součinitel [1]
 l délka drážkování [mm]
 h_n nosná výška drážkování [mm]
 z_d počet zubů [1]
 d_h jmenovitý průměr hřídele [mm]
 K_d součinitel záběru zubů, pro evolventní drážkování $K_d = 0,5$ [1]
 p_{dov} max. dovolený tlak [MPa]

$$\psi = \frac{h_1}{m_d} \quad (85)$$

- kde: h_1 výška zubu hřídele [mm]
 m_d modul drážkování [1]

Výška zubu hřídele:

$$h_1 = 1,1m_d - 0,05 \quad (86)$$

Nosná výška drážkování:

$$h_{n1} = 0,9m_d - 0,05 \quad (87)$$

Minimální délka drážkování:



$$l_{min} = \frac{2M_t}{\psi \cdot p_{dov} \cdot h_n \cdot z_d \cdot d_h \cdot K_d} \quad (88)$$

Bezpečnost proti otlačení:

$$S_{Hd} = \frac{p_{dov}}{p} \geq 1,1 \quad (89)$$

Potřebné průměry konkrétního drážkování jsou uvedeny v normách. Průměr roztečné kružnice volíme s ohledem na minimální průměr hřídele stanovený v předchozí kapitole. Drážky náboje mají díky širší patě zubu vyšší únosnost, proto je kontrolováno pouze drážkování hřídele.

2.7 LOŽISKA

2.7.1 LOŽISKA OZUBENÝCH KOL

Volně otočná ozubená kola jsou na hřídelích uložena kluzně nebo pomocí jehlového ložiska. Z hlediska mechanických ztrát je výhodnější volit ložiska jehlová [6]. Oproti kluznému uložení mají i nižší nároky na mazání. Ložisko se skládá z klece a samotných valivých elementů. Součástí ložiska mohou i nemusí být kroužky, a to jak vnitřní tak vnější. Jako vnější kroužek ložiska může sloužit i samotné ozubené kolo, vnitřní kroužek je tvořen prstencem, který je nasunut na drážkování hřídele. Pro aretaci prstence a klece ložiska je možné použít rozpěrných součástí nebo pojistných kroužků. Vzhledem k použití přímých zubů soukolí není vyvozována síla v axiálním směru a jištění pomocí pojistných kroužků je dostačující. Pro volbu ložisek je tedy klíčové radiální zatížení. Jeho velikost určíme ze silových poměrů v soukolí.



Obr. 29 Jehlové ložisko ozubeného kola



2.7.2 LOŽISKA HŘÍDELŮ

Ložiska hřídelů převodovek běžných automobilů jsou namáhána radiální i axiální silou, kterou způsobuje šikmé ozubení a pohyb řadicího mechanismu. Na vstupní hřídel rovněž působí axiální síla vyvolaná pohybem spojkového ložiska a spojkové lamely. Z tohoto důvodu jsou hřídele běžných převodovek osazovány ložisky s dostatečnou únosností v axiálním směru, tzn. ložisky kuželíkovými, případně kuličkovými s hlubokým uložením. Použitím přímých zubů došlo k určitému omezení axiální síly, avšak pohybem řadicího mechanismu a spojky je část zatížení zachována.

Vzhledem k ponechání původní skříně máme následující možnosti volby ložisek:

- Ponechat ložiska původní
- Použít ložiska se stejnými vnějšími rozměry
- Použít ložiska s odlišnými rozměry a upravit jejich uložení ve skříně

Velikost sil přenášených do ložisek určíme pomocí silové rovnováhy sestavené v předchozí kapitole.



3 APLIKACE VYTVOŘENÉ METODIKY

Následující kapitola se zabývá přestavbou konkrétního typu převodovky na základě vytvořené metodiky přestavby.

3.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Pro přestavbu byla zvolena převodovka osobního automobilu Škoda Felicia. Jedná se o automobil nižší střední třídy s příčně uloženým hnacím agregátem a pohonem přední nápravy. Vyráběn byl v letech 1994 až 2001. Automobil se neodmyslitelně zapsal do historie motorsportu rallyovou verzí Škoda Felicia Kit Car, jež dosáhla v letech 1995 až 1997 značných úspěchů v seriálu evropských soutěží. Osazena byla zážehovými čtyřválcovými motory o objemu 1300, 1500 a 1600 cm³ [23].



Obr. 30 Škoda Felicia Kit Car [24]

Civilní verze Škody Felicia je i dnes častým vozem na tuzemských silnicích a pro svoji konstrukční jednoduchost, dostupnost náhradních dílů a v neposlední řadě pořizovací cenu je vhodným a oblíbeným vozem pro realizaci úprav za účelem účasti v motoristických soutěžích. Ve velké míře se můžeme setkat jak se stavbou replik samotné Felicie Kit Car, tak i s řadou úprav menších rozsahů, což byl jeden z hlavních důvodů volby převodovky právě tohoto automobilu. Po přestavbě převodovky bude automobil vyhovovat soutěžní kategorii A. Odstupňování převodů je voleno pro asfaltové tratě.

3.2 POPIS VÝCHOZÍ PŘEVODOVKY

Jedná se o dvouhřídelovou pětistupňovou synchronizovanou převodovku typu 10S, používanou v modelu Felicia do července 1997, avšak použita byla už v předchozím modelu



Favorit. Převodový poměr stálého převodu $i_r = 4,167$ odpovídá motorizaci 781.135, 781.135B a 781.136B. Maximální točivý moment těchto motorů se pohybuje v rozmezí 94 – 100 N.m.

Odstupňování převodů

Převodové poměry jednotlivých stupňů a počty zubů spoluzabírajících kol jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4 Převodové poměry převodovky 10S [25]

Rychlost	Počet zubů hnaný: hnací	Převodové číslo
1. stupeň	43 : 13	3,308
2. stupeň	44 : 23	1,913
3. stupeň	38 : 30	1,267
4. stupeň	38 : 41	0,927
5. stupeň	33 : 46	0,717
stálý převod	70 : 17	4,118
zpětný chod	38 : 13	2,923

Z důvodu menšího požadovaného rozměru soukolí 1. stupně a nutnosti dodržet průměr pastorku vzhledem k minimálnímu průměru hřídele při zachování osové vzdálenosti má 4. a 5. rychlostní stupeň hodnotu převodového poměru menší než 1.

Skříň převodovky

Jedná se o tzv. blokovou konstrukci, kdy spojka, převodovka a rozvodovka s diferenciálem tvoří jeden celek. Samotná skříň je složena ze tří hliníkových odlitků: skříň spojky, skříň převodovky a víka převodovky. Ze zadání práce plyne nutnost ponechat skříň původní.



Obr. 31 Kompletní skříň převodovky



Uvnitř skříně spojky se nachází spojka automobilu spolu s vypínacím mechanismem spojky. Přes skříň spojky je převodovka spojena s motorem. Její součástí je i nálietek pro připojení startéru a prostor pro umístění diferenciálu.

Skříň převodovky tvoří prostor pro umístění rychlostních stupňů 1 – 4, zpětný chod a řadicí ústrojí. Její součástí je i část pro umístění stálého převodu navazující na část pro diferenciál na skříni spojky.

Víko převodovky uzavírá vnitřní prostor skříně. V prostoru víka je umístěno soukolí 5. rychlostního stupně a jeho řadicí mechanismus.

Uchycení převodovky na karosérii vozidla je realizováno pomocí silentbloku umístěného na víku převodovky a reakční vzpěry, jejíž uchycení je šroubované na nálitcích skříně pro stálý převod. Spolu s motorem tvoří převodovka jeden celek hnacího agregátu.

Ozubená kola a synchronizační systém

Ozubená kola stálého převodu a všech dopředných rychlostních stupňů jsou čelní se šikmým ozubením. K řazení jednotlivých stupňů je použita jištěná synchronizace s jedním synchronizačním kroužkem. K řazení jsou použity tři řadicí spojky. První spojkou jsou řazené stupně 1 a 2, druhou stupně 3 a 4, třetí spojkou stupeň 5. Spojky pro stupně 1 – 2 a 3 – 4 jsou umístěny na hnaném hřídeli, spojka pro stupeň 5 je umístěna na hřídeli hnacím. Soukolí zpětného chodu je čelní s přímým ozubením, přičemž zpětný chod je řazen posuvným vloženým kolem, které zapadá do ozubeného kola na hnacím hřídeli a do ozubení na přesuvné objímce první řadicí spojky, která musí být přestavena do neutrální polohy. Uložení ozubených kol na hřídeli je kluzné, 5. rychlostní stupeň je uložen na valivém ložisku.



Obr. 32 Ozubená kola a synchronizační spojky převodovky 10S.

Řadicí ústrojí

Řazení je kulisové, schéma odpovídá tvaru dvojitého H, přičemž zpětný chod je řazen pohybem doprava a dozadu. Řadicí vidlice spojek pro stupně 1 až 4 jsou posuvné na jedné tyči a ovládány pomocí palce. Řadicí tyč je v tomto případě nepohyblivá a slouží pouze jako



opora posuvným vidlicím. Řadicí vidlice spojky 5. převodového stupně je pevně umístěna na druhé, pohyblivé řadicí tyči. Řazení zpětného chodu je realizováno pomocí dvouramenné páky posouvající vložené kolo do záběru.



Obr. 33 Řadicí ústrojí převodovky 10S.

Hřídele

Hřídel hnací je přes drážkování a spojkovou lamelu spojen s motorem. Jeho součástí jsou pastorky zpětného chodu, 1. a 2. převodového stupně. Ozubená kola 3. a 4. stupně jsou lisována. Na konci hřídele je letmo uložená synchronizace a kolo 5. převodového stupně. Jelikož je 5. převodový stupeň umístěn za přepážkou převodové skříně, je mazán hůře než kola zbylých převodů. Z toho důvodu je volné kolo uloženo na jehlovém ložisku. Ve skříni je hřídel uložen pomocí dvou ložisek.



Obr. 34 Hnací hřídel převodovky 10S

Na hnaném hřídeli je přes drážkování uložena synchronizace stupňů 1 až 4. Vymezení axiálního posuvu jader řadicích spojek je provedeno pomocí pojistných kroužků zapadajících do drážek v hřídeli. Součástí hřídele je pastorek stálého převodu. Uložen je ve dvou ložiscích,



přičemž zadní konec hřídele je broušen a slouží jako vnitřní oběžný kroužek válečkového ložiska.



Obr. 35 Hnaný hřídel převodovky 10S

Diferenciál

Diferenciál je šroubován k ozubenému prstenci stálého převodu. Jedná se o diferenciál nesamosvorný se dvěma satelity na společném hřídeli a dvěma planetovými koly. Do vnitřního drážkování planetových kol jsou nasunuty hnací poloosy. Diferenciál je uzavřen v ocelové kleci a uložen ve dvou kuželíkových ložiscích.



Obr. 36 Diferenciál převodovky 10S (bez planetových kol)

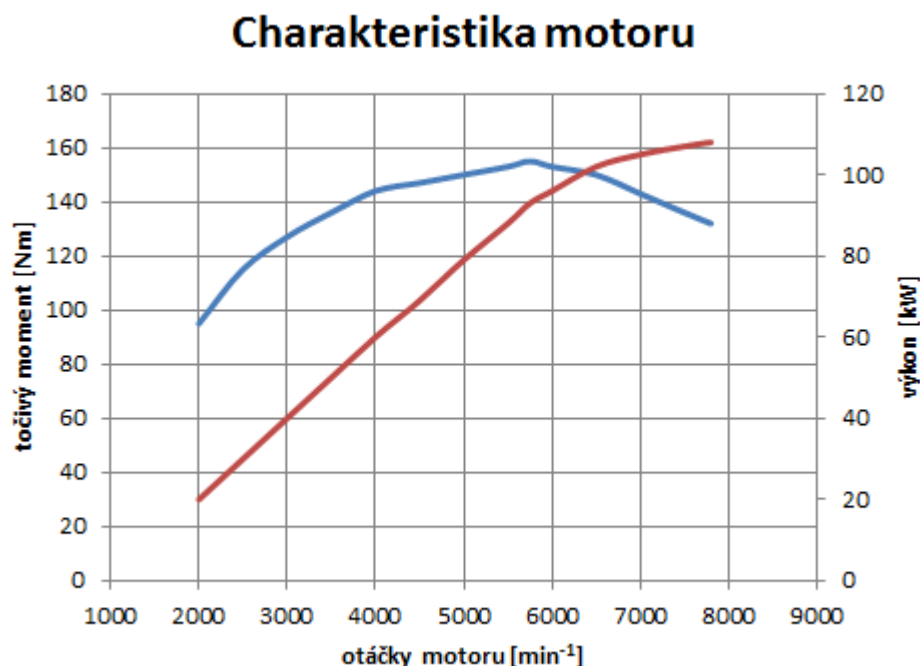
Ložiska

Všechna ložiska převodovky jsou valivá otevřená, tzn. bez utěsnění a trvalé náplně. Hnací hřídel je uložen ve dvou kuželíkových ložiscích 32005 AX C6 a 30205 A C6. Hnaný hřídel ve válečkovém ložisku PLC 44-17 a kuličkovém PLC 05-12. Diferenciál je uložen ve dvou kuželíkových ložiscích typu PLC 64-7.



3.3 VOLBA MOTORU

Každá převodovka je konstruována s ohledem na použitý motor vozidla. Točivý moment motoru je důležitý pro následný výpočet únosnosti převodovky. Jako výchozí motor byl zvolen zážehový čtyřválec o objemu přesně 1289 cm³ se dvěma ventily na válec. Jedná o upravený sériový motor Felicie používaný v soutěžních verzích Kit Car. Parametry motoru důležité pro výpočet převodových poměrů a únosnosti jsou známe, znázorněny na obr. 37.



Obr. 37 Charakteristika motoru: modře – točivý moment, červeně – výkon motoru

3.4 ROZSAH RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

Výpočty určující rozsah a následné odstupňování jednotlivých převodů byly provedeny v programu Matlab a Mathcad a jsou součástí přílohy diplomové práce.

Podstatný pro výpočet je rozměr pneumatik, který je volen 195/50 R15.

Jízdní odpory

Pro výpočet jízdních odporů ovlivňujících rozsah rychlostních stupňů byly použity vstupní hodnoty uvedené v tab. 5.

Tab. 5 Vstupní hodnoty pro výpočet jízdních odporů

Název	Značka	Hodnota
Pohotovostní hmotnost celková	m_{PC}	835 kg

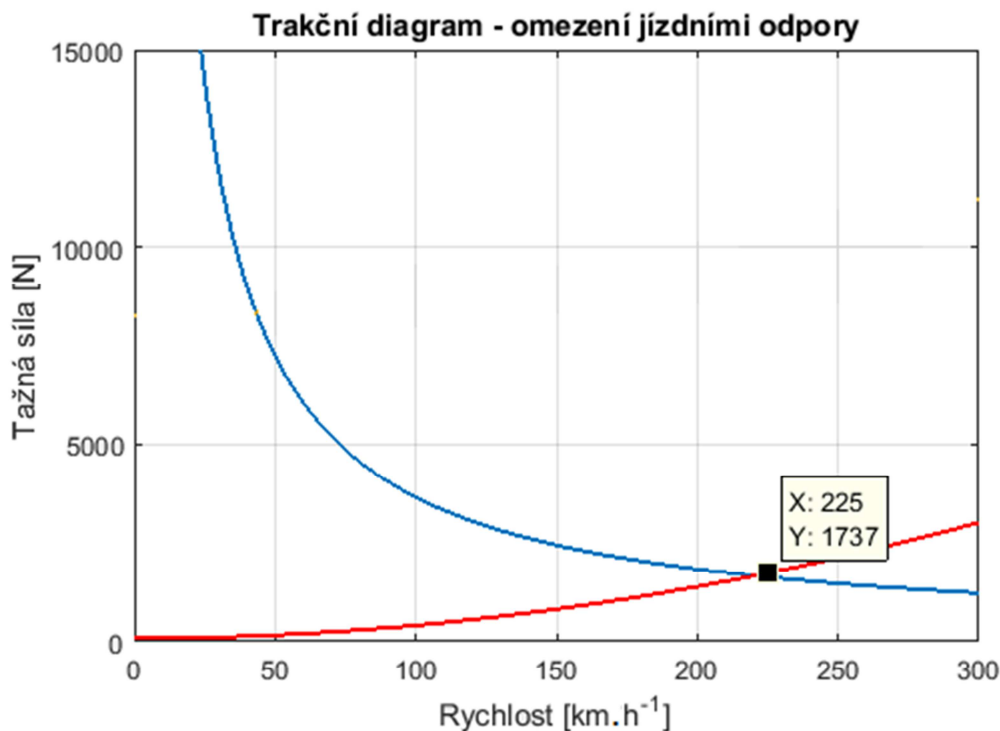


Pohotovostní hmotnost přední nápravy	m_{PP}	443 kg
Pohotovostní hmotnost zadní nápravy	m_{PZ}	393 kg
Součinitel valivého odporu	f_k	0,01
Součinitel vzdušného odporu	c_x	0,35
Čelní plocha vozu	S_x	1,92 m ²
Měrná hmotnost vzduchu	ρ	1,25 kg.m ⁻³
Úhel roviny stoupání	α	0 ° / 90 °
Předpokládaná účinnost převodovky	η	95 %

Hmotnost automobilu byla volena dle Felicie Kit Car se dvěma pasažéry průměrné hmotnosti 75 kg. Hodnota součinitele valivého odporu volena dle tab. 1, součinitel vzdušného odporu a čelní plocha vozu vychází z již provedeného měření jízdních odporů [7].

Maximální dosažitelná rychlost

Na základě teoretické křivky konstantního výkonu pro účinnost převodů 95 % byl sestrojen trakční diagram a zjištěna maximální možná dosažitelná rychlost 225 km.h⁻¹. Tuto rychlost není možné překročit i při použití jakéhokoli odstupňování. Pro určitou rezervu v hnací síle a dle charakteru obvyklých asfaltových tratí byla volena maximální rychlost 200 km.h⁻¹.



Obr. 38 Trakční diagram – omezení jízdními odpory: modře – teoretická křivka konstantního výkonu, červeně – jízdní odpory pro $\alpha=0^\circ$



Maximální adhezní síla

Nejnižší rychlostní stupeň je proto volen s ohledem na sílu adhezní - maximální sílu, kterou je možné přenést pomocí použitých pneumatik na daném povrchu.

Součinitel valivé přilnavosti

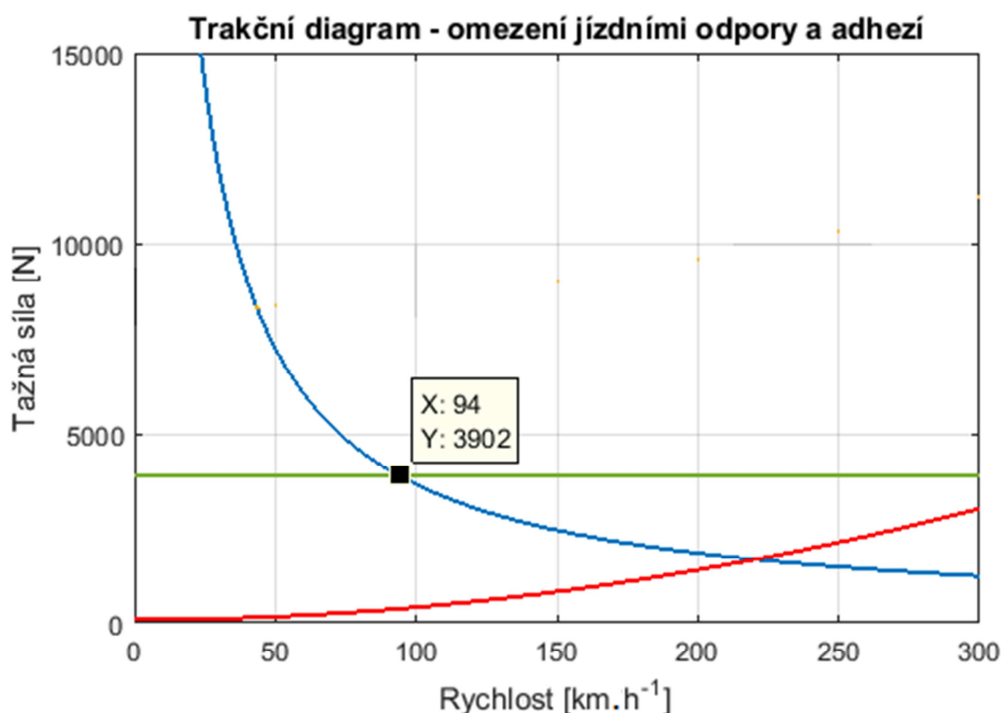
$$\mu_V = 0,9$$

Hmotnost připadající na hnanou (přední) nápravu

$$m_{Kn} = 442 \text{ kg}$$

Adhezní síla

$$F_{K \max} = 3902 \text{ N}$$



Obr. 39 Trakční diagram – omezení jízdními odpory a adhezí: modře – teoretická křivka konst. výkonu, červeně – jízdní odpory pro $\alpha=0^\circ$, zeleně – max. adhezní síla

3.5 POČET A Odstupňování Rychlostních stupňů

Počet rychlostních stupňů

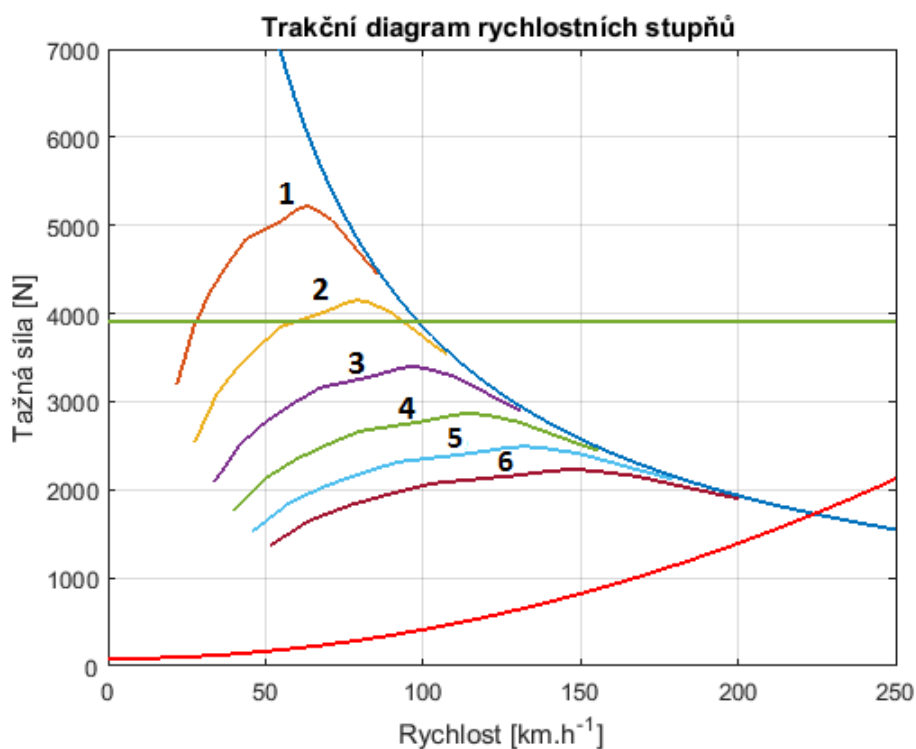
Soukolí převodových stupňů 1 až 4 a zpětného chodu jsou umístěna uvnitř skříně převodovky, 5. stupeň je umístěn za přepážkou v prostoru víka. Převodovka je umístěna pod úrovní hlavního podélného nosníku přední deformační zóny. Na automobilu sériové produkce byla změřena vzdálenost stěny víka od nejbližší části karoserie v příčném směru – podběhu levého předního kola (obr. 40). Vzdálenost cca 60 mm byla hodnocena jako dostatečná pro prodloužení víka převodovky a vložení 6. rychlostního stupně za stupeň 5. Převodovka je tedy uvažována jako šestistupňová, rozmístění kol zbylých stupňů zůstává.



Obr. 40 Vzdálenost převodovky od karosérie u sériového vozu

Odstupňování rychlostních stupňů

Odstupňování musí vyhovovat stanoveným mezím jízdních odporů, odstupňování je progresivní. Prokluz kol hnané nápravy je dovolen pouze u nízkých rychlostních stupňů. Při prvotním návrhu byly použity hodnoty převodových poměrů z tovární verze převodovky Felicia Kit Car, které byly optimalizovány pro daný typ trati a pneumatik. Navržené hodnoty převodových poměrů jednotlivých stupňů jsou uvedeny v tab. 6. Stupeň progresivity je volen konstantní, $y=1,03$. Převodový poměr stálého převodu je volen pro maximální dosažitelnou rychlost $200 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Následuje trakční diagram pro jednotlivé převodové stupně.



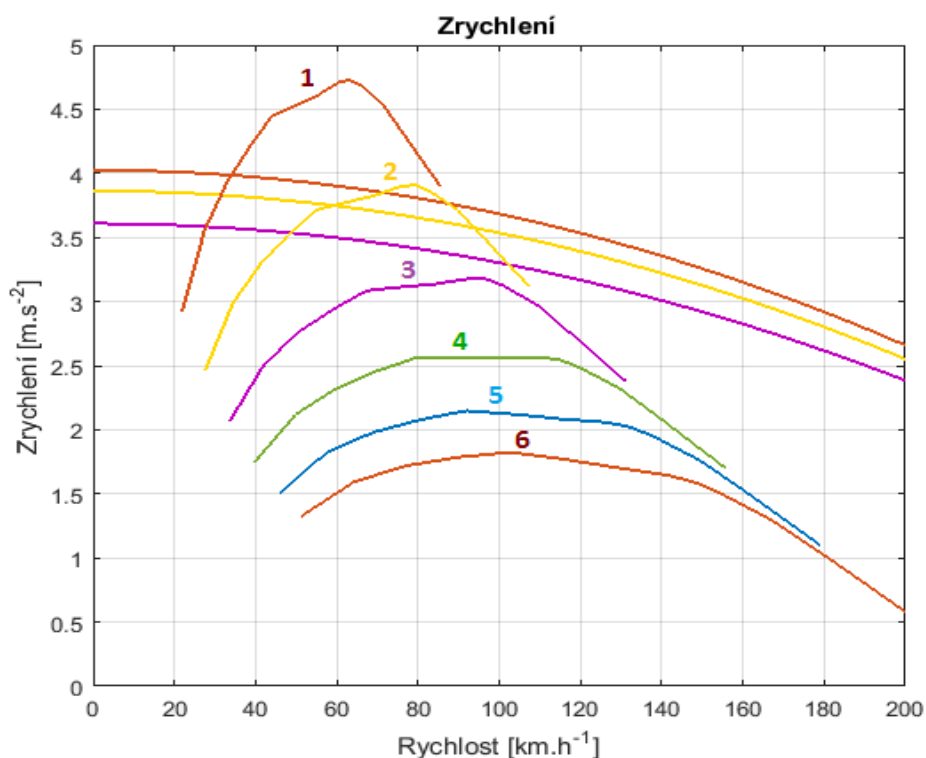
Obr. 41 Trakční diagram rychlostních stupňů.



Tab. 6 Navržené hodnoty převodových poměrů.

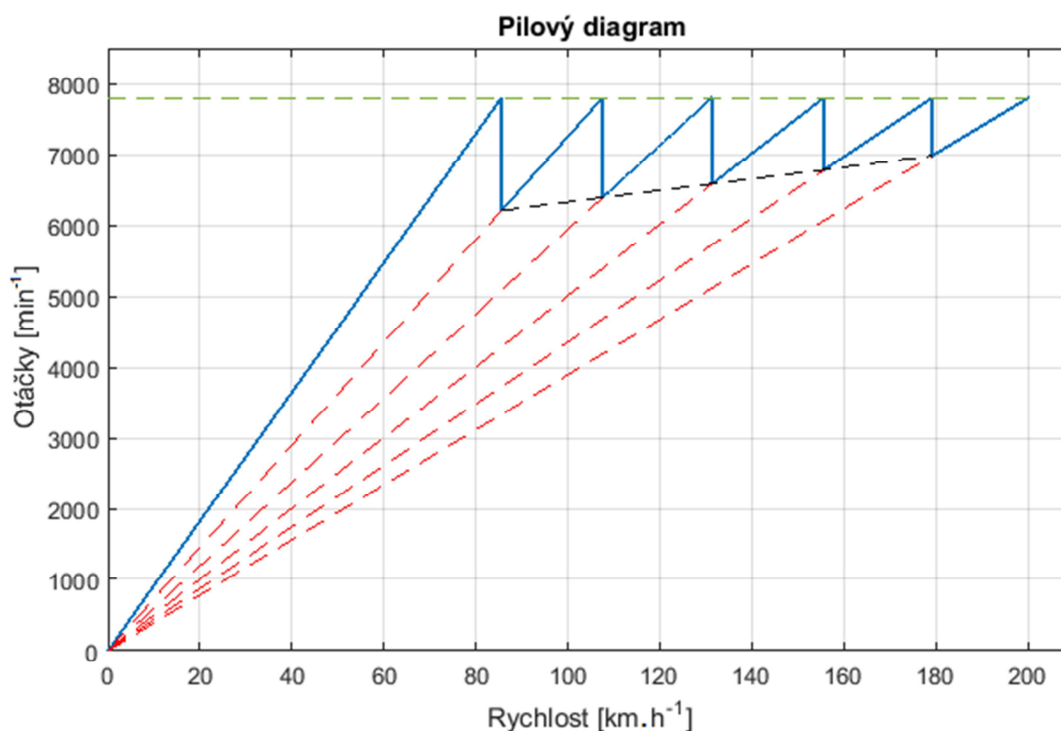
Stupeň	1	2	3	4	5	6	SP
Převod	2,513	1,999	1,637	1,371	1,200	1,074	3,800

Z trakčního diagramu jednotlivých stupňů je zřejmý prokluz kol hnací nápravy při jízdě na stupeň 1 a částečně i na stupeň 2, kdy tažná síla na obvodu kol překračuje mez stanovenou silou adhezní. Adhezní síla rovněž určuje maximální možné zrychlení automobilu. Křivky omezující maximální možné zrychlení jsou překročeny taktéž při stupních 1 a 2, v návaznosti na prokluz kol. Jelikož dochází k očekávanému prokluzu pouze u nízkých rychlostních stupňů, je tento stav hodnocen jako vyhovující.



Obr. 42 Zrychlení při jednotlivých rychlostních stupních: horizontální křivky – maximální zrychlení při stupních 1, 2 a 3.

Vzájemná závislost rychlosti vozidla a otáček motoru při daném stupni je vyjádřena pilovým diagramem převodovky. Pro názornost vychází křivka závislosti otáček motoru a rychlosti vozidla z počátku souřadného systému a udává lineární závislost, což neodpovídá realitě (viz pracovní otáčky spalovacích motorů kapitola 1).



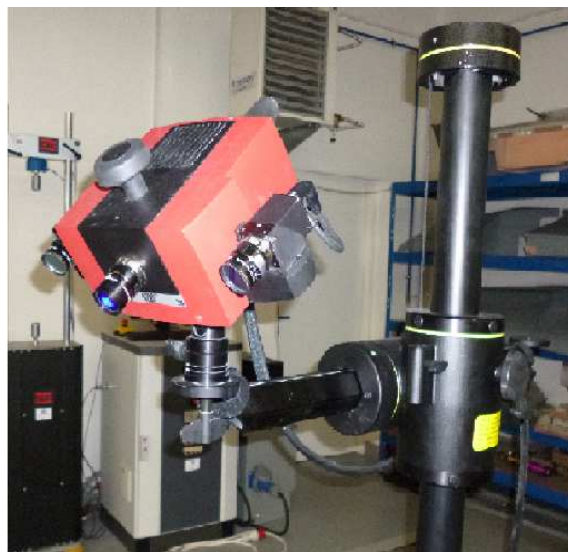
Obr. 43 Pilový diagram převodovky

3.6 PROSTOROVÝ MODEL SKŘÍNĚ

Pro konstrukci ozubených soukolí je třeba znát osové vzdálenosti kol dané původní skříně převodovky. Za tímto účelem byl vytvořen pomocí 3D skeneru trojrozměrný model jedné poloviny skříně, na kterém budou následně měřeny všechny důležité rozměry a vzdálenosti. Před samotným skenováním bylo nutné nalepit na skříň referenční body a na stěny nanést křídový prášek.



Obr. 44 Příprava odlitku skříně ke skenování



Obr. 45 Průběh skenování skříně převodovky

3.7 GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL

Na základě poznatků uvedených v kapitole 2.3.2 a navržených hodnot převodových poměrů byl proveden návrh a pevnostní výpočet kol a ozubení. Ve všech případech je splněna podmínka pro únosnost ozubení v ohybu, kdy součinitel bezpečnosti $S_F \geq 1,4$. V případě únosnosti a bezpečnosti při otlačení není vždy splněna podmínka $S_H \geq 1,1$. To se týká zejména pastorků nižších rychlostních stupňů. Životnost ozubení této převodovky pracující ve ztížených podmínkách bude tedy s největší pravděpodobností nižší než u civilní sériové varianty. Výpočet soukolí a zbylých komponent převodovky byl proveden v softwaru MathCad a je součástí přílohy diplomové práce. Jako materiál ozubených kol je volena ocel ČSN 16 526 tab. 7. Základní parametry soukolí a kol, silové poměry v soukolí a únosnost ozubení jsou uvedeny v tab. 8-28.

Tab. 7 Vlastnosti oceli ČSN 16 526

Ocel 16 526	
Mez únavy v dotyku [MPa]	1330
Mez únavy v ohybu [MPa]	740
Tvrdość boku zubu [HV]	700
Mez kluzu v tahu [MPa]	885

1. rychlostní stupeň

Tab. 8 Parametry soukolí 1. rychlostního stupně

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	3	
Počet zubů [1]	13	33



Korekce	V	
Jednotkové posunutí [1]	0,340	0,011
Součinitel přisunutí [1]	0,017	
Součinitel záběru [1]	1,421	
Průměr hlavové kružnice [mm]	46,936	104,960
Průměr roztečné kružnice [mm]	39,000	99,000
Průměr patní kružnice [mm]	33,540	91,564
Rozteč [mm]	9,425	
Výška hlavy zubu [mm]	3,968	2,980
Výška paty zubu [mm]	2,730	3,718
Výška zubu [mm]	6,698	6,698
Tloušťka zubu [mm]	5,542	4,739
Šířka ozubení [mm]	24,000	18,000

Tab. 9 Silové poměry v soukolí 1. rychlostního stupně

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	155,000	393,462
Tečná síla [N]	7949	
Radiální síla [N]	3234	
Výsledná síla [N]	8581	

Tab. 10 Bezpečnost soukolí 1. rychlostního stupně

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otlačení [1]	0,872	1,389
Součinitel bezpečnosti proti otlačení při jednorázovém zatížení [1]	1,838	1,838
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,532	1,175
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	1,914	1,469

2. rychlostní stupeň

Tab. 11 Parametry soukolí 2. rychlostního stupně

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	2.5	
Počet zubů [1]	19	37
Korekce	-	



Jednotkové posunutí [1]	0	0
Součinitel přisunutí [1]	0	
Součinitel záběru [1]	1,621	
Průměr hlavové kružnice [mm]	52,500	97,500
Průměr roztečné kružnice [mm]	47,500	92,500
Průměr patní kružnice [mm]	41,250	86,250
Rozteč [mm]	7,854	
Výška hlavy zubu [mm]	2,500	2,500
Výška paty zubu [mm]	3,125	3,125
Výška zubu [mm]	5,625	5,625
Tloušťka zubu [mm]	3,927	3,927
Šířka ozubení [mm]	18,000	18,000

Tab. 12 Silové poměry v soukolí 2. rychlostního stupně

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	155,000	301,842
Tečná síla [N]	6526	
Radiální síla [N]	2375	
Výsledná síla [N]	6945	

Tab. 13 Bezpečnost soukolí 2. rychlostního stupně

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otláčení [1]	1,061	1,481
Součinitel bezpečnosti proti otláčení při jednorázovém zatížení [1]	1,66	1,66
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,495	1,495
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	1,868	1,868

3. rychlostní stupeň

Tab. 14 Parametry soukolí 3. rychlostního stupně

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	2.5	
Počet zubů [1]	21	35
Korekce	-	
Jednotkové posunutí [1]	0	0



Součinitel přisunutí [1]	0	
Součinitel záběru [1]	1,628	
Průměr hlavové kružnice [mm]	57,500	92,500
Průměr roztečné kružnice [mm]	52,500	87,500
Průměr patní kružnice [mm]	46,250	81,250
Rozteč [mm]	7,854	
Výška hlavy zubu [mm]	2,500	2,500
Výška paty zubu [mm]	3,125	3,125
Výška zubu [mm]	5,625	5,625
Tloušťka zubu [mm]	3,927	3,927
Šířka ozubení [mm]	18,000	18,000

Tab. 15 Silové poměry v soukolí 3. rychlostního stupně

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	155,000	258,333
Tečná síla [N]	5905	
Radiální síla [N]	2149	
Výsledná síla [N]	6284	

Tab. 16 Bezpečnost soukolí 3. rychlostního stupně

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otlačení [1]	1,143	1,475
Součinitel bezpečnosti proti otlačení při jednorázovém zatížení [1]	1,66	1,66
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,656	1,565
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	2,070	2,070

4. rychlostní stupeň

Tab. 17 Parametry soukolí 4. rychlostního stupně

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	2.5	
Počet zubů [1]	24	32
Korekce	-	
Jednotkové posunutí [1]	0	0
Součinitel přisunutí [1]	0	



Součinitel záběru [1]	1,635	
Průměr hlavové kružnice [mm]	65,000	85,000
Průměr roztečné kružnice [mm]	60,000	80,000
Průměr patní kružnice [mm]	53,750	73,750
Rozteč [mm]	7,854	
Výška hlavy zubu [mm]	2,500	2,500
Výška paty zubu [mm]	3,125	3,125
Výška zubu [mm]	5,625	5,625
Tloušťka zubu [mm]	3,927	3,927
Šířka ozubení [mm]	18,000	18,000

Tab. 18 Silové poměry v soukolí 4. rychlostního stupně

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	155,000	206,667
Tečná síla [N]	5167	
Radiální síla [N]	1881	
Výsledná síla [N]	5498	

Tab. 19 Bezpečnost soukolí 4. rychlostního stupně

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otlacení [1]	1,125	1,444
Součinitel bezpečnosti proti otlacení při jednorázovém zatížení [1]	1,661	1,661
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,897	1,897
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	2,371	2,371

5. rychlostní stupeň

Tab. 20 Parametry soukolí 5. rychlostního stupně

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	2.5	
Počet zubů [1]	25	30
Korekce	V	
Jednotkové posunutí [1]	0,3	0,232
Součinitel přísunutí [1]	0,032	
Součinitel záběru [1]	1,473	



Průměr hlavové kružnice [mm]	68,838	81,000
Průměr roztečné kružnice [mm]	62,500	75,000
Průměr patní kružnice [mm]	57,750	69,912
Rozteč [mm]	7,854	
Výška hlavy zubu [mm]	3,169	3,000
Výška paty zubu [mm]	2,375	2,544
Výška zubu [mm]	5,544	5,544
Tloušťka zubu [mm]	4,533	4,412
Šířka ozubení [mm]	14,000	14,000

Tab. 21 Silové poměry v soukolí 5. rychlostního stupně

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	155,000	186,000
Tečná síla [N]	4960	
Radiální síla [N]	2069	
Výsledná síla [N]	5374	

Tab. 22 Bezpečnost soukolí 5. rychlostního stupně

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otlačení [1]	1,089	1,192
Součinitel bezpečnosti proti otlačení při jednorázovém zatížení [1]	1,66	1,66
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,44	1,44
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	1,805	1,805

6. rychlostní stupeň

Tab. 23 Parametry soukolí 6. rychlostního stupně

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	2.5	
Počet zubů [1]	27	29
Korekce	-	
Jednotkové posunutí [1]	0	0
Součinitel přisunutí [1]	0	
Součinitel záběru [1]	1,638	
Průměr hlavové kružnice [mm]	72,500	77,500



Průměr roztečné kružnice [mm]	67,500	72,500
Průměr patní kružnice [mm]	61,250	66,250
Rozteč [mm]	7,854	
Výška hlavy zubu [mm]	2,500	2,500
Výška paty zubu [mm]	3,125	3,125
Výška zubu [mm]	5,625	5,625
Tloušťka zubu [mm]	3,927	3,927
Šířka ozubení [mm]	14,000	14,000

Tab. 24 Silové poměry v soukolí 6. rychlostního stupně

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	155,000	166,481
Tečná síla [N]	4593	
Radiální síla [N]	1672	
Výsledná síla [N]	4887	

Tab. 25 Bezpečnost soukolí 6. rychlostního stupně

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otláčení [1]	1,182	1,225
Součinitel bezpečnosti proti otláčení při jednorázovém zatížení [1]	1,661	1,661
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,673	1,673
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	2,091	2,091

Stálý převod

Tab. 26 Parametry soukolí stálého převodu

Parametr	Pastorek	Kolo
Modul ozubení [1]	3.5	
Počet zubů [1]	14	54
Korekce	V	
Jednotkové posunutí [1]	0,15	0,145
Součinitel přisunutí [1]	0,009	
Součinitel záběru [1]	1,531	
Průměr hlavové kružnice [mm]	56,988	196,950
Průměr roztečné kružnice [mm]	49,000	189,000



Průměr patní kružnice [mm]	41,300	181,262
Rozteč [mm]	10,996	
Výška hlavy zubu [mm]	3,994	3,975
Výška paty zubu [mm]	3,85	3,869
Výška zubu [mm]	7,844	7,844
Tloušťka zubu [mm]	5,907	5,892
Šířka ozubení [mm]	29,000	29,000

Tab. 27 Silové poměry v soukolí stálého převodu

Zatížení	Pastorek	Kolo
Točivý moment [N.m]	393,462	1517,583
Tečná síla [N]	16060	
Radiální síla [N]	6252	
Výsledná síla [N]	17230	

Tab. 28 Bezpečnost soukolí stálého převodu

Bezpečnost	Pastorek	Kolo
Součinitel bezpečnosti proti otlacení [1]	0,939	1,844
Součinitel bezpečnosti proti otlacení při jednorázovém zatížení [1]	1,582	1,582
Součinitel bezpečnosti v ohybu [1]	1,408	1,408
Součinitel bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení [1]	1,760	1,760

Ozubená kola zpětného chodu zůstávají původní. Jejich únosnost pro použitý motor bude nižší, avšak nepředpokládá se jejich výrazné a dlouhodobé namáhání při provozu. Při manévrování vozidla obvykle nejsou zatížena max. točivým momentem motoru.

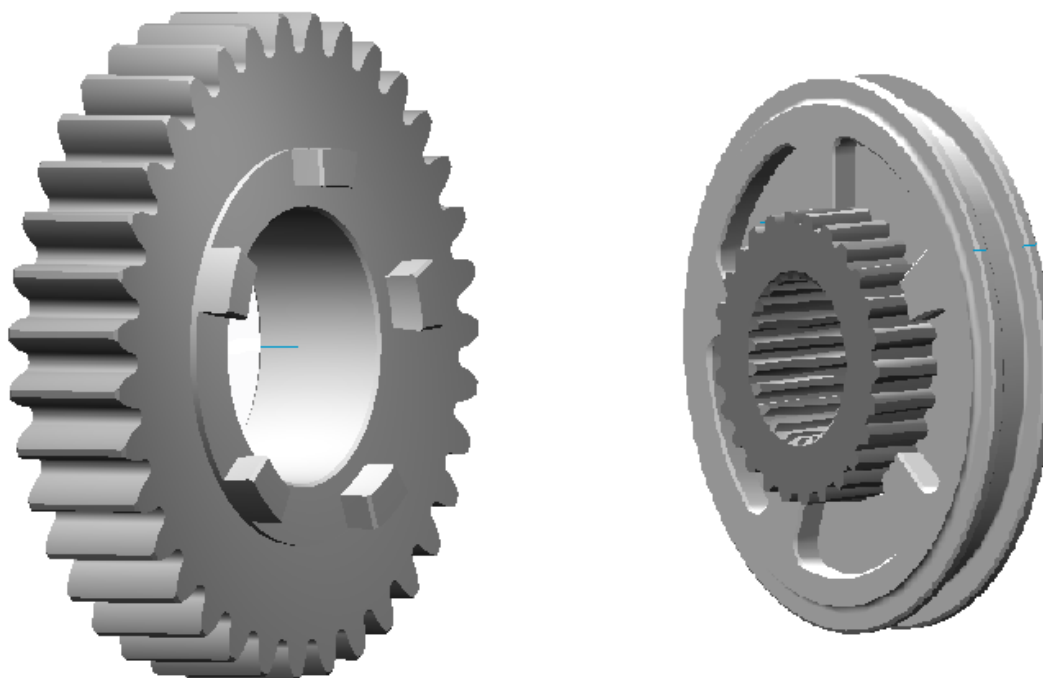
3.8 ŘADICÍ SYSTÉM

3.8.1 BEZSYNCHRONNÍ ZUBOVÉ SPOJKY

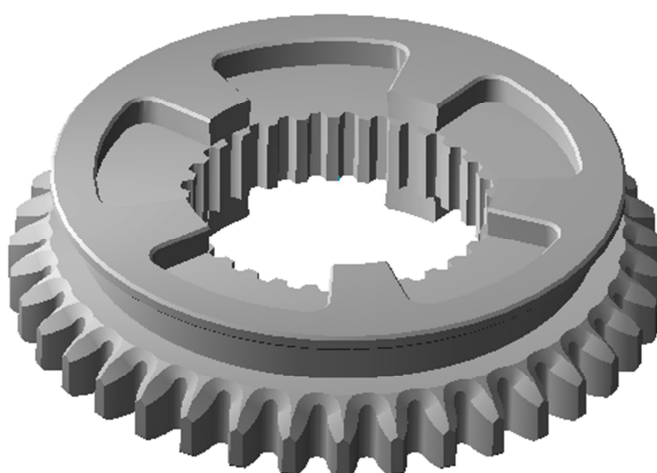
Na všech dopředných rychlostních stupních je použito bezsynchronních zubových spojek. Při návrhu počtu zubů je nutné volit kompromis, větší počet zubů snižuje měrný tlak připadající na jeden zub spojky, menší počet zubů umožňuje snadnější řazení díky většímu rozestupu mezi zuby. Volený počet zubů na všech stupních je pět, velikost zubu představuje zhruba 30 % dané kruhové výseče, tomu odpovídá mrtvý úhel cca 50 °. Je tak zajištěno snadné řazení při dostatečné pevnosti spojky. Pro udržení v záběru jsou boční hrany zubů zkoseny o úhel 5 ° a jejich vnější hrany jsou sraženy o 0,5 mm. Přesuvníky jsou navrženy pro použití původních řadicích tyčí, součástí přesuvníku stupně 1 a 2 je ozubený věnec jako kolo zpětného chodu.



Přesuvníky jsou suvně uloženy na jádru, které je pomocí drážkování spojeno s daným hřídelem.



Obr. 46 Návrh bezsynchronní spojky – kolo a přesuvník s jádrem 3. rychlostního stupně



Obr. 47 Přesuvník stupně 1 a 2 s ozubeným věncem zpětného chodu

Zuby spojek musí splňovat podmínku pro bezpečnost na otláčení $S_H \geq 1,1$. Případný ohyb nastává až po otláčení zubů. I když je bezpečnost proti otláčení vysoká, životnost zubů bude



s největší pravděpodobností nejnižší ze všech vnitřních komponent převodovky, neboť při řazení vznikají silné rázy, způsobující jejich poškození. Hodnoty součinitelů bezpečnosti na otlacení pro jednotlivé stupně jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 29 Bezpečnost na otlacení pro zubové spojky jednotlivých rychlostních stupňů

Rychlostní stupeň	Točivý moment [N.m]	Rozměr boku zubu [mm]	Bezpečnost na otlacení [1]
1	393,462	5 x 7	2,580
2	301,842	5 x 7	3,363
3	258,333	5 x 5	2,419
4	206,667	5 x 5	3,024
5	186,000	5 x 5	4,032
6	166,481	5 x 5	4,032

3.8.2 ŘADICÍ ÚSTROJÍ

Přesuvníky zubových spojek jsou konstruovány pro použití původních řadicích vidlic. Mechanismus řazení stupňů 1 až 4, umístěný na jedné otočné řadicí tyči, zůstává beze změn. Na řadicí tyči je umístěno jistící ústrojí, které spolu s vypruženými kameny synchronizačních spojek u původní převodovky udržuje dané soukolí v záběru. Jistící mechanismus je tvořen odpruženou ocelovou kuličkou, která následně zapadá do příčných drážek na řadicí tyči. Umožňuje pohyb řadicí vidlice o 8,5 mm v obou směrech. Na tuto hodnotu byly konstruovány bezsynchronní spojky stupňů 1 až 4, které pro plné zařazení z neutrální polohy vyžadují posuv právě 8,5 mm. Spolu s původním jistícím ústrojím udržují daný stupeň v záběru zkosené hrany zubů bezsynchronních spojek.

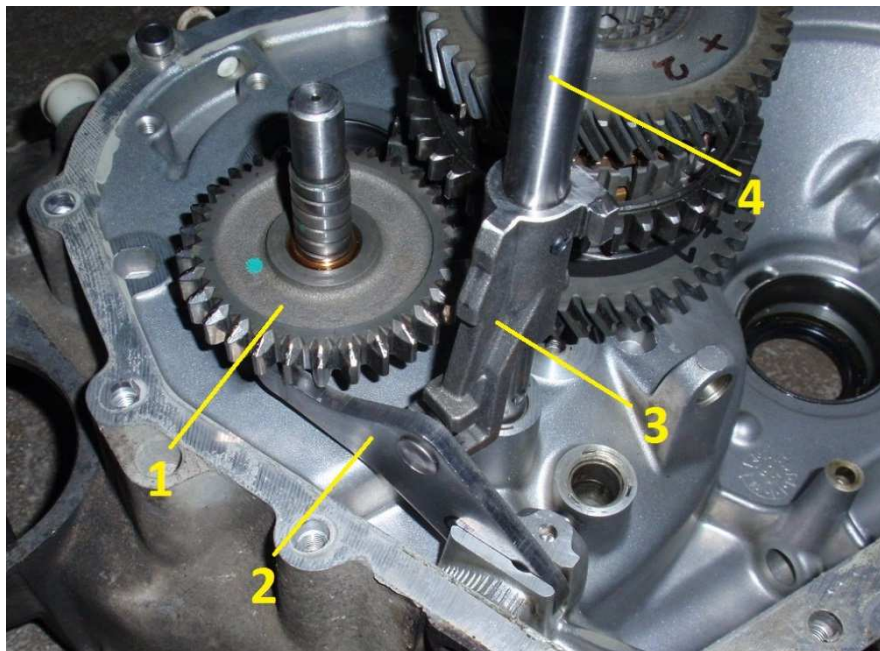


Obr. 48 Jistící ústrojí

Stupeň 5 a zpětný chod je v původní převodovce řazen pomocí samostatné řadicí tyče. Při řadicím pohybu zpětného chodu je proto přesouvána i řadicí objímka synchronizační spojky

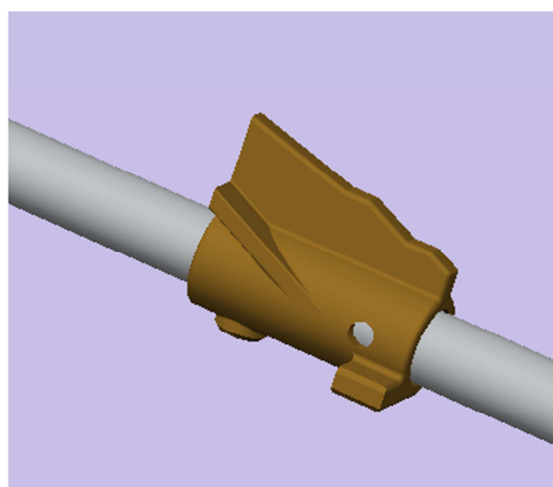
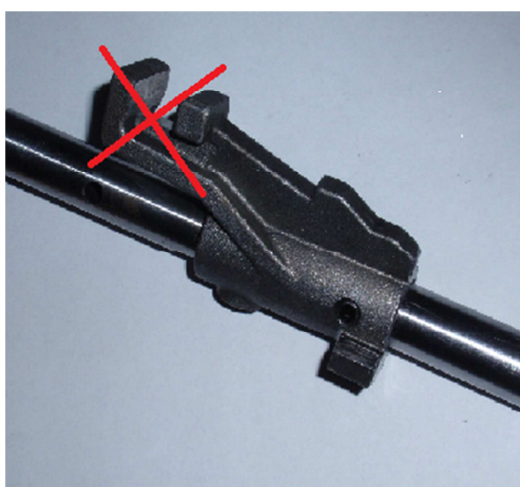


směrem od 5. rychlostního stupně. Tato skutečnost však nemá žádný vliv na chod převodovky. Zpětný chod je řazen pomocí dvouramenné páky, která zasouvá vložené kolo zpětného chodu do záběru. Jedná se o řazení posuvným kolem, proto má soukolí přímé zuby.



Obr. 49 Původní systém řazení zpětného chodu: 1 – vložené kolo zpětného chodu, 2 – zasouvací páka, 3 – součást zasouvacího mechanismu, 4 – řadicí tyč

Rychlostní stupeň 6 je řazen stejným pohybem jako byl původně řazen zpětný chod. Řazení zpětného chodu je řešeno pomocí ocelového lanka a bowdenu. Z tohoto důvodu došlo k následujícím úpravám – odřezání části zasouvacího mechanismu zpětného chodu na řadicí tyči (obr. 50). Pomocí této součásti je posouváno s řadicí tyčí, nelze ji proto úplně odstranit.



Obr. 50 Úprava původní součásti pro řazení zpětného chodu



Následuje úprava zasouvací páky, kde je čep zapadající do součásti na obr. 50 uzpůsoben pro uchycení bowdenu (obr. 51). Pohyb řadicí tyče stupně 5 a 6 je zprostředkován přes řadicí tyč stupňů 1 až 4, je tedy v činnosti jistící ústrojí. Je proto použita bezsynchronní spojka stejných rozměrů jako u stupňů 3 a 4.



Obr. 51 Úprava čepu zasouvací páky pro uchycení lanka bowdenu

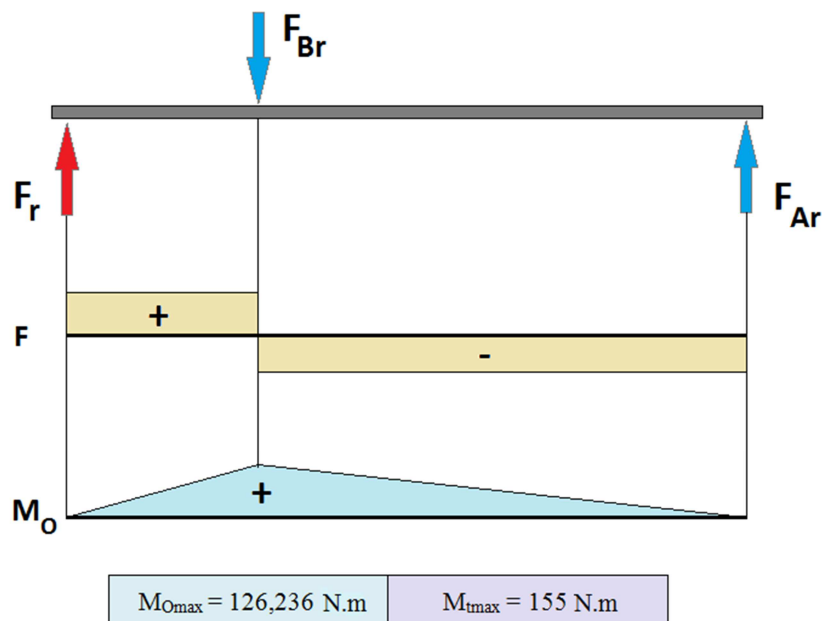
3.9 HŘÍDELE

Podobně jako u převodovky původní, i po úpravě jsou díky svým malým rozměrům některé pastorky součástí hřídelů samotných. Materiál na výrobu hřídelů je tedy volen stejný jako v případě ozubených kol. Pro výpočet nejmenšího průřezu hřídelů při daném součiniteli bezpečnosti bylo nutné stanovit výsledné vnitřní účinky pro každý rychlostní stupeň. Je třeba již znát rozmístění ozubených kol na hřídelích, umístění ložisek vzhledem k ponechání původní skříně zůstává.

3.9.1 HNACÍ HŘÍDEL

Ze stanovených výsledných vnitřních účinků bylo zjištěno největší namáhání hnacího hřídele při zařazeném stupni 6 (letmo uložený). Tomu pro součinitel bezpečnosti 1,5 odpovídá průměr hřídele 13,3 mm. Vzhledem k pozdější montáži komponent na hřídel a s ohledem na vnitřní průměr ložisek (objasněno v následující kapitole) je volen v celé délce hřídele konstantní průměr 25 mm.

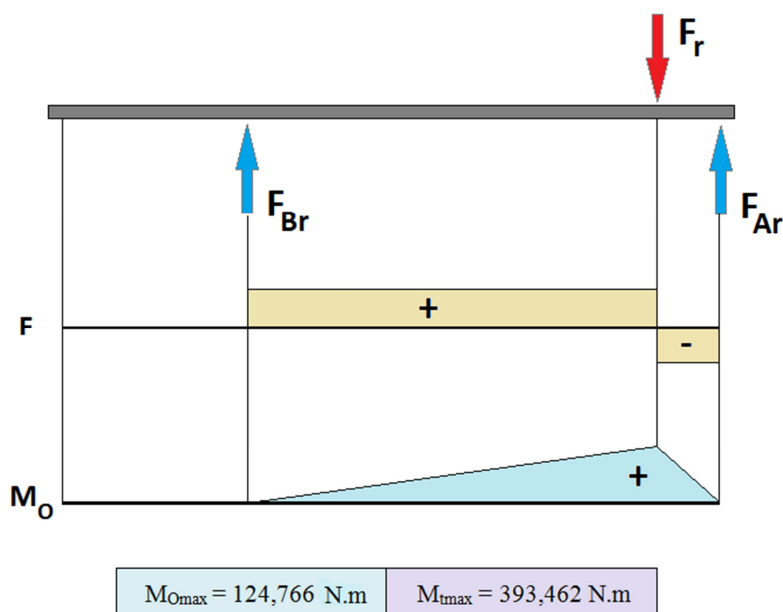
Síly s indexem A, B, vyznačené v níže uvedených schématech představují reakce ve valivých ložiscích hřídele.



Obr. 52 Schéma namáhání hnacího hřídele ohybovým momentem při zařazeném stupni 6

3.9.2 HNANÝ HŘÍDEL

Největší namáhání hnaného hřídele bylo zjištěno při zařazeném stupni 1 (působí max. točivý moment). Pro součinitel bezpečnosti 1,5 je třeba volit min. průměr hřídele 18,1 mm. Z důvodu stejného jako u hnacího hřídele je volen konstantní průměr 25 mm.



Obr. 53 Schéma namáhání hnaného hřídele ohybovým momentem při zařazeném stupni 1



3.10 DRÁŽKOVÁNÍ

Všechna posuvná a neotočná spojení jsou řešena pomocí evolventního drážkování s úhlem profilu 30 °. Použity jsou tři typy drážkování, tab. 30.

Tab. 30 Použitá drážkování

Drážkování	Spojení	Délka [mm]	Bezpečnost na otlačení [1]
25x1x9g ČSN 01 4952	hnací hřídel – pastorek 3-4	30,0	5,182
	hnací hřídel – jádro spojky 5-6	32,1	5,545
	hnaný hřídel – jádro spojky 1-2	38,1	2,593
	hnaný hřídel – jádro spojky 3-4	32,1	3,327
	hnaný hřídel – kolo 5	16,0	2,303
	hnaný hřídel – kolo 6	16,0	2,573
42x1,5x9g ČSN 01 4952	jádro spojky 3-4 – přesuvník 3-4	5,5	1,612
	jádro spojky 5-6 – přesuvník 5-6	5,5	2,687
48x1,5x9g ČSN 01 4952	jádro spojky 1-2 – přesuvník 1-2	11,5	2,918

3.11 LOŽISKA

3.11.1 LOŽISKA HŘÍDELŮ

Ložiska hnacího i hnaného hřídele zůstávají původní, jejich únosnost je dostatečná. Průměry vnitřních kroužků ložisek jsou 25 mm, proto je volen průměr hřídelů rovněž 25 mm. Hodnoty statické i dynamické únosnosti a zatížení ložisek při působení maximálního točivého momentu motoru jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tab. 31 Zatížení ložisek hřídelů

Ložisko	Zatížení [N]	Stupeň	Max. dovolené statické zatížení [N]	Max. dovolené dynamické zatížení [N]
32005 AX C6	7567	1	32500	27000
30205 AX C6	7123	6	33500	30800
PLC 44-17	7567	1	35500	38300
PLC 05-12	7123	6	17200	32500

3.11.2 LOŽISKA OZUBENÝCH KOL

Uložení ozubených kol na hřídelích je řešeno valivě na jehlových ložiscích. Pro všechna kola je voleno ložisko NK 25/20. Maximální zatížení ložiska je uvedeno v následující tabulce.



Tab. 32 Zatížení ložisek ozubených kol

Ložisko	Zatížení [N]	Stupeň	Max. dovolené statické zatížení [N]	Max. dovolené dynamické zatížení [N]
NK 25/20	8581	1	36500	22000

3.12 MODEL PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

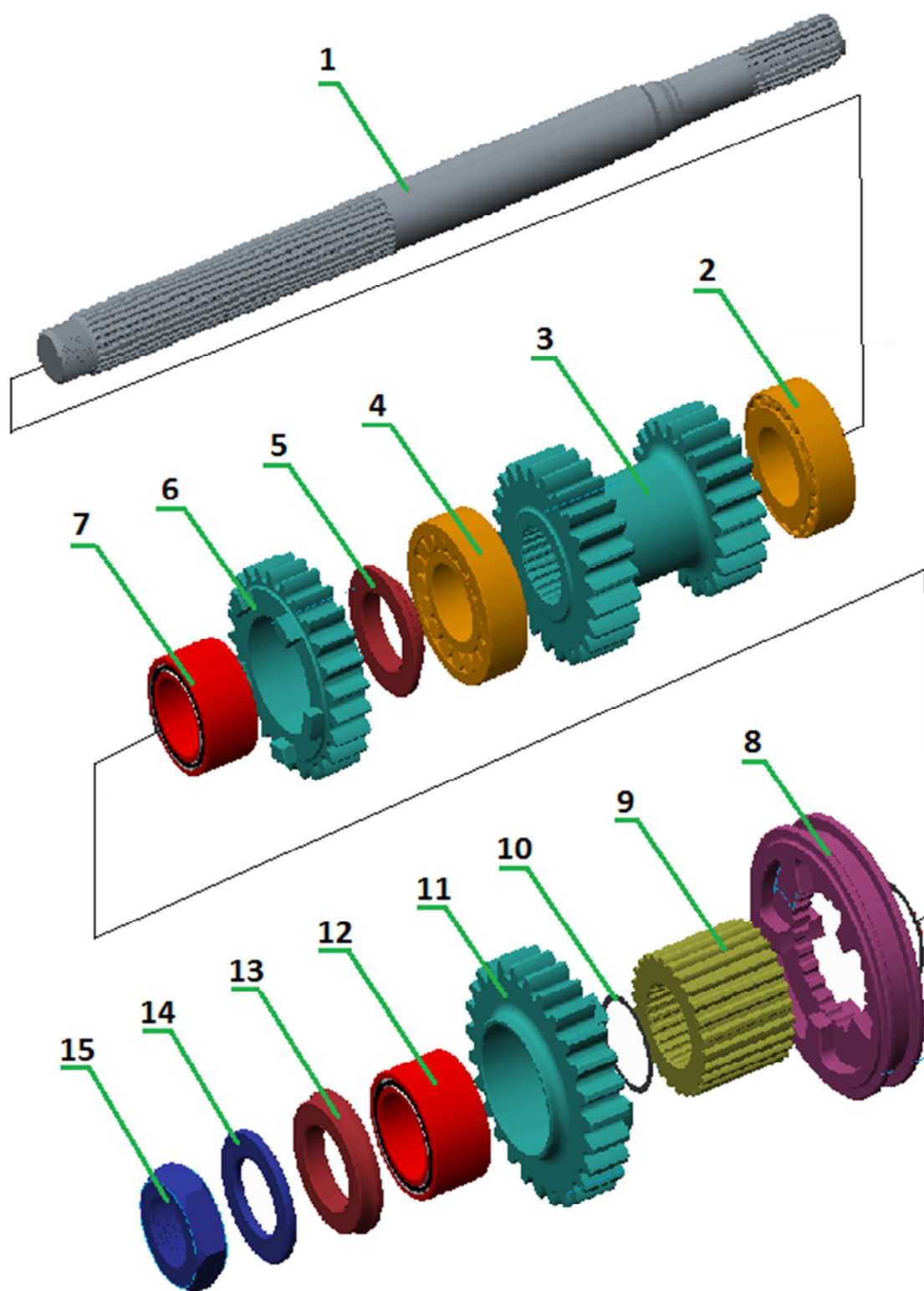
Na základě provedených výpočtů a návrhů jednotlivých součástí byl vytvořen kompletní model převodového ústrojí se všemi upravovanými součástmi. Konstrukce převodového ústrojí je navržena pro snadnou výměnu všech součástí za použití základního nářadí.

3.12.1 HNACÍ HŘÍDEL

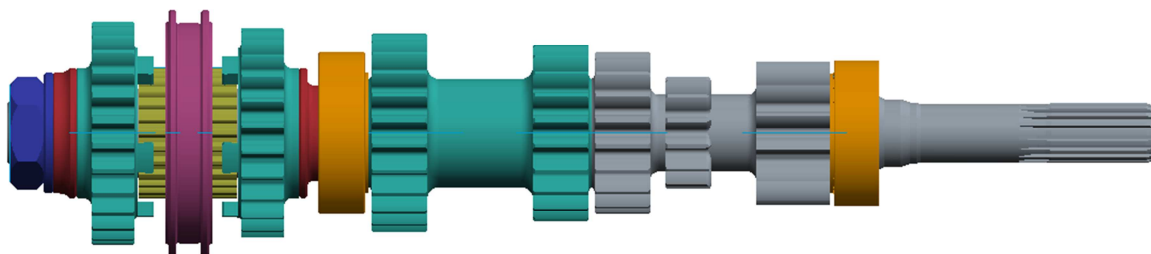
Součástí hnacího hřídele jsou pastorky rychlostních stupňů 1, 2 a pastorek zpětného chodu. Pastorek stupňů 3 a 4 je tvořen jedním kusem, který je s hnacím hřídelem spojen pomocí drážkování. Vzhledem k původní konstrukci je zubová spojka stupňů 5 a 6 umístěna na hnacím hřídeli. Otočná kola těchto stupňů jsou uložena na jehlových ložiscích volně nasunutých na drážkování hřídele. Ve správné poloze jsou ozubená kola jistěna pomocí rozpěrných vymezovacích kroužků (součást 5, 13) a pomocí jádra zubové spojky. Aby nedocházelo k nežádoucímu kontaktu ozubeného kola s rozpěrnými elementy při protáčení, je mezi jádro spojky a vnitřní kroužek jehlového ložiska vložen distanční kroužek o síle 0,2 mm. Jádro zubové spojky je rovněž spojeno s hřídelem pomocí drážkování. Všechny komponenty jsou jistěny podložkou M22 ČSN ISO 7090-8 a maticí M22 ČSN ISO 4032 na zadním konci hřídele. Po odejmutí matice je možné všechny komponenty z hřídele vysunout.

Tab. 33 Součásti hnacího hřídele (obr. 54)

Číslo součásti	Název součásti	Číslo součásti	Název součásti
1	Hnací hřídel	9	Jádro spojky 5-6
2	Ložisko 30205 AX C6	10	Distanční kroužek
3	Pastorek stupně 3-4	11	Pastorek stupně 6
4	Ložisko 32005 AX C6	12	Ložisko NK 25/20
5	Vymezující kroužek	13	Vymezující kroužek
6	Pastorek stupně 5	14	Podložka M22
7	Ložisko NK 25/20	15	Matice M22
8	Přesuvník spojky 5-6		



Obr. 54 Schéma součástí hnacího hřídele



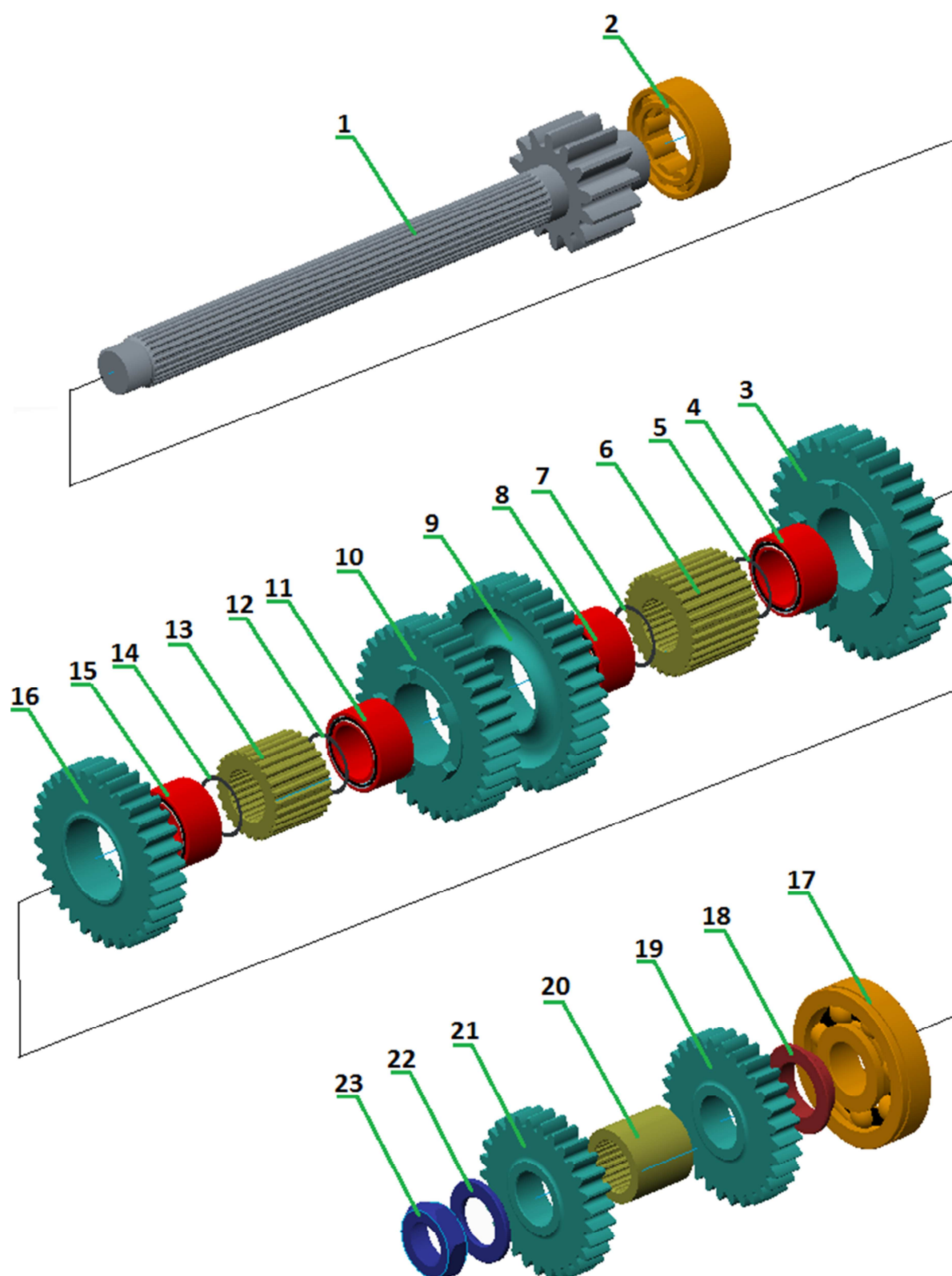
Obr. 55 Sestava hnacího hřídele

3.12.2 HNANÝ HŘÍDEL

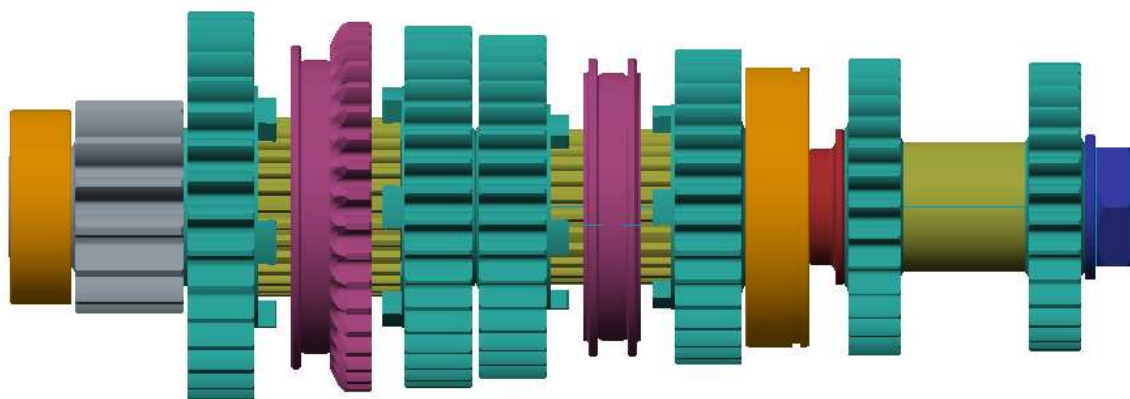
Hnaný hřídel je podobné konstrukce jako hnací. Mezi ložisky hřídele jsou umístěny řadicí spojky stupňů 1-2 a 3-4. Kola stupňů 5 a 6 umístěná v prostoru víka jsou pevná, spojena s hřídelem pomocí drážkování. Konstrukce zubových spojek je stejná jako v případě hnacího hřídele. Pro přesné rozmístění jednotlivých součástí je rovněž použito rozpěrných elementů. Součásti jsou na hřídeli jištěny podložkou M22 ČSN ISO 7090-8 a maticí M22 ČSN ISO 4032 na zadním konci hřídele.

Tab. 34 Součásti hnaného hřídele (obr. 56)

Číslo součásti	Název součásti	Číslo součásti	Název součásti
1	Hnaný hřídel	16	Kolo stupně 4
2	Ložisko PLC 44-17	17	Ložisko PLC 05-12
3	Kolo stupně 1	18	Vymezující kroužek
4, 8, 11, 15	Ložisko NK 25/20	19	Kolo stupně 5
5, 7, 12, 14	Distanční kroužek	20	Distanční válec
6	Jádro spojky 1-2	21	Kolo stupně 6
9	Kolo stupně 2	22	Podložka M22
10	Kolo stupně 3	23	Matice M22
13	Jádro spojky 3-4		

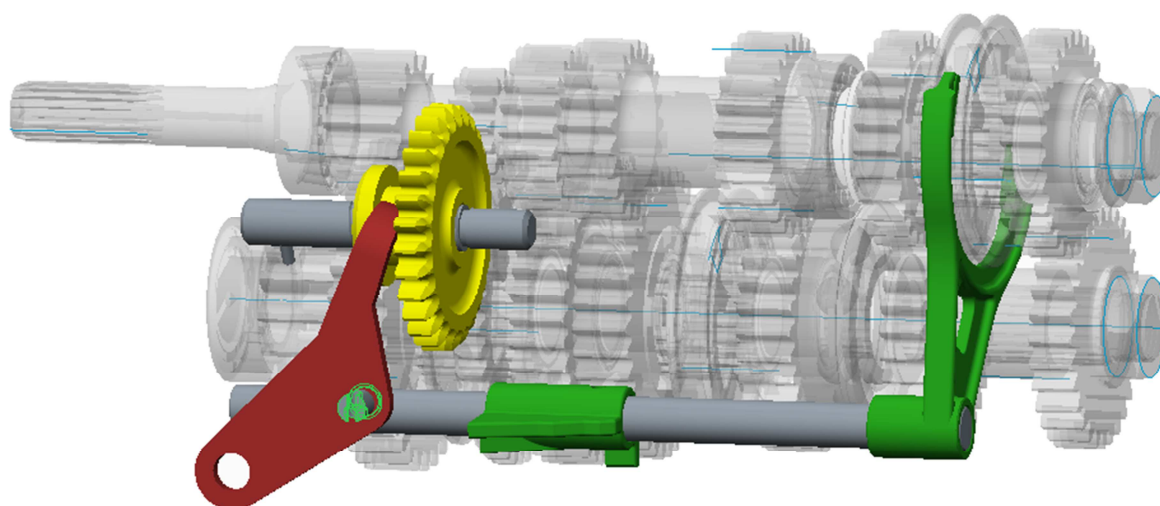


Obr. 56 Schéma součástí hnaného hřídele (bez přesuvníků)

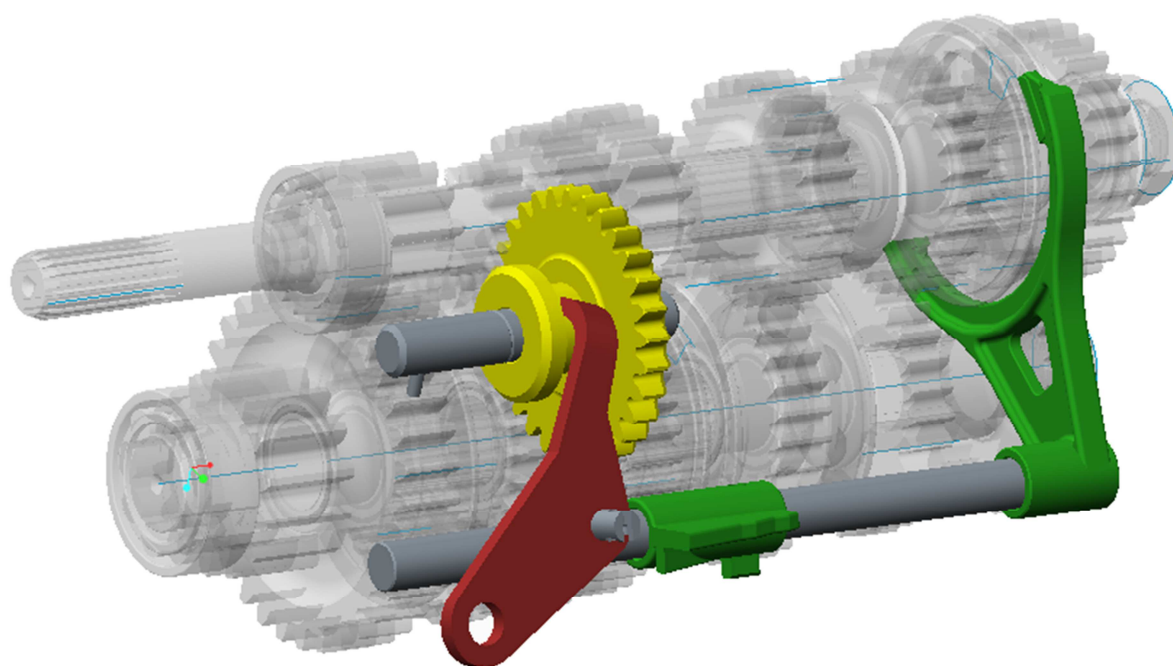


Obr. 57 Sestava hnaného hřídele

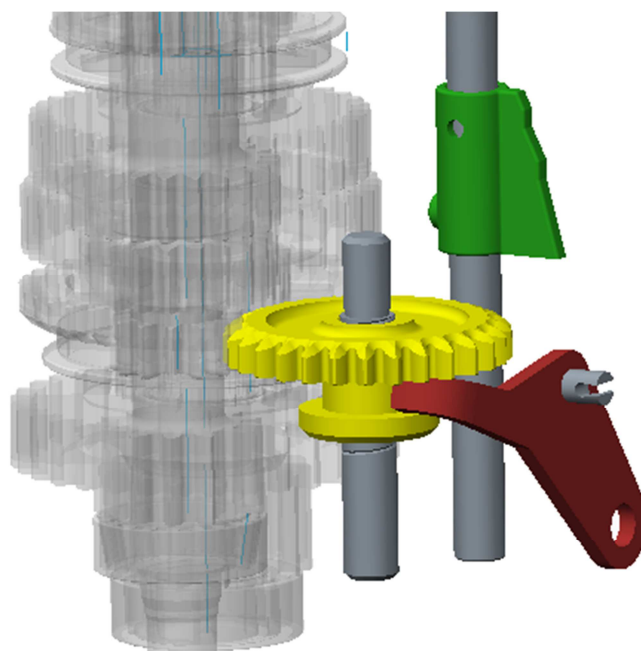
3.12.3 ŘADICÍ ÚSTROJÍ STUPNĚ 5, 6 A ZPĚTNÉHO CHODU



Obr. 58 Upravená část řadicího ústrojí (pohled 1)



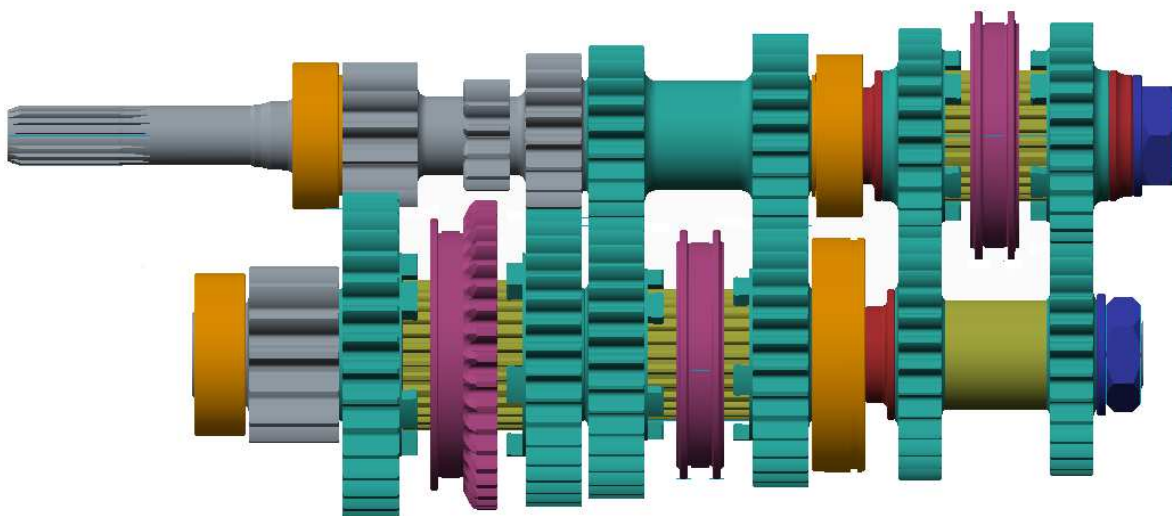
Obr. 59 Upravená část řadicího ústrojí (pohled 2)



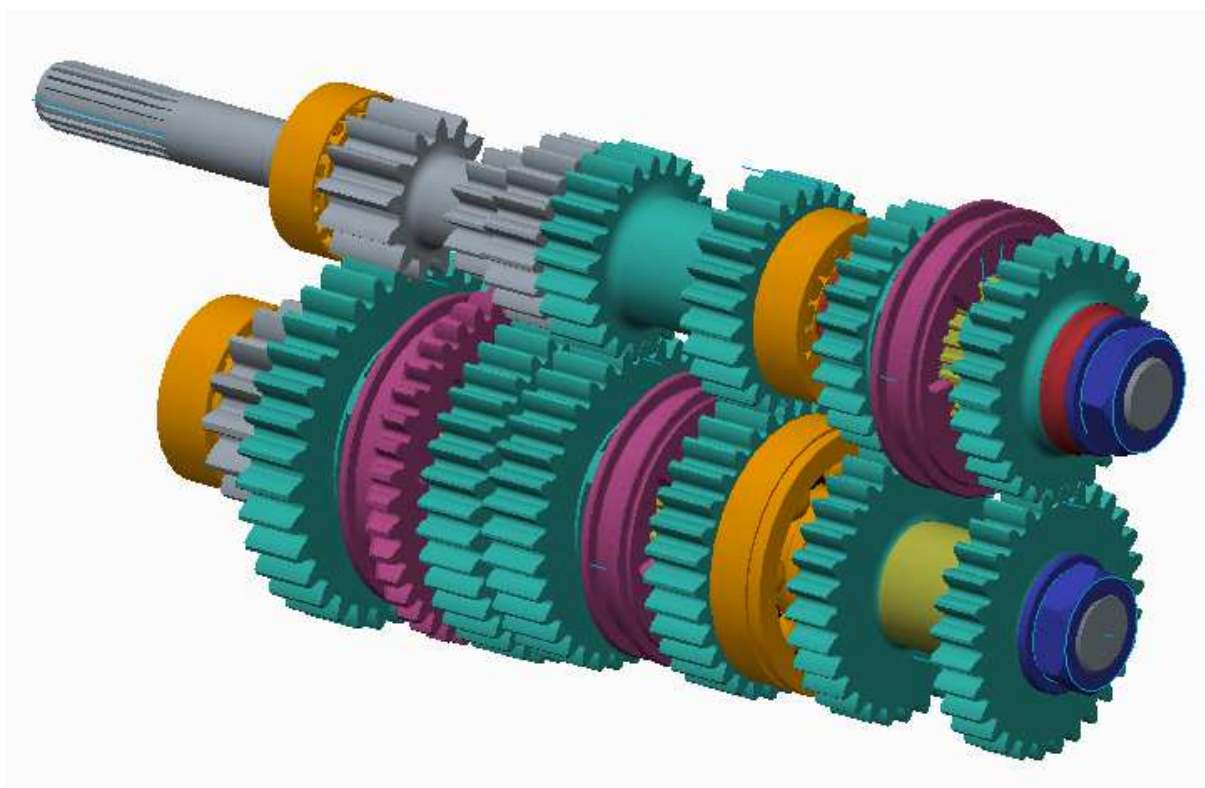
Obr. 60 Upravená část řadicího ústrojí (pohled 3)



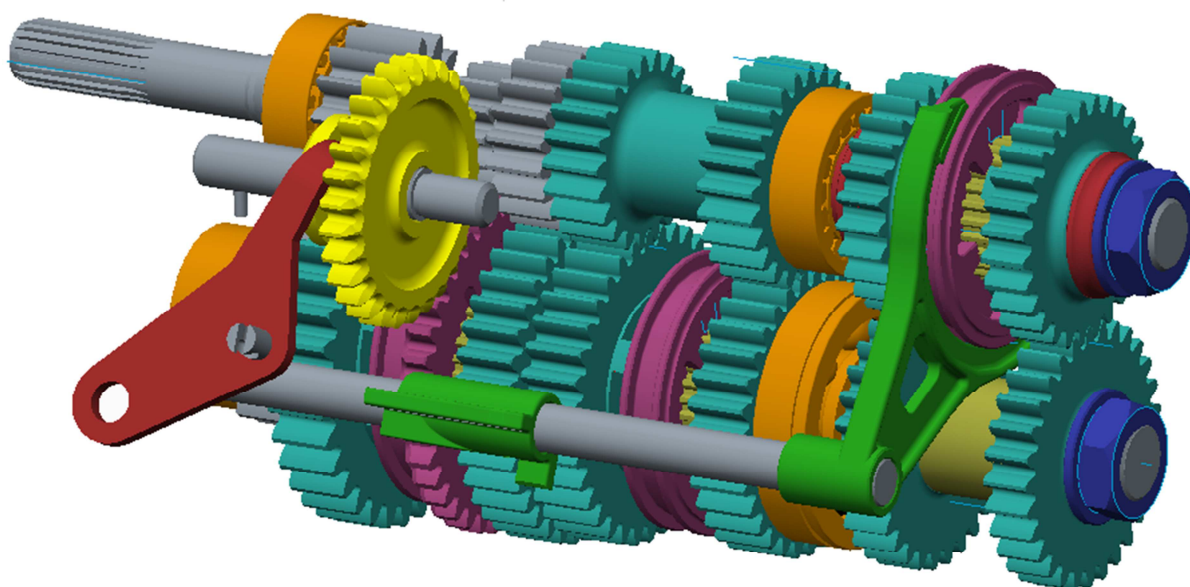
3.12.4 CELKOVÝ MODEL PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ



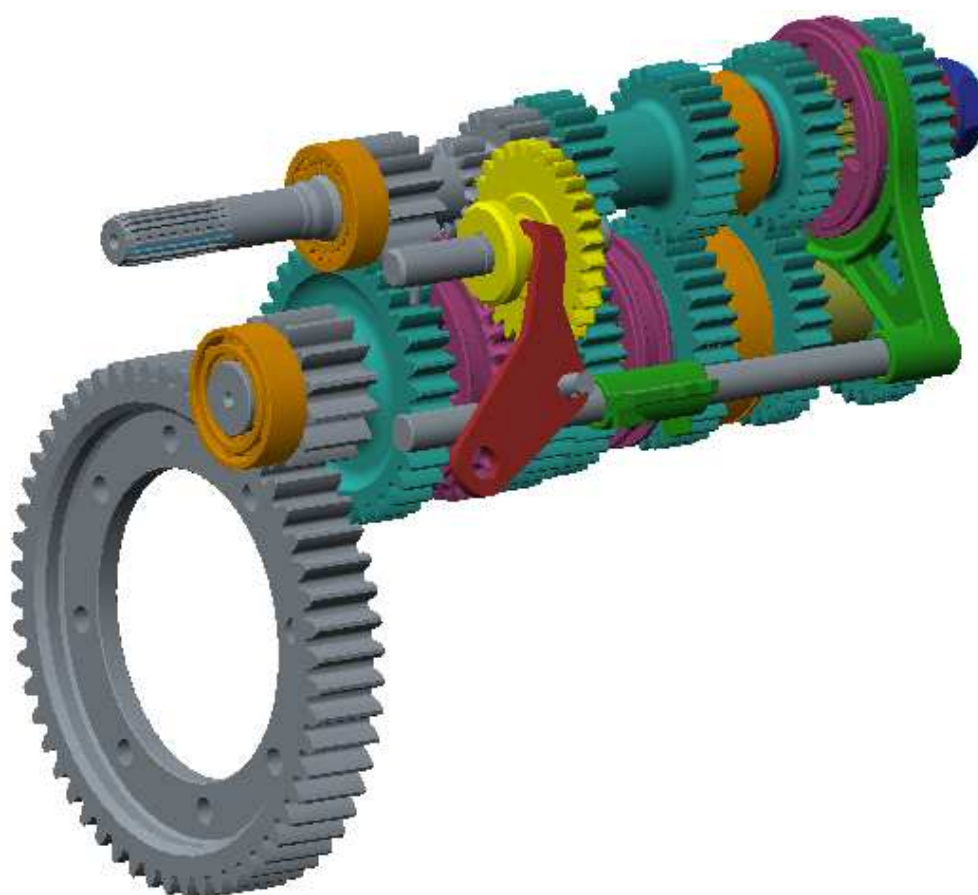
Obr. 61 Model převodového ústrojí: hnací a hnaný hřídel (pohled 1)



Obr. 62 Model převodového ústrojí: hnací a hnaný hřídel (pohled 2)



Obr. 63 Model převodového ústrojí: hnací a hnaný hřídel, upravená část řadicího ústrojí



Obr. 64 Model převodového ústrojí: hnací a hnaný hřídel, upravená část řadicího ústrojí, soukolí stálého převodu



ZÁVĚR

V diplomové práci byly navrženy úpravy automobilové převodovky pro zajištění její maximální efektivity při provozu v motoristických soutěžích. Byla sestavena metodika přestavby, obecně platná pro jakýkoliv typ běžně užívaných stupňových převodovek, přičemž byl kladen důraz na nutnost ponechání původní skříně.

Dalším krokem bylo ověření sestavené metodiky a navržených úprav na konkrétní automobilové převodovce. Za tímto účelem byla vybrána převodovka typu 10S z automobilu Škoda Felicia. Převodovka byla upravena pro použití při soutěžích typu rally.

Samotnému konstrukčnímu řešení předchází výpočet jízdních odporů vozidla, určení rozsahu a odstupňování jednotlivých rychlostních stupňů. Stanovení jejich hodnot závisí na řadě vnějších parametrů, které vycházejí z parametrů reálných soutěžních vozů, případně jsou voleny tabulkové hodnoty dle odborné literatury. Výpočet byl proveden v softwaru Matlab.

Při konstrukčním návrhu ozubených kol se projevilo omezení plynoucí z ponechání původní skříně. Pro dodržení osové vzdálenosti hřídelů je třeba některá soukolí korigovat. Omezená je i maximální šířka ozubených kol vzhledem k danému vnitřnímu prostoru a šířce řadicích zubových spojek. Z tohoto důvodu je nutné pro výrobu kol volit materiál s vysokou únosností v dotyku. I přesto by však na pastorcích nízkých převodových stupňů mohlo po delší době docházet ke kontaktní únavě a porušování zubů. Obecně se ale u převodovek soutěžních vozů nepředpokládá dlouhá životnost. Součástí některých ozubených kol jsou i zuby řadicích spojek, což jsou velice namáhané součásti zejména rázovým zatížením vznikajícím při řazení. Lze předpokládat, že právě zuby spojek budou nejvíce trpět opotřebením. Řadicí spojky jsou vlastní konstrukce, odpovídají typu hewland a jsou konstruovány pro použití původních řadicích tyčí a vidlic. Počet zubů každé spojky je pět, mrtvý úhel má hodnotu cca 50°. Převodovka byla rozšířena o šestý stupeň. Ten je řazen pohybem, kterým byl dříve řazen zpětný chod. Tomu odpovídají příslušné úpravy řadicího ústrojí, řazení zpětného chodu je realizováno pomocí lanka. Ložiska hřídelů zůstávají původní. Celková konstrukce převodového ústrojí je navržena pro snadnou opravitelnost a výměnu jednotlivých dílů bez použití speciálních montážních přípravků, což zajišťuje minimální odstávku převodovky v případě poruchy nebo pravidelné údržby. Důraz je kladen na celkovou minimalizaci třecích ztrát a rychlost řazení na úkor životnosti převodovky.

Všechny pevnostní výpočty nově vytvořených součástí byly provedeny v programu MathCad, model převodového ústrojí byl sestaven v programu PTC Creo. Do práce není zahrnuta případná úprava spojky nebo návrh přestavby diferenciálu, což vytváří jistou možnost pro budoucí navázání na tuto práci.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F., *Dynamika motorových vozidel*. Nakladatelství Vlk, Brno, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [2] PILÁRIK, M., PABST, J., *Automobily III*. INFORMATORIUM, Praha, 2000. ISBN 80-86073-65-3.
- [3] VLK, F., *Převody motorových vozidel*. Nakladatelství VLK, Brno, 2006. ISBN 80 239-6463-1.
- [4] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., *Automobily II., Převody*. AVID, Brno, 2001. ISBN 978-80-87143-12-4.
- [5] LECHNER, G., NAUNHEIMER, H., *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. SRINGER, Berlin, 1999. ISBN 3-540-65903-X.
- [6] STOKES, A., *Manual Gearbox Design*. SAE, 1992. ISBN 0-7506-0417-4.
- [7] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla.
- [8] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, Ch. R., BUDYNAS, R. G., *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Miloš VLK. VUTTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] Škoda Team [online]. [cit. 2016-2-27].
Dostupné z: <<http://www.skodateam.cz/>>
- [10] ČSN 01 4608. *Ozubená kola. Moduly*. Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, Praha, 1980.
- [11] ČSN 01 4686. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol, část 1-5*. Vydavatelství norem, Praha, 1989.
- [12] SŠPU Opava [online]. [cit. 2016-3-8].
Dostupné z: <http://www.strojka.opava.cz>
- [13] SPŠS Vsetín [online]. [cit. 2016-3-8].
Dostupné z: <http://www.spssvsetin.cz/>
- [14] M.L. Gear Designs [online]. [2016-3-9].
Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/korigovani-soukoli>
- [15] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., DVOŘÁČEK, J., *Základy konstruování*. Vyd. 6. Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2015. ISBN 978-80-7204-921-9.
- [16] Discover Hover [online]. [cit. 2016-3-12].
Dostupné z: <<http://www.discoverhover.org/infoinstructors/guide10.htm>>



- [17] ČERVENKA, F. *Bezsynchrónní převodovky motorových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Hejtmánek.
- [18] Bikepost [online]. [cit. 2016-3-18].
Dostupné z: <http://bikepost.ru/qa/post/5022/perekljuchenie-s-pervoj-na-vtoruju.html>
- [19] BRM P160E-10 Revival [online]. [cit. 2016-3-18]
Dostupné z: http://brmp160e10.blogspot.cz/2015_06_14_archive.html
- [20] Pelikan Parts [online]. [cit. 2016-3-25]
Dostupné z: <http://forums.pelicanparts.com/porsche-911-technical-forum/486577-shift-lever-extension-ala-john-walker.html>
- [21] ČSN 01 4950. *Evolventní drážkování*. Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, Praha, 1963.
- [22] ČSN 01 4952. *Drážková spojení evolventní s úhlem profilu 30°. Jmenovité průměry, moduly a počty zubů*. Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, Praha, 1981.
- [23] CEDRYCH, M. R., *Automobily Škoda Felicia a Octavia Kit Car*. Grada, Praha, 1998. ISBN 80-7169-634-X.
- [24] Skodovka-club [online]. [cit. 2016-4-2].
Dostupné z: http://www.skodovka.pl/viewpage.php?page_id=107
- [25] Škoda, automobilová a. s., *Dílenská příručka Felicia, Převodovka*. Czech Republic 1997.
- [26] ČSN EN ISO 7089 (021701), *Ploché kruhové podložky - Běžná řada - Výrobní třída A*. Český normalizační institut, Praha, 2001.
- [27] ČSN EN ISO 4032 (021401), *Šestihranné matice (typ 1) - Výrobní třídy A a B*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2014.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

μ_V	[1]	Součinitel přilnavosti pneumatiky
h_1	[mm]	Výška zubu hřídle
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
h_n	[mm]	Nosná výška drážkování
$F_{K\ max}$	[N]	Max. přenositelná hnací síla
$F_{m\ max}$	[N]	Max. tažná síla motoru
F_n	[N]	Výsledná síla
F_r	[N]	Radiální síla
$F_{t\ max}$	[N]	Maximální jednorázové zatížení
F_t	[N]	Tečná síla
G_K	[N]	Zatížení kola
G_k	[N]	Zatížení kola
J_{Ki}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti kol
J_m	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotujících částí motoru
J_p	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí
K_A	[1]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[1]	Součinitel přídavných zatížení
K_F	[1]	Provozní součinitel
$K_{F\alpha}$	[1]	Výpočtový součinitel
$K_{F\beta}$	[1]	Výpočtový součinitel
K_H	[1]	Součinitel přídavných zatížení
$K_{H\alpha}$	[1]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů na dotyk
$K_{H\beta}$	[1]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
K_P	[1]	Pomocný součinitel
K_Q	[1]	Pomocný součinitel
K_V	[1]	Součinitel rychlosti
K_d	[1]	Součinitel záběru zubů pro evolventní drážkování
M_1	[N.m]	Vstupní točivý moment
M_2	[N.m]	Výstupní točivý moment
M_k	[N.m]	Krouticí moment
M_o	[N.m]	Ohybový moment



M_r	[kg.m ²]	Setrvačný moment rotačních částí
M_{rk}	[kg.m ²]	Setrvačný moment pro zrychlení kol
M_{rm}	[kg.m ²]	Setrvačný moment pro zrychlení rotujících částí motoru
M_{rp}	[kg.m ²]	Setrvačný moment pro zrychlení rotujících částí převodového ústrojí
M_{tm}	[N.m]	Točivý moment motoru
$N_{f\ lim}$	[1]	Výpočtový součinitel
O_c	[N]	Celkový jízdní odpor
O_f	[N]	Odpor valivý
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_v	[N]	Odpor vzdušný
O_z	[N]	Odpor zrychlení
O_{zp}	[N]	Odpor zrychlení posuvných hmot
O_{zr}	[N]	Odpor zrychlení rotačních hmot
P_1	[kW]	Vstupní výkon
P_2	[kW]	Výstupní výkon
P_m	[kW]	Výkon motoru
R_e	[Pa]	Mez kluzu
R_i	[1]	Rozsah rychlostních stupňů
S_F	[1]	Bezpečnost proti únavovému lomu
S_{FS}	[1]	Statická bezpečnost v ohybu
S_H	[1]	Bezpečnost proti tvorbě pittingu
S_{HS}	[1]	Bezpečnost proti tvorbě pittingu při jednorázovém zatížení
S_{Hd}	[1]	Bezpečnost proti otlacení, drážkování
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozu
T_1	[N.m]	Točivý moment na pastorku
Y_{FS}	[1]	Součinitel tvaru a koncentrace napětí
Y_N	[1]	Součinitel životnosti pro ohyb
Y_X	[1]	Součinitel velikosti pro ohyb
Y_β	[1]	Součinitel sklonu zubu
Y_ε	[1]	Výpočtový součinitel
Y_Q	[1]	Součinitel vrubové citlivosti
Z_E	[1]	Součinitel mechanických vlastností materiálů
Z_H	[1]	Součinitel tvaru zubů



Z_L	[1]	Pomocný součinitel
Z_R	[1]	Pomocný součinitel
Z_V	[1]	Pomocný součinitel
Z_ε	[1]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
a_t	[mm]	Teoretická vzdálenost hřidelů
a_w	[mm]	Skutečná vzdálenost hřidelů
b_w	[mm]	Šířka ozubení na roztečné kružnici
b_{wF}/m_n	[1]	Poměrný součinitel
c_x	[1]	Součinitel vzdušného odporu
d_1	[mm]	Průměr rozteční kružnice pastorku
d_2	[mm]	Průměr rozteční kružnice kola
d_h	[m]	Min. průměr hřídele
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_b	[mm]	Průměr základní kružnice
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
d_{w1}	[mm]	Průměr valivé kružnice pastorku
d_{w2}	[mm]	Průměr valivé kružnice kola
f_F	[1]	Pomocný součinitel
f_k	[1]	Součinitel valivého odporu
i_0	[1]	Základná převod
i_1	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně 1
i_2	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně 2
i_3	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně 3
i_4	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně 4
i_5	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně 5
i_6	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně 6
$i_{c\ max}$	[1]	Max. celkový převod
$i_{c\ min}$	[1]	Min. celkový převod
i_n	[1]	Převodový poměr rychlostního stupně
i_r	[1]	Převodový poměr rozvodovky
i_{zp}	[1]	Převodový poměr zpětného rychlostního stupně
k_n	[1]	Návrhový součinitel bezpečnosti hřídele
l_{min}	[mm]	Min. délka drážkování



m_C	[kg]	Celková hmotnost vozu
m_K	[kg]	Hmotnost připadající na kolo
m_d	[1]	Modul drážkování
m_n	[1]	Návrhový modul
n_{max}	[min ⁻¹]	Otáčky při max. momentu
n_1	[min ⁻¹]	Vstupní otáčky
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	Max. otáčky motoru
n_m	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
p_b	[mm]	Základní rozteč
p_{dov}	[MPa]	Max. dovolený tlak
q_{1-2}	[1]	Poměr převodových stupňů 1 a 2
q_{2-3}	[1]	Poměr převodových stupňů 2 a 3
q_{3-4}	[1]	Poměr převodových stupňů 3 a 4
q_{4-5}	[1]	Poměr převodových stupňů 4 a 5
q_{5-6}	[1]	Poměr převodových stupňů 5 a 6
q_{max}	[1]	Max. poměr dvou po sobě jdoucích převodů
q_n	[1]	Poměr dvou po sobě jdoucích převodů
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
v_{max}	[m.s ⁻¹]	Max. rychlost
v_{min}	[m.s ⁻¹]	Min. rychlost
x_Σ	[1]	Součet jednotkových posunutí
z_1	[1]	Počet zubů pastorku
z_2	[1]	Počet zubů kola
z_d	[-]	Počet zubů drážkování
z_p	[1]	Skutečný mezní počet zubů
z_{rs}	[1]	Počet rychlostních stupňů
z_t	[1]	Teoretický mezní počet zubů
α_s	[°]	Úhel stoupání
α_w	[°]	Provozní úhel záběru
β_t	[1]	Vrubový součinitel pro krut
ε_α	[1]	Součinitel záběru
η_m	[1]	Mechanická účinnost



$\sigma_F \lim$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_F \max$	[MPa]	Max. místní ohybové napětí v patě zubu
σ_F	[MPa]	Výpočtové napětí v ohybu
σ_{F0}	[MPa]	Nominální ohybové napětí
σ_{FP}	[Pa]	Přípustné napětí v ohybu
σ_{FSt}	[1]	Statická pevnost v ohybu při max. zatížení
$\sigma_H \lim$	[MPa]	Mez únavy v dotyku
$\sigma_H \max$	[MPa]	Největší napětí v dotyku
σ_H	[MPa]	Výpočtové napětí v dotyku
σ_{H0}	[MPa]	Nominální napětí v dotyku
$\sigma_{HP \max}$	[MPa]	Dovolené napětí v dotyku při max. jednorázovém zatížení
Δy	[1]	Součinitel přisunutí
h	[mm]	Výška zubu
qH	[1]	Výpočtový součinitel
G	[N]	Tíha vozu
K	[1]	Velikost korekce ozubení
a	[m.s ⁻²]	Zrychlení vozu
b	[mm]	Šířka ozubení
c	[mm]	Hlavová vůle
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
l	[1]	Délka drážkování
m	[1]	Modul ozubení
p	[mm]	Rozteč
p	[MPa]	Tlak
s	[mm]	Tloušťka zubu
u	[1]	Převodové číslo
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost vozu
x	[1]	Jednotkové posunutí
y	[1]	Stupeň progresivity
α	[°]	Úhel záběru
β	[1]	Vrubový součinitel pro ohyb
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota vzduchu



ψ	[1]	Poměrný součinitel drážkového spoje
ϑ	[kg.m ²]	Součinitel vlivu rotačních částí