

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301R016 Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

PŘEVODOVKY SILNIČNÍCH VOZIDEL

Autor: **Petr Janošík**
Vedoucí práce: **Ing. Vladislav Kemka, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr JANOŠÍK**
Osobní číslo: **S14B0023P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Převodovky silničních vozidel**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte rešerši převodovek silničních vozidel se zaměřením na podrobnější popis nejnovějších vývojových trendů. Proveďte konstrukční návrh vybrané komponenty převodového ústrojí.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Historický vývoj převodovek
2. Požadavky na převodovky, rešerše současného stavu v konstrukci převodovek
3. Podrobný popis jednotlivých typů převodovek
4. Návrh vybrané komponenty převodového ústrojí
5. Zhodnocení, závěr

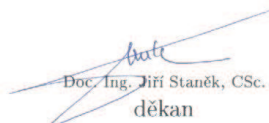
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

VLK, F. Převody motorových vozidel. Brno: VLK, 2006

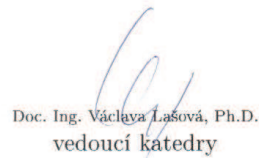
VLK, F. Stavba motorových vozidel. Brno: VLK, 2003

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Vladislav Kemka, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Vladislav Kemka, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojí Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Vladislavu Kemkovi, PhD. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

| | | | | |
|----------------------|--|---------------------------|---------------------------------|--|
| AUTOR | Příjmení Janošik | Jméno Petr | | |
| STUDIJNÍ OBOR | B2301- Dopravní a manipulační technika | | | |
| VEDOUCÍ PRÁCE | Příjmení Ing. Kemka, Ph.D. | Jméno Vladislav | | |
| PRACOVISŤE | ZČU - FST - KKS | | | |
| DRUH PRÁCE | DIPLOMOVÁ | BAKALÁŘSKÁ | Nehodící se škrtněte | |
| NÁZEV PRÁCE | Převodovky silničních vozidel | | | |

| | | | | | |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| FAKULTA | strojní | KATEDRA | KKS | ROK ODEVZD. | 2015 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

| | | | | | |
|---------------|----|---------------------|----|--------------------------|---|
| CELKEM | 65 | TEXTOVÁ ČÁST | 59 | GRAFICKÁ ČÁST | 6 |
|---------------|----|---------------------|----|--------------------------|---|

| | |
|--|---|
| STRUČNÝ POPIS (MAX. 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY | Bakalářská práce obsahuje rešerši převodovek silničních vozidel, a detailní popis jednotlivých typů. Dále se věnuje vytvořením konstrukčního návrhu synchronizační spojky a úpravy manuální pětistupňové převodovky ke zvolenému použití. V příloze práce je vybraná výkresová dokumentace. |
| KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE | převodovka, převodový stupeň, manuální převodovka, poloautomatická převodovka, samočinná převodovka, převodový poměr, synchronizační spojka |

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

| | | | |
|--------------------------|---|--------------------------|-----------------------------------|
| AUTHOR | Surname Janošik | Name Petr | |
| FIELD OF STUDY | B2301 - Transport Vehicles and handling machinery | | |
| SUPERVISOR | Surname Ing. Kemka, Ph.D. | Name Vladislav | |
| INSTITUTION | ZČU - FST - KKS | | |
| TYPE OF WORK | DIPLOMA | BACHELOR | Delete when not applicable |
| TITLE OF THE WORK | Gearboxes of the road vehicles | | |

| | | | | | |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|
| FACULTY | Mechanical Engineering | DEPARTMENT | Machine Design | SUBMITTED IN | 2015 |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|

NUMBER OF PAGES (A4 and eq A4)

| | | | | | |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|
| TOTALLY | 65 | TEXT PART | 59 | GRAPHICAL PART | 6 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|---|

| | |
|---|---|
| BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS | The Bachelor thesis contains a recherche of gearboxes of the road vehicles and detailed description of each type. For next the thesis deals with design of synchronous clutch and gear ratio's adjusting of five-speed manual transmission. The selected drawing are in the attachment. |
| KEY WORDS | gearbox, gear, manual transmission, semi-automatic transmission, automatic transmission, gear ratio, synchronous clutch |

PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|-----|------------------------------------|----------------------------------|
| CVT | Continuously Variable Transmission | Plynulá převodovka |
| CAN | Controller Area Network | Datová sběrnice |
| ABS | Anti-lock Braking System | Protiblokovací systém kol |
| ASR | Anti Slip Regulation | Protiprokluzový systém kol |
| ESP | Electronic Stability Program | Elektronický stabilizační systém |
| DSG | Direct Shift Gearbox | Dvouspojková převodovka |
| PDK | Porsche Doppelkupplung | Dvouspojková převodovka Porsche |

Poznámka: V seznamu nejsou uvedeny symboly a zkratky všeobecně známé nebo používané jen ojediněle s vysvětlením v textu.

Obsah

| | |
|---|----|
| PŘEHLED POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ | 8 |
| 1 ÚVOD | 10 |
| 2 Historie a vývoj převodovek silničních vozidel | 11 |
| 3 Základní požadavky na převodovky | 13 |
| 3.1 Definice převodového ústrojí silničních vozidel | 13 |
| 3.2 Hlavní účel převodovky | 13 |
| 3.3 Základní dělení převodovek | 13 |
| 3.3.1 Stupňové převodovky | 14 |
| 3.3.2 Plynulé převodovky | 14 |
| 4 Manuální stupňové převodovky | 15 |
| 4.1 Synchronizační systém | 19 |
| 5 Poloautomatické převodovky | 23 |
| 5.1 Polosamočinné převodovky | 23 |
| 5.2 Sekvenčně řazené převodovky | 24 |
| 5.2.1 Sekvenční převodovka SMG | 25 |
| 5.2.2 Easytronic, systém MTA | 26 |
| 5.2.3 Sekvenční převodovka AM 6 Citroën | 27 |
| 5.2.4 Sekvenční převodovka SensoDrive Citroën | 29 |
| 5.2.5 Sekvenční převodovka Euro Tronic | 31 |
| 6 Samočinné převodovky | 33 |
| 6.1 Planetové převodovky s hydrodynamickým měničem | 33 |
| 6.2 Převodovky s plynule měnitelným převodem CVT | 37 |
| 6.3 Dvouspojkové převodovky řazené pod zatížením, DSG, PDK | 41 |
| 7 Konstrukční návrh | 46 |
| 7.1 Převodové ústrojí automobilu Opel Astra F GSí | 46 |
| 7.2 Příklad návrhu rozměrů ozubených kol na pátém převodovém stupni | 50 |
| 7.3 Návrh synchronizační spojky na pátém převodovém stupni | 52 |
| 8 ZÁVĚR | 57 |
| 9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 58 |
| 10 SEZNAM OBRÁZKŮ | 60 |
| 11 SEZNAM TABULEK | 61 |
| 12 SEZNAM PŘÍLOH | 61 |

1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá popisem převodovek silničních vozidel, plynule přechází od jejich historického vývoje, a to od jejich počátku až do současnosti, popisuje jednotlivé konstrukce, ale i principy fungování. Dílčím cílem práce je vytvoření dvou konstrukčních návrhů, které se věnují za prvé, úpravě manuální pětistupňové převodovky, a to vzhledem k použití, kdy byla zvolena úprava, pro využití v automobilových závodech do vrchu. Cílem druhého návrhu je vytvoření návrhu konstrukce synchronizační spojky, jenž slouží k řazení pátého převodového stupně.

Na počátku bakalářské práce, jak již bylo zmíněno, nalezneme stručný přehled historického vývoje převodovek, až po současné typy. Následně práce definuje hlavní účel převodového ústrojí a jeho dělení na stupňové a plynulé převodovky. Práce popisuje hlavní skupiny převodovek, mezi které řadíme manuální, poloautomatické a samočinné, které jsou podrobně popsány v jednotlivých podkapitolách.

Další část práce je věnována konstrukčním návrhům. První konstrukční návrh se zabývá úpravou jednotlivých převodových poměrů uvnitř vybrané manuální pětistupňové převodovky. Úprava převodových poměrů je dosažena pomocí změny počtu zubů ozubených kol, za účelem tzv. zkrácení převodovky, které následně umožní dosahovat závodnímu vozu lepšího pružného zrychlení. Druhá konstrukční část je tvořena návrhem synchronizační spojky, a to též zmíněné převodovky. Návrh se skládá z navržených součástí, které jsou doplněny kontrolním výpočtem drážkování hřídele.

2 Historie a vývoj převodovek silničních vozidel

Od vzniku první automobilové převodovky uběhlo už více než sto let. V roce 1894 představila dvojice francouzských inženýrů Louis-Rene Panhard a Emile Levassor dvoustupňovou převodovku, bohužel mezi veřejností nesklidila mnoho obdivu, a tak o rok později přišli s novou třístupňovou variantou, jenž se dá považovat za první funkční manuální převodovku. Už o deset let později, tedy v roce 1904 vznikl první prototyp dvoustupňové automatické převodovky, který byl představen bratry Sturtevanovci z malé Bostonské firmy. Princip fungování byl čistě mechanický, na rozdíl od dnešních hydraulických systémů. Řazení ovládal setrvačnick a sada rotujících závaží, které vlivem odstředivé síly při zvyšujících se otáčkách zajistily přecházení na vyšší stupeň a při poklesu otáček zpět na nižší převod. Bohužel komerčního využití se tento vynález nedočkal, a to především z důvodu použitých tehdejších materiálů, které neumožňovaly snášet vznikající síly při provozu uvnitř převodovky. Významným krokem ve vývoji převodovek byl i první sériově vyráběný vůz Model T, jenž představil Henry Ford v roce 1908, u něhož použil planetovou převodovku. V jeho případě se jednalo o manuální řazení, oproti tomu v dnešní době tvoří planetová převodovka základ mnoha moderních automatických převodovek. Další etapou ve vývoji převodovek se stal rok 1928, kdy automobilka Cadillac přišla s inovací v podobě synchronizačních spojek, které zajišťovaly plynulejší řazení jednotlivých rychlostních stupňů, tím vznikla první synchronizovaná manuální převodovka v podobě jak ji známe dnes. V následujících letech, přesněji v květnu roku 1933 ve Spojených státech amerických představila automobilka Reo Motor Car Company poloautomatickou převodovku s označením Self-Shifter. Její základ tvořily celkem dvě sériově spojené převodovky, první z nich byla klasická manuální, a to se dvěma převodovými stupni a druhá automatická také se dvěma převody. S obdobnou konstrukcí přišel o čtyři roky později dnes již zaniklý Oldsmobil. Převodovka nesoucí název Automatic Safety Transmission, ve zkratce AST, byla také stále ovládána spojkovým pedálem, který sloužil už pouze ke změně jízdního režimu. Na výběr bylo mezi režimem Low (krátký) a High (dlouhý), což znamenalo, že v režimu Low převodovka řadila mezi prvním a druhým stupněm, oproti tomu v režimu High mezi třetím a čtvrtým.

Ve své době značka Oldsmobile nesla pověst velkého inovátora, a tak excelovala i v dalších letech, a to konkrétně v roce 1939, kdy byla představena zcela funkční, samočinná převodovka se čtyřmi rychlostmi vpřed a zpětným chodem. Samočinná převodovka Hydramatic, jak zněl její název, obsahovala sadu celkem tří hydraulicky ovládaných planetových soukolí, kdy pro přenos hnacího momentu mezi motorem a převodovkou sloužila hydrodynamická spojka. Hydrodynamická spojka točivý moment pouze přenáší, to je hlavním rozdílem od dnes používaného hydrodynamického měniče, který dokáže moment i zvětšovat. Hydrodynamický měnič byl v automatické převodovce poprvé použit až v roce 1948, a to firmou Buick v převodovce Dynaflo. Tento rok bývá někdy zároveň považován za dobu vzniku moderní automatické převodovky. Již zmíněný samočinný systém hydrodynamického měniče a planetového soukolí měl ohromný úspěch, a tak se podařilo do roku 1952 prodat celkem dva miliony automatických převodovek. První typy těchto převodových ústrojí měli zpočátku pouze dva převodové stupně vpřed a jeden zpět. Řazení probíhalo vcelku plynule, avšak automobily s těmito prvními automaty měly velice pomalé zrychlení, proto se postupem času navyšoval počet rychlostí. Příkladem může být automobilka Mercedes - Benz, kdy přibližně od 80. let montovali do vybraných modelů vozů čtyřstupňový automat 4G-Tronic, a už o deset let později představili automatickou převodovku 5G-Tronic s pěti převodovými stupni.

Další etapou ve vývoji převodovek byl rok 1989, kdy Ferrari představilo první poloautomatickou převodovku ve svém speciálu formule F1. V sériově vyráběném voze, se objevila až v roce 1998 v modelu Ferrari F355. [23]

Samostatnou kategorií převodových ústrojí tvoří také tzv. dvouspojkové, nebo jinak dvoutoké převodovky. S myšlenkou spojit dvě převodovky do jedné přišli konstruktéři už během 2. světové války. Dřívější technologie tuto konstrukci prozatím neumožňovaly, a tak se na scéně dvouspojkové převodovky objevily až v 80. letech, kdy se dostaly do okruhových závodů ve vozech Porsche. V sériově vyráběném voze se poprvé objevily až v roce 2003, kdy je použila automobilka Volkswagen ve sportovně laděném modelu Golf R32. [13]

3 Základní požadavky na převodovky

3.1 Definice převodového ústrojí silničních vozidel

Význam samotného převodového ústrojí je shrnut v definici, jež uvádí Vlk: „*Převodovky slouží ke změně (zpravidla zvětšování) přenášeného točivého momentu a jeho dlouhodobému přerušení („neutrál“) i ke změně jeho smyslu (zpětný chod – couvání). Dosahuje se toho převody, tj. ústrojím, které stupňovitě nebo plynule umožňuje změnu rychlostního poměru.*“ [Vlk F. Převody motorových vozidel str. 79]

3.2 Hlavní účel převodovky

Jeden z hlavních důvodů použití automobilové převodovky je výkonová a momentová charakteristika spalovacího motoru, ze které vyplývá rozsah ideálních otáček, při kterých má motor dostatečný výkon, který je potřebný k pohybu vozidla, dalším faktorem je i snížení spotřeby paliva. Nýbrž v praxi je požadavek dosáhnout vyššího rychlostního rozsahu vozidla, než by bylo v případě použití pouze jednoho stálého převodu, tudíž je nutno změnit převod mezi motorem a hnacími koly tak, aby při různých rychlostech a režimech jízdy byly udrženy ideální otáčky motoru. Režimy jízdy se rozumí především jízda po rovině nebo do stoupání, ale i klesání. V případě jízdy po rovině motor překonává kromě ztrát v převodovém ústrojí i odpor vzduchu a odpor valení, proto není potřeba plného výkonu a otáčky motoru mohou být nižší, jen tak aby tyto odpory překonával bez větších problémů. Dalším režimem je jízda do kopce, kdy kromě výše uvedených odporů musí motor navíc překonávat vlastní tíhu vozidla a nákladu, která působí proti směru pohybu vozidla. Při stálém převodu by otáčky motoru klesaly, tudíž i rychlost vozidla, jelikož výkon motoru klesá v závislosti na snižujících se otáčkách. Díky převodovce je možnost zařadit nižší rychlostní stupeň, následně se zvýší otáčky, a tím i výkon motoru, který je potřebný k překonání těchto odporů. Převodovku lze efektivně využít i při jízdě z kopce, kdy pomáhá k přibrzdování vozidla zařazením nižšího převodového stupně, kdy samotné brzdění způsobuje kompresní tlak ve spalovacím prostoru motoru.

3.3 Základní dělení převodovek

Převodovky silničních vozidel můžeme rozdělit podle několika aspektů. V prvním případě podle druhů samotných převodů, tedy způsobu, kterým je měněn točivý moment uvnitř převodovky. Jedná se o převodovky s ozubenými čelními koly, planetové, kapalínové, elektrické a třecí.

Dalším způsobem jak rozčlenit jednotlivé typy, je jejich způsob změny převodového poměru, rozlišují se tedy buď stupňové, nebo plynulé převodovky.

Nakonec lze samotné převodovky rozdělit i podle způsobu změny jednotlivých převodových stupňů, konkrétně s přímým, nepřímým nebo automatickým řazením. U přímého řazení je samotná volba převodu realizována přímo řidičem, pouze přes jednoduchý pákový, nebo lankový mechanismus. Dalším typem jsou nepřímě řazené převodovky, kde řazení probíhá za pomoci hydraulického, elektromagnetického, pneumatického a elektropneumatického zařízení. V poslední řadě je plně automatické řazení, kdy řídicí jednotka převodovky sama v závislosti na rychlosti vozidla a jízdních odporů vyhodnotí, jaký převodový stupeň zařadí, ovšem s možností zásahu řidiče (například, aby při jízdě z kopce měl řidič možnost pořadit a tím přibrzďovat motorem). [21]

3.3.1 Stupňové převodovky

Dnešní stupňové převodovky jsou nejčastěji osazeny koly s čelním ozubením nebo ozubenými planetovými koly. Samotné převodové stupně se řadí ručně nebo pomocí hydraulických, pneumatických či elektrických mechanismů, ale i jejich různými kombinacemi. Při řazení jednotlivých převodů je nutné vypnout spojku, čím se ovšem na okamžik přeruší přenos točivého momentu na hnací kola, nejvíce se tato nevýhoda projevuje ve stoupání, zejména v oblasti použití u nákladních automobilů. Dnes tento fakt s částí eliminují například dvou-spojkové (dvoutoké) převodovky, jenž umožňují řazení pod zatížením a samotné přeřazení trvá zlomek sekundy.

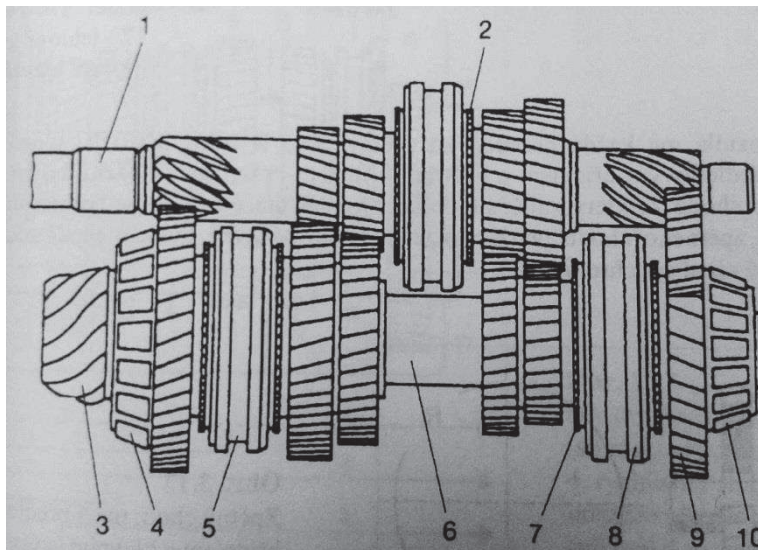
3.3.2 Plynulé převodovky

Na rozdíl od stupňových převodovek, umožňují plynulou změnu točivého momentu. Z největší části se používají samočinné převodovky osazeny hydrodynamickým měničem a lamelovými spojkami, jenž umožňují řazení bez přerušení točivého momentu. Samotné řazení tedy téměř odpadá a volí se jen režim jízdy. Dalším představitelem v této oblasti plynulých převodovek, jsou dnes systémy s označením CVT, jejich princip fungování je podrobně popsán v kapitole 6.2. [21]

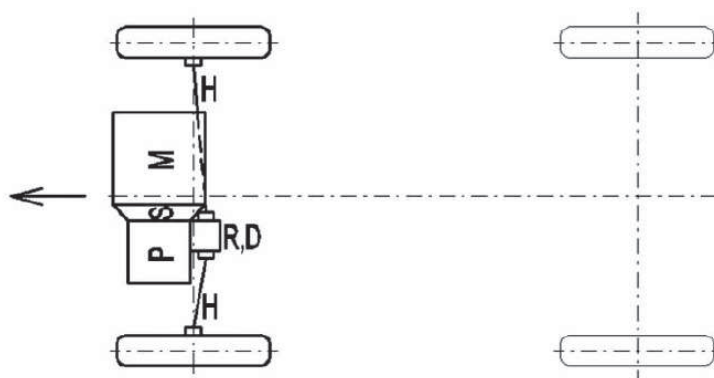
4 Manuální stupňové převodovky

U manuálně řazených převodovek se v dnešní době nejčastěji využívá tříhřídelová koncepce, jinak nazývaná koaxiální (souosá) nebo dvouhřídelová tzv. deaxiální (nesouosá).

Dvouhřídelové uspořádání (obr. č. 1) je použito zejména u vozů s motorem umístěným společně s hnací nápravou (bloková konstrukce), nejčastěji například u pohonu přední nápravy (obr. č. 2), kdy je motor uložen napříč.



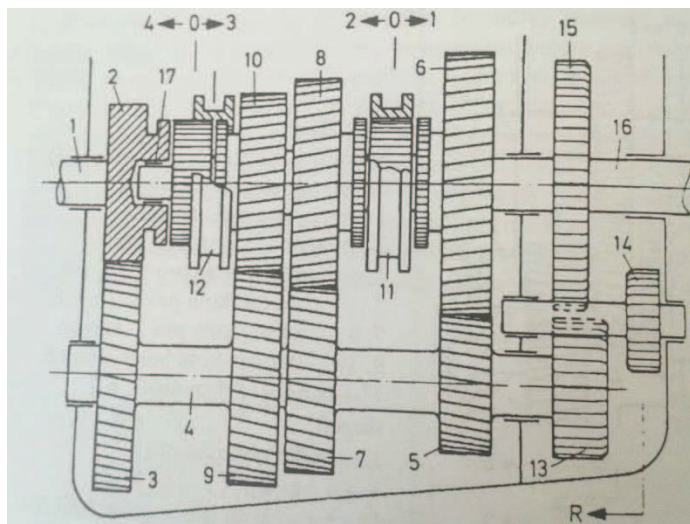
Obrázek 1 Dvouhřídelová 5-ti stupňová převodovka: 1 - hnací hřídel, 2 - řadící objímka pro 3. a 4. stupeň, 3 - pastorek, 4 - kuželíkové kolo, 5 - řadící objímka pro 1. a 2. stupeň, 6 - hnaný hřídel, 7 - ozubení pro řazení, 8 - řadící objímka pro 5. stupeň a zpětný chod, 9 - ozubené kolo pro zpětný chod, 10 - kuželíkové ložisko [21]



Obrázek 2 Uspořádání hnacího ústrojí předního náhonu: M - motor, S - spojka, P - převodovka, R - rozvodovka, D - diferenciál, H - hnací hřídele (poloosy) [22]

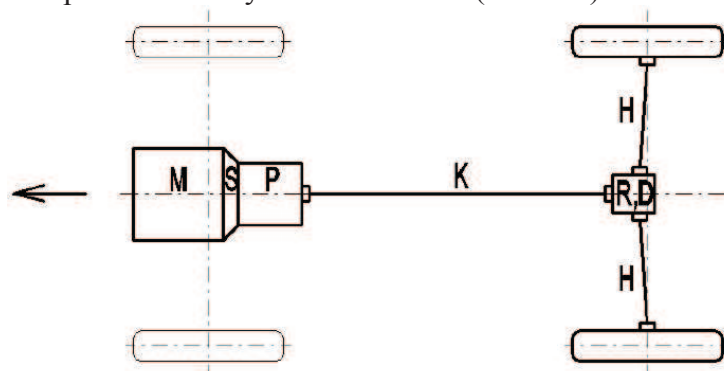
Točivý moment je u dvouhřídelové převodovky přenášen vždy jen jedním párem ozubených kol, kromě zpětného převodu, přímý záběr zde není možný. Výsledná účinnost takové převodovky je velmi dobrá.

U tříhřídelové převodovky (obr. č. 3) je vložen tzv. předlokový hřídel, kdy točivý moment je přenášen přes malé ozubené kolo, které je zároveň ve stálém záběru spolu s největším kolem na předlohovém hřídeli.



Obrázek 3 Schéma tříhřídelové čtyřstupňové převodovky: 1 – hnací (vstupní) hřídel s poháněným ozubeným kolem 2; 3 – hnací kolo předlohového hřídele 4; 5 a 6 – ozubená kola pro 1. převodový stupeň; 7 a 8 – ozubená kola pro 2. stupeň; 9 a 10 – ozubená kola pro 3. stupeň; 11 – řadící objímka pro 1. a 2. stupeň; 12 – řadící objímka pro 3. a 4. stupeň; 13 – hnací kolo pro zpětný chod; 14 – posuvné kolo zpětného chodu; 15 – pevné kolo zpětného chodu; 16 – hlavní (výstupní) hřídel; 17 – jehlové ložisko k uložení hlavního hřídele [21]

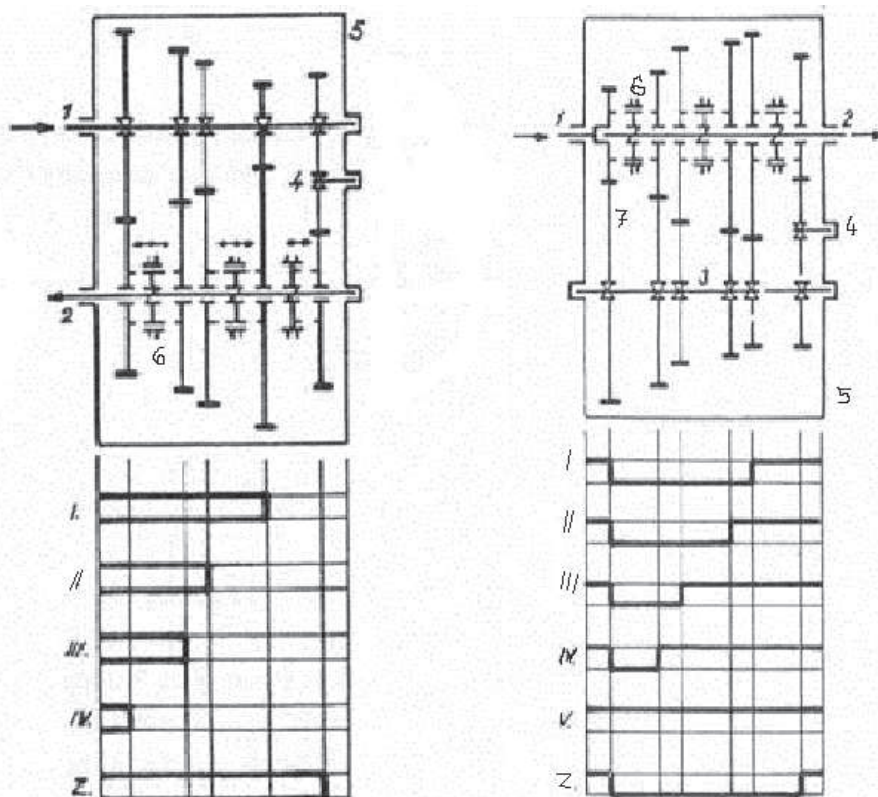
Výjimkou je přímý záběr, tedy stav, kdy je zařazen nejvyšší rychlostní stupeň a převodovka pracuje bez ozubených kol, při všech ostatních převodových stupních přenáší točivý moment vždy dva páry ozubených kol. Při přímém záběru je točivý moment od motoru vstupující do převodovky spojen skrz zubovou spojku na souosý (koaxiální) výstupní hřídel, předlohová hřídel se sice stále otáčí, nýbrž nepřenáší žádný moment (obr. č. 3, přímý záběr je dosažen zařazením 4. převodového stupně). Počet ozubených kol na předlohovém hřídeli je roven počtu jednotlivých převodových stupňů, včetně zpětného, každé z těchto kol je ve stálém kontaktu s příslušným ozubeným kolem umístěným na výstupní hřídeli. Tento typ převodovky se používá především u klasické koncepce pohonu silničního vozidla, kde je motor, převodovka a poháněná náprava umístěny v řadě za sebou (obr. č. 4).



Obrázek 4 Klasická koncepce – motor vpředu, pohon zadních kol: M - motor, S - spojka, P - převodovka, R - rozvodovka, D - diferenciál, K - podélná hřídel, H - hnací hřídele (poloosy) [22]

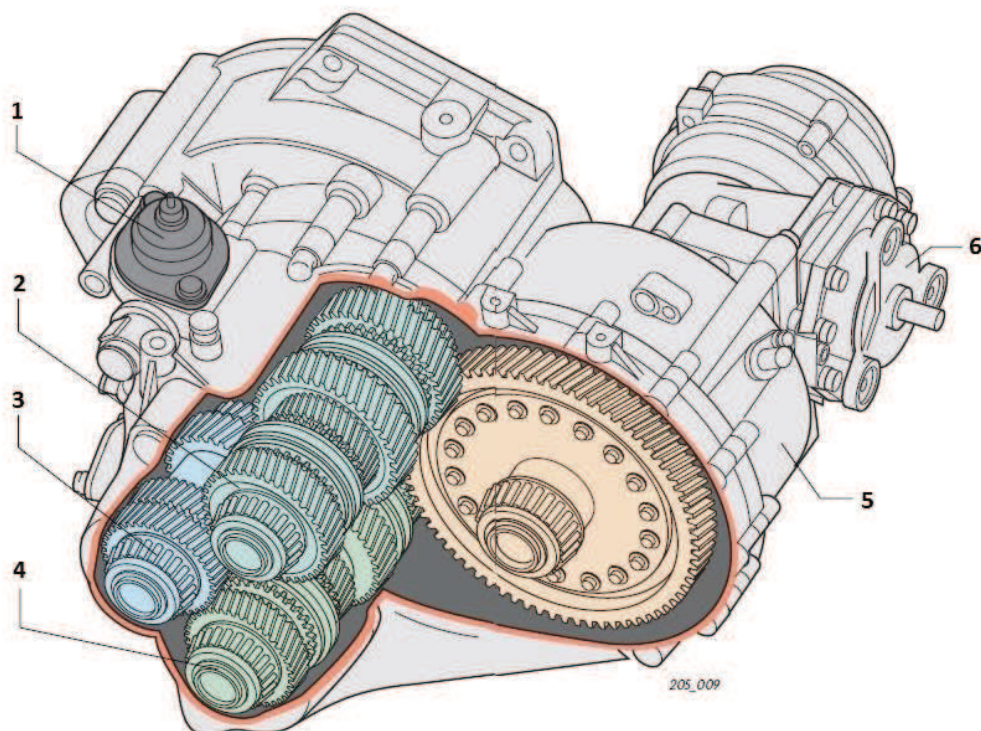
Jak již bylo zmíněno výše, dvouhřídelová převodovka postrádá přímý záběr. Ze schématu (obr. č. 5) je patrné, že převodový poměr nejvyššího převodového stupně je vždy menší než jedna, tento převod nazýváme jako rychloběh. U osobních automobilů se dvouhřídelové převodovky nejčastěji objevují s 5 nebo 6 rychlostními stupni a zpětným chodem (zpátečkou). Zpětný chod je dosažen pomocí vložené hřídele osazené ozubeným kolem, který mění smysl otáčení hlavní (výstupní) hřídele. U tříhřídelové koncepce je vložená hřídel mezi hlavní a předlohovou hřídelí a u dvouhřídelové koncepce mezi vstupní a výstupní hřídelí. Starší typy převodovek používaly ještě jednoduché posuvné kolo, ale u dnešních moderních silničních

vozidel je zpětný chod řazen podobně, jako převody dopředu, přičemž je v některých případech i zpáteční chod synchronizován. Schématické rozložení a momentový tok u dvou a tříhřídelové převodovky je znázorněn na obr. č. 5. [21]



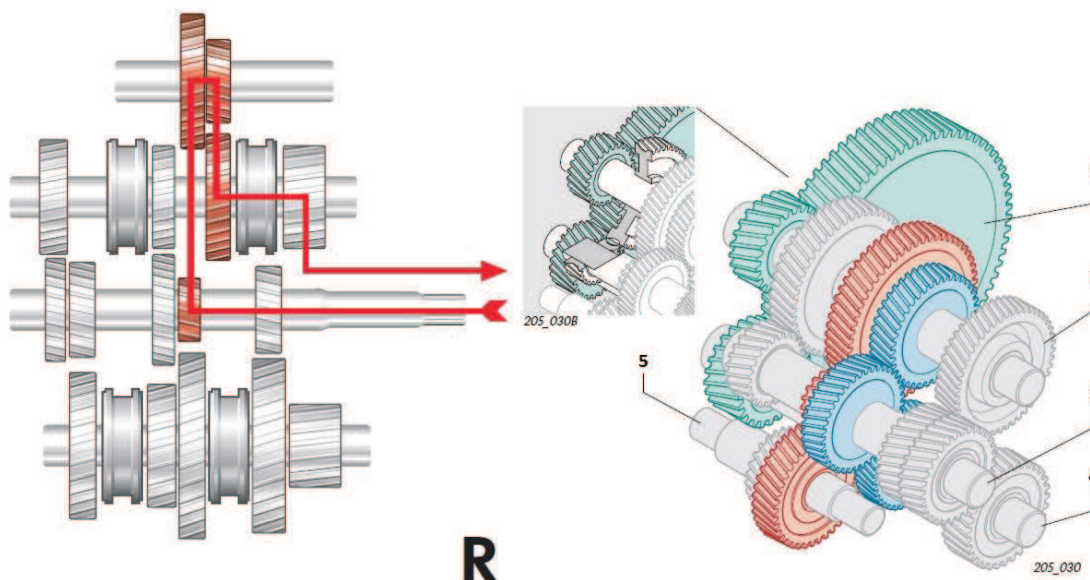
Obrázek 5 Schéma dvouhřídelové převodovky (vlevo) a tříhřídelové převodovky (vpravo): 1 - hnací hřídel, 2 - hnací hřídel, 3 - předlokový hřídel, 4 - vložený hřídel zpětného chodu, 5 - skříň převodovky, 6 - zubová spojka řazení, 7 - soukolí stálého převodu [21]

Jako dalším řešením manuální stupňové převodovky je zapotřebí zmínit převodovku uvedenou koncernem VW s označením 02M. Jedná se o velmi rozměrově kompaktní šestistupňovou manuálně řazenou převodovku, jenž je uložena společně s motorem napříč vozidla, a to buď pro pohon pouze předních kol, nebo i pro pohon všech kol, kdy po přidání rozvodové převodovky je dosaženo přenosu hnací síly i na zadní nápravu automobilu, například jak je tomu u vozu Škoda Octavia 4x4 první generace. Kompaktních rozměrů bylo dosaženo pomocí tříhřídelové koncepce, ovšem ne stejně jako v předchozích případech, ale jedná se o použití jedné vstupní hřídele a dvou výstupních hřídelí, viz obr. č. 6. Důvod tohoto řešení je zřejmý, a to omezený prostor pro montáž při uložení motoru napříč, který je určen samotnou šířkou vozu, kdy sám motor zabere podstatnou část motorového prostoru, a tudíž pro uložení převodové skříně zbývá už jen málo volného prostoru.



Obrázek 6 Šestistupňová převodovka 02M: 1 - řadící tyč, 2 - výstupní hřídel A, 3 - vstupní hřídel, 4 - výstupní hřídel B, 5 - pouzdro převodovky, 6 - rozvodovka (pouze pro pohon 4x4) [24]

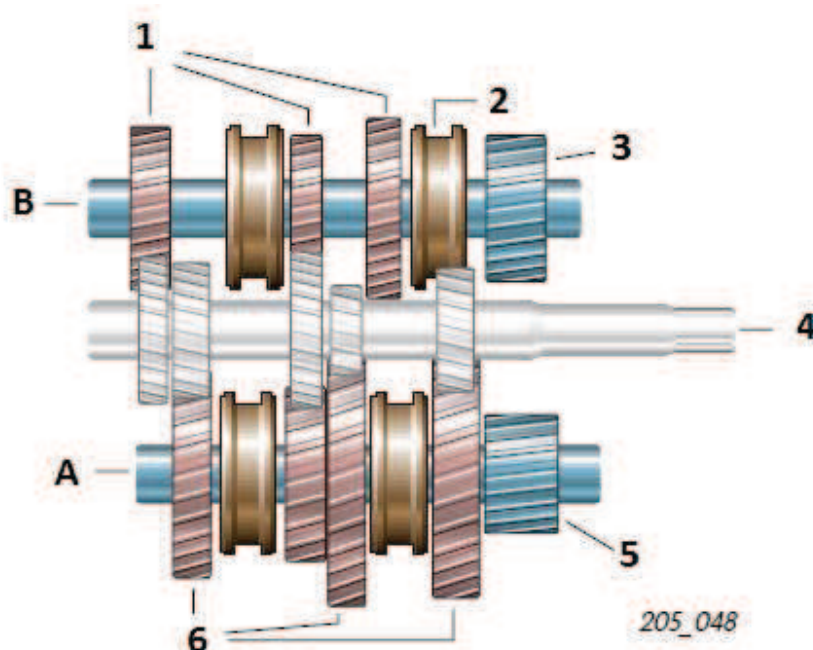
Výstupní hřídele jsou ve stálém záběru s ozubeným kolem diferenciálu a jednotlivá ozubená kola na výstupních hřídelích jsou uspořádána následujícím způsobem. První až čtvrtý rychlostní stupeň se nachází na hřídeli A (pozice 2), pátý a šestý stupeň a zpětný chod je umístěn na hřídeli B (pozice 4). Zpětného chodu je dosaženo vloženým hřídelem s dvojicí ozubených kol (obr. č. 7).



Obrázek 7 Převodovka 02M: vlevo - zpětný chod, vpravo: 1 - diferenciálové kolo, 2 - výstupní hřídel A, 3 - vstupní hřídel, 4 - výstupní hřídel B, 5 - vložený hřídel zpětného chodu [24]

Volba jednotlivých převodů je tedy realizována pouze na výstupních hřídelích, nikoliv na hřídelích vstupních, jako bylo například u dvouhřídelové koncepce. Ozubená kola na vstupní hřídeli jsou tedy pevně uchycena (obr. č. 8). Zařazení rychlostního stupně je opět rea-

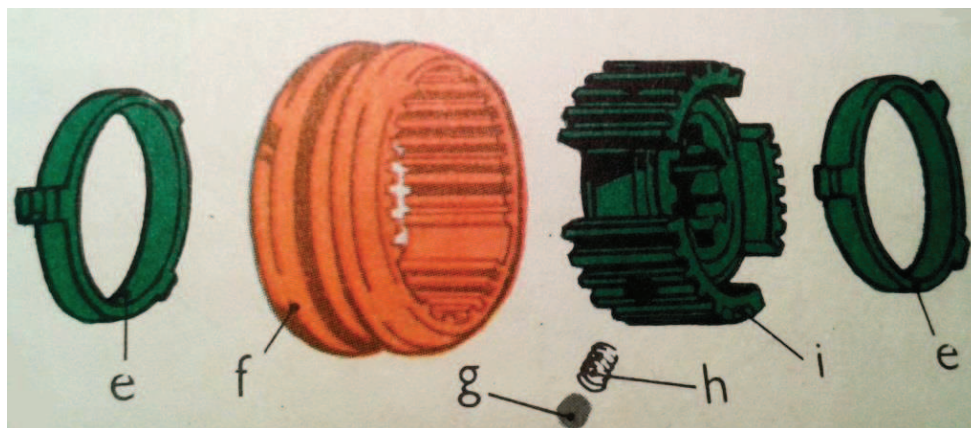
lizováno pomocí synchronizačních spojek (viz kapitola 4.1 Synchronizační systém), které potřebné ozubené kolo, jenž se ještě do okamžiku zařazení volně otáčí na výstupním hřídeli, pevně spojí s výstupní hřídelí, a tím dojde k přenosu točivého momentu přes zvolená převodová kola. [24]



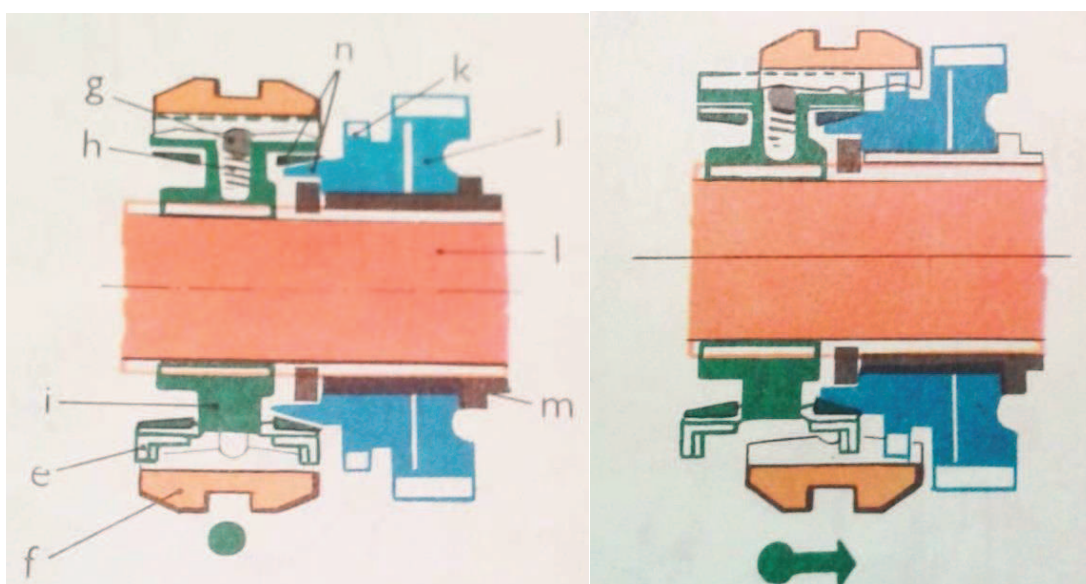
Obrázek 8 Konstrukce výstupních hřídelí A a B: 1 - ozubená kola 5. 6. a zpětného chodu, 2 - synchronizační spojka, 3 a 5 - pevně spojená ozubená kola přenášející točivý moment na diferenciálové kolo, 4 vstupní hřídel, 6 - ozubená kola 1. 2. 3. 4. rychlostního stupně. [24]

4.1 Synchronizační systém

Volba jednotlivých převodů je založena na principu zapínání jednotlivých dvojic ozubených kol do záběru, pomocí tzv. synchronizačních spojek (řadících spojek, např. na obr. č. 9). Synchronizační spojky tvoří tři základní části (obr. č. 9), jádro (i), objímky (f) a třecí (synchronizační) kroužky (e), dále přitlačné pružiny (h) a aretační kuličky (g). Hlavním úkolem této spojky je vyrovnání obvodových rychlostí částí, které se mají spojit do záběru, tedy ozubeného kola (j), které je volně otočně uloženo a společně s hnaným nebo hnacím hřídelem (l). Jádro je uloženo na hnané nebo hnací hřídeli, a to pomocí vnitřního drážkování. Vnější část jádra je opatřena na svém povrchu drážkováním určeného pro objímku. V jádru je navíc válcová díra pro uložení aretační kuličky s pružinou, která jistí objímku ve střední poloze. Při řazení synchronizační kroužek (e) přichází do styku s ozubeným kolem opatřeným kuželovou plochou (n) a postupně se roztáčí na stejně otáčky, poté je možno vnější objímku přesunout na vnější drážkování ozubeného kola, a tím dojde k faktickému zařazení (obr. č. 10 vpravo) a uvedení požadované dvojice kol do záběru a přenosu točivého momentu. Stav volné polohy a zařazeného převodového stupně je znázorněno na obr. č. 10.



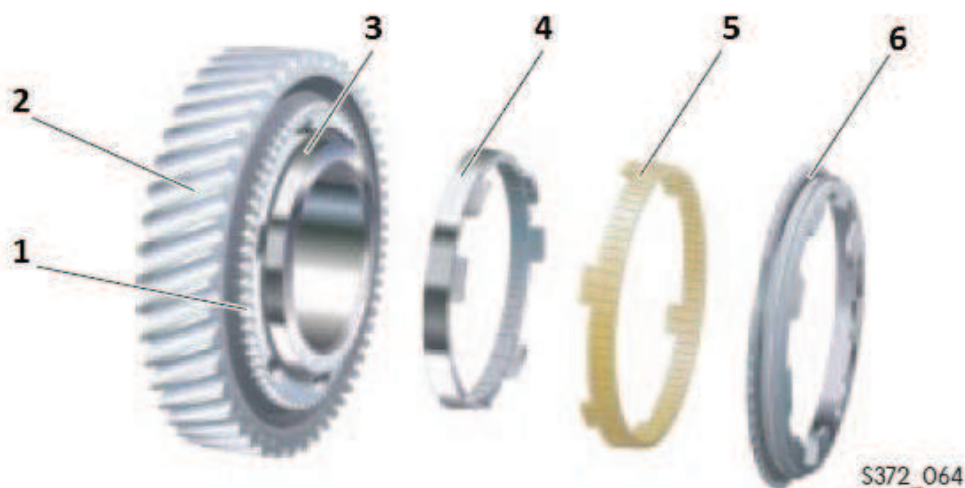
Obrázek 9 Základní části synchronizační spojky: e – synchronizační kroužek, f – objímka s vnitřním drážkováním, g – aretační kulička, h – přitlačná pružina, i – jádro s vnitřním a vnějším drážkováním [12]



Obrázek 10 Synchronizační spojka s pružně omezenou přitlačnou silou: vlevo - volná poloha, vpravo - zařazení převodového stupně, e – synchronizační kroužek, f – objímka s vnitřním drážkováním, g – aretační kulička, h – přitlačná pružina, i – jádro s vnitřním a vnějším drážkováním, j – ozubené kolo, k – drážkový kotouč ozubeného kola, l – hnací nebo hnaný hřídel, m – pouzdro ozubeného kola, n – kuželové plochy synchronizačního kroužku a ozubeného kola [12]

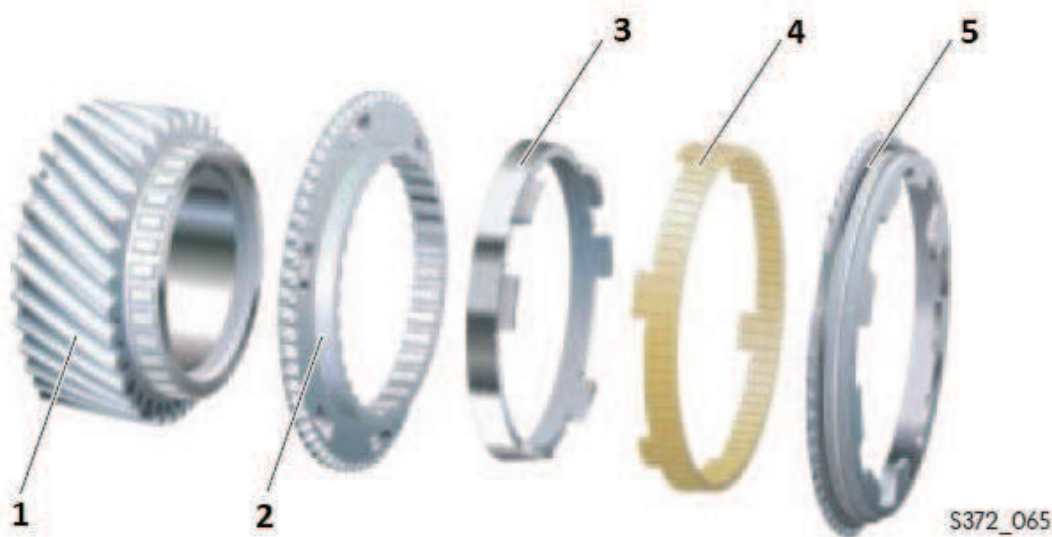
U deaxiální převodovky se takto děje jak na hnací i hnaném hřídeli nebo i na obou hřídelích (obr. č.1). Zde byl popsán jeden ze základních principů jednostupňové synchronizace, ovšem v dnešní době je mnoho dalších řešení a variant, ale principiálně se jedná o stejný systém. Jako konkrétní příklad jsou uvedeny synchronizační spojky použité v převodovce Shiftmatic s kódovým označením 0B81 od koncernu VW, kde se nachází jednostupňová až třístupňová synchronizace. Stupeň synchronizace jednotlivých převodů je zvolen podle velikosti rozdílných rychlostí samotných ozubených kol a hřídelí, které mají být synchronizovány a následně spojeny, tak aby se točivý moment motoru přenášel přes zvolený rychlostní stupeň.

Třístupňová synchronizace (obr. č. 11) je tedy použita u prvního a druhého převodového stupně, kde dochází k největším rozdílům otáček ozubeného kola a hřídele. Ke vzájemnému tření tedy dochází nejprve mezi plochou třetího kužele na synchronizovaném kole a vnitřního kroužku, poté mezi vnitřním kroužkem a mezikroužkem a následně mezi synchronizačním kroužkem a mezikroužkem. Tudíž vzniknou tři třecí plochy a odtud je odvozen název třístupňová synchronizace.



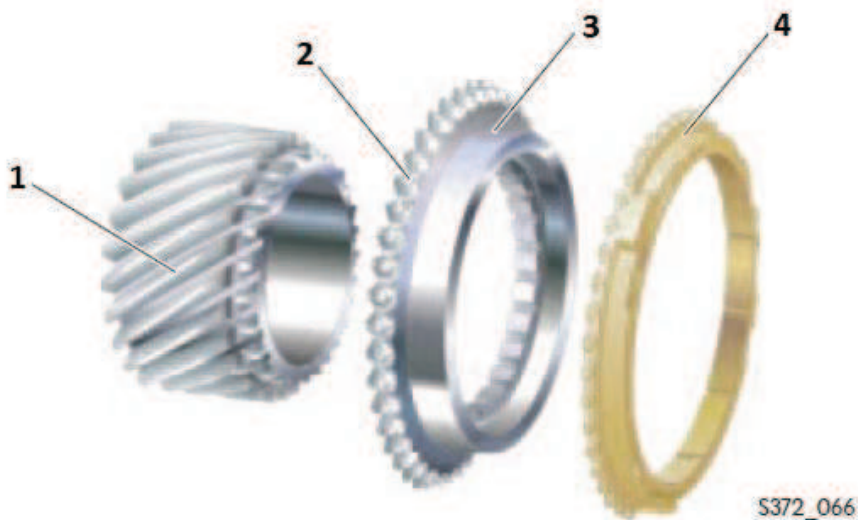
Obrázek 11 Třístupňová synchronizace: 1 - synchronizované drážkování, 2 - synchronizované ozubené kolo, 3 - třecí kuželová plocha, 4 - vnitřní kroužek, 5 - mezikroužek, 6 - synchronizační kroužek [24]

Dvoustupňové synchronizace je u této převodovky Shiftmatic 0B81 využito u třetího a čtvrtého převodového stupně a navíc obsahuje speciální prvek a to synchronizační náboj s drážkováním, který může být volně oddělitelný od synchronizovaného ozubeného kola. Třecí plochy zde vznikají dvě a to mezi vnitřním kroužkem a mezikroužkem, a stejně tak i mezi synchronizačním kroužkem a mezikroužkem.



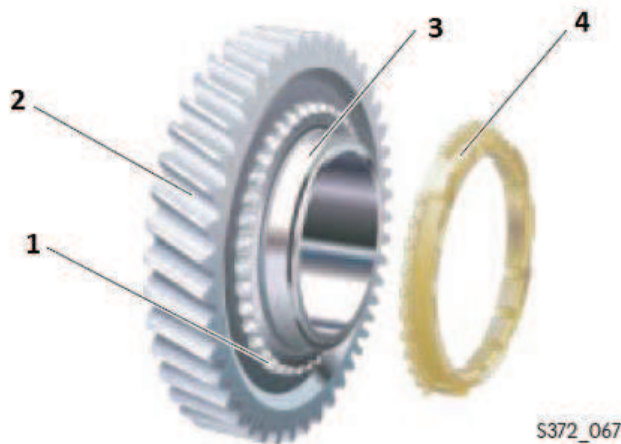
Obrázek 12 Dvoustupňová synchronizace: 1 – synchronizované ozubené kolo, 2 – synchronizační náboj s drážkováním, 3 – vnitřní kroužek, 4 – mezikroužek, 5 – synchronizační kroužek [24]

U zbylého pátého a šestého rychlostního převodu je použita jednostupňová synchronizace, jelikož zde nedochází k tak velkým rozdílům rychlostí otáček. Oddělitelný synchronizační náboj s drážkováním je opět zvláštností u tohoto konkrétního případu. Třecí plocha tedy vzniká pouze mezi třecím kuželem a synchronizačním kroužkem, jak bylo podrobně uvedeno na začátku kapitoly 4.1 [24]



Obrázek 13 Jednostupňová synchronizace: 1 – synchronizované ozubené kolo, 2 – synchronizační náboj s drážkováním, 3 – třecí kuželová plocha, 4 – synchronizační kroužek [24]

Jednostupňové synchronizace je použito i u zpětného převodu s tím rozdílem, že už neobsahuje oddělitelný synchronizační náboj s drážkováním. Třecí plocha také vzniká mezi třecím kuželem a synchronizačním kroužkem.



Obrázek 14 Jednostupňová synchronizace v případě zpětného chodu: 1 – synchronizační drážkování, 2 - synchronizované ozubené kolo, 3 – třecí kužel, 4 – synchronizační kroužek [24]

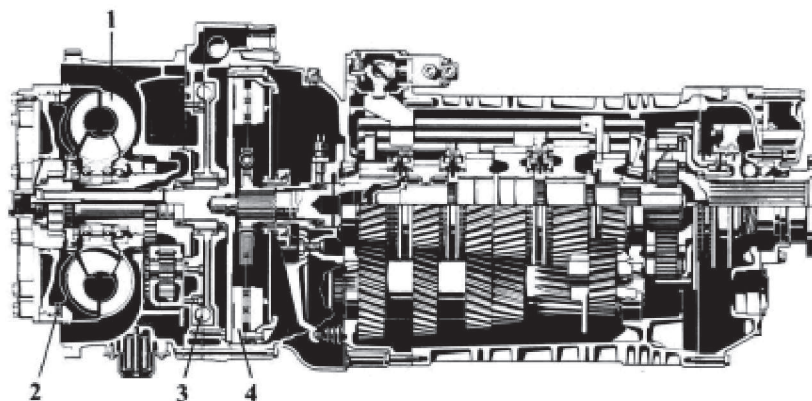
5 Poloautomatické převodovky

Hlavním znakem poloautomatické nebo jinak řečeno polosamočinné převodovky je způsob řazení převodových stupňů pouze pomocí řadicí páky (selektivní řazení). Vozidla s tímto typem převodovky tudíž mohou mít pouze dvoupedálovou ovládací soustavu (plynový a brzdový pedál), ovládání spojky je realizováno pomocí automatického řazení. Mezi poloautomatické převodovky můžeme tedy zařadit i převodovky manuální (dříve nazývané mechanické), kde je řazení jednotlivých převodových stupňů zprostředkováno pomocí elektrohydraulického, elektromechanického nebo elektropneumatického zařízení. [21]

5.1 Polosamočinné převodovky

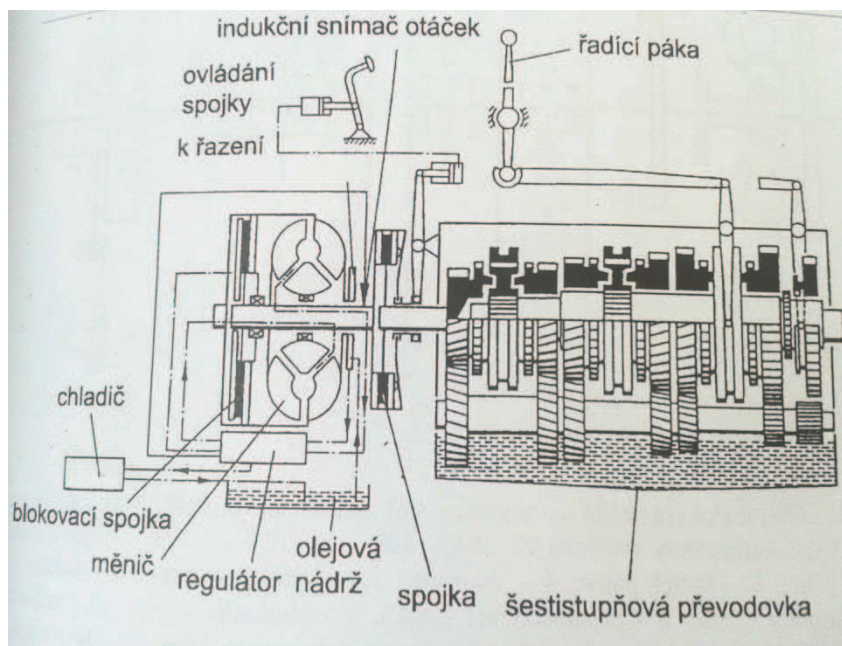
Mezi významnou oblast využití polosamočinných převodovek patří nákladní vozidla. Polosamočinné převodovky se tedy ve většině případů skládají z hydrodynamického měniče, řadicí spojky a běžné mechanické ručně řazené převodovky. Základní princip hydrodynamického měniče je podrobně popsán v kapitole 6.1.

Jedním z příkladů této kategorie může být polosamočinná převodovka ZF-Transmatic (obr. č. 15) spolu se samočinným spojkovým systémem WSK (Wandler-Schaltkupplung), jenž je určená pro nákladní vozidla dosahujícího výkonu v rozmezí 220 až 500 kW.



Obrázek 15 Polosamočinná převodovka ZF-Transmatic: 1 – hydrodynamický měnič, 2 – přemostovací spojka, 3 – retardér, 4 – řadicí spojka [21]

Řadicí (rozpojovací) spojka ovládána řidičem pomocí obvyklého spojkového pedálu s posilovačem slouží k řazení jednotlivých převodových stupňů šestistupňové mechanické převodovky. Z důvodu toho, aby se zamezilo přehřátí měničového oleje a přehřátí převodů, jelikož při delší jízdě se značným rozdílem otáček čerpadlového a turbínového kola je hydrodynamický měnič s volnoběžkou vybaven tzv. blokovací (přemostovací) spojkou. Účelem této blokovací spojky je mechanické přemostění mezi čerpadlovým a turbínovým kolem, funkce samotné přemostovací spojky je řízena automaticky, tak aby byla zajištěna funkce kick-down, kdy samotný spínač zaznamená polohu plně sešlápnutého akceleračního pedálu, a tím pádem byla zajištěna potřebná reakce převodovky při potřebě zvýšení hnacího výkonu, například při předjíždění nebo potřebě větší tažné síly. [21]



Obrázek 16 Schéma polosamočinné převodovky ZF-Transmatic [21]

5.2 Sekvenčně řazené převodovky

Historie sekvenčně (postupně) řazených převodovek sahá až na přelom osmdesátých a devadesátých let 20. století, kdy se poprvé začaly objevovat ve světě Formule 1, ale od té doby se postupně rozšířili i mezi další kategorie silničních vozidel. Prvním průkopníkem, který použil sekvenční převodovku v osobním automobilu, byla automobilka Ferrari s modelem F 355 (obr. č. 17).



Obrázek 17 Ferrari F 355 F1 [9]

Základem sekvenčně řazené převodovky je přímo řazená klasická stupňová převodovka s převodovými koly s čelním ozubením a s třecí kotoučovou spojkou se samočinným ovládním. Řazení převodových stupňů je realizováno pomocí elektrohydraulického zařízení, tudíž řazení lze provádět bez nutnosti použití spojkového pedálu. Samotné převodové stupně se řadí nikoliv v klasickém schématu H, jak je zvykem u manuálně řazených převodovek, nýbrž v řadě za sebou přímým pohybem voliče řazení (joystickem), nebo u některých sportovně laděných modelů spínači („pádly“) pod volantem, kdy jeden ze spínačů, zpravidla ten na pra-

vé straně, slouží ke změně převodového stupně směrem nahoru a druhý na levé straně směrem dolů viz.(obr. č. 18) [21].



Obrázek 18 Ovládací páky převodovky SMG BMW M3 [3]

Základní ovládání všech dnešních sekvenčních systémů se skládá ze dvou pedálů (plynový a brzdový pedál) a automatického přeřazování převodových stupňů. Samotné řazení tedy probíhá bez nutnosti sešlápnutí spojkového pedálu.

5.2.1 Sekvenční převodovka SMG

Sekvenční převodovka SMG (Sequentille M Getriebe, nebo Sequentielles Manuell-Getriebe) se poprvé objevila ke konci roku 1996 ve sportovně laděném voze BMW e36 M3 s motorem o obsahu 3.2l dosahující výkonu 321 koňských sil. Na vývoji této převodovky se BMW podílelo i s dalšími firmami jako Fichtel & Sachs a Getrag. Základem této převodovky je šestistupňová manuální převodovka s elektronicky ovládaným magnetickým ventilem, obsluhující spínání a rozepínání spojky, a dvěma dalšími ventily ovládající dvojici hydraulických válců, které zajišťují samotné přeřazení převodového stupně. Elektronický řídicí systém SMG je integrován společně s řídicí jednotkou motoru Siemens, tak aby byla zajištěna společná synchronizace. Součástí celého systému je i plně automatický režim řazení, ukazatel aktuálně zařazeného stupně umístěný společně s ukazatelem teploty oleje motoru pod tachometrem a blikající světlo upozorňující k přeřazení na vyšší stupeň pod logem M na přístrojové desce. Doba přeřazení se díky tomuto systému podařila snížit až na čtyři desetiny sekundy. Vše reaguje, buď na posun řadicí páky (obr. č. 19) vpřed, nebo vzad a později se u modelu M3 e46 objevili i „pádlá“ pod volantem, neboli řadicí spínače viz obr. č. 18, díky nimž, mohl být řidič ve stálém kontaktu s volantem. Volba mezi plně automatickým a sekvenčním řazením probíhá pouhým naklopením řadicí páky směrem doprava nebo doleva, čímž se zařadí neutrál, a poté se nachází v poloze sekvenčního řazení. [2]



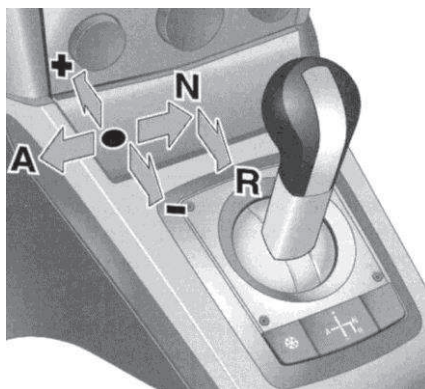
Obrázek 19 Řídicí páka převodovky SMG u modelu BMW M3 e46 (vlevo), řídicí mechanismus (vpravo) [25]

Řídicí systém je dále vybaven tlačítkem ovládající funkci Drivelogic, díky níž má řidič možnost nastavit si rychlost řazení a řídicí body až se šesti možnými nastaveními. První z nich rozjede vůz na druhý převodový stupeň, a celkově přeřazuje dříve a při nižších otáčkách motoru, to má za následek klidnější a úspornější jízdu. Nejvyšší šesté nastavení, je tlačítko sportovní, rozjízdí vůz na první rychlostní stupeň a řazení probíhá až při vyšších otáčkách, kde je k dispozici větší výkon, a tím i rychlejší reakční schopnosti na sešlápnutí plynového pedálu, zároveň i podřazování na nižší převodové stupně je celkově agresivnější. Celý systém je vybaven ochranou proti přetočení motoru při chybě řidiče při zařazení nižší rychlosti. [25]

Další evolucí převodovky SMG v roce 2005 byl model určen pro vůz BMW e60 M5, jenž disponuje sedmi převodovými stupni a funkce Drivelogic obsahuje 11 režimů řazení, z toho 5 je čistě automatických „D-mód“ a zbývajících 6 je sekvenčních „S-mód“. Navíc od minulé šestistupňové generace se změnilo umístění hydraulické jednotky a akčních řídicích systémů, které byli nově umístěny přímo do převodové skříně, dále má nová SMG převodovka i samostatný okruh chlazení. Díky sedmi převodovým stupňům se dosáhlo jemnějšího rozdělení převodového rozsahu, tudíž se zmenšily otáčkové a momentové skoky při přeřazování. Všechny uvedené změny měly za následek i snížení doby potřebné k přeřazení až o 20 procent. Navíc z konstrukčního hlediska bylo nutné samotné součásti dimenzovat až na hodnotu točivého momentu 550 N·m při vstupních otáčkách 8500 za minutu. Čím vyšší režim řazení je zvolen, tím více má sportovní charakter, z toho plynou kratší časy na přeřazení ve vyšších otáčkách, poslední program S6 je navíc doplněn o funkci „Launch Control“, což v překladu znamená řízená kontrola rozjezdu. Díky této funkci je dosažena maximální akcelerace vozidla z klidu, při využití maximální možné adheze. První program D1, je stejně jako u první generace SMG určen pro zhoršené adhezní podmínky, kdy spojka spíná velmi jemně a vůz se rozjízdí opět na druhý rychlostní stupeň.[21]

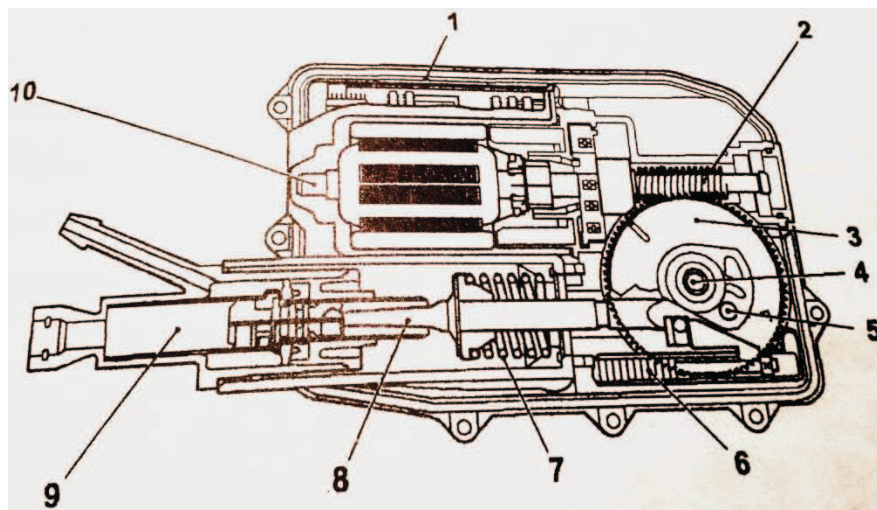
5.2.2 Easytronic, systém MTA

Easytronic je obchodní značkou pro automatizovanou mechanickou převodovku používanou automobilkou Opel a Vauxhall (pro Velkou Británii a Austrálii). Disponuje jak plně automatickým řazením, tak i sekvenčním řazením ovládaným pouhým pohybem vpřed nebo vzad voličem převodovky. V obou případech je ovládání spojky automatické. Schéma řazení a volba mezi plně automatizovaným a sekvenčním režimem ukazuje obr. č. 20.



Obrázek 20 Schéma volby řazení převodovky Easytronic [15]

Převodovkou Easytronic je vybaven například kompaktní vůz Opel Corsa C modelového roku 2001, kde původní mechanická ručně řazená převodovka s označením F13 je doplněna navíc o systém MTA (Manually Transmission Automatically Shifted). Tento systém umožňuje ruční nebo automatické řazení bez ovládnání spojkového pedálu. Přenos točivého momentu má stejnou účinnost a je zachován i sportovní charakter, jako u původní manuální převodovky, dále v automatickém režimu lze dosáhnout ještě nižší spotřeby paliva.



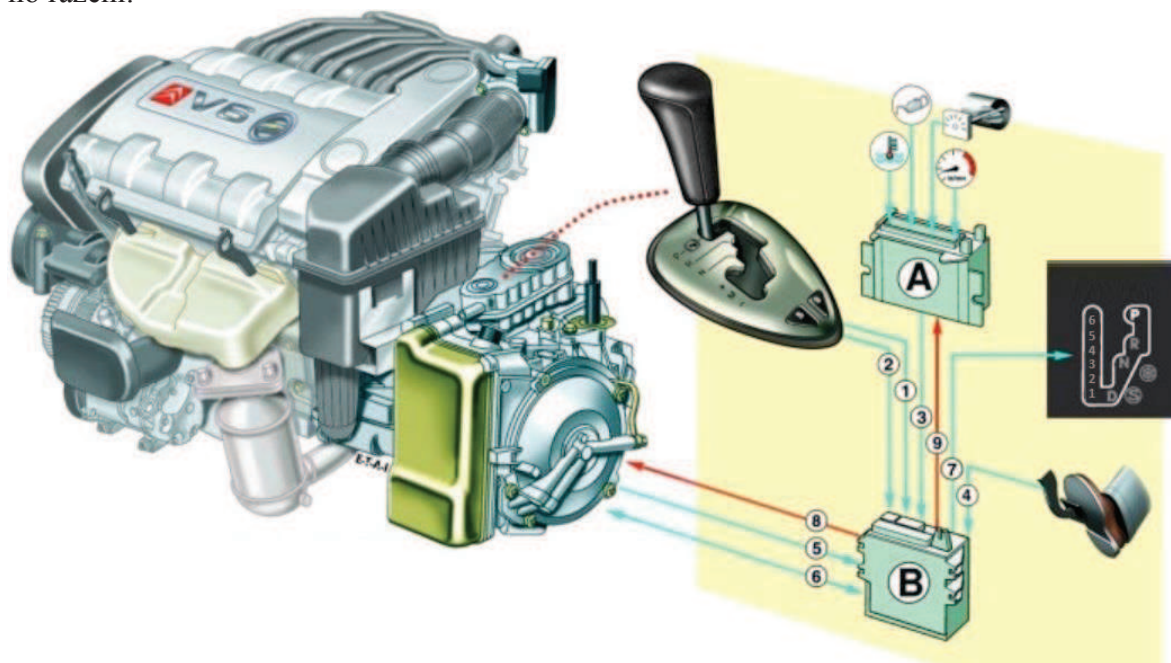
Obrázek 21 Ovladač spojky systému MTA: 1 - řídicí jednotka, 2 - šnek, 3 - šnekové kolo, 4 - hřídel šnekového kola, 5 - šroub, 6 - snímač polohy, 7 - vyrovnávací pružina, 8 - tlačné táhlo, 9 - válec, 10 - elektrický akční motor [21]

Celý řídicí modul převodovky se skládá celkem ze dvou elektromotorů, jeden je pro řazení a druhý pro volbu úrovně voliče převodovky. Ovládání spojky (obr. č. 21) obsluhuje rovněž elektromotor, který je spojen s řídicí jednotkou systému MTA, která zpracovává vstupní data, tedy otáčky motoru, rychlost vozidla a následně vyhodnocuje spolu s požadavky řidiče, jako například úroveň sešlápnutí plynového pedálu, tedy požadavek na potřebný výkon motoru, a tím i zvolení vhodného převodového stupně. Samotná řídicí jednotka systému MTA navíc komunikuje prostřednictvím sběrnice CAN s řídicí jednotkou motoru, a také i s brzdovou soustavou, tím tento systém zastává i funkci protiblokovacího (ABS) a protiprokluzového systém (ASR).[21]

5.2.3 Sekvenční převodovka AM 6 Citroën

Šestistupňová sekvenční převodovka s označením AM6 je přímým nástupcem staršího modelu 4HP20, který disponoval pouze čtyřmi převodovými stupni. Nejčastěji je montována do vozů Citroën C4, C5 a C6 spolu s motory 3.0i V6 a 2.2 HDi. Nový typ AM6 ještě přidává

ke čtyřem převodům kratší první převodový stupeň a delší šestku, která umožňuje úspornější jízdu i ve vyšších rychlostech (od 70 km/h) a díky jemnějšímu odstupňování je řazení plynulejší a bez rázů, například kdy při přeřazení na vyšší převodový stupeň nedojde k tak velkému poklesu otáček motoru, jako bylo v případě staršího modelu 4HP20. Kompletní převodovka AM6 se skládá z hydraulického měniče točivého momentu, převodové skříně s planetovými soukolími a řídicí jednotkou. Hydraulický měnič přenáší točivý moment mezi motorem a převodovkou a je navíc ještě osazen speciální spojkou Lock-Up, která zajišťuje přímou mechanickou vazbu mezi čerpadlovým a turbínovým kolem hydraulického měniče, čím je snížena možnost prokluzu. Převodová skříň je složena celkem ze dvou planetových soukolí, kde se každé z nich skládá ze 4 satelitů, centrálního a korunového kola. Řazení jednotlivých převodových stupňů probíhá za pomoci lamelových spojek, které mají za úkol zastavovat jednotlivá ozubená kola, a tím se podle aktuálního zapojení mění výsledný převodový poměr. Samotné lamelové spojky jsou spínány a rozpínány hydraulickým systémem, který obsahuje elektronicky řízené ventily a šoupátka, ovládající tok hydraulického oleje v systému. Celý řídicí systém převodovky je znázorněn na obr.č., kde je schématicky vyznačeno propojení mezi řídicí jednotkou převodovky a motorem, dále ovládací prvky jako brzdový pedál a řadicí páka, která umožňuje řidiči zvolit buď plně automatický režim, nebo režim sekvenčního řazení.



Obrázek 22 Kompletní systém převodovky AM6 [7]

Pokud je zvolen režim sekvenčního řazení (symbol M), jednotlivé převody řidič volí řadicí pákou pohybem vpřed nebo vzad, jak je navíc vyznačeno symboly (+ a -). Zbýlými polohami řadicí páky je volen parkovací režim - P, neutrál - N, zpátečka - R a plně automatický režim řazení - D. Dále je možné ještě zvlášť oddělenými tlačítky vedle řadicí páky zvolit sportovní nebo zimní režim. V automatickém režimu jsou jednotlivé převody voleny dle jízdního stylu a je zde několik předdefinovaných režimů řazení, jako například, úsporný, běžný, sportovní atd. Dalším řídicím faktorem pro systém převodovky jsou venkovní podmínky (teplota, povrch vozovky, akcelerace, brzdění, jízda z kopce, zatížení vozidla apod.), ale také údaje o stavu motoru a převodovky (tlak a teplota oleje v převodovce, teplota motoru, atd.). Řídicí systém je stále aktivní, i když se nachází v režimu manuálního řazení, a to zejména z důvodu zachování bezpečnostních funkcí. Příkladem může být situace, kdy při dosažení 1100 otáček za minutu už nedovolí podřadit, a tím zamezí rizika zadření motoru. Nadále si systém hlídá teplotu motoru a převodovky, a tak se předchází možnému přehřátí. [7]

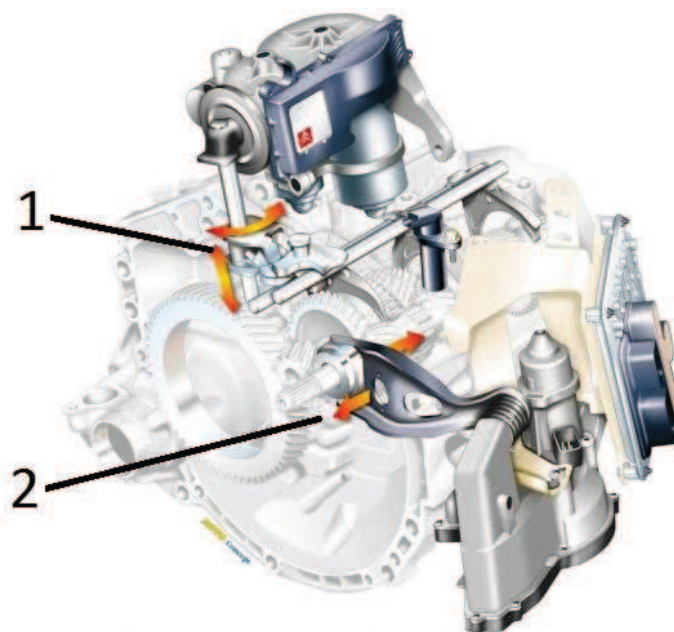
5.2.4 Sekvenční převodovka SensoDrive Citroën

Systém sekvenční převodovky Sensodrive se skládá z elektronicky ovládané mechanické pětistupňové převodovky a elektricky ovládané spojky, tudíž se ve voze nenachází spojkový pedál a klasická řadicí páka, jak je tomu v případě u klasické manuální převodovky. Tento systém byl využit konkrétně ve voze Citroën C3, který je předurčen především pro městský provoz, a kde systém sekvenčního nebo plně automatického řazení má za úkol zvýšit jízdní komfort, což přináší výhodu například v hustém provozu, kdy se řidič může soustředit pouze na řízení vozu. Řadicí páka (obr. č. 23) je pouze v podobě voliče jízdního režimu a není zde žádné přímé mechanické propojení s převodovkou. Páka voliče poskytuje buď možnost sekvenčního řazení, nebo i možnost zvolit plně automatický režim po stisknutí tlačítka „AUTO“ umístěného hned vedle voliče převodovky na středovém panelu viz.(obr. č. 23). Dále systém Sensodrive poskytuje možnost manuálního sekvenčního řazení pomocí řadicích páček pod volantem, jak je tomu například i v případě převodovky SMG, pravá páčka pro řazení na vyšší převodový stupeň a levá páčka pro řazení na nižší stupně.



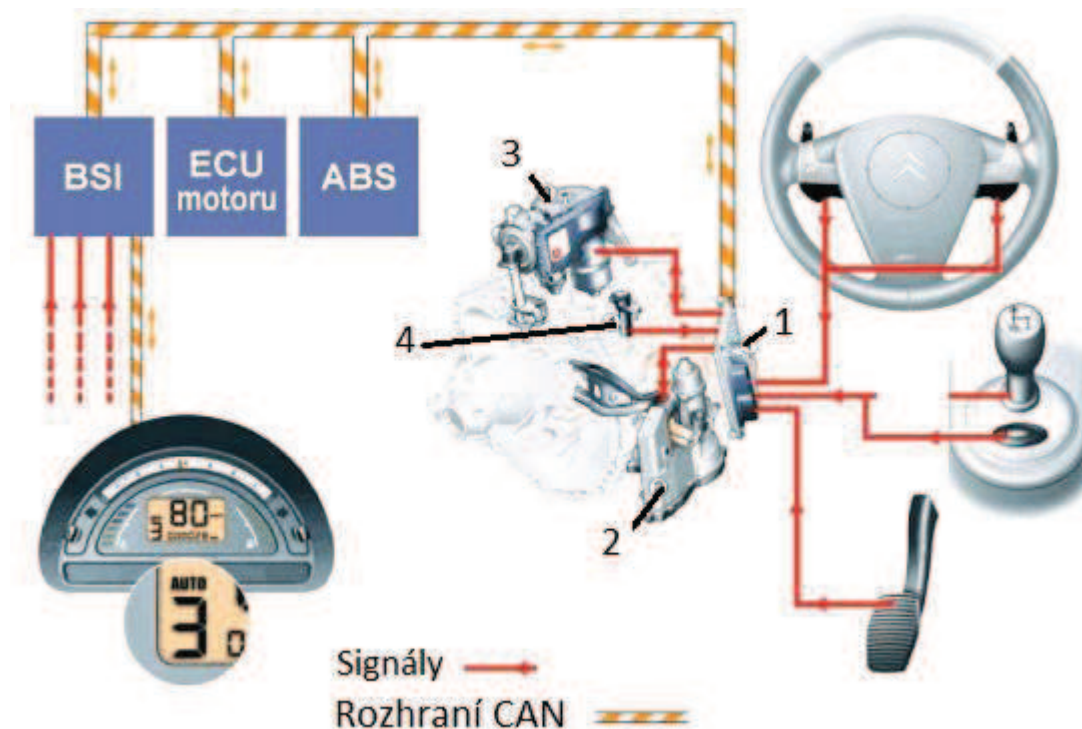
Obrázek 23 Páka voliče převodovky SensoDrive spolu s tlačítkem „AUTO“ pro zvolení plně automatického chodu [6]

Při řazení pomocí řadicí páky na středovém tunelu, která je po dobu jízdy ve stabilní centrální poloze, řidič řadí pouze pomocí pohybu vpřed nebo vzad touto pákou, jak je i vyznačeno na (obr. č.) symboly (+) a (-). Zařazení neutrálu a zpětného chodu je možné pouze pomocí přesunutí páky na středovém tunelu doprava do polohy (N) a poté až zpětným pohybem společně se sešlápnutým brzdovým pedálem do polohy (R), důvodem je především bezpečnost a tím pádem není možno zařadit neutrál, nebo zpětný chod pomocí páček pod volantem. Převodovka SensoDrive (obr. č.) je řízena pomocí řídicí jednotky, která dále komunikuje přes rozhraní CAN s řídicí jednotkou motoru, systémem ABS a ESP tak, aby byla zajištěna plynulost a bezpečnost provozu vozidla. Řídicí jednotka převodovky ovládá celkem dva pohony a to první pro změnu jednotlivých převodových stupňů, otočným a vertikálním pohybem (pozice 1 na obr. č. 24) a druhý pro ovládání spojky (pozice 2 na obr. č. 24).



Obrázek 24 Převodovka Sensodrive společně s ovládacími pohony: pozice 1 - řadící mechanismus, pozice 2 - ovládání spojky [6]

Datové propojení mezi jednotlivými prvky celého systému je znázorněno na obr. č. 25, kde šrafovaně je značeno propojení CAN mezi řídicí jednotkou převodovky a motoru a červené cesty znázorňují propojení mezi ovládacími prvky, jako jsou páčky pod volantem, řadící páka voliče převodovky a plynový pedál. Tento sofistikovaný systém sbírá veškeré potřebné informace, dále je vyhodnocuje a na základě těchto údajů volí vhodné převodové stupně a současně s tím ovládá spojku a také moment kdy je možné opět přidat plyn. Dále například i v situaci kdy je systém Sensodrive v režimu sekvenčního řazení nedovolí přetočení motoru, nebo naopak klesnutí otáček motoru pod hranici, kde by hrozilo zhasnutí motoru. V případně automatického režimu a současně při jízdě z kopce kdy řidič začne přibrzďovat, systém vhodně zhodnotí situaci a podřadí na nižší převod, tak aby bylo zajištěné částečné brzdění motorem a tím pádem snížení spotřeby paliva a zároveň zatížení brzdové soustavy automobilu. [6]

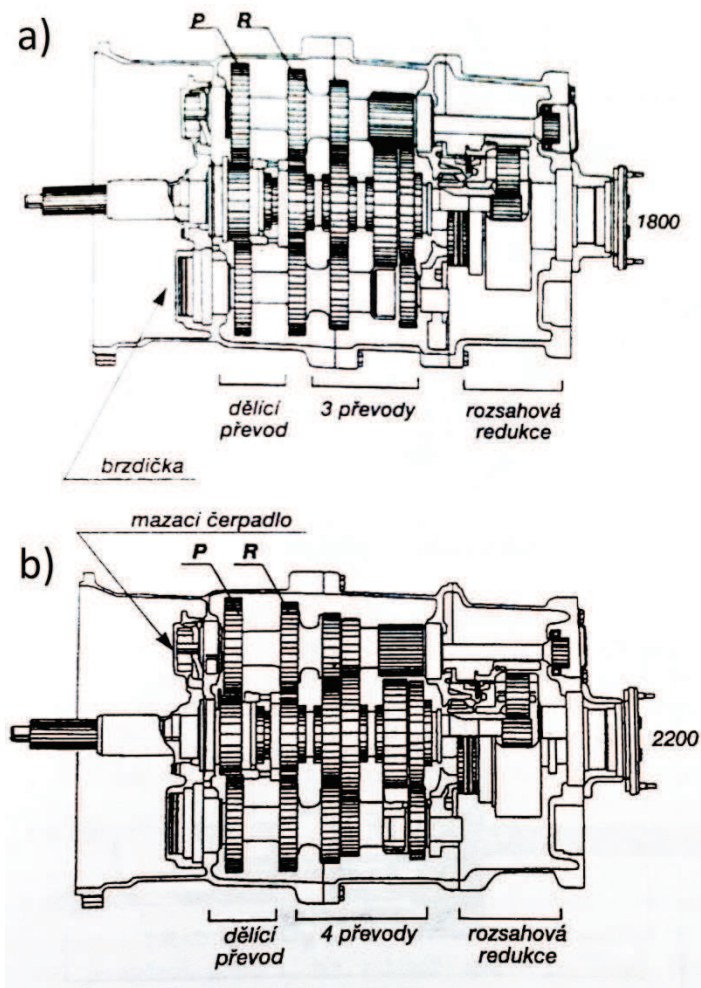


Obrázek 25 Datové propojení jednotlivých částí systému SensoDrive: 1 – řídicí jednotka převodovky, 2 – pohon spojky, 3 – mechanismus pohonu řazení převodových stupňů, 4 – čidlo rychlosti [6]

5.2.5 Sekvenční převodovka Eurotronic

Sekvenční převodovka s označením ZF Eurotronic byla představena v roce 1999 firmou ZF a byla určena pro nákladní vozidla značky Iveco a to ve dvou verzích, které se lišily především v počtu převodových stupňů, a sice dvanáctistupňové a šestnáctistupňové. Hlavním znakem tohoto typu je dvojice předlohových hřídelů, tím se dosáhlo jejich výrazného zkrácení a celkového vylehčení. Celá skříň se skládá celkem ze tří celků a to z hlavní, pŕlicí a rozsahové převodovky, díky tomuto řešení se dosáhlo požadovaného počtu převodových stupňů. Buď $2 \times 3 \times 2 = 12$, nebo $2 \times 4 \times 2 = 16$ viz.(obr. č. 26). Ovládání spojky je řešeno pomocí elektropneumatických ventilů, kde na vypínání a spínání je vždy dvojice ventilů. První na pomalé a druhé na rychlé ovládání spojky, hlavním důvodem je, že při rozjezdu je zapotřebí pomalého spínání spojky a naopak při řazení za chodu je nutná rychlá reakce ovládání spojky. Dále i samotné řazení je osazeno dalšími deseti ventily. Všechny ovládací prvky jsou řízeny řídicí jednotkou, která vyhodnocuje potřebné hodnoty z jednotlivých snímačů, například ze čtyř senzorů zařazených převodů, dále snímače otáček výstupního hřídele a snímače polohy vypnuté spojky. Z důvodu absence synchronizace hlavní převodovky je nutné, aby elektronická řídicí jednotka při řazení jednotlivých stupňů postupovala podobně jako řidič jedoucí s nesynchronizovanou převodovkou. To znamená, že v okamžiku řazení je potřeba dávat meziplyn, nebo počkat až klesnou otáčky předlohového hřídele, z tohoto důvodu jsou předlohové hřídele osazeny brzdíčkou pro zrychlení řazení, tak aby se před zařazením co nejrychleji srovnaly otáčky předlohového a hlavního hřídele.

Ovládání převodovky je realizováno pomocí voliče, jenž je propojen s řídicí jednotkou stejně jako plynový pedál. Řidič si na rozdíl od jiných automatizovaných převodovek řazení předvoluje. Voličem lze zvolit neutrální nebo pomocí funkčního tlačítka vybrat v jakém režimu má motor běžet, volba režimu se odvíjí především v závislosti na jízdním profilu, jízda z kopce, do stoupání nebo běžná jízda po rovině. [21]



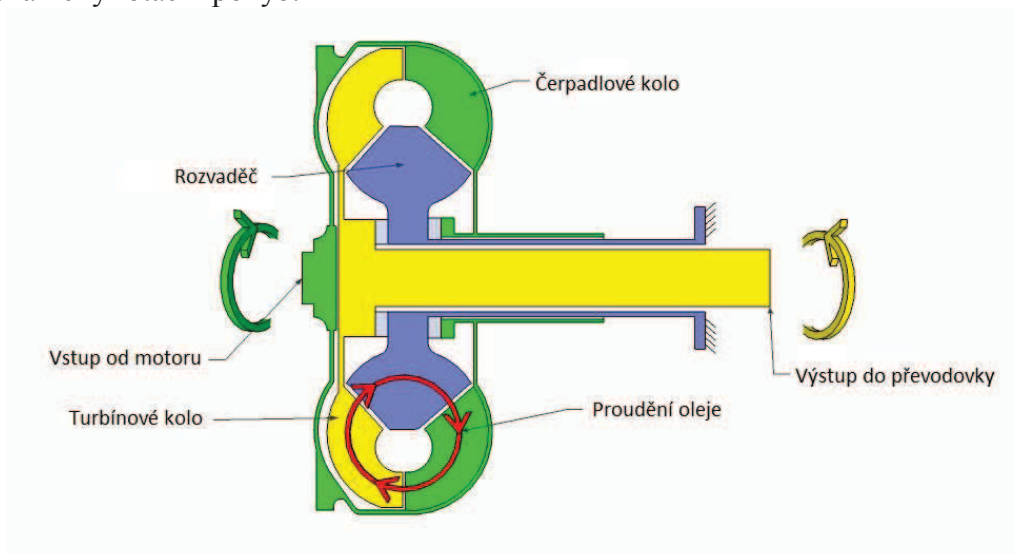
Obrázek 26 Převodovka ZF Eurotronic: a) dvanáctistupňová verze; b) šestnáctistupňová verze [21]

6 Samočinné převodovky

Při dnešním vývoji automobilového průmyslu a samotných použitých technologií je především kladen důraz také na zjednodušení obsluhy automobilu a zvýšení komfortu. Jedna z možností je plně automatické řazení, kdy odpadá ovládání spojkového pedálu a řazení jednotlivých rychlostí. Mezi hlavní kategorie patří planetové převodovky s hydrodynamickým měničem, poté převodovky s plynule měnitelným převodem CVT a dvouspojkové DSG a PDK. Tyto typy jsou určeny především pro plně automatický provoz, avšak většina z nich dovoluje i možnost sekvenčního řazení, například pokud je potřeba při klesání zařadit nižší stupeň, aby se dosáhlo účinnějšího brzdění motorem, nebo při předjíždění pomaleji jedoucího vozidla. Při automatickém režimu volba převodového stupně zůstává na řídicí jednotce převodovky, která vyhodnocuje jízdní parametry automobilu především jízdní odpor a rychlost, a to konkrétně ze snímačů otáček motoru, výstupního hřídele převodovky, úhel otevření škrtkové klapky sání motoru a polohu plynového pedálu. Moderní systémy navíc obsahují i volitelné jízdní režimy, kde se dá volit například mezi běžným, sportovním a ekonomickým režimem. To má za následek samotný projev řazení, například kdy ve sportovním nastavení převodovka přeřazuje až při vyšších otáčkách motoru, tak aby byl využitý plný výkonový potenciál pohonné jednotky, nebo při ekonomickém režimu pro dosažení nižší spotřeby, kdy řazení probíhá naopak při nižších otáčkách.

6.1 Planetové převodovky s hydrodynamickým měničem

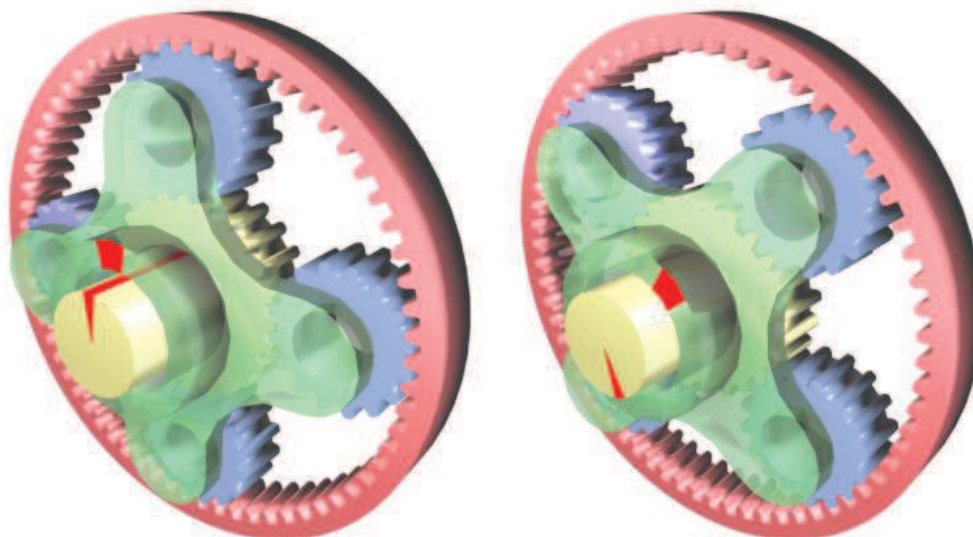
Celé převodové ústrojí se skládá z planetového soukolí, hydrodynamického měniče a řídicí jednotky. Hydrodynamický měnič točivého momentu (obr. č. 27) zastává funkci vstupního prvku automatické planetové převodovky, mezi motorem a převodovkou tedy není pevná mechanická vazba, nýbrž točivý moment je přenášen kapalinou, konkrétně hydraulickým olejem. Samotný přenos momentu probíhá mezi turbínovým a čerpadlovým kolem a celý měnič je ještě navíc doplněn o reakční člen (rozdávěcí kolo, neboli rozvaděč), který slouží k usměrnění proudu oleje z turbínového zpět na čerpadlové kolo. Se zvyšujícími se otáčkami motoru a zároveň čerpadlového kola je olej vlivem odstředivé síly tlačěn směrem ven na turbínové kolo, to se plynule roztáčí, poté olej proudí do rozvaděče a zpět na čerpadlové kolo. Vzniká uzavřený oběh oleje v samotném měniči. Kinetická energie oleje se tím pádem mění na mechanický rotační pohyb.



Obrázek 27 Hydrodynamický měnič točivého momentu [14]

Jednou z nevýhod hydrodynamického měniče je, že v samotném měniči při provozu vznikají ztráty obvykle mezi 8-15%. Jedním z řešení je přemost'ovací spojka, která pracuje na podobném principu jako klasická lamelová třecí spojka, jenž je ovládaná pomocí elektromagnetického solenoidu. Jejím hlavním úkolem je blokace obou polovin měniče proti vzájemnému pohybu po zařazení daného převodu a používá se převážně u vyšších převodových stupňů. [11]

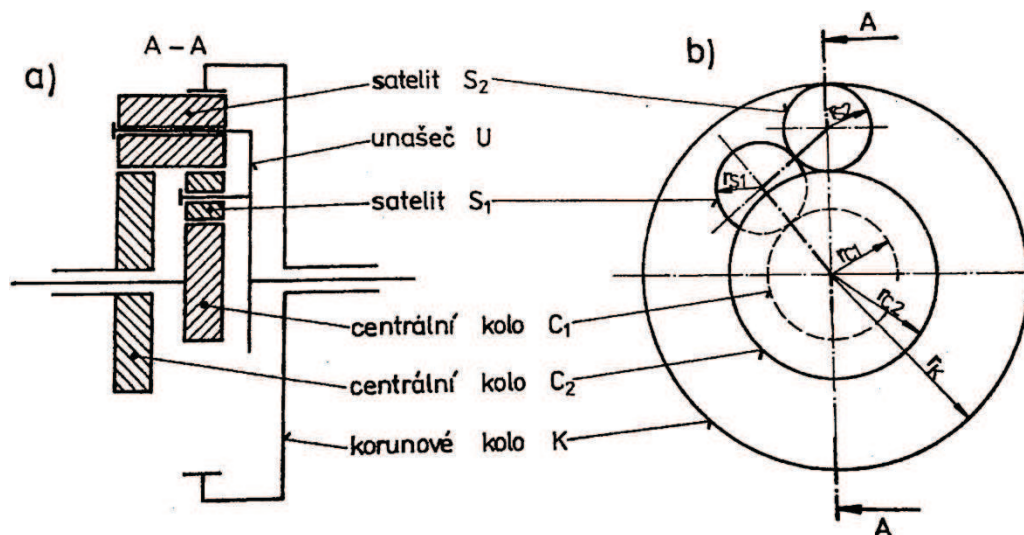
Mezi hlavní části konvenční planetové převodovky patří již zmíněný hydrodynamický měnič točivého momentu s přemost'ovací spojkou a planetové soukolí, které je tvořeno korunovým kolem s vnitřním ozubením, satelity a planetovým kolem, nebo jinak řečeno centrálním kolem (obr. č. 28)



Obrázek 28 Planetové soukolí: korunové kolo s vnitřním ozubením (červeně), satelity (fialově), unašeč satelitů (zeleně), planetové kolo (žlutě) [20]

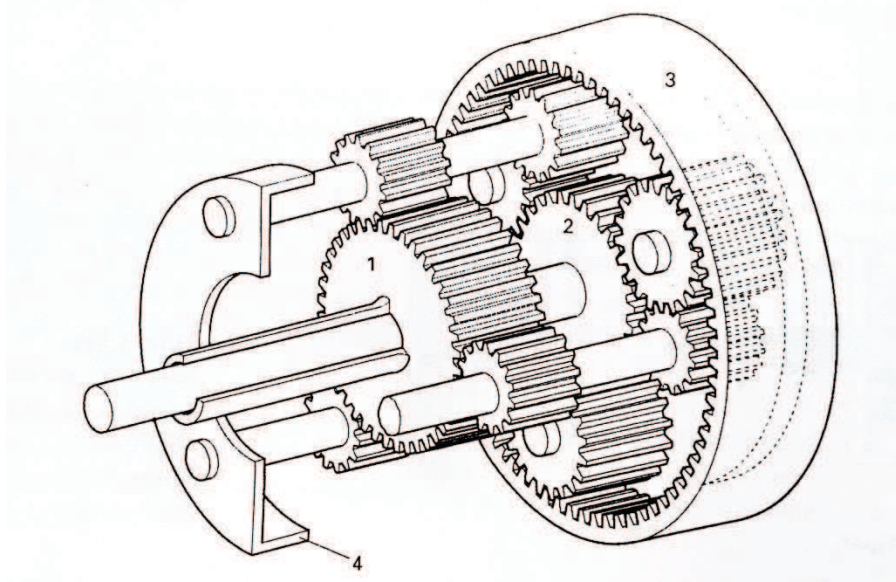
Hlavní výhodou je celkem široký rozsah převodových poměrů, odolnost snášet i velké točivé momenty a především možnost řazení i pod zatížením. Na rozdíl od manuálních převodovek, kdy je zapotřebí v momentě přeřazení použití spojky, tak u planetového soukolí změna jednotlivých převodových stupňů probíhá za pomoci spojování nebo zastavování dílčích součástí soukolí pomocí brzd nebo spojek. Ovládání těchto brzd nebo spojek je realizováno pomocí tlaku oleje, který je využit i pro mazání samotných ozubených kol. U prvních typů planetových převodovek změna převodů pracovala pouze na fyzikálním principu, pomocí odstředivého regulátoru zároveň spojeným s hnacími koly a šoupátkem s přímou vazbou na sání motoru a plynový pedál. Jednou z nevýhod tohoto řešení byla pomalá a trhavá změna převodových stupňů. Moderní systémy jsou také vybaveny podobným hydraulickým systémem, ovšem řízení spočívá už na elektronické řídicí jednotce převodovky, jež vyhodnocuje množství informací ze senzorů. Díky tomuto řešení lze řazení rychlostí vhodně přizpůsobit jízdnímu profilu, nebo stylu řidiče [20].

Jedním z příkladů automatické planetové převodovky je typ 01M (obr. č. 32) použitý u vozidel Škoda Octavia první generace, určené pro výkony od 55 kW až do 128 kW. Základ opět tvoří hydrodynamický měnič momentu společně s přemost'ovací spojkou a planetovou převodovkou typu Ravigneaux, jenž je schematicky znázorněna na obr. č. 29 a 30.



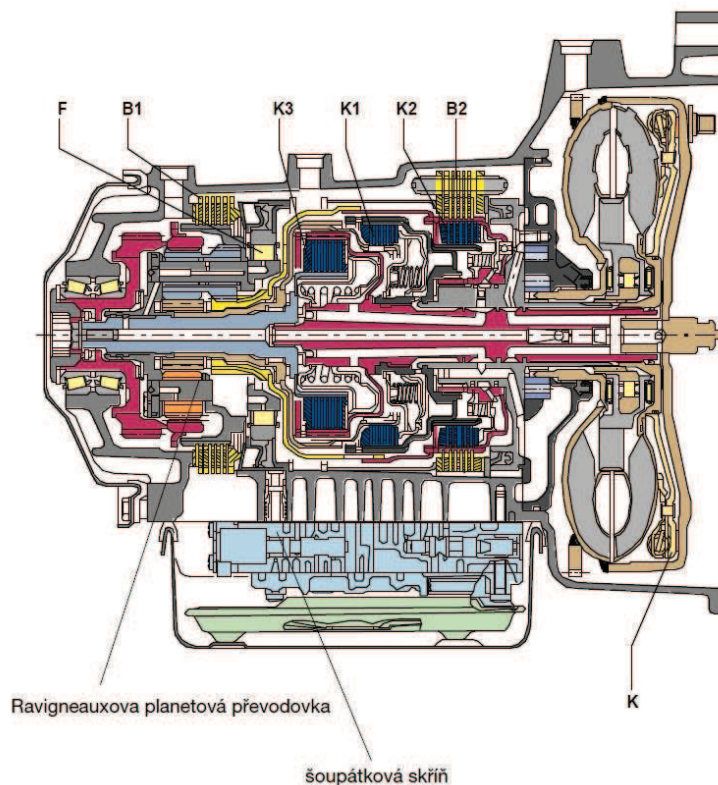
Obrázek 29 Schéma planetového soukolí typu Ravigneaux [21]

Typ soukolí Ravigneaux se od konvenčního planetového soukolí liší především použitím dvojce centrálních kol (C_1 a C_2), dvou satelitních skupin (S_1 a S_2), jednoho unašeče (U) a korunového kola (K).



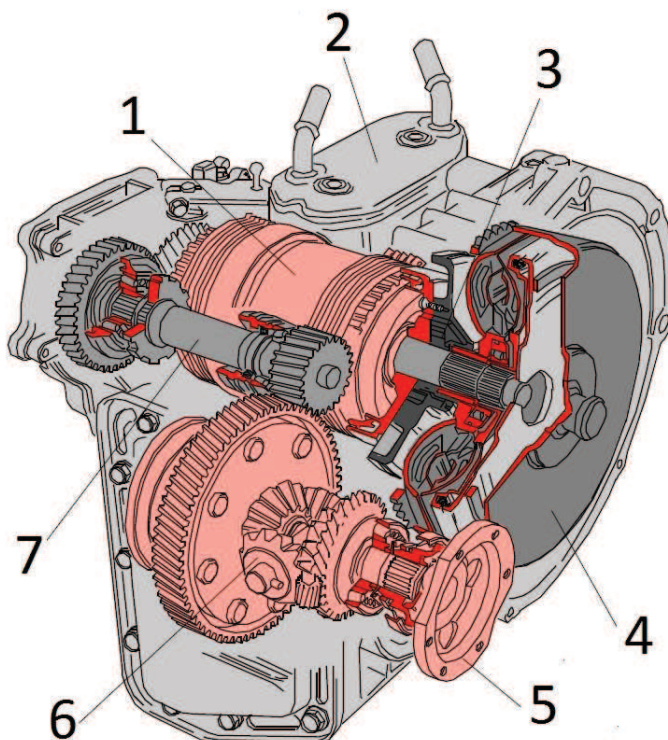
Obrázek 30 Planetové soukolí Ravigneaux: 1 a 2 - centrální kola; 3 - korunové kolo; 4 - společný unašeč [21]

Jednotlivé převodové poměry v Ravigneauxově převodovce vznikají různými kombinacemi blokování, či pohánění unašeče, nebo centrálních kol. Tím se získají celkem čtyři rychlostní stupně vpřed a jeden zpětný chod. Rozložení řadicích prvků, spojek K_1 až K_3 , brzd B_1 a B_2 a volnoběžka F viz.(obr. č. 31). Veškeré změny převodových stupňů se tedy provádí hydraulicky. Při dosažení dané zátěže a rychlosti se sepně přemostovací spojka momentového měniče (K), a poté je přenos výkonu čistě mechanický. Sepnutí přemostovací spojky ovládá elektromagnetický ventil, jenž je řízen řídicí jednotkou automatické převodovky.



Obrázek 31 Popis řadících prvků: K1 - spojka pro 1. až 3. rychlostní stupeň; K2 - spojka pro zpětný chod; K3 - spojka pro 3. až 4. rychlostní stupeň; B1 - brzda úpr. zpětný chod; B2 - brzda pro 2. až 4. rychlostní stupeň, F - volnoběžka, K – přemost'ovací spojka [24]

Vstupním prvkem automatické převodovky typu 01M je tedy hydrodynamický měnič moment s integrovanou přemost'ovací spojkou, jenž je spojen se samotným planetovým soukolím typu Ravigneaux. Poté je přenos síly na diferenciál realizován pomocí vloženého hřídele (pozice 7). Diferenciál má vlastní olejovou náplň, která je oddělena od zbytku převodovky pomocí těsnícího kroužku na vloženém hřídeli. Výstupem převodové skříň je příruba kloubového hřídele. Dále je tento model převodovky osazen chladičem převodového oleje umístěným na skříni převodovky, který je v kontaktu s oběhem chladicí kapaliny spalovacího motoru a tím dochází ke chlazení oleje v převodovce. Z důvodu, že olej neslouží pouze k mazání převodových kol, ale je využíván i k ovládání řadících mechanismů a zároveň je i pracovním médiem v hydrodynamickém měniči, je zapotřebí pro oběh oleje v převodovce olejového čerpadla. Olejové čerpadlo je umístěno mezi hydrodynamickým měničem a planetovou převodovkou. Převodový olej, ve zkratce ATF (z anglického Automatic Transmission Fluid) je nasáván čerpadlem skrze olejový filtr z olejové vany, umístěné pod převodovkou. [24]

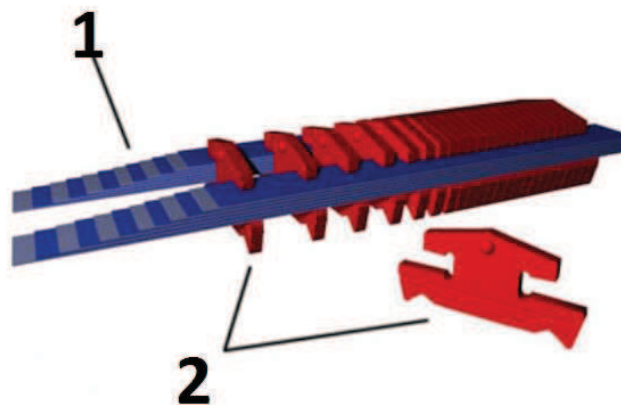


Obrázek 32 Automatická převodovka 01M: 1 – planetová převodovka; 2 – olejový chladič; 3 – olejové čerpadlo; 4 – hydrodynamický měnič točivého momentu s přemostovací spojkou; 5 – příruba kloubného hřídele; 6 – diferenciál; 7 – hřídel vloženého převodu [24]

6.2 Převodovky s plynule měnitelným převodem CVT

Jak už z názvu vyplývá, jedná se o převodové ústrojí s plynule měnitelným převodovým poměrem a zkratka CVT vznikla z anglického názvu Continuously Variable Transmission, což lze přeložit jako plynule měnitelný převod. Hlavním rozdílem od klasických stupňových převodovek ať už manuálních nebo i plně automatických, které mají předem stanovený určitý počet převodových stupňů, je právě jejich plynule měnitelný převod a tím pádem i zcela hladký chod při provozu. Dále vynikají mnohem menším vnitřním třením, než je u konvenčních převodovek s ozubenými koly. Možnost plynulé změny převodového poměru a nízkého vnitřního tření se tedy odráží v celkové hospodárnosti celého hnacího ústrojí motorového vozidla, především v nižší spotřebě pohonných hmot. Tento fakt vychází především s výkonové charakteristiky spalovacího motoru, kdy největší účinnosti dosahuje poměrně v úzkém spektru otáček, a právě díky plynulé změně převodového poměru lze dosáhnout téměř trvalého chodu motoru v optimálních otáčkách, tedy za předpokladu při běžné jízdě ustálenou rychlostí. V dnešní době se rozlišují celkem dva typy plynulých převodovek, variátorové a toroidní, kdy významně větší podíl má právě první uvedená kategorie.

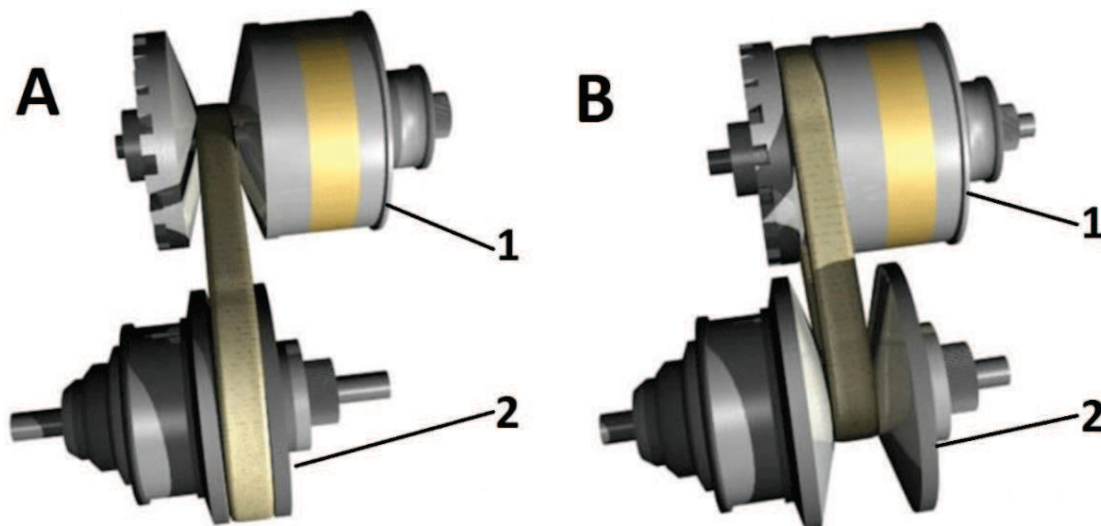
Základní princip k plynulé změně převodového poměru u variátorového typu spočívá v nahrazení série ozubených kol pouze dvěma koly s proměnlivým průměrem, která bývala zpočátku spojena klínovým řemenem, který byl poté nahrazen ocelovým pásem z velmi přesných článků z důvodu potřeby přenášet i větší výkony. Z prvopočátku byla totiž tato technologie omezena pouze na vozidla s motory dosahující maximálně cca 100 koňských sil. Točivý moment je tedy přenášen skrze speciální řetěz (obr. č. 33),



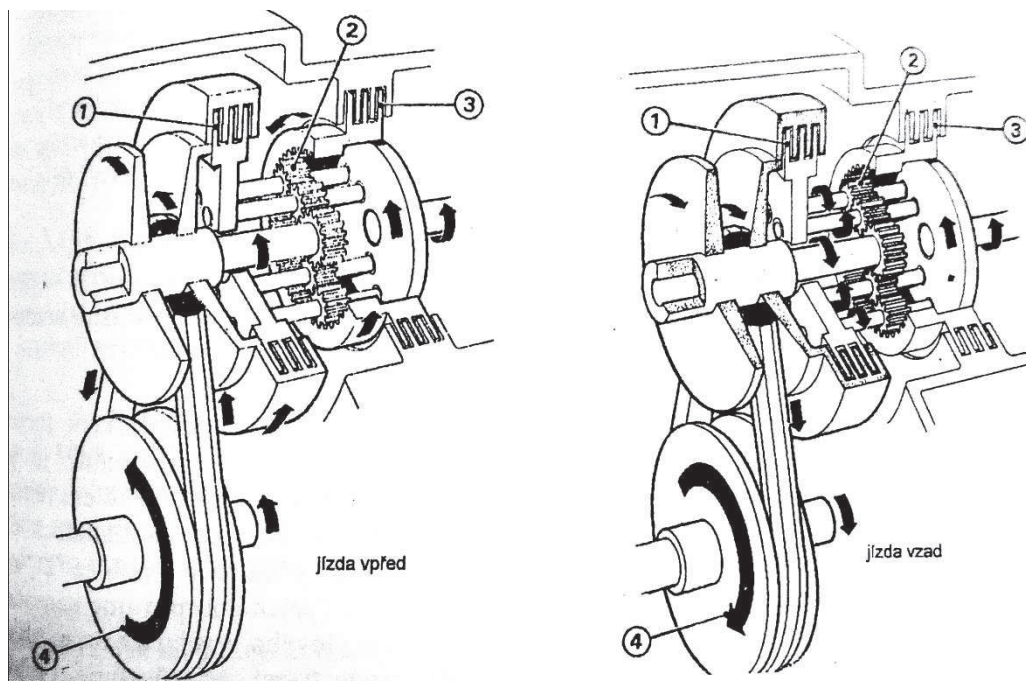
Obrázek 33 Konstrukce ocelového řetězu: 1 - tenké ocelové pásy, 2 - články z ušlechtilé oceli [how does works]

který se posouvá po dvojici kuželových kol a tím je dosaženo samotné změny převodového poměru. Kuželovými koly se tedy rozumí dvě dělené řemenice a každá z těchto řemenic se skládá ze dvou ocelových kuželových kotoučů a axiálním posuvem vždy jedním z nich je dosaženo změny činného průměru samotné řemenice a poté i změny převodového poměru. Změna převodového poměru a axiální posuv řemenic je znázorněn na (obr. č. 34) [10]

Další důležitou součástí každé plynulé převodovky je doplňující ozubené soukolí, nejčastěji čelní planetové a to především z důvodu zařazení zpětného chodu, kde se pomocí hydraulicky ovládané lamelové spojky přenáší točivý moment, buď přímo na hnací řemenici beze ztrát pro jízdu vpřed, nebo skrze druhou třílamelovou spojku spojenou s korunovým kolem planetového soukolí pro jízdu vzad, za současného vypnutí první spojky. Pro znázornění je vybrán jako příklad systém planetového soukolí převodovky s označením CTX určené pro osobní automobil Ford Fiesta (obr. č. 35). [21]



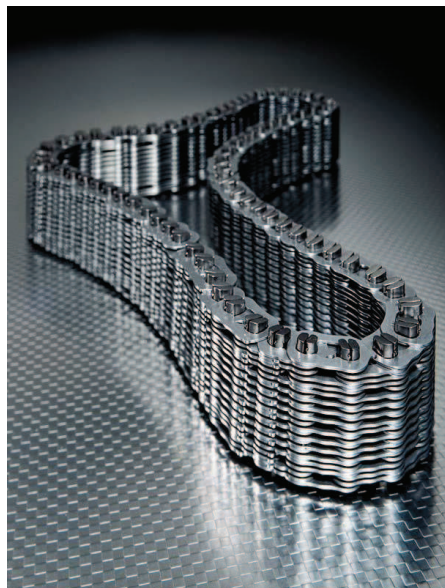
Obrázek 34 Změna převodového poměru: A - malý převod (rozjezd vozidla), B - velký převod (vysoké rychlosti), 1 - hnací řemenice, 2 - hnaná řemenice [10]



Obrázek 35 Přebodovka CTX: 1 - lamelová spojka (jízda vpřed), 2 - čelní planetové soukolí, 3 - lamelová spojka (jízda vzad), 4 - hnaná řemenice [21]

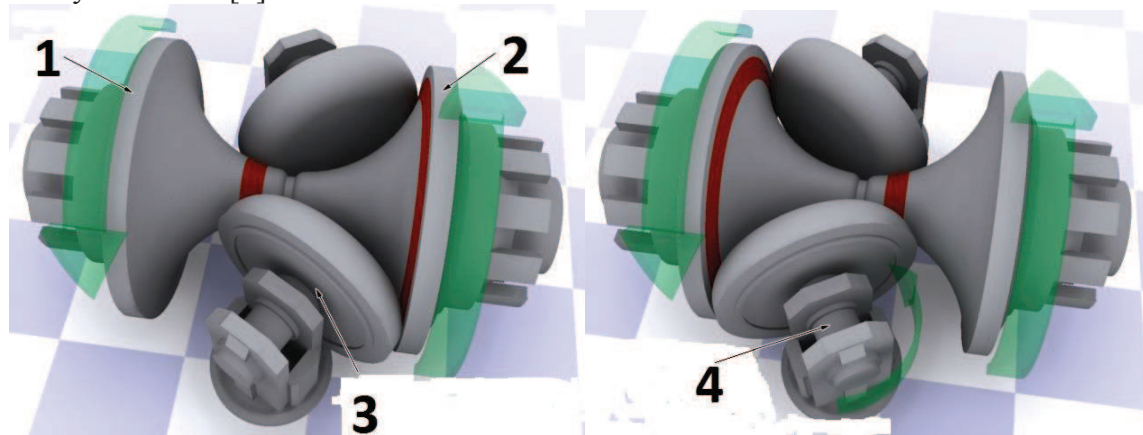
Jako prvním průkopníkem v oblasti plynulých převodovek byla už v roce 1958 nizozemská automobilka DAF, dnes spíše známa jako jeden z předních výrobců nákladních vozidel, kdy uvedla na trh první plynulou převodovku Variomatic určenou pro malý osobní automobil DAF 600. Avšak samotný princip variátoru (plynulé převodovky) popsal už ke konci patnáctého století Leonardo da Vinci. Většího rozvoje se CVT převodovky v osobních automobilech dočkaly až koncem osmdesátých let a to především za přispění japonských značek jako např. Honda, Nissan a Mitsubishi [20].

Z počátku bylo použití převodovky typu CVT omezeno pouze na menší motory nedosahující vysokých hodnot točivého momentu, jelikož nejslabším článkem byl přenosový pás, který nedovoloval přenášet větší výkony, proto bylo potřeba přijít s novým řešením. Novým prvkem se tedy stal lamelový řetěz (obr. č. 36) představený automobilkou Audi, použitý u systému Multitronic, který dovoloval přenášet točivý moment s hodnotou až 350 N·m. Prvním vozem s tímto typem převodovky byl model A6 s motorem o objemu 2,8l s výkonem 142 kW a ideálním točivým momentem 280 N·m, který přesně zapadal do možností právě tohoto systému. [1]



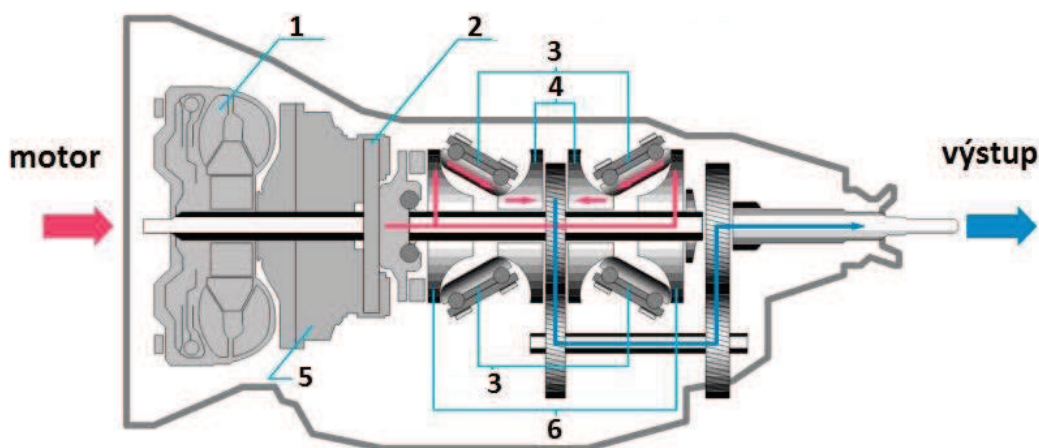
Obrázek 36 Lamelový řetěz Audu Multitronic [1]

Dalším významným, avšak ne tolik rozšířeným druhem plynulých převodovek je toroidní typ. Samotný princip si nechal patentovat už v roce 1877 v USA Charles W. Hunt. Systém změny převodového poměru (obr. č. 37) tedy spočívá v použití dvou toroidních disků, jeden hnací (1) a druhý hnaný (2). Přenos točivého momentu mezi těmito disky je zajištěn pomocí otočných kladek, které jsou v přímém dotyku s toroidními koly a naklápěním těchto kladek (3) se plynule mění činné průměry, tím i samotný převodový poměr mezi hnacím a hnaným diskem. [5]



Obrázek 37 Vlevo nejnižší převodový stupeň: 1 - hnací disk, 2 - hnaný disk, 3 - natáčecí volnoběžné kladky; Vpravo nejvyšší převodový stupeň: 4 - natočení kladek ke změně převodového poměru (činných průměrů) [5]

Mezi hlavní výhody patří možnost přenášet i větší točivé momenty a účinnost přes 95%. Významným představitelem této kategorie je převodovka nesoucí název Extroid CVT poprvé uvedená firmou Nissan a určená pro vozy s pohonem zadních kol a motorem vpředu, jenž dovozovala přenášet točivý moment dosahující hodnoty až 400 N.m. Z důvodu většího výkonu použitého motoru, je celý mechanismus zdvojený, díky tomuto řešení se povedlo snížit napětí v místech dotyku kladek na polovinu. Dále je celá sestava převodovky doplněna ještě o měnič točivého momentu, olejové čerpadlo a mechanismu pro změnu směru otáčení (zpětný chod), (obr. č. 38). [8]

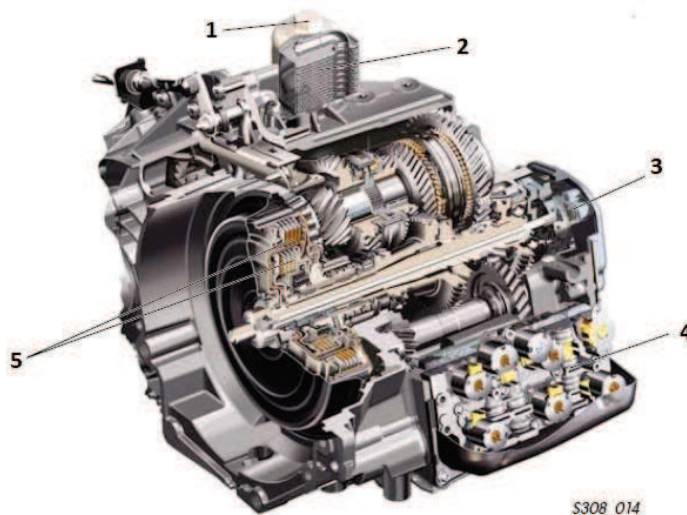


Obrázek 38 Plynulá převodovka EXTROID CVT: 1 - měnič točivého momentu, 2 - mechanismus pro změnu směru otáčení (zpětný chod), 3 - kladky, 4 - hnané disky, 5 - olejové čerpadlo, 6 - hnací disky [8]

6.3 Dvouspojkové převodovky řazené pod zatížením, DSG, PDK

Základní myšlenka a princip dvouspojkové převodovky sahá až do roku 1939, když si svůj nápad spojit dvě převodovky do jedné, nechal Francouz Adolphe Klegesse patentovat, ovšem následné realizaci zabránila druhá světová válka. Následně až v 80. letech tento typ převodovky použila automobilka Porsche ve svých závodních speciálech 956 a 962 s označením PDK (Porsche Doppelkupplungs). Později se tento druh převodovky objevil i ve světě rally, konkrétně ve voze Audi Quattro S1, kdy největším přínosem bylo velmi rychlé řazení převodových stupňů a tím i získání cenných vteřin v automobilových soutěžích.

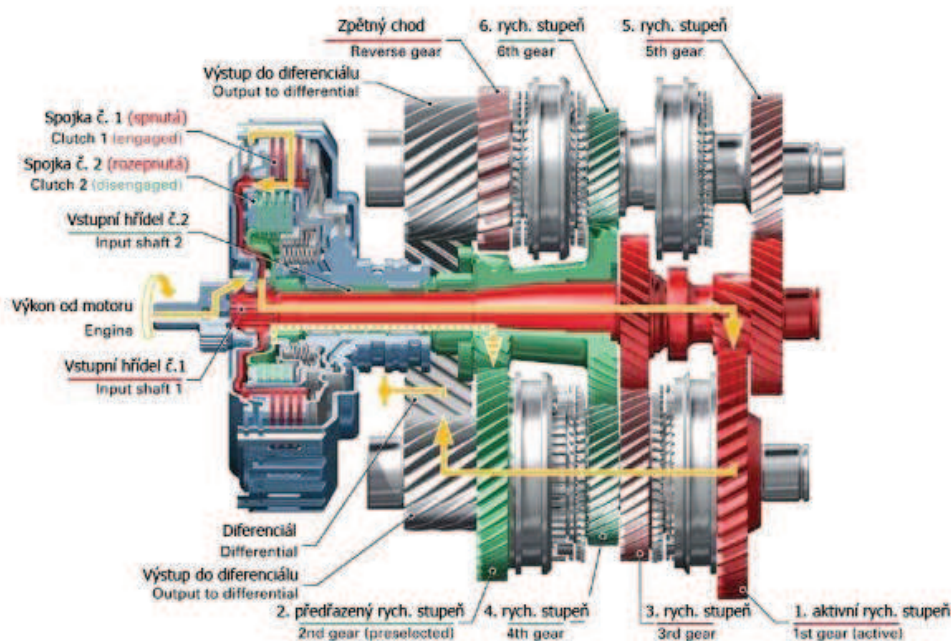
Značení dvouspojkových převodovek se může u jednotlivých automobilek lišit, ovšem princip fungování je u všech stejný. Princip převodovky PDK je tedy velmi podobný principu funkce převodovky DSG (Direct Shift Gearbox) [17], se kterou přišel poprvé do sériové výroby v roce 2003 koncern Volkswagen, konkrétně s vozem Golf R32 [13]. Aplikaci v sériově vyráběném voze dovolily až nové technologie v oblasti řízení zmíněného typu převodovky pomocí elektro-hydraulických mechanismů [17]. Nicméně tento systém o dva roky později nejvíce proslavilo až supersportovní kupé Bugatti Veyron, vybavené první sedmistupňovou dvouspojkovou převodovkou DSG, která navíc musela být dimenzována až na hodnotu točivého momentu 1250 N·m. [4]



Obrázek 39 Převodovka DSG 02E: 1 - olejový filtr, 2 - olejový chladič, 3 - olejové čerpadlo, 4 - ovládací mechanismus, 5 - vícelamelová spojka [24]

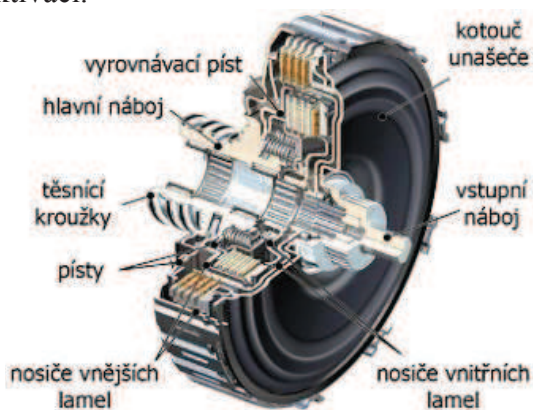
Značnou výhodou dvouspojkové (dvoutoké) převodovky je její schopnost řadit jednotlivé převodové stupně pod zatížením a z toho vyplývá, že nedochází k přerušení hnací síly motoru na kola. Dalším kladem je, že u vozidla, které je vybaveno tímto typem převodovky dochází k plynulejšímu zrychlování bez větších časových prodlev pro zařazení, tím pádem je dosaženo i vyšších jízdních výkonů při maximální zátěži. Nejvíce z tohoto faktu těží automobily s přeplňováním (turbomotory), kdy se nemusí při řazení ubírat plyn (přerušovat dodávku paliva) a nedochází tedy k poklesu plnicího tlaku turbodmychadla nebo kompresoru. Ovšem uplatnění dvoutoké převodovky nalezneme i v nákladních automobilech, kde u vícestupňových převodovek je zajištěn větší komfort řazení, tím pádem se předchází větší únavě řidiče. Ve všech případech je řazení pohodlnější, z důvodu absence spojkového pedálu, navíc většina moderních převodovek DSG nabízí jak plně automatické, tak poloautomatické řazení. Za prvé, s ovládacími „pádly“ pod volantem, podobně jako ve Formuli 1, nebo za druhé, nabízí řidiči možnost sekvenčního řazení pomocí volící páky, kdy se jednotlivé převodové stupně neřadí v klasickém uspořádání do tvaru H, jako je použito u manuálních převodovek, nýbrž pouze přímým pohybem, vpřed nebo vzad. [21]

Jak už bylo řečeno v úvodu této kapitoly, převodovka DSG v sobě spojuje princip dvou paralelně uspořádaných dvouhřídelových převodovek se společným vstupem i výstupem. Základní uspořádání převodovky DSG je podrobně znázorněno na obr. č. 40. Aby se docílilo co nejmenší velikosti samotné převodovky, jsou vstupní hřídele vloženy do sebe. Jedná se tedy o jeden dutý a plný hřídel [18].



Obrázek 40 Uspořádání převodovky DSG [18]

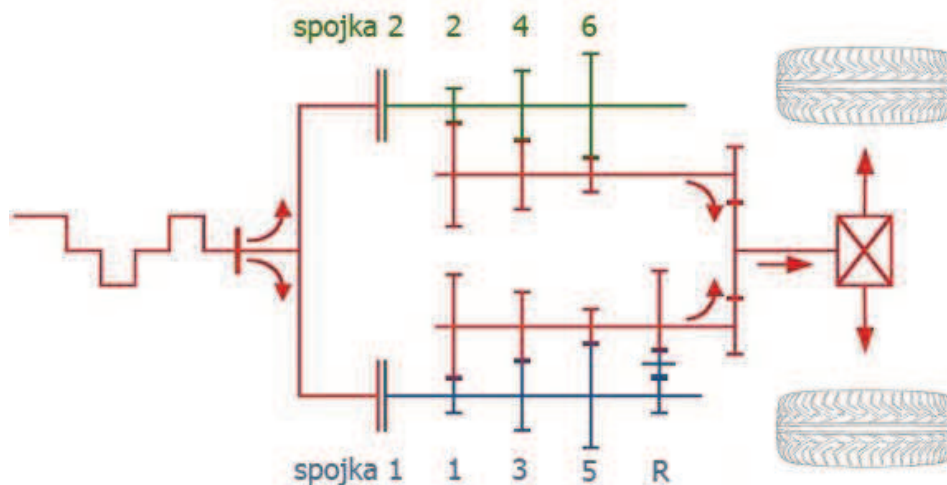
Z názvu této převodovky vyplývá, že se jedná o použití vícelamelové dvojité hydraulicky ovládané spojky, díky níž jsou zařazeny dva převodové stupně najednou, ale točivý moment je přenášen pouze jednou sepnutou spojkou a další předřazený stupeň s rozeprnutou spojkou jen čeká na její aktivaci.



Obrázek 41 Vícelamelová spojka [18]

Samotné řazení trvá řádově tisíce sekundy, kdy v momentě přeřazení hydraulický ovládací píst postupně rozeprná doposud aktivní spojkou a současně spíná prokluzující spojkou s předřazeným převodovým stupněm. Z tohoto faktu vyplývá hlavní výhoda dvouspojkových převodovek a to je výrazně vyšší rychlost řazení na místo konvenčních automatických převodovek, kde při změnách jednotlivých převodových stupňů dochází ke značným časovým prodávám a tím dochází ke snížení jak komfortu, dynamiky ale i stability samotné jízdy. Navíc u DSG převodovek odpadá použití hydrodynamického měniče točivého momentu, který se používá pro rozjezd a jehož nevýhodou je nízká účinnost [21].

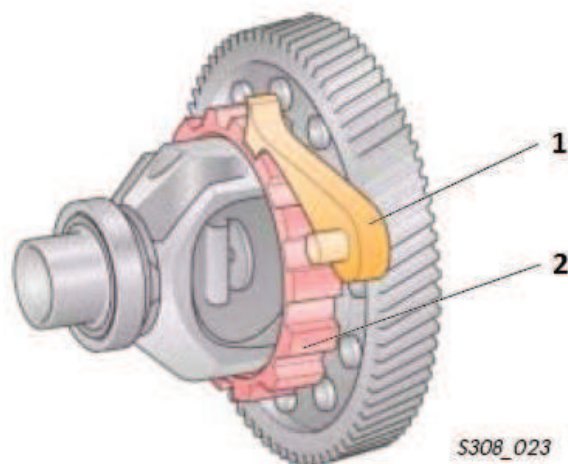
Z kinematického schématu je vidět, že spojka číslo 1 má na starost liché převodové stupně a zpětný převod („zpátečku“), spojka číslo 2 sudé převody. Hlavním důvodem tohoto uspořádání, je návaznost jednotlivých převodových rychlostí.



Obrázek 42 Kinematické schéma [18]

Před rozjezdem vozidla, kdy je volič páky převodovky v poloze D-jízda, je předřazen první i druhý převodový stupeň, nýbrž obě spojky jsou rozepnuté. Poté, co řidič uvolní brzdový pedál a sešlápně plynový pedál, postupně začne spínat spojka číslo 1 a tím přenesou výkon motoru na zbytek hnacího ústrojí a vozidlo se rozjíždí. Při dalším zrychlování řídicí jednotka převodovky současně rozepíná spojku 1 a spíná spojku 2 a výkon se začne přenášet přes druhý hřídel osazeným sudými převody s předřazeným druhým převodovým stupněm. Řídicí jednotka tedy vyhodnocuje jízdní režim a při předpokladu dalšího zrychlování předřazuje třetí převod na hřídeli s rozepnutou spojkou číslo 1, takto postupně řazení probíhá při rovnoměrném zrychlování a vzestupném řazení na vyšší převodové stupně, nebo opačně při zpomalování a podřazování. Větší prodleva ovšem nastane, pokud řidič vozidla při zrychlování náhle nečekaně zpomalí, například v situaci kdy při zařazeném pátém rychlostním stupni a předřazeném šestém stupni je nutnost podřadit zpětně na čtvrtý stupeň.

Další funkcí převodovky DSG je zapotřebí uvést i parkovací režim P, který je nutno zařadit pokaždé po zastavení vozidla za účelem parkování. Parkovací nebo jinak řečeno blokovácí brzda je integrována společně s diferencíalem a slouží k zajištění vozidla proti pohybu při parkování i v případě kdy není zatažena ruční brzda.



Obrázek 43 Parkovací systém: 1 - blokovácí západka, 2 - parkovací ozubené kolo [24]

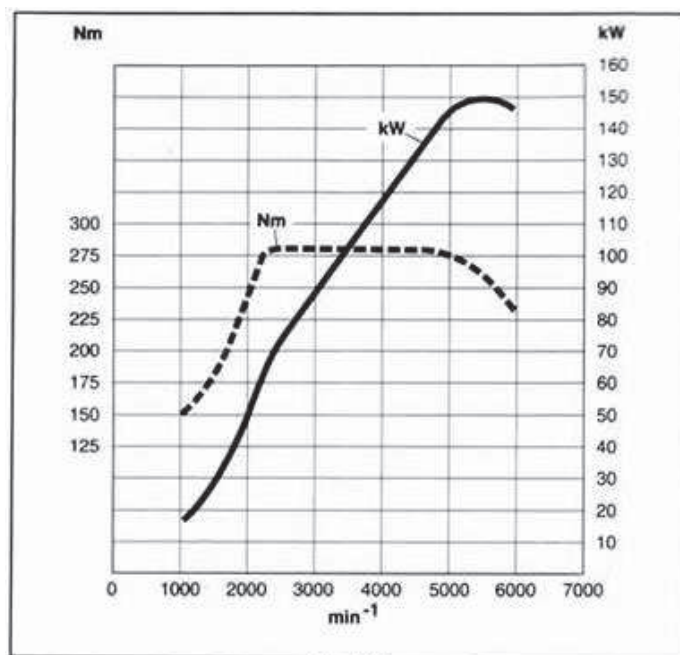
Ovládání parkovací západky je zprostředkováno čistě mechanickým způsobem a to propojením lankem mezi voličem jízdního režimu a parkovací západky. Princip je velmi jednoduchý. Po přesunutí páky voliče do polohy P se parkovací západka uvolní a zapadne do ozubeného kola, které je pevně spojeno s diferenciálem a tím se zamezí pohyb vozidla.

7 Konstrukční návrh

Hlavním tématem konstrukčního návrhu bude úprava sériové převodovky z automobilu Opel Astra F GSi pro závody do vrchu. Především půjde tzv. o její zkrácení, tedy úpravu jednotlivých převodových poměrů. Cílem je dosažení lepšího pružného zrychlení vozu. Druhá část konstrukčního návrhu, se bude zabývat synchronizační spojkou na pátém převodovém stupni a návrhem drážkování na hřídeli převodovky.

7.1 Převodové ústrojí automobilu Opel Astra F GSi

Automobil Opel Astra F ve verzi GSi se vyráběl mezi lety 1991 až 1998. V nejsilnějším sériovém provedení byl dodáván s motorem s kódovým označením C20XE. Jednalo se o atmosféricky plněný čtyřválcový motor o obsahu 1998 cm^3 , jenž dosahoval maximálního výkonu 110 kW a maximálního točivého momentu $196 \text{ N}\cdot\text{m}$. Pro sportovní účely byl vůz individuálně osazen motorem z vozu Opel Calibra s označením C20LET. Díky stejné konstrukci bloku motoru byla přestavba otázkou pouhé výměny těchto pohonných jednotek. Hlavním důvodem této přestavby byl nízký výkon sériového motoru pro dané účely. Nová pohonná jednotka vychází ze stejného základu jako původní motor, ale hlavním rozdílem je přepřínování turbodmychadlem, díky němuž se špičkový výkon zvedl na 150 kW s maximem točivého momentu $280 \text{ N}\cdot\text{m}$. Momentová a výkonová charakteristika je znázorněna na obr. č. 44



Obrázek 44 Momentová a výkonová charakteristika motoru C20LET

Změna převodových poměrů se dosáhne pomocí osazení převodovky novou sadou ozubených kol s požadovanými počty zubů ve správném poměru. Nejprve je zapotřebí sestavit pilový diagram sériového provedení převodovky. Pilový diagram jak se někdy uvádí, znázorňuje rychlostní rozsah vozidla na jednotlivé převodové stupně. Vychází se ze závislosti otáček motoru na rychlosti vozu. Pro sestavení diagramu nám poslouží jednotlivé převodové poměry, rozměr pneumatik a ráfku a otáčky motoru. Prvním krokem bude sestavit pilový diagram z údajů ze sériového provedení převodového ústrojí. V našem konkrétním případě se jedná o manuální pětistupňovou převodovku s označením F20 dvouhřídelové koncepce. Základní převodové poměry viz tabulka č. 1.

Tabulka 1 Převodové poměry v sériové převodovce F20

| Převodový stupeň | Převodový poměr |
|------------------|-----------------|
| stálý převod | 3,421 |
| 1. (i_1) | 3,545 (39/11) |
| 2. (i_2) | 2,158 (41/19) |
| 3. (i_3) | 1,478 (34/23) |
| 4. (i_4) | 1,129 (35/31) |
| 5. (i_5) | 0,886 (31/35) |

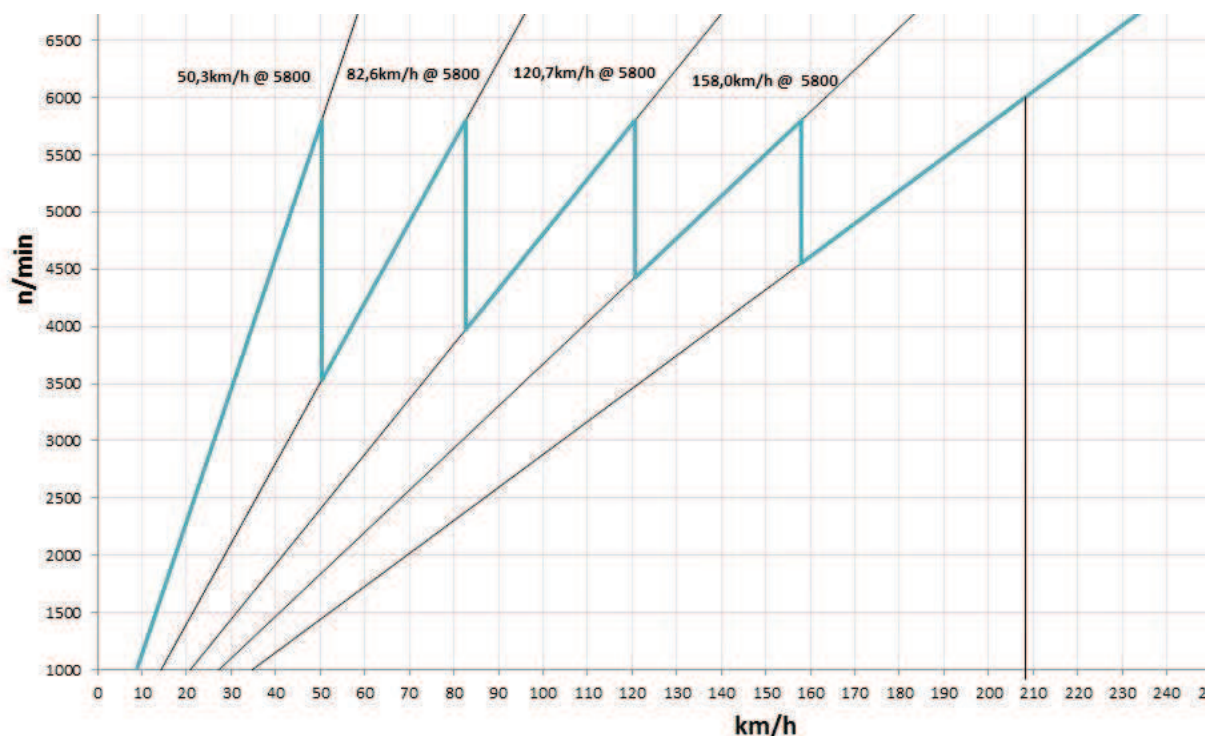
Dalším nezbytným parametrem pro výpočet rychlosti vozidla je obvod kola, ten se vypočítá pomocí rozměru disku kola a výšky pneumatiky. V našem případě se jedná o pneumatiky o rozměru 195/50 R15. První hodnota 195 udává šířku pneumatiky v milimetrech, druhá hodnota 50, udává výšku profilu, tedy poměr výšky pneumatiky k její šířce v procentech a nakonec R15 udává průměr disku v palcích (1 palec = 25,4mm).

Vzorec pro výpočet obvodu kola:

$$\text{Obvod kola} \Rightarrow O = \pi \cdot d = \pi \cdot \left((15 \cdot 25,4) + (2 \cdot (195 \cdot 0,5)) \right) = 1809,55 \text{ mm}$$

Pro výpočet rychlosti vozidla na jednotlivé převodové stupně se použije následující vzorec. Postupným dosazováním otáček motoru a převodového poměru daného stupně (i_i), vyjde závislost otáček motoru na rychlosti vozu. Pomocí těchto hodnot je možné sestavit, již zmíněný pilový diagram (obr. č. 45).

$$\text{Rychlost vozidla} \Rightarrow V = \left(\frac{O \cdot n_m}{60 \cdot 3,421 \cdot i_i} \right) \cdot 3,6 = \dots \text{ km/h}$$



Obrázek 45 Pilový diagram převodovky F20 v sériovém provedení

Pro přeřazení na vyšší převodový stupeň byla zvolena hodnota otáček 5800 ot/min. Rozhodujícím faktorem je především momentová a výkonová charakteristika použitého motoru. Z grafu na obr. č. 44 vyplývá, že přibližně za touto hodnotou výrazně klesá hodnota točivého momentu, ale i výkon motoru a zároveň je těsně před maximálními otáčkami motoru, které jsou 6000 ot/min, poté zasahuje omezovač otáček. Dále z pilového diagramu lze odečíst hodnoty rychlosti vozidla v momentě řazení na další převodový stupeň, ale především i otáčky motoru těsně po zařazení následujícího převodu. Největší propad otáček je jasně zřetelný z grafu při řazení z prvního na druhý stupeň, kdy otáčky motoru klesnou přibližně až na hodnotu 3500 ot/min. Pro dané účely použití převodovky bude potřeba upravit převodové poměry tak, aby po zařazení následujícího převodu neklesly otáčky motoru pod hranici 4000 ot/min, opět se bude vycházet z grafu výkonové a momentové charakteristiky motoru na obr. č. 44. Hlavním důvodem je snaha udržení otáček motoru v oblasti maximálního točivého momentu a výkonu. Převodový poměr udává poměr počtu zubů hnaného a hnacího ozubeného kola. Příkladem může být výpočet pro první stupeň kde převodový poměr je uveden v tabulce č. a také i počty zubů hnacího a hnaného kola, uvedené v závorce. Výpočet převodového poměru:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{11} = 3,545$$

Pro tzv. zkrácení převodových poměrů bude potřeba vyrobit jednotlivé dvojice ozubených kol s požadovanými počty zubů. Při této kusové výrobě by se nevyplatilo z finančního hlediska nechávat vyrábět ozubená kola s šikmými zuby a tak se do závodních vozů montují ozubená kola s rovnými zuby, jelikož jejich výroba je z technologického hlediska výrazně snadnější a také především levnější. Avšak má to i své nevýhody a to je především velká hlučnost samotných převodů ale to u závodního, nebo jinak sportovně laděného vozu nehraje roli. Při výpočtu nového převodového poměru, tedy počtu zubů pro jednotlivé rychlostní stupně je také nutné dodržet osovou vzdálenost mezi hnacím a hnaným hřídelem, jenž je u tohoto typu převodovky 75mm. Převodový poměr se bude upravovat až od druhého stupně, první se nechá původní. Pro zkrácení druhého převodu, bude nutné snížit počet zubů pastorku a ve správném poměru zvýšit počet zubů hnaného kola. Podobným způsobem se bude pokračovat až k pátému převodovému stupni.

Vzorec pro výpočet osové vzdálenosti:

$$a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2)$$

d_1, d_2 ... průměr roztečné kružnice ozubeného kola;

$$d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

m ... modul ozubeného kola, udává poměr mezi průměrem roztečné kružnice a počtem zubů

dosazením vztahů pro roztečné kružnice do vzorce pro výpočet osové vzdálenosti můžeme získat vzorec pro výpočet počtu zubů na hnaném kole:

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) \Rightarrow z_2 = \frac{a}{0,5 \cdot m} - z_1$$

Pro druhý převodový poměr volím počet zubů hnacího kola $z_1=17$ a modul $m=2,5$:

$$z_2 = \frac{75}{0,5 \cdot 2,5} - 17 = 43$$

Převodový poměr i_2 :

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{17} = 2,529$$

Výpočet pro třetí převodový stupeň, $z_1=22$, $m=2,5$:

$$z_2 = \frac{75}{0,5 \cdot 2,5} - 22 = 38$$

Převodový poměr i_3 :

$$i_3 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{38}{22} = 1,727$$

Výpočet pro čtvrtý převodový stupeň, $z_1=29$, $m=2,25$:

$$z_2 = \frac{75}{0,5 \cdot 2,25} - 29 = 37,666 \Rightarrow 38$$

Převodový poměr i_4 :

$$i_4 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{38}{29} = 1,310$$

Výpočet pro pátý převodový stupeň, $z_1=38$, $m=2$:

$$z_2 = \frac{75}{0,5 \cdot 2} - 38 = 37$$

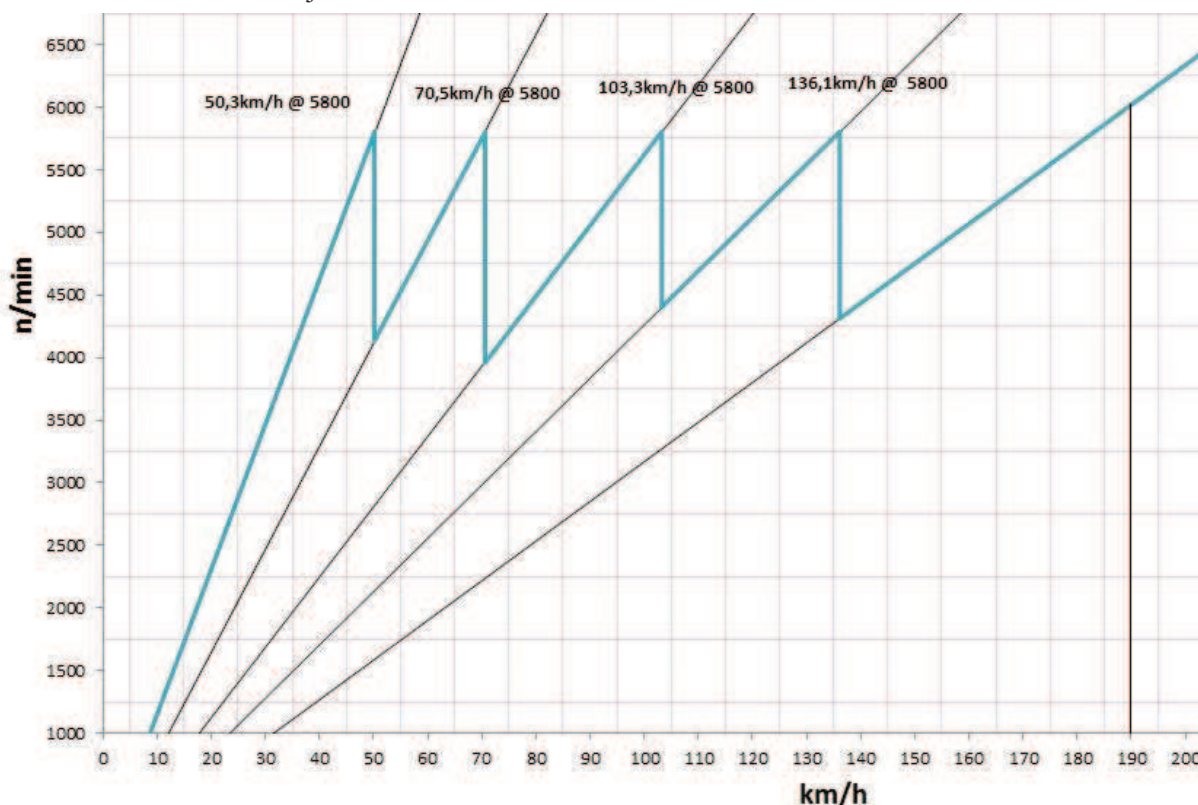
Převodový poměr i_5 :

$$i_5 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{38} = 0,974$$

Nyní je možné sestavit nový pilový diagram s upravenými převodovými poměry, pro přehlednost byla vytvořena tabulka zvolených převodů.

Tabulka 2 Upravené převodové poměry převodovky F20

| Převodový stupeň | Převodový poměr |
|------------------|-----------------|
| stálý převod | 3,421 |
| 1. (i_1) | 3,545 (39/11) |
| 2. (i_2) | 2,529 (43/17) |
| 3. (i_3) | 1,727 (38/22) |
| 4. (i_4) | 1,310 (38/29) |
| 5. (i_5) | 0,974 (37/38) |



Obrázek 46 Pilový diagram upravené převodovky F20

Z grafu (obr. č. 46) je jasně zřetelné, že se snížil propad otáček především po zařazení z prvního na druhý stupeň a také se snížili maximální rychlosti na jednotlivé převody, tím pádem i celková maximální rychlost z 208 km/h na 190 km/h na pátý rychlostní stupeň. Vzhledem k zaměření daného vozu to nelze brát jako nevýhodu, jelikož při závodech do vrchu je co největší snaha pořadatelů právě snížit maximální dosahované rychlosti na rovných úsecích tratě, různými zpomalovacími retardéry, atd. Hlavním přínosem bude právě zkrácení jednotlivých převodů, například při výjezdech z pomalých ostrých zatáček závodní tratě, kde bude automobil lépe akcelarovat.

7.2 Příklad návrhu rozměrů ozubených kol na pátém převodovém stupni

Pro výpočet rozměrů ozubení se bude vycházet ze vztahů pro vnější nekorigovaná válcová soukolí s přímými zuby.

Zadané parametry:

α ...úhel záběru;

h_a^* ...jednotková výška hlavy zubu;

c_a^* ...jednotková radiální vůle;

z_1 ...počet zubů hnacího kola;

z_2 ...počet zubů hnaného kola;

m ...modul ozubeného kola;

$$\alpha = 20^\circ$$

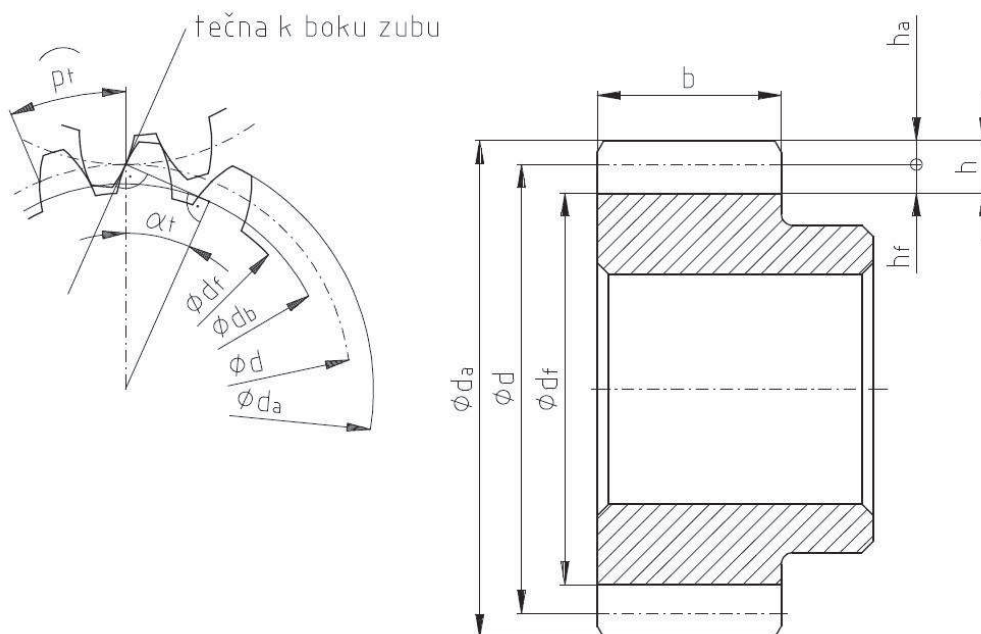
$$h_a^* = 1$$

$$c_a^* = 0,25$$

$$z_1 = 38$$

$$z_2 = 37$$

$$m = 2 \text{ [mm]}$$



Obrázek 47 Rozměry ozubeného kola: d - průměr roztečné kružnice; d_b - průměr základní kružnice; d_a - průměr hlavové kružnice; d_f - průměr patní kružnice; p_t - rozteč na roztečné kružnici

Výpočet pro hnací kolo:

průměr roztečné kružnice: $d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 38 = 76 \text{ mm}$

průměr základní kružnice: $d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 76 \cdot \cos(20) = 71,417 \text{ mm}$

průměr hlavové kružnice: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot h_a^* = 76 + 2 \cdot 2 \cdot 1 = 80 \text{ mm}$

průměr patní kružnice: $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*) = 71 \text{ mm}$

tloušťka zubu na roztečné kružnici: $s_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 2 = 3,142 \text{ mm}$

šířka zub. mezery na roztečné kr.: $e_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 2 = 3,142 \text{ mm}$

Výpočet pro hnané kolo:

průměr roztečné kružnice: $d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 37 = 74 \text{ mm}$

průměr základní kružnice: $d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 74 \cdot \cos(20) = 69,537 \text{ mm}$

průměr hlavové kružnice: $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot h_a^* = 74 + 2 \cdot 2 \cdot 1 = 78 \text{ mm}$

průměr patní kružnice: $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_a^*) = 69 \text{ mm}$

tloušťka zubu na roztečné kružnici: $s_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 2 = 3,142 \text{ mm}$

šířka zub. mezery na roztečné kr.: $e_2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m = 0,5 \cdot \pi \cdot 2 = 3,142 \text{ mm}$

7.3 Návrh synchronizační spojky na pátém převodovém stupni

Prvním krokem návrhu synchronizační spojky bude navržení drážkování pro hnanou hřídel a jádra spojky, jenž bude po přesunutí řadící objímky přenášet točivý moment od motoru na zvolené ozubené kolo. U drážkového spoje provádíme kontrolu na otláčení, tak aby tlak na bocích drážek nepřesahoval povolenou hodnotu. Z daného vztahu vypočteme minimální potřebnou délku drážkování, kterou použijeme především u jádra synchronizační spojky převodovky. Pro naše účely volím jemné drážkování, které je vhodné pro velké točivé momenty.

Vzorec pro výpočet tlaku na bocích drážek:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot l \cdot h \cdot K \cdot i} \leq p_D$$

Zadané parametry drážkování (vychází se z průměru hřídele):

| | |
|---|------------------------------------|
| D ...vnější průměr drážkování; | $D = 25 \text{ mm}$ |
| d ...vnitřní průměr drážkování | $d = 21 \text{ mm}$ |
| M_k ...točivý moment motoru | $M_k = 280 \text{ N}\cdot\text{m}$ |
| l ...délka drážky v místě dotyku mezi hřídelí a nábojem | |
| h ...opěrná výška drážky | |
| D_s ...střední průměr drážkování | |
| K ...korekční součinitel | |
| i ...počet drážek | $i = 20$ |
| p_d ...dovolený tlak na bocích drážek | $p_D = 105 \text{ MPa}$ |

Úprava vzorce pro výpočet minimální délky drážkování:

$$l \leq \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot p_d \cdot h \cdot K \cdot i}$$

Dopočítání potřebných údajů:

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{25 + 21}{2} = 23 \text{ mm}$$

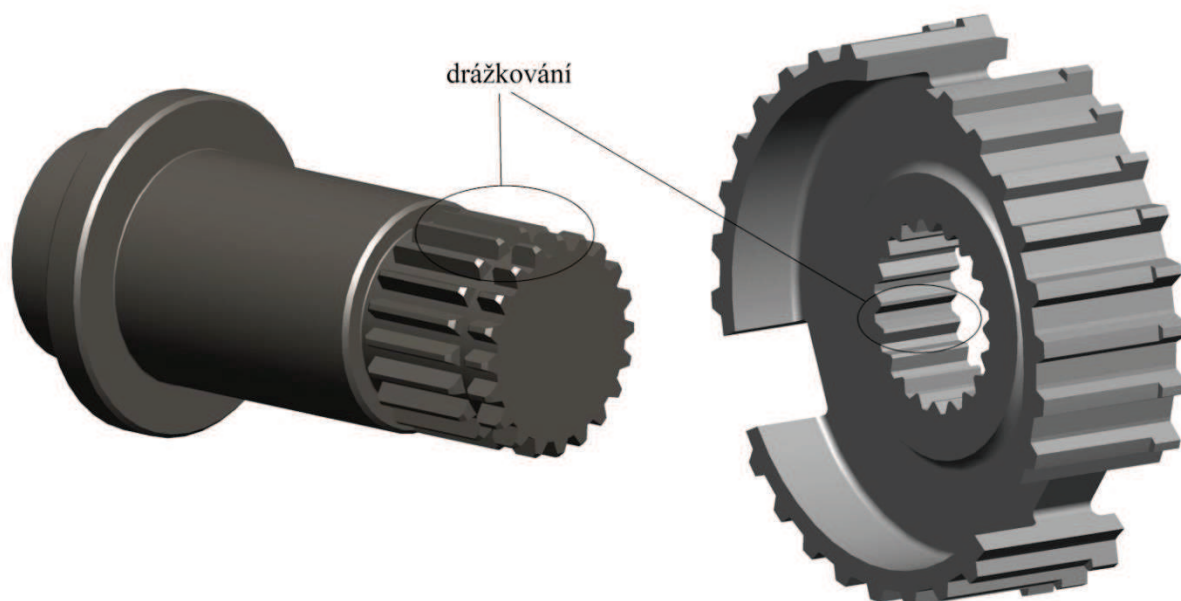
$$h = \frac{D - d}{2} = 2 \text{ mm}$$

Korekční součinitel v případě jemného drážkování je 0,5

Dosazení hodnot do rovnice pro výpočet minimální délky drážkování:

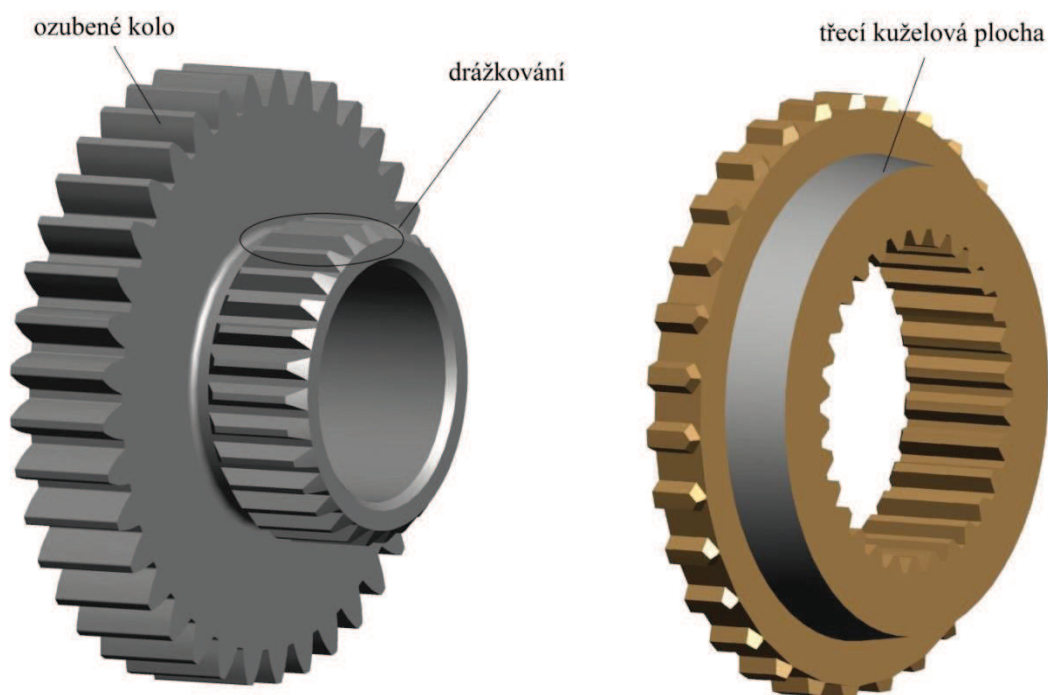
$$l \leq \frac{2 \cdot 280 \cdot 10^3}{23 \cdot 105 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 20} = 11,59 \Rightarrow \text{volím} \Rightarrow 12 \text{ mm}$$

Vypočítané hodnoty se použijí pro drážkování na hřídeli a jádru spojky. Další potřebné rozměry jsou shodné se sériovým provedením převodovky, jako například průměr hřídele, šířka ozubeného kola a rozměry jádra synchronizační spojky.



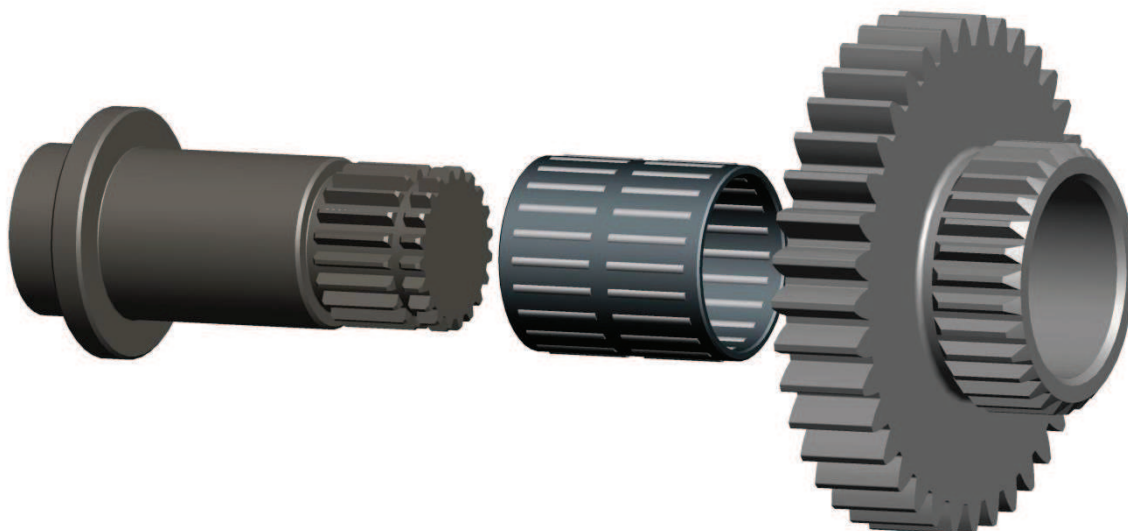
Obrázek 48 vlevo - hnaná hřídel; vpravo - jádro spojky s drážkováním

Synchronizační drážkování s kuželovou třecí plochou, je s hnaným převodovým kolem uložené přes shodné drážkování, pouze se liší počtem zubů, který se zvětšil v závislosti na průměru na 30 zubů.

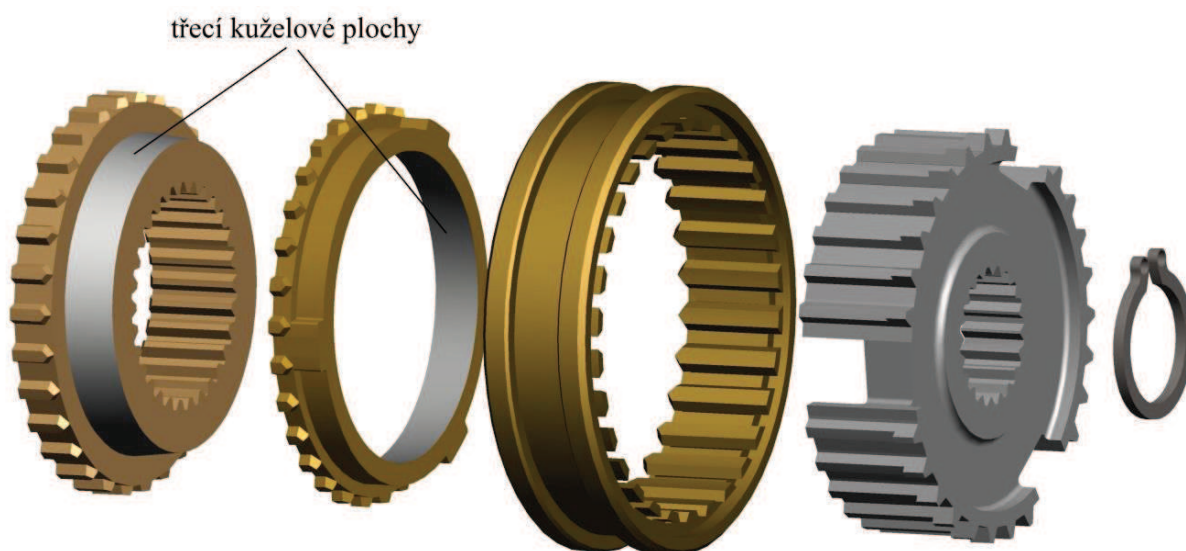


Obrázek 49 vlevo - ozubené kolo; vpravo - synchronizační drážkování

Ozubené kolo je volně otočné na válečkovém ložisku, tak aby se mohlo volně otáčet v případě zařazení jiného převodového stupně. Teprve po přesunutí řadicí objímky se dostává ozubené kolo do záběru.

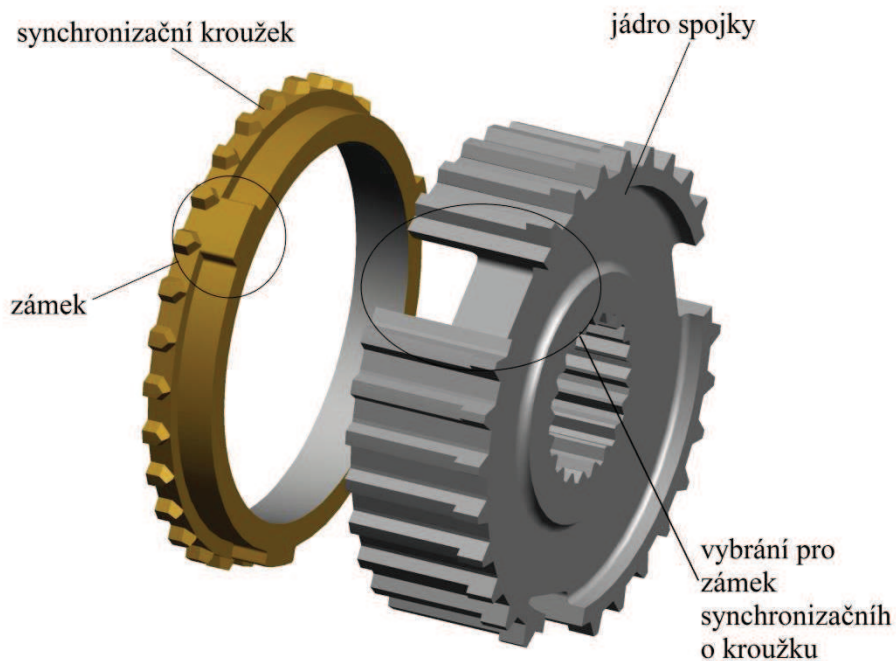


Obrázek 50 zleva: hřídel; válečkové ložisko; ozubené kolo



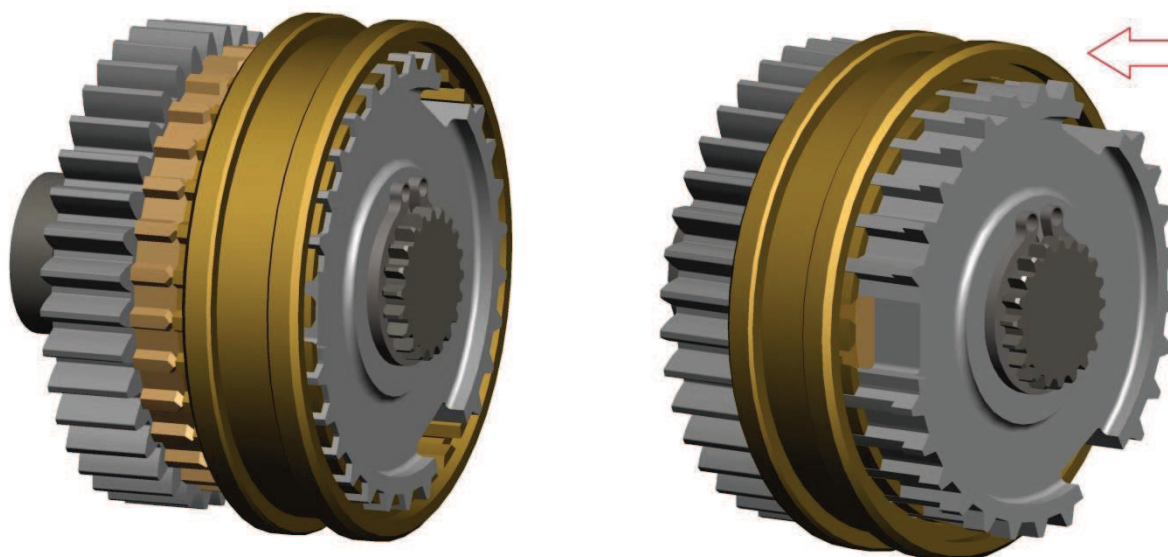
Obrázek 51 zleva: synchronizační drážkování; synchronizační kroužek; řadicí objímka; jádro spojky; pojistný kroužek

Při přesunutí řadicí objímky přes synchronizační kroužek dojde ke vzniku tření mezi kuželovými plochami samotného kroužku a synchronizačního drážkování, tím dojde k postupnému vyrovnání otáček ozubeného kola a jádra spojky. Zařazení rychlostního stupně se dokončí, až po přesunu řadicí objímky přes synchronizační drážkování, které je pevně spojeno s ozubeným kolem obr. č. 49 Tvarové spojení mezi jádrem spojky a synchronizačním kroužkem viz obr. č. 52.

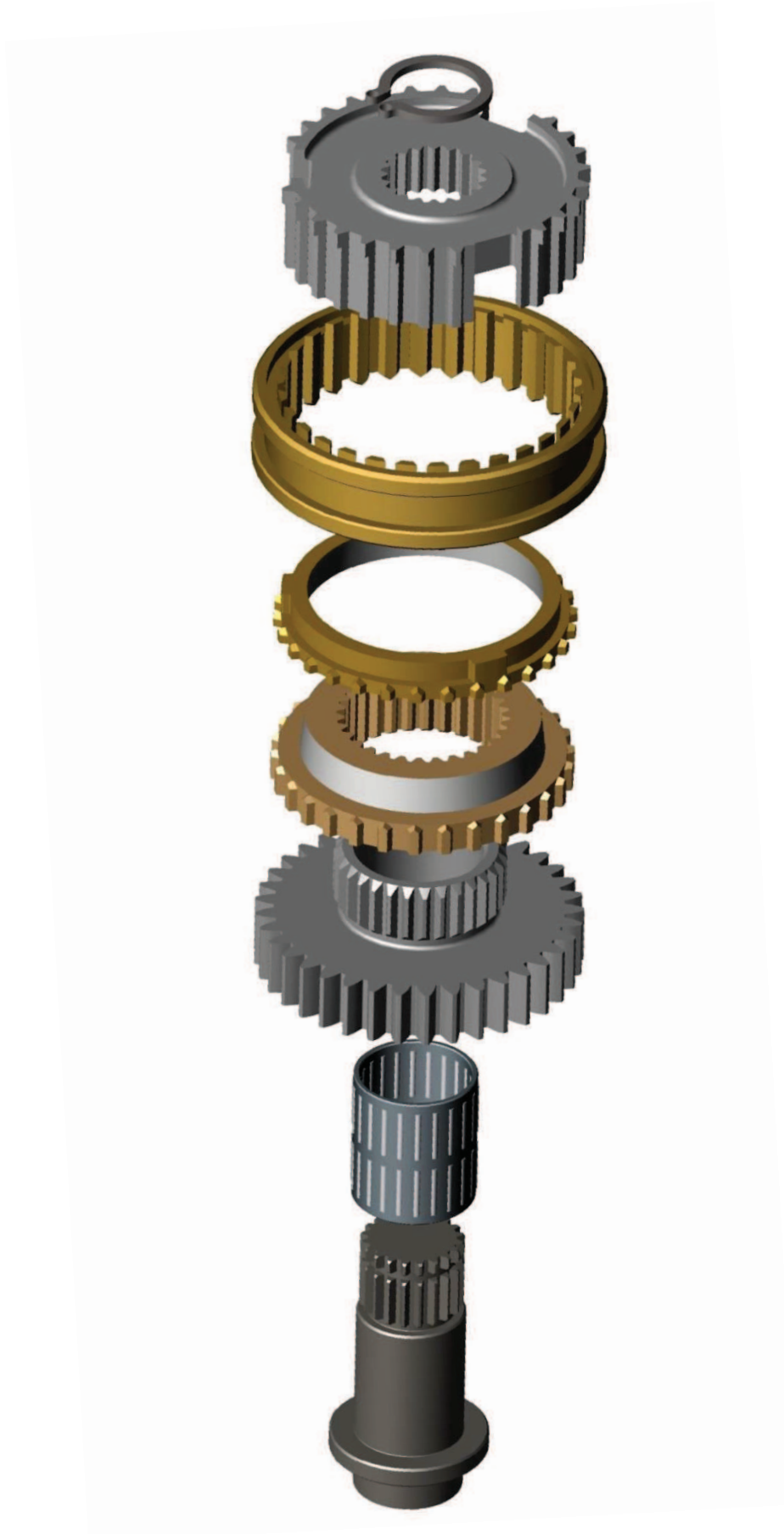


Obrázek 52 tvarové propojení mezi jádrem spojky a synchronizačním kroužkem

Na dalším obr. č. 53 je znázorněna poloha vypnuté (vlevo) a sepnuté spojky (vpravo). Směr pohybu řadicí objímky je znázorněn šipkou.



Obrázek 53 Sestava spojky: vlevo - rozepnutá poloha; vpravo - posunutí řadicí objímky



Obrázek 54 Rozstřel kompletní sestavy

8 ZÁVĚR

Úkolem bakalářské práce bylo v souladu se zadáním vytvoření rešerše, věnující se popisu převodových ústrojí silničních vozidel. Tato část se stala podkladem pro vytvoření druhé části bakalářské práce, která se zabývá konstrukčním návrhem úpravy manuální pětistupňové převodovky k vhodnému použití k závodům do vrchu a synchronizační spojky pátého převodového stupně.

Začátek práce se věnoval pohledem do historie vzniku prvních typů automobilových převodovek, jejich zdokonalováním, a to až do dnešní doby. Následující kapitola definovala hlavní účel, důvody použití převodového ústrojí, jeho dělení, a také jeho základní princip fungování. Zbytek teoretické části, byl rozdělen do tří hlavních kategorií převodovek, vzhledem k jejich ovládání, a to na manuální, poloautomatické a samočinné převodovky. Kapitola zabývající se manuálními převodovkami byla doplněna o vysvětlení podstaty synchronizačního systému, který je též použit u vybraných typů poloautomatických a samočinných převodovek. Každá z již zmíněných kapitol nejdříve vysvětluje způsob fungování dané kategorie převodového ústrojí, která je následně doplněna o několik konkrétních příkladů převodovek.

Cílem druhé části bakalářské práce byl konstrukční návrh vybrané komponenty převodového ústrojí. V konkrétním případě pro konstrukční návrh byla nejprve zvolena úprava vybraného typu manuální pětistupňové převodovky k závodním účelům, a to tzv. zkrácením převodových stupňů, jenž bylo docíleno změnou počtu zubů ozubených kol. Hlavním východiskem byla momentová a výkonová charakteristika motoru vozidla a pilový diagram sériového provedení převodovky sestaven ze základních převodových poměrů. Výsledkem byly upravené převodové poměry vybrané převodovky, a poté sestavení nového pilového diagramu pro názornost a srovnání s původními hodnotami. Za druhou část návrhu bylo zvoleno konstrukční řešení synchronizační spojky pátého převodového stupně. Ze zadaných parametrů přenášeného točivého momentu bylo nejprve navrženo drážkování hřídele a poté následoval samotný návrh jednotlivých součástí. Bakalářská práce byla doplněna o přílohy ve formě výrobních výkresů součástí synchronizační spojky.

9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] **AUDI WORLD.** *Audi multitronic transmission.* [Online] [9. dubna 2015, 22 hodin],
<http://www.audiworld.com/news/99/multitronic/content.shtml>
- [2] **BMW.** *Model Faq E36 M3 3.2.* [Online] [8. ledna 2015, 19 hodin],
http://www.bmwregistry.com/model_faq.php?id=15#2
- [3] **BMW.** *Sekvenční manuální převodovka SMG Drivelogic.* [Online] [1. ledna 2015, 20 hodin],
http://www.bmw.cz/cz/cs/newvehicles/mseries/m3coupe/2004/allfacts/engine_transmission.html
- [4] **BUGATTI.** *The world's first twin-clutch gearbox with seven speeds.* [Online] [31. listopadu, 2015, 13 hodin],
<http://www.bugatti.com/en/home/news.html?newsId=14&displayYears=2013,2005>
- [5] **CARBIBLES.** *The transmission bible.* [Online] [11. dubna 2015, 21 hodin],
http://www.carbibles.com/transmission_bible_pg3.html
- [6] **CITROËN.** *Citroën C3 Sensodrive gearbox.* [Online] [9. března 2015, 23 hodin],
<http://www.citroenet.org.uk/passenger-cars/psa/c3/sensodrive/sensodrive-2.html>
- [7] **CITROËN.** *Citroën C5: a new alliance in styling, technology and comfort.* [Online] [10. března 2015, 19 hodin], <http://www.citroenet.org.uk/passenger-cars/psa/c5/c5-restyle-2.html>
- [8] **Cole, C.** *How Does a CVT Work.* [Online] [11. dubna 2015, 22 hodin],
<http://www.autoguide.com/auto-news/2014/02/cvt-work.html>
- [9] **FERRARI.** *355 F1 Berlinetta.* [Online] [1. ledna, 2015, 22 hodin],
http://www.ferrari.com/english/gt_sport%20cars/classiche/all_models/Pages/355_F1_Berlinetta.aspx
- [10] **HARRIS, W.** *How CVTs Work.* [Online] [8. dubna 2015, 19 hodin],
<http://auto.howstuffworks.com/cvt2.htm>
- [11] **KAPS AUTOMATIC.** *Základní popis funkce hydrodynamického měniče.* [Online] [20. května 2015, 21 hodin], <http://www.hydromenice.cz/cze/zakladni-funkce-hydrodynamickych-menicu.php>
- [12] **KŘEN, K., KOŠTÁL, J.** *Moderní automobil v obrazech.* Praha: NAŠE VOJSKO, 1972.

- [13] **KUDĚLKA, M.** VW Golf R32: *První sériové použití převodovky DSG*. [Online] [2. listopadu 2014, 19 hodin], <http://www.auto.cz/vw-golf-r32-prvni-seriove-pouziti-prevodovky-dsg-18060>
- [14] **MAURICIO, W.** *Hydraulické spojky a měniče*. Praha: SNTL Praha, 1965.
- [15] **OPEL.** *Převodovka Easytronic*. [Online] [10. listopadu 2014, 21 hodin]. <http://www.autoprospect.ru/opel/astra-2004/1-6-2-korobka-peredach-easytronic.html>
- [16] **OPEL.** *The world's first twin-clutch gearbox with seven speeds*. [Online] [4. Června 2015, 13 hodin], <http://www.opel-infos.de/getriebe/f20.html>
- [17] **SAJDL, J.** *PDK (Porsche Doppelkupplung)*. [Online] [2. listopadu 2014, 16 hodin], <http://cs.autolexicon.net/articles/pdk-porsche-doppelkupplung/>
- [18] **SAJDL, J.** *Převodovka DSG*. [Online] [3. listopadu 2014, 18 hodin], <http://cs.autolexicon.net/articles/prevodovka-dsg/>
- [19] **ŠTENGL, M.** *Samočinné bezestupňové převodovky – Plynule a bez zubů* [Online] [8. dubna 2015, 23 hodin], http://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/samocinne-bezestupnove-prevodovky-plynule-a-bez-zubu_40397.html
- [20] **ŠTENGL, M.** *Samočinné převodovky – Svět planet* [Online] [25. května 2015, 12 hodin], http://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/samocinne-prevodovky-svet-planet_40392.html
- [21] **VLK, F.** *Převody motorových vozidel*. Brno: FRANTIŠEK VLK, 2006.
- [22] **VLK, F.** *Stavba motorových vozidel*. Brno: FRANTIŠEK VLK, 2003.
- [23] **VOKÁČ, L.** *Kolečko ke kolečku: od dvou nefungujících stupňů po desetistupňový automat* [Online] [3. června 2015, 23 hodin], http://auto.idnes.cz/historie-automatickych-prevodovek-d61-/automoto.aspx?c=A130818_203039_automoto_vok
- [24] **VW.** *Self study program – SSP VAG*. [Online] [2. února 2015, 22 hodin], http://www.volkspage.net/technik/ssp/index_eng.php/
- [25] **WILSON, G.** *Paddle shifters add excitement to M3 experience*. [Online] [2. listopadu 2014, 16 hodin], <http://www.autos.ca/car-test-drives/test-drive-2002-bmw-m3-smg-convertible/>

10 SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obrázek 1 Dvuhřídelová 5-ti stupňová převodovka [21]..... | 15 |
| Obrázek 2 Uspořádání hnacího ústrojí předního náhonu [22] | 15 |
| Obrázek 3 Schéma tříhřídelové čtyřstupňové převodovky [21]..... | 16 |
| Obrázek 4 Klasická koncepce – motor vpředu, pohon zadních kol [22] | 16 |
| Obrázek 5 Schéma dvouhřídelové převodovky (vlevo) a tříhřídelové převodovky (vpravo) [21] | 17 |
| Obrázek 6 Šestistupňová převodovka 02M [24] | 18 |
| Obrázek 7 Převodovka 02M [24] | 18 |
| Obrázek 8 Konstrukce výstupních hřídelí A a B [24]..... | 19 |
| Obrázek 9 Základní části synchronizační spojky [12] | 20 |
| Obrázek 10 Synchronizační spojka s pružně omezenou přitlačnou silou [12] | 20 |
| Obrázek 11 Třístupňová synchronizace [24] | 21 |
| Obrázek 12 Dvoustupňová synchronizace [24] | 21 |
| Obrázek 13 Jednostupňová synchronizace [24]..... | 22 |
| Obrázek 14 Jednostupňová synchronizace v případě zpětného chodu [24]..... | 22 |
| Obrázek 15 Polosamočinná převodovka ZF-Transmatic [21] | 23 |
| Obrázek 16 Schéma polosamočinné převodovky ZF-Transmatic [21]..... | 24 |
| Obrázek 17 Ferrari F 355 F1 [9] | 24 |
| Obrázek 18 Ovládací páky převodovky SMG BMW M3 [3] | 25 |
| Obrázek 19 Řadící páka převodovky SMG u modelu BMW M3 e46 (vlevo), řadící mechanismus (vpravo) [25]..... | 26 |
| Obrázek 20 Schéma volby řazení převodovky Easytronic [15]..... | 27 |
| Obrázek 21 Ovladač spojky systému MTA [21]..... | 27 |
| Obrázek 22 Kompletní systém převodovky AM6 [7]..... | 28 |
| Obrázek 23 Páka voliče převodovky SensoDrive spolu s tlačítkem „AUTO" pro zvolení plně automatického chodu [6]..... | 29 |
| Obrázek 24 Převodovka Sensodrive společně s ovládacími pohony [6] | 30 |
| Obrázek 25 Datové propojení jednotlivých částí systému SensoDrive [6]..... | 31 |
| Obrázek 26 Převodovka ZF Eurotronic [21]..... | 32 |
| Obrázek 27 Hydrodynamický měnič točivého momentu [14] | 33 |
| Obrázek 28 Planetové soukolí [20] | 34 |
| Obrázek 29 Schéma planetového soukolí typu Ravigneaux [21] | 35 |
| Obrázek 30 Planetové soukolí Ravigneaux [21] | 35 |
| Obrázek 31 Popis řadících prvků [24]..... | 36 |
| Obrázek 32 Automatická převodovka 01M [24]..... | 37 |
| Obrázek 33 Konstrukce ocelového řetězu [10]..... | 38 |
| Obrázek 34 Změna převodového poměru [10] | 38 |
| Obrázek 35 Převodovka CTX [21]..... | 39 |
| Obrázek 36 Lamelový řetěz Audu Multitronic [1]..... | 40 |
| Obrázek 37 Vlevo nejnižší převodový stupeň [5]..... | 40 |
| Obrázek 38 Plynulá převodovka EXTROID CVT [8] | 41 |
| Obrázek 39 Převodovka DSG 02E [24] | 42 |
| Obrázek 40 Uspořádání převodovky DSG [18] | 43 |
| Obrázek 41 Vícelamelová spojka [18] | 43 |
| Obrázek 42 Kinematické schéma [18] | 44 |
| Obrázek 43 Parkovací systém [24]..... | 44 |
| Obrázek 44 Momentová a výkonová charakteristika motoru C20LET | 46 |
| Obrázek 45 Pilový diagram převodovky F20 v sériovém provedení..... | 47 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 46 Pilový diagram upravené převodovky F20 | 50 |
| Obrázek 47 Rozměry ozubeného kola | 51 |
| Obrázek 48 vlevo - hnaná hřídel; vpravo - jádro spojky s drážkováním | 53 |
| Obrázek 49 vlevo - ozubené kolo; vpravo - synchronizační drážkování | 53 |
| Obrázek 50 zleva: hřídel; válečkové ložisko; ozubené kolo | 54 |
| Obrázek 51 zleva: synchronizační drážkování; synchronizační kroužek; řadicí objímka; jádro spojky; | 54 |
| Obrázek 52 tvarové propojení mezi jádrem spojky a synchronizačním kroužkem | 55 |
| Obrázek 53 Sestava spojky: vlevo - rozepnutá poloha; vpravo - posunutí řadicí objímky..... | 55 |
| Obrázek 54 Rozstřel kompletní sestavy | 56 |

11 SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tabulka 1 Převodové poměry v sériové převodovce F20 | 47 |
| Tabulka 2 Upravené převodové poměry převodovky F20 | 49 |

12 SEZNAM PŘÍLOH

| | |
|--|----------------------|
| VÝKRESY: Výrobní výkres ozubeného kola | číslo výkresu: KN-01 |
| Výrobní výkres hřídele | číslo výkresu: KN-02 |
| Výrobní výkres řadicí objímky | číslo výkresu: KN-03 |

