



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## VÝVOJ PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

DEVELOPMENT OF TRANSMISSION

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

František Kocman

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2020



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **František Kocman**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

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

## Vývoj převodových ústrojí

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Převodová ústrojí jsou neustále předmětem vývoje. Cílem práce je vytvoření přehledu jednotlivých koncepcí spolu se směry aktuálního vývoje, a to včetně začlenění problematiky elektromobility.

### Cíle bakalářské práce:

Provedení rešerše.  
Tvorba uceleného přehledu převodových ústrojí.  
Oblasti aktuálního vývoje převodových ústrojí.  
Koncepční návrh převodového ústrojí.

### Seznam doporučené literatury:

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

FISCHER, Robert, KÜÇÜKAY, Ferit, JÜRGENS, Gunter, NAJORK, Rolf, POLLAK, Burkhard. The Automotive Transmission Book. Springer International Publishing, 2015. ISBN 978-3-319-05263-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřená na aktuální trendy v oblasti převodových ústrojí osobních automobilů. Cílem bylo zpracovat přehled jednotlivých koncepcí s ohledem na aktuální trendy. U každé koncepce je popsána její konstrukce a princip. Výpočtová část je zaměřená na výpočet základních parametrů dvoutoké převodovky.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Převodovka, manuální převodovka, planetová převodovka, DSG, CVT

## ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on current trends of passenger car transmissions. The goal was to compile an overview of individual concepts with regards to the current trends. For each concept, there is a description of its construction and principle. The practical part is focused on the calculation of the basic parameters of a dual clutch transmission.

## KEYWORDS

Gearbox, manual gearbox, automatic gearbox, planetary gearbox, DSG, CVT

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOCMAN, František. Vývoj převodových ústrojí. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124547>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 57 s. Vedoucí práce Kamil Řehák.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka Ph.D a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. června 2020

.....

František Kocman

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Kamilu Řehákovi Ph.D za jeho trpělivost a poskytnutí cenných rad. Dále bych chtěl poděkovat své matce a kamarádům za podporu při studiu.

# OBSAH

|                                                                                |           |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Úvod .....                                                                     | 7         |
| <b>1 Historie převodových ústrojí využívaných v osobních automobilech.....</b> | <b>8</b>  |
| <b>2 Převodná ústrojí .....</b>                                                | <b>10</b> |
| 2.1 Spojky .....                                                               | 10        |
| 2.2 Rozvodovky a diferenciály .....                                            | 10        |
| <b>3 Převodovky osobních automobilů .....</b>                                  | <b>12</b> |
| 3.1 Rozdělení převodovek .....                                                 | 12        |
| 3.1.1 Podle změny převodového poměru .....                                     | 12        |
| 3.1.2 Podle způsobu řazení .....                                               | 12        |
| 3.1.3 Podle druhu převodů.....                                                 | 13        |
| 3.2 Řazení převodových stupňů .....                                            | 13        |
| 3.2.1 Řazení posuvnými ozubenými koly .....                                    | 13        |
| 3.2.2 Řazení zubovými spojkami .....                                           | 14        |
| 3.2.3 Řazení se synchronizací.....                                             | 14        |
| 3.3 Mechanizmy řazení.....                                                     | 14        |
| 3.3.1 Přímé řazení pomocí řadicích tyčí .....                                  | 15        |
| 3.3.2 Řazení pomocí otočného hřídele .....                                     | 15        |
| 3.3.3 Řazení pomocí lanovodů .....                                             | 15        |
| 3.3.4 Sekvenční řazení.....                                                    | 16        |
| <b>4 Manuální převodovky .....</b>                                             | <b>17</b> |
| 4.1 Dvouhřídelové převodovky .....                                             | 17        |
| 4.2 Tříhřídelové převodovky .....                                              | 17        |
| 4.3 Výhody a nevýhody .....                                                    | 18        |
| <b>5 Klasické provedení automatické převodovky .....</b>                       | <b>19</b> |
| 5.1 Hydrodynamický měnič.....                                                  | 19        |
| 5.2 Planetové převodovky.....                                                  | 19        |
| 5.2.1 9G-Tronic .....                                                          | 20        |
| 5.2.2 ZF Friedrichshafen AG.....                                               | 20        |
| 5.2.3 Desetistupňová převodovka.....                                           | 21        |
| 5.3 Výhody a nevýhody .....                                                    | 22        |
| <b>6 Dvoutoké převodovky.....</b>                                              | <b>23</b> |
| 6.1 Konstrukce a princip .....                                                 | 23        |
| 6.1.1 DSG VAG .....                                                            | 24        |
| 6.1.2 Porsche PDK .....                                                        | 24        |
| 6.1.3 Light Speed Transmission .....                                           | 25        |
| 6.2 Výhody a nevýhody .....                                                    | 26        |
| <b>7 Samočinné bezstupňové převodovky .....</b>                                | <b>27</b> |
| 7.1 Konstrukce a princip .....                                                 | 27        |
| 7.1.1 Extroid CVT .....                                                        | 28        |
| 7.1.2 Multitronic .....                                                        | 29        |
| 7.1.3 Lineartronic .....                                                       | 29        |

|           |                                                  |           |
|-----------|--------------------------------------------------|-----------|
| 7.2       | Výhody a nevýhody.....                           | 29        |
| <b>8</b>  | <b>E-CVT .....</b>                               | <b>31</b> |
| <b>9</b>  | <b>Převodová ústrojí elektromobilů .....</b>     | <b>32</b> |
| <b>10</b> | <b>Koncepční návrh .....</b>                     | <b>33</b> |
| 10.1      | Parametry vozidla .....                          | 33        |
| 10.2      | Dynamická rovnováha sil .....                    | 33        |
| 10.3      | Jízdní odpory vozidla.....                       | 34        |
| 10.3.1    | Odpor valení kol.....                            | 34        |
| 10.3.2    | Odpor vzduchu .....                              | 34        |
| 10.3.3    | Odpor stoupání .....                             | 35        |
| 10.3.4    | Odpor proti zrychlení .....                      | 35        |
| 10.4      | Požadovaná hnací síla.....                       | 36        |
| 10.5      | Výpočet krajních rychlostních stupňů .....       | 36        |
| 10.6      | Výpočet ostatních celkových převodů .....        | 36        |
| 10.7      | Stanovení jednotlivých rychlostních stupňů ..... | 38        |
| 10.8      | Základní parametry ozubených kol .....           | 38        |
| 10.8.1    | První soukolí .....                              | 39        |
| 10.8.2    | Druhé soukolí .....                              | 39        |
| 10.8.3    | Třetí soukolí .....                              | 39        |
| 10.8.4    | Čtvrté soukolí .....                             | 40        |
| 10.8.5    | Páté soukolí .....                               | 40        |
| 10.8.6    | Šesté soukolí .....                              | 40        |
| 10.8.7    | Sedmé soukolí .....                              | 41        |
| 10.9      | Stálý převod a výběr spojky .....                | 41        |
| 10.10     | Schéma a shrnutí výsledků .....                  | 41        |
|           | <b>Závěr .....</b>                               | <b>43</b> |
|           | <b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>   | <b>49</b> |

## ÚVOD

Převodová ústrojí jsou nedílnou součástí každého zařízení vybaveného motorem, kde je potřeba měnit otáčky, smysl otáčení a velikost přenášeného točivého momentu na výstupním hřídeli. Zásadní uplatnění mají ve vozidlech se spalovacím motorem. Důvodem je poměrně úzké rozpětí otáček, při kterých lze využít jeho potenciálu. Ovšem díky vhodně zvolenému převodovému ústrojí jsme schopni využít toto pásmo co nejdéle, a tím zajistit ekonomický provoz. Toho je docíleno dostatečnou násobností točivého momentu při nízkých rychlostech, a naopak při rychlostech vysokých, kdy už není takový záběr vyžadován.

Vývoj těchto převodových ústrojí je úzce spjat s vývojem osobních, závodních a užitkových vozidel. Díky tomu byly vyvinuty různé konstrukce splňující specifické požadavky, jako je jízdní komfort, rychlost řazení, rozměry a mnoho dalších. Na plnění těchto požadavků se podílejí i další části převodného ústrojí, jako jsou například spojky a diferenciály. V důsledku různorodosti převodových ústrojí je nejčastěji dělíme podle konstrukce, způsobu řazení nebo změny převodového poměru. Se samotným vývojem konstrukčně nejstaršího převodového ústrojí je úzce spjat i vývoj mechanismů řazení a jejich ovládáním.

Aktuální oblast vývoje převodových ústrojí zejména ovlivňuje tlak na snižování emisí. Z tohoto důvodu se postupně stávají samočinné převodovky tím nejrozšířenějším typem převodového ústrojí u vozů se spalovacím motorem.

V této práci jsou popsány jednotlivé základní konstrukční provedení, přičemž u každého jsou popsány základní konstrukční prvky a způsob přenosu točivého momentu. U každého provedení, kromě manuálních, jsou uvedeny příklady některých konkrétních zástupců. Závěr práce je věnován koncepčnímu návrhu dvoutoké převodovky.

# 1 HISTORIE PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ VYUŽÍVANÝCH V OSOBNÍCH AUTOMOBILECH

První automobil využívající převodovku byl patentován v roce 1886 německým konstruktérem Karlem Benzem. Jednalo se o tříkolku vybavenou čtyřdobým litrovým spalovacím motorem o výkonu 0,66 kW. Ten byl přenášen přes jednostupňovou převodovku na zadní nápravu. Samotná převodovka se skládala z předlohového hřídele s integrovaným diferenciálem a řemenu, který sloužil jakožto spojka mezi motorem a hřídelem. O rok později Benz postavil třetí tříkolku, která měla řadu vylepšení, mezi které patřila již dvoustupňová převodovka.

Dalším poměrně velkým pokrokem byla třístupňová ručně řazená převodovka, kterou v roce 1894 představili Louis-Rene Panhard a Emile Levassor. Jednalo se o první vůz využívající nyní již klasickou koncepci pohonu, tj. motor uložen nad přední nápravou, následován spojkou, převodovkou, přičemž je poháněna zadní náprava. Řazení jednotlivých rychlostních stupňů bylo prováděno pomocí posuvných kol. Oproti dnešním provedením se zde nenacházel diferenciál a kardanův hřídel. To ovšem změnil francouzský automobilový nadšenec Louis Renault, který toto ústrojí doplnil o právě zmiňovaný diferenciál a tehdy ještě prostou hřídel, která nahradila doposud využívaný řetěz. Samotnou koncepci diferenciálu nevymyslel Renault, ale převzal ji od amerického konstruktéra Charlese Duryea. Počátkem dvacátého století bylo toto provedení pohonného ústrojí využíváno většinou automobilek. Zásadní změna nastala v roce 1928, kdy Cadillac uvedl na trh synchronizační systém řazení. Jeho nespornou výhodou byly menší nároky na schopnosti řidiče. Za zmínku také stojí legendární Ford model T, který na rozdíl od konkurence využíval jednoduché planetové soukolí. Na rozdíl od dnešních planetových převodovek se ovšem jednalo o manuální převodovku.

Tyto převodovky měli ovšem z hlediska pohodlí řidiče jeden společný problém, a to nutnost manuálního řazení. To se ovšem snažili změnit bratři Sturtevantové, kteří v roce 1904 představili první automatickou dvoustupňovou převodovku. Ta měla ale řadu odlišností oproti těm dnešním. Nebyla vybavena hydrodynamickým měničem a o samotné řazení se staral setrvačnický a sada rotujících závaží. Na trhu se ovšem neprosadily, poněvadž tehdejší materiály nebyly schopny takovou zátěž snášet, dokonce se někdy za chodu rozpadly. Obdobně dopadla stlačeným vzduchem ovládaná automatická převodovka vytvořená Hornerem Murnem, která byla schopna přenést jen malé výkony. První komerčně využívanou automatickou převodovkou se stala čtyřstupňová převodovka Hydra-Matic. Ta byla představena v roce 1939 koncernem General Motors. Samotná převodovka byla tvořena třemi planetovými soukolími doplněnými o hydraulické řízení, ale oproti dnešním planetovým převodovkám neměla hydrodynamický měnič. Místo toho měla hydraulickou spojku, která sloužila pro zařazení zpětného chodu nebo dvou dopředných, a to „Low“ a „High“. V případě Low, převodovka automaticky řadila mezi prvním a druhým rychlostním stupněm. Obdobně v případě High mezi třetím a čtvrtým. První automatickou převodovkou využívající hydrodynamický měnič byla až dvoustupňová převodovka Dynaflo, kterou představil v roce 1947 Buick. Následně se v šedesátých letech minulého století staly konstrukčně podobné, ale již třístupňové automatické převodovky dominantním převodovým ústrojím na Americkém trhu. Rozdílná situace ovšem panovala v Evropě, kde dominovali manuální převodovky. O samotný vývoj automatických převodovek se v Evropě zajímala německá automobilka Mercedes, která v roce 1961 představila svou vlastní automatickou převodovku, která byla podobné konstrukce jako Hydra-Matic. Teprve až v roce 1972 uvedl na trh převodovku s hydrodynamickým měničem. Ty byly v osmdesátých letech nahrazeny čtyřstupňovou

automatickou převodovkou 4G-Tronic, a následně v devadesátých letech pětistupňovou 5G-Tronic. První šestistupňovou automatickou převodovku pak v roce 2001 představila pod označením ZF 6HP26 společnost ZF. V současné době patří mezi nejrozšířenější planetové převodovky ZF 8HP a ZF 9HP od společnosti ZF, 9G-Tronic od Mercedesu. Dále také osmistupňová převodovka AW F8FXX od společnosti Aisin, která je vhodná pro vozidla s příčně uloženým motorem a která je na rozdíl od konkurence tvořena pouze dvěma planetovými soukolími. Mezi další poměrně rozšířené konstrukční provedení automatických převodovek patří převodovky dvoutoké a CVT, kterým se věnuji v dalších kapitolách. Díky neustálému tlaku na snižování emisí se začíná zvyšovat podíl hybridních vozů a elektromobilů. V případě hybridních vozů se převodové ústrojí moc neodlišují od těch předem zmíněných, vesměs se využívají planetová soukolí. Ovšem v případě elektromobilů je situace složitější, poněvadž k jejich optimálnímu provozu je vesměs stálý převod dostačující. Tato kapitola byla zpracována pomocí [1], [2], [3],[4], [5], [6] a [7].

## 2 PŘEVODNÁ ÚSTROJÍ

Jedná se o ústrojí, která jako celek i jednotlivě propojují pohonnou jednotku s hnací částí vozidla (koly, pásy) za účelem změny velikosti nebo smyslu točivého momentu nebo také k jeho přerušení, či přenosu.

Převodová ústrojí se dělí dle účelu a metody přenosu točivého momentu, a to:

- pro změnu velikosti točivého momentu – převodovky, přídavné převody, kloubové hřídele, spojovací hřídele,
- pro rozdělení točivého momentu – diferenciály, rozdělovací převody,
- pro krátkodobé přerušení točivého momentu – spojky, volnoběžky.

Primárním cílem převodového ústrojí je zajistit pohyb vozidla, a to tak, aby bylo dosaženo dobré životnosti daného ústrojí při co nejvyšší ekonomičnosti provozu. Dosažení těchto podmínek je velice složité, a proto se dá říct, že převodová ústrojí tvoří složitou soustavu. [8] [9] [10]

### 2.1 SPOJKY

Hlavním účelem spojky je krátkodobé přerušení točivého momentu mezi pohonnou jednotkou a převodovým ústrojím (převodovka, přídavná převodovka). Toto přerušení je potřebné ke změně převodového stupně. Dále umožňuje stání vozidla při běžícím motoru. Její potřeba je způsobena nemožností provozu spalovacího motoru pod jeho volnoběžnými otáčkami. Plynulého rozjezdu je dosaženo pozvolným spínáním spojky, při kterém dochází k prokluzu. Díky prokluzu dojde k vyrovnání otáček mezi setrvačником a hnací hřídelí převodovky. Dále spojka slouží jako tlumič torzních kmitů od pohonné jednotky. Spojka se vždy skládá z části hnací a hnané. Dle vzájemného silového spojení hnací a hnané části spojky dělíme na:

- Třecí – suché, mokré,
- Kapalinové,
- Elektromagnetické práškové.

Dále spojky dělíme podle způsobu spojení, a to na výsuvné, které umožňují krátkodobé nebo dlouhodobé spojení hřídelů, kdežto v případě trvalého spojení obou hřídelů se jedná o spojení pevné. [8] [9] [10]

### 2.2 ROZVODOVKY A DIFERENCIÁLY

Hlavním účelem rozvodovky je rozvést točivý moment na kola vozidla, potažmo na nápravy. Rozvodovka se skládá ze dvou částí, a to ze stálého převodu hnací nápravy a diferenciálu. Obě části jsou uloženy ve skříni rozvodovky. Ta se u dělených náprav nachází upevněna k samonosné karosérii nebo k rámu, v případě tuhé nápravy je součástí mostu hnací nápravy.

Účelem diferenciálu je umožnit rozdílné otáčky hnacích kol a dosažení jejich rovnoměrného rozložení především při jízdě v zatáčce. Tato funkce je vyžadována kvůli rozdílné dráze pohybu, protože vnitřní kola hnací nápravy se odvalují po menším poloměru než ty vnější, a

tudíž urazí menší vzdálenost. Tato situace může ovšem nastat i při jízdě v terénu, tj. po nerovnoměrné vozovce nebo při nerovnoměrném rozložení váhy vozidla (jedno kolo je zatíženo více než to druhé). Pokud by tato funkce nebyla zajištěna, tak by docházelo k prokluzu jednoho z hnacích kol. Důsledkem prokluzu dochází ke zvýšenému opotřebení pneumatik, vozidlo se stává hůře ovladatelné zejména při vyšších rychlostech a dochází k zvýšené spotřebě paliva. Funkce diferenciálu je zajištěna diferenciálním soukolím, a to tak, že otáčky talířového kola stálé redukce jsou neměnné, ale kola hnací nápravy mají rozdílné otáčky, přičemž nejsou hřídele kol zkrucovány smykovými silami. Diferenciály můžeme dělit:

- Podle účelu – nápravové, mezinápravové, ústřední,
- Podle konstrukce – kuželové a čelní.

Dále mohou být samosvorné, s uzávěrkou, symetrické, nesymetrické. [8] [9] [10]

### 3 PŘEVODOVKY OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Převodovky jsou nezbytnou součástí každého vozidla vybaveného spalovacím agregátem. Jejich hlavním cílem je zajištění několika nezbytných funkcí, a to:

- změna smyslu otáček pro jízdu vzad,
- změnu točivého momentu za účelem optimálního chodu vozidla,
- docílit tzv. volnoběhu.

Mezi další požadavky patří nízká hmotnost, snadná obsluha (řazení jednotlivých rychlostních stupňů), zajištění nízké hlučnosti, tj. snížení vibrací, a především jistou úroveň zpracování zaručující dlouhodobou spolehlivost. Tato kapitola byla zpracována pomocí [8], [9] a [10].

#### 3.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODOVEK

Převodovky osobních automobilů lze dělit dle několika kritérií, jako je jejich konstrukce, způsob řazení a průběhu změny převodového poměru.

##### 3.1.1 PODLE ZMĚNY PŘEVODOVÉHO POMĚRU

- Převodovky stupňové
  - jedná se o klasické převodovky s čelními ozubenými koly, kdy při řazení dochází k vypnutí spojky, tudíž k přerušení přenosu točivého momentu
- Převodovky plynulé
  - tyto převodovky zajišťují plynulou změnu točivého momentu, tj. bez jeho přerušování. Patří sem převodovky s hydrodynamickým měničem, řemenové převodovky

##### 3.1.2 PODLE ZPŮSOBU ŘAZENÍ

- Převodovky s přímým řazením – manuální
  - Pro samotné řazení je potřeba, aby řidič sešlápl spojový pedál a pohybem řadicí páky provedl zařazení požadovaného rychlostního stupně
- Převodovky s nepřímým řazením – poloautomatické
  - Nejčastěji používané u nákladních automobilů. Pro samotné řazení je potřeba pohyb řadicí páky a pomocného zařízení. Nejčastěji se jedná o tlak vzduchu či kapaliny, elektromagnetické síly nebo síly od pružiny.
- Převodovky samočinné
  - K řazení není potřeba zásahu řidiče. Samotné řazení má na starost řídící jednotka. Ta vyhodnocuje rychlost vozidla, otáčky motoru, řidičem zvolený jízdní režim a jízdní odpory.

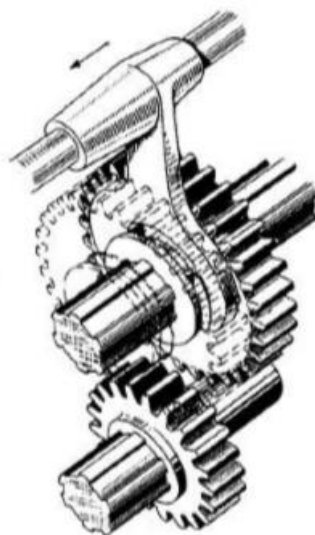
### 3.1.3 PODLE DRUHU PŘEVODŮ

- Převodovky s ozubenými koly
  - Dvouhřídelové
  - Tříhřídelové
  - Planetové
  - Rozdělovací
  - Vícenásobné
- Třecí převodovky
- Řemenové převodovky
- Hydrodynamické měniče

## 3.2 ŘAZENÍ PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ

### 3.2.1 ŘAZENÍ POSUVNÝMI OZUBENÝMI KOLY

V dnešní době používané pouze pro řazení zpětného chodu. Principiálně se ovšem jedná o nejjednodušší konstrukční řešení. V rámci daného soukolí je jedno ozubené kolo pevně spojeno s hnacím hřídelem, kdežto druhé kolo je umístěno volně na drážkovaném hnaném hřídeli, čímž je umožněn axiální posuv. Na obrázku (1) lze vidět jeho řazení, kdy se pomocí řadicí vidlice postupně dostává volné kolo do záběru. Aby bylo zajištěno snadnější řazení, tak mají všechna ozubená kola přímé zuby. Hlavní nevýhodou je obtížné vyrovnávání obvodových rychlostí právě zabírajících ozubených kol, protože čím více jsou rozdílné otáčky obou ozubených kol, tím více je celá převodovka namáhaná na rázy. [8] [9]



Obr. 1 Řazení rychlostních stupňů pomocí posuvných kol [9]

### 3.2.2 ŘAZENÍ ZUBOVÝMI SPOJKAMI

U tohoto provedení jsou všechny páry ozubených kol v záběru. Obdobně jako u předchozího systému je jedno kolo pevně spojeno s hnacím hřídelem, ale jak lze na obrázku (2) vidět, tak to druhé je uloženo na ložisku, které umožňuje jeho volnou rotaci. Zubová spojka je uložena v drážkování hřídele umožňujícím axiální posuv. Při řazení dochází k postupnému nasouvání vnitřního ozubení objímky na vnější ozubení na náboji kola. Díky malému průměru ozubení spojky je dosaženo snazšího vyrovnávání obvodových rychlostí, a tím dochází k zamezení rázů. Využívají se ozubená kola se šikmými zuby, čímž je docílena vyšší účinnost a tišší chod. [8] [9]



Obr. 2 Řazení rychlostních stupňů pomocí zubové spojky [9]

### 3.2.3 ŘAZENÍ SE SYNCHRONIZACÍ

Jeho účelem je vyrovnávání obvodových rychlostí dvou ozubených kol pomocí synchronizační spojky za účelem plynulého zařazení požadovaného rychlostního stupně. Díky tomu dochází k eliminaci rázů a hluku nimi způsobenými. Dále ke snížení hluku napomáhá využití ozubených kol se šikmými zuby. Synchronizace bývá vesměs využíváno u všech dopředných rychlostních stupňů. V případě zpětného chodu se využívá vložené posuvné kolo s přímým ozubením, poněvadž k jeho zařazení dochází, když je vozidlo v klidu. [8] [9]

## 3.3 MECHANIZMY ŘAZENÍ

Změna rychlostního stupně se skládá ze dvou částí, a to z volicího a řadicího pohybu. Pokud řidič pohybuje řadicí pákou doleva nebo doprava, tak se jedná o pohyb volicí. Dochází k výběru řadicí objímky, která uskuteční zařazení příslušného rychlostního stupně. Následným pohybem nahoru nebo dolů je uvedeno dané ozubené kolo do záběru. Dále řazení dělíme podle toho, zda řidič provádí řazení vlastní silou, tj. řazení přímé nebo zda řidič pouze volí řadicí pákou a samotné řazení zajišťuje řídící jednotka, tj. řazení nepřímé. Hlavní náplní řadicího mechanismu je umožnit zařazení všech rychlostních stupňů, zamezení samovolnému

vyřazení a zamezit zařazení více rychlostních stupňů. Tato podkapitola byla zpracována pomocí [8], [9] a [10].

### 3.3.1 PŘÍMÉ ŘAZENÍ POMOCÍ ŘADÍCÍCH TYČÍ

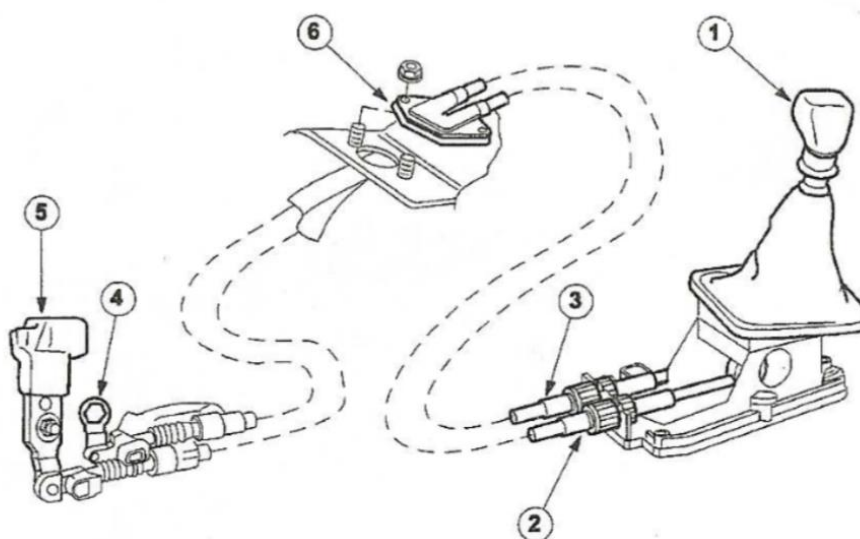
Jedná se o nejjednodušší typ řadicího mechanismu využívaného ve vozidlech, kde se řadicí páka nachází přímo na převodovce. Vlivem volicího pohybu řadicí páky, která je uložena v kulovém kloubu dochází k přesunu řadicího palce v drážkách jednotlivých řadicích tyčí. Následným řadicím pohybem dochází k posunu dané řadicí tyče, čímž dojde k zařazení příslušného rychlostního stupně. Pomocí řadicí tyče můžeme volit mezi dvěma krajními polohami a jednou střední.

### 3.3.2 ŘAZENÍ POMOCÍ OTOČNÉHO HŘÍDELE

Ve většině moderních vozidel se řadicí páka nenachází přímo na víku převodovky, a proto se využívají otočné hřídele nebo táhla. V případě otočného hřídele dochází k změně volicího pohybu řadicí páky na rotační pohyb hřídele. Dále v převodovce dochází k změně rotačního pohybu zpátky na pohyb volicí. Samotné řazení v převodovce je stejné jako u přímého řazení. Nevýhodou je přenos vibrací z převodovky na řadicí páku.

### 3.3.3 ŘAZENÍ POMOCÍ LANOVODŮ

Další metodou je řazení pomocí lanovodů, kdy je využito tzv. bowdenu, který je schopen přenášet sílu. Jak lze na obrázku (3) vidět, tak je v tomto systému využíváno dvou lanovodů, a to vždy jeden pro přenos volicího pohybu a druhý pro přenos řadicího pohybu. Značnou výhodou tohoto mechanismu je snížení hluku a eliminace vibrací od převodovky.



Obr. 3 Řazení pomocí lanovodů: 1) řadicí páka; 2) lanko řazení; 3) lanko předvolby; 4) páka předvolby; 5) páka řazení; 6) vedení lanek [9]

### 3.3.4 SEKVENČNÍ ŘAZENÍ

Postupné řazení se zejména využívá u vozidel s automatickou převodovkou. Princip je však obdobný jako u manuální převodovky. Oproti manuálním převodovkám, kde má systém řazení tvar H, je zde řazení prováděno pomocí pohybu řadící páky vpřed nebo vzad. K samotnému řazení se využívá hydraulických systémů.

## 4 MANUÁLNÍ PŘEVODOVKY

Jedná se o jedno z konstrukčně nejstarších provedení převodovky. Již z názvu plyne, veškeré ovládání, jako je řazení jednotlivých rychlostních stupňů a ovládání spojky je prováděno řidičem. Tyto vozy jsou vybaveny spojkovým pedálem a řadící pákou. Řidič se v závislosti na otáčkách motoru, rychlosti vozidla a okolních jevech svévolně rozhoduje o řazení jednotlivých rychlostních stupňů. Efektivita těchto převodovek je značně ovlivněna schopnostmi řidiče, a poněvadž je v dnešní době kladen velký důraz na snižování emisí, tak bývají vytlačovány automatickými převodovkami. Ovšem díky nízkým výrobním nákladům oproti automatickým převodovkám se stále značně objevují u vozů nižší a střední třídy. Z konstrukčního hlediska bývají děleny na dvouhřídelové (deaxiální) a tříhřídelové (koaxiální). Tato kapitola byla zpracována pomocí [8], [9], [10] a [14].

### 4.1 DVOUHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Základem je paralelně uložený vstupní a výstupní hřídel, z čehož plyne označení deaxiální. Díky konstrukčnímu provedení dochází k přenosu točivého momentu vždy jen jedním párem ozubených kol, kromě zpětného chodu, čímž je zajištěna vysoká účinnost. Nevýhodou je absence přímého převodu. Této konstrukce bývá využíváno zejména u blokové konstrukce, tj. u vozů s motorem u hnací nápravy. Nejčastěji se vyskytují v provedení s pěti nebo šesti převodovými stupni s pohonem přední nápravy.

### 4.2 TŘÍHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Základ tvoří tři hřídele, a to předlohový, vstupní a výstupní, kdy vstupní a výstupní je umístěn na společné ose. Díky koaxiálnímu umístění vstupního a výstupního hřídele můžeme docílit tzv. přímého záběru, kdy se pomocí zubové spojky pevně spojí oba hřídele, čímž docílíme převodového poměru 1. Poněvadž tento převod nevyužívá k přenosu točivého momentu ozubená kola (předlohový hřídel je stále v záběru, ale nepřenáší točivý moment), tak dochází k naprosto minimálním ztrátám. Zpětný chod je realizován pomocí vloženého ozubeného kola. V případě ostatních převodů jsou vždy v záběru dva páry ozubených kol. Stálý převod, tj. první pár je vždy tvořen pomocí malého ozubeného kola na vstupním hřídeli s největším ozubeným kolem na předlohovém hřídeli. Druhý pár je realizován příslušným kolem zvoleného převodového stupně na výstupním hřídeli a tomu ekvivalentní ozubené kolo na hřídeli předlohovém. Ozubená kola na předlohovém hřídeli jsou s ním pevně spojena, kdežto ozubená kola na výstupním hřídeli jsou uložena volně. K řazení daných rychlostních stupňů, tj. pevné spojení daného ozubeného kola s výstupním hřídelem je realizováno pomocí zubových řadících spojek. Tyto převodovky se zejména využívají u vozů s tzv. klasickou koncepcí pohonu, kdy je motor, spojka a převodovka umístěna v přední části vozidla, přičemž je poháněna zadní náprava nebo z důvodů lepšího rozložení váhy je převodovka uložena v zadní části vozidla. Obvykle se vyskytují v pěti, šesti nebo sedmi stupňovém provedení.

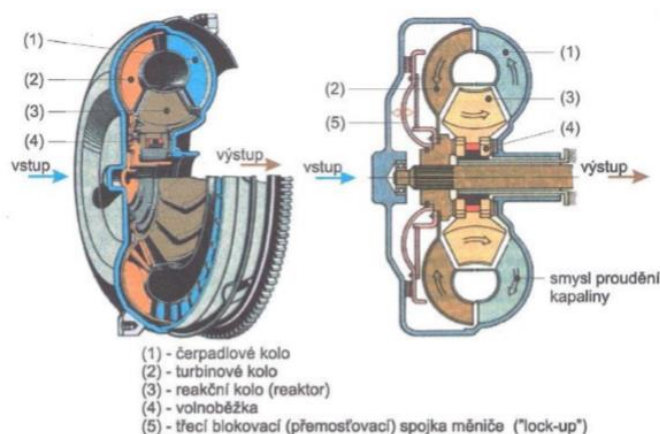
### 4.3 VÝHODY A NEVÝHODY

Díky poměrně nízkým výrobním nákladům, oproti automatickým převodovkám, jsou stále nejrozšířenějším převodovým ústrojím v segmentu nižší střední třídy. Hlavní předností je jednoduchá konstrukce, již zmíněná cena a poměrně vysoká účinnost. Dále mezi výhody, ale ovšem již subjektivní, patří požitky z jízdy a větší kontrola nad vozidlem. Mezi hlavní nevýhody patří na dnešní dobu poměrně nízký počet převodových stupňů, nutnost přerušování toku točivého momentu při řazení a značná závislost účinnosti na schopnostech řidiče.

## 5 KLASICKÉ PROVEDENÍ AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY

### 5.1 HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ

U planetových převodovek se místo lamelové spojky využívá hydrodynamický měnič (Obr. 4). Zaručuje přenos točivého momentu z motoru do převodovky a jeho plynulou změnu vzhledem k zátěži motoru. Jak už z názvu vyplývá, hydrodynamický měnič ke své činnosti využívá zákonů hydrodynamiky.



Obr. 4 Hydrodynamický měnič [8]

Čerpadlové kolo (1), které je poháněno motorem uvádí hydraulickou kapalinu do pohybu. Kapalina vlivem odstředivé síly proudí z čerpadlového kola na lopatky turbinového kola (2), čímž se začíná roztáčet. Turbinové kolo je pevně spojeno s výstupní hřídelí, tj. hnací hřídelí převodovky. Dále pokračuje kapalina do reakčního kola (3), kde pod vhodným úhlem proudí na čerpadlové kolo. Podmínkou správné funkce měniče je zajištění rozdílných otáček čerpadlového a turbinového kola. Měniče dále bývají vybaveny třecí spojkou, která umožňuje přímé spojení motoru a převodovky při vyšších rychlostech. Mezi výhody patří útlum vibrací od motoru a zajištění plynulé jízdy, ovšem hlavním protikladem jsou ztráty způsobené prokluzem a vyšší hmotnost. [8] [9]

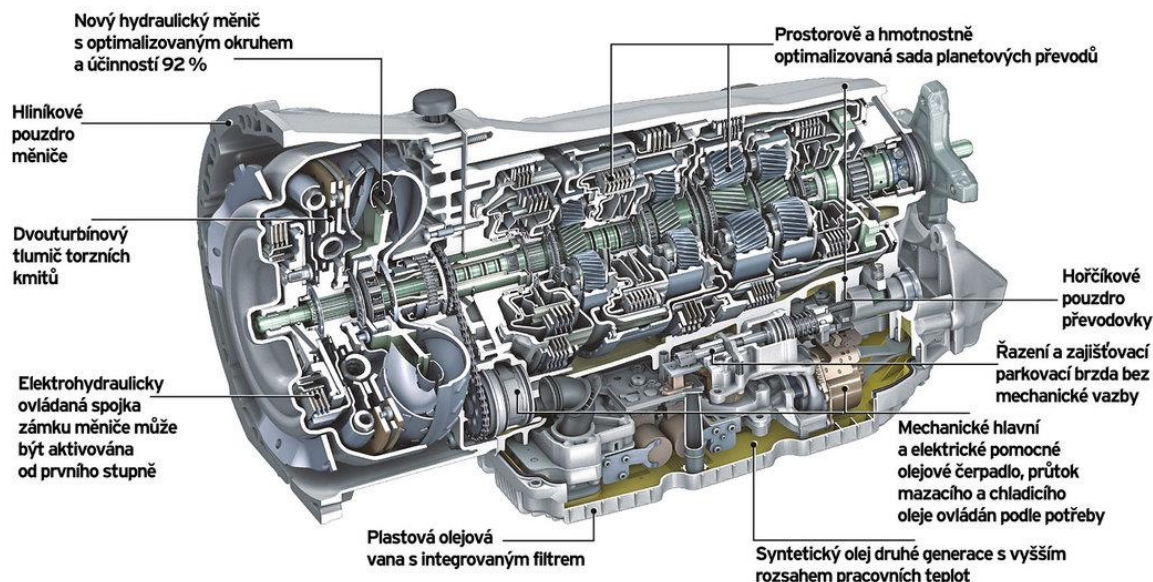
### 5.2 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Jedná se o konvenční provedení automatické převodovky, které dovoluje řazení pod zátěží, tudíž při řazení nedochází k zastavení toku točivého momentu. Hnací moment, který je přiváděn centrálním kolem je převeden na několik satelitů, v důsledku čehož dochází k menšímu namáhání ozubení. Proto můžeme volit menší modul ozubení. Tyto převodovky vykazují velmi dobrou účinnost, pokud byly zvoleny vhodné planetové převody. Dále jsou velice kompaktní a schopny fungovat při vysokých otáčkách. Hlavní nevýhodou je složitost a značný počet součástí při vysokém počtu převodových stupňů.

Planetové převodovky jsou tvořeny planetovými soukolími. Ty se skládají z centrálního kola a satelitů s vnějším ozubením, které jsou uloženy v korunovém kole s vnitřním ozubením. Jednotlivé satelity jsou propojeny pomocí unašeče. Při využití jednoduchého planetového soukolí lze dosáhnout až sedmi převodových stupňů. Obvykle se planetové převodovky skládají ze dvou nebo tří planetových soukolí. V případě spojení dvou planetových soukolí se společným korunovým kolem se jedná o planetové soukolí Ravigneaux, pokud je společné centrální kolo tak Simpson. Tyto typy soukolí disponují třemi rychlostmi vpřed a jednou vzad. Pro docílení většího počtu převodových stupňů bývají doplněny o další jednoduchá soukolí. Řazení jednotlivých rychlostní stupňů je zajištěno bržděním určitých částí planetového soukolí pomocí pásové nebo elektromagnetické brzdy a je prováděno poloautomaticky nebo automaticky. Tato část byla zpracována pomocí [8], [9] a [10].

### 5.2.1 9G-TRONIC

V roce 2013 uvedla na trh automobilka Mercedes-Benz devítistupňovou automatickou převodovku s označením 9G-Tronic. Jedná se o nástupce 7G-Tronic, z kterého vychází. Ovšem oproti jeho předchůdci je lehčí, a dokonce podobných rozměrů. Výraznou inovací také prošel hydrodynamický měnič a elektronika, čímž bylo docíleno vyšší účinnosti. Díky tomu mají vozy vybavené touto převodovkou až o 6,5% nižší spotřebu. Hlavní předností je schopnost přenášet velké točivé momenty, a to až 1000 Nm a značně větší rozsah převodů. To dělá toto převodové ústrojí poměrně univerzální pro všechny modely, a to i ty vybaveny hybridním pohonem. Na obrázku (5) lze vidět její nehybridní provedení. [23] [24]



Obr. 5 Převodovka 9G-Tronic [23]

### 5.2.2 ZF FRIEDRICHSHAFEN AG

Poměrně významným výrobcem převodových ústrojí je německá firma ZF. Mezi nejrozšířenější verze patří ZF 8HP a ZF 9HP. Tyto převodovky jsou využívány v některých

modelech automobilek jako je Audi, BMW, Honda, Toyota a další. Tato podkapitola byla zpracována pomocí [25], [26], [27] a [28].

### ZF 8HP

Jedná se o osmistupňovou automatickou převodovku tvořenou čtyřmi planetovými soukolími a pěti řadícími elementy. I když má oproti svému předchůdci o dva převodové stupně navíc, tak její rozměry zůstali stejné a dokonce je i lehčí. Převodovka je schopna přenášet točivý moment až 1000 Nm a je vhodná pro pohon zadní nápravy nebo všech kol. Díky své modularitě je také vhodná pro využití ve vozech s hybridním pohonem. V případě již čtvrté generace (Obr.6) plug in hybrid provedení, je tato převodovka vybavena elektromotorem o výkonu 160 kW, čímž je docíleno výrazně nižších emisí CO<sub>2</sub>.



Obr. 6 Čtvrtá generace hybridní převodovky ZF 8HP [28]

### ZF 9HP

Jak již název napovídá, jedná se o devítistupňovou automatickou převodovku. Je tvořena čtyřmi planetovými soukolími a šesti řadícími elementy, díky čemuž je velice kompaktní. Dosahuje poměrně velkého rozpětí převodů a je schopna přenášet točivý moment až 480 Nm. Díky svým rozměrům je vhodná pro vozidla, kde je motor s převodovkou uložen napříč.

#### 5.2.3 DESETISTUPŇOVÁ PŘEVODOVKA

V roce 2017 byla poprvé představena desetistupňová automatická převodovka vyvinutá společnostmi Ford a General motors. Převodovka je tvořena čtyřmi planetovými soukolími a šesti řadícími elementy. Díky tomu je dosaženo poměrně velkého rozsahu převodových

poměrů. V důsledku nového systému řízení spojek je převodovka schopna plynule podřadit o několik stupňů najednou. [29] [30]

### **5.3 VÝHODY A NEVÝHODY**

Díky stálému záběru ozubených kol je zajištěn tichý chod převodovky. Poněvadž je řazení jednotlivých rychlostních stupňů prováděno bržděním příslušných částí planetového soukolí, tak je umožněno tzv. řazení pod zátěží. Hlavní výhodou je kompaktnost těchto převodovek, oproti jiným stupňovým mechanickým převodovkám. Díky tomu mohou být vybaveny výkonnějším hybridním modulem a zároveň tím eliminovat hlavní nevýhodu, kterou jsou poměrně velké rozdíly mezi jednotlivými převodovými stupni. To je způsobeno konstrukcí planetového soukolí. Další nevýhodou je jejich komplexnost a vyšší cena.

## 6 DVOUTOKÉ PŘEVODOVKY

Dvoutoké (dvouspojkové) převodovky byly poprvé využity v 80. letech minulého století, a to v závodních vozech značky Porsche pod označením PDK (Porsche Doppelkupplung). Následně slavily úspěch v závodních vozech značky Audi, a to zejména díky schopnosti rychlé změny převodového stupně pod zátěží. Nejčastěji je tato převodovka označována jako DSG (Direct Shift Gear). Ovšem do osobních automobilů se dostaly až v roce 2003 díky příchodu moderní technologie řízení. Největší podíl na jejím vývoji má na svědomí VW a BorgWarner. V dnešní době je tento typ převodovky adoptován i konkurenčními automobilkami, které je zavádí pod novým označením. Například u firmy BMW se jedná o DKG, v případě Porsche se zachovalo původní označení PDK a PowerShift u Volva, Fordu a několika dalších nebo DCT u vozů Hyundai a Kia. Tato kapitola byla zpracována pomocí [9], [10], [11], [12] a [13].

### 6.1 KONSTRUKCE A PRINCIP

Tento typ převodovky skloubil efektivnost a nižší cenu manuálních převodovek s pohodlím automatických převodovek a to díky schopnosti řadit pod zátěží. Konstrukčně se jedná o dvě paralelní manuální převodová ústrojí se synchronizací, která jsou vybavena dvěma lamelovými spojkami pro každou převodovku zvlášť. Z toho plyne název dvouspojková převodovka. Spojky jsou v provedení suchém nebo mokrém potažmo vícelamelové. O provedení rozhoduje požadovaná schopnost přenosu točivého momentu. Obě převodovky mají svůj vlastní vstupní hřídel, kdy jeden je dutý a druhý plný je v něm centricky umístěn. Důsledkem je menší zástavbový prostor. Aby nedocházelo k přerušení přenosu točivého momentu musí být ozubená kola lichých rychlostních stupňů umístěna na jedné hřídeli, a to plné a ozubená kola sudých rychlostních stupňů na hřídeli duté. Z tohoto uspořádání plyne, že není možné přeskakovat jednotlivé rychlostní stupně, které se nachází na stejné hřídeli. U těchto převodovek se principiálně využívá stejné způsobu řazení jako u převodovek manuálních se synchronizací.

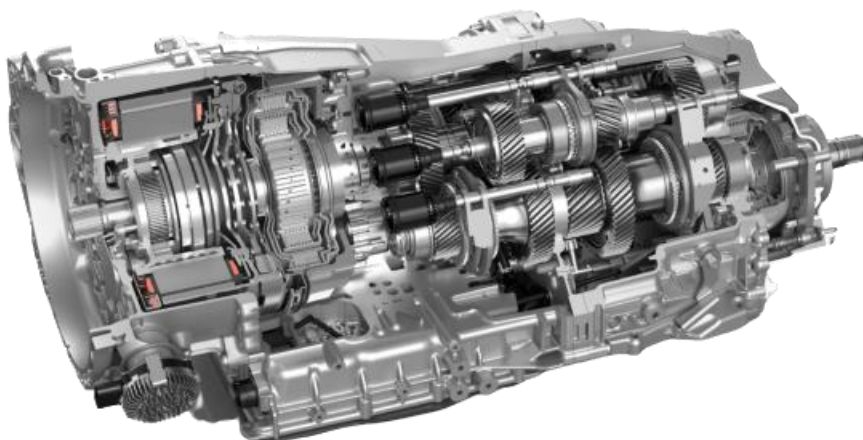
Princip řazení rychlostních stupňů bude popsán na DSG-6. Jedná se o dvoutokou šestistupňovou převodovku, která je principiálně stejná, jako všechny ostatní dvoutokové převodovky. Při rozjezdu dojde k předřazení dvou rychlostních stupňů, a to první a druhý. Po odbrzdění vozidla a následném sešlápnutí plynového pedálu dochází k sepnutí první spojky s již zařazeným prvním rychlostním stupněm. Při stále pokračující akceleraci dosáhne motor ideálních otáček pro zařazení dalšího rychlostního stupně, čímž započne postupné vypínání první spojky a zároveň dochází k postupnému sepínání druhé spojky. Sepnutím druhé spojky dojde k zařazení druhého rychlostního stupně a zároveň se na prvním hřídeli předradí třetí rychlostní stupeň. Při tomto přeřazení nedojde k přerušení toku kroutícího momentu. Následné řazení další rychlostních stupňů probíhá obdobně. V případě prudkého brždění, kdy je potřeba pořadit o více jak jeden rychlostní stupeň, například z šestého na druhý, nejdříve řídící jednotka pořadí na pátý rychlostní stupeň čímž uvolní hřídel s sudými rychlostními stupni a následně jej zařadí.

### 6.1.1 DSG VAG

Jedná se o nejrozšířenější typ dvoutoké převodovky, který byl vyvinut koncernem VW ve spolupráci s firmou BorgWarner, která se postarala o vývoj dvojité spojky a ovládání. V současné době produkuje koncern VW dvě verze této převodovky, a to starší verzi s označením DSG-6 a novější DSG-7, která má více provedení. V případě DSG-6 se jedná o šestistupňovou převodovku používanou pro příčnou zástavbu ve vozidle, schopnou přenášet krouticí moment až do 350 Nm. Dále je tato generace vícelamelovou spojkou, která je uložena v olejové lázni, čímž je docílena větší životnost a širší škála možných provozních podmínek. To je ale vykoupeno nepřetržitým chodem čerpadla, čímž vznikají ztráty. Jejím nástupcem je DSG-7. Jedná se o sedmistupňovou převodovku umožňující podélné uložení ve vozidle, určenou pro menší motory. Oproti předchozí generaci je o necelých 26% lehčí a je vybavena suchou spojkou. Díky tomu je docílena vyšší účinnost, tudíž nižší spotřeba pohonných hmot. Nevýhodou však je, že oproti předchozí generaci je schopna přenášet krouticí moment pouze do 250 Nm. V roce 2009 VW uvedl na trh nové provedení sedmistupňové dvoutoké převodovky s mokrou spojkou pod označením DQ500, které je schopno přenášet velké krouticí momenty dosahující až 600 Nm. Mezi další provedení patří DQ381, která je menší a lehčí variantou DQ500. Toho je ovšem docíleno na úkor maximálního točivého momentu, který činí 430 Nm. V případě Audi se jedná o modifikované verze těchto převodovek vyráběné pod označením S-tronic. Tato část byla zpracována pomocí [8], [10], [11], [17] a [18].

### 6.1.2 PORSCHE PDK

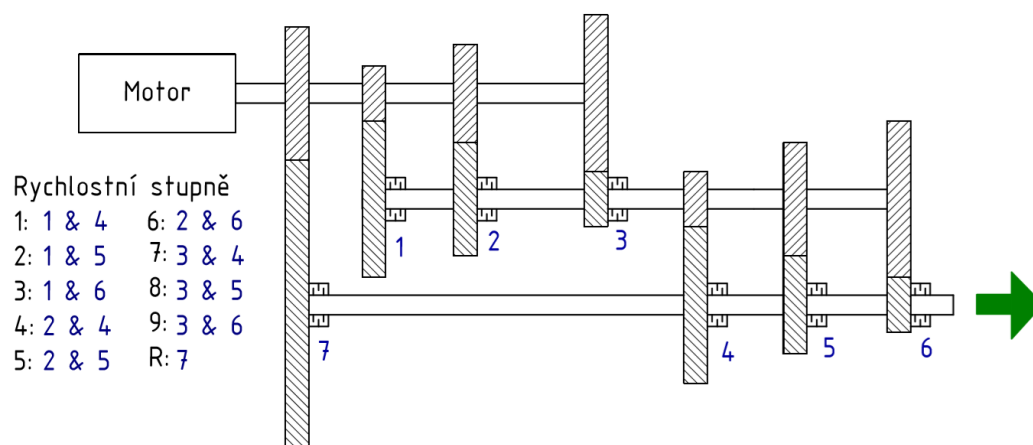
Dvoutoké převodovky vyráběné společností ZF určené pro automobilku Porsche nesou označení PDK. Sedmistupňové provedení této převodovky můžeme najít v modelech, jako je 911, Boxster, Cayman, Panamera a 918 Spyder. Tato převodovka se vyrábí ve čtyřech variantách, které se odlišují maximálním točivým momentem který jsou schopny přenést. Nejnižší verze je schopna přenést 350 Nm, kdežto ta nejvyšší zvládne až 750 Nm. Hlavní předností je provozuschopnost až do  $9000 \text{ min}^{-1}$  a schopnost přeřadit v rámci setin vteřiny. Díky tomu může řidič volit mezi supersportovním režimem jízdy nebo komfortním režimem. V současné době jsou modely 911 a Panamera vybaveny novým osmistupňovým provedením této převodovky (Obr.7). Tato převodovka je vyráběna ve čtyřech variantách a třech třídách, podle maximálního točivého momentu, který jsou schopny přenést, kde ta nejvyšší varianta zvládne až úctyhodných 1000 Nm. První je standardní určená pro pohon zadní nápravy, druhá pro pohon všech kol, třetí je hybridní varianta určená pro pohon zadní nápravy a poslední čtvrtá je opět hybridní, ale pro pohon všech kol. Aby bylo docíleno co nejkompaktnějších rozměrů, tak bylo využito koncepce se dvěma hřídeli a jedním součtovým hřídelem. Pevně uložená ozubená kola, která se nachází na vstupních hřídelích, mohou být využita vícekrát. Důsledkem toho je značné snížení počtu potřebných ozubených kol a tím i zkrácení převodovky. Tohle řešení má dvě zásadní výhody. První, je možnost jiné konfigurace uložení ve vozidle, než jen té podélné. Druhá z dnešního hlediska poměrně zásadnější, je možnost využití výkonnějšího hybridního modulu, a to až o výkonu 100 kW. Tato část byla zpracována pomocí [31], [32], [33], [34] a [35].



*Obr. 7 Hybridní provedení osmistupňové převodovky Porsche PKD [34]*

### 6.1.3 LIGHT SPEED TRANSMISSION

V roce 2019 představila švédská automobilka Koenigsegg svůj nový supersport Jesko. Tento vůz je poháněn přeplňovaným pětilitrovým osmiválcem doplněným o novou převodovku Light Speed. Jedné se o poměrně nestandardní řešení, protože vstupní hřídel převodovky je přímo spojen s motorem bez použití setrvačníku. Samotná převodovka se skládá ze sedmi párů ozubených kol a třech hřídelí. Další zvláštností je absence synchronů a spojky na vstupu. Aby bylo dosaženo co nejmenších rozměrů při zachování rychlého řazení jako u konvenčních DSG převodovek, tak se rozhodli tuto převodovku vybavit sedmi spojkami. Jak lze na obrázku (8) vidět, tak každý pár ozubených kol je vybaven svou vlastní spojkou, která se nachází u ozubeného kola uloženého na ložisku, přičemž to druhé z páru je pevně uloženo na hřídeli. Díky tomuto systému je možné podřadit například ze sedmého rychlostního stupně na třetí takřka okamžitě, bez nutnosti postupného podřazování. Při řazení dopředných rychlostních stupňů dojde vždy k sepnutí dvou spojek, a tím k záběru dvou párů ozubených kol. Samotná převodovka je jen o necelých devět kilogramů těžší než sedmistupňová DSG převodovka, kterou Koenigsegg využíval u modelu Agera. Tato část byla zpracována pomocí [38], [39] a [40].



Obr. 8 Grafické znázornění rozložení jednotlivých rychlostních stupňů převodovky Light Speed

## 6.2 VÝHODY A NEVÝHODY

Z konstrukčního hlediska disponují dvoutoké převodovky výhodami manuálních a klasických manuálních převodovek. Díky podobnosti manuální převodovce disponuje vysokou účinností, která je jen nepatrně nižší než u převodovky manuální. Dále disponuje schopností tzv. řazení pod zátěží. Za to vděčí dvěma spojkám, díky kterým také může dojít k před chystání dalšího rychlostního stupně, a tím k rychlému přerazení.

Nevýhodou je prodleva řazení, pokud je potřeba přeradit na jiný rychlostní stupeň než ten, který byl před chystaný. Hlavní nevýhodou je ovšem vyšší pořizovací cena a životnost, která je poměrně závislá na údržbě a stylu jízdy. Díky konstrukčnímu provedení těchto převodovek nesvědčí popojíždění, které má za následek větší opotřebení spojek.

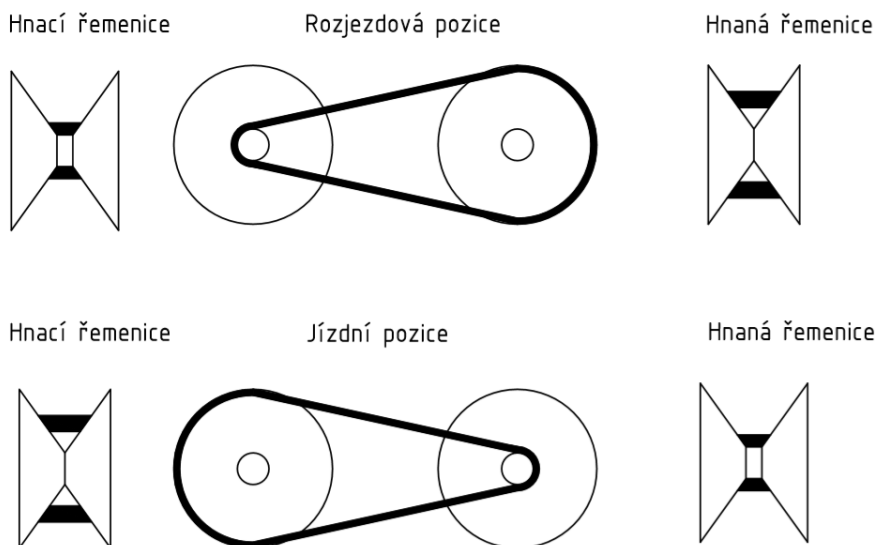
## 7 SAMOČINNÉ BEZSTUPŇOVÉ PŘEVODOVKY

Výše zmíněná převodová ústrojí jsou kvůli váze a rozměrům limitována přesným počtem převodových stupňů, a proto nejsou schopny zajistit optimální chod motoru v celém rozsahu rychlostí a zatížení. Proto byla tendence vyvinout převodové ústrojí s plynule volitelným převodem. Tyto převodovky se nejčastěji označují CVT (Continuously Variable Transmission) a řadí se mezi automatické převodovky. I když se první koncept objevil již v 15. století. Ovšem první sériová produkce pro automobily se objevila až v 60. letech minulého století. Později započali produkci vlastních provedení také automobilky Ford a Fiat. Tato provedení měla ovšem značnou nevýhodu, a to neschopnost přenášet velké točivé momenty, proto bylo jejich využití omezené jen na málo výkonné vozy. Zásadní přínos v jejich vývoji měla firma Schaeffler, která vyvinula provedení schopné přenášet velký točivý moment. Díky tomu můžeme najít tyto převodovky i velkých vozech s výkonnými motory jako je Audi A6 nebo Subaru Outback. Tato kapitola byla zpracována pomocí [8], [9], [10], [14], [15] a [16].

### 7.1 KONSTRUKCE A PRINCIP

Variátor se skládá z dvou klínových řemenic, kdy primární je pevně spojena s hnací hřídelí a sekundární s hřídelí hnanou. Každá řemenice je tvořena dvěma ocelovými kotouči, kdy jeden je axiálně suvný a druhý je pevně uložen. Posuvem onoho kotouče je zajištěna plynulá změna poloměru, který opisuje ocelový řemen. Díky tomu je docíleno potřebné změny převodového poměru. Samotný přenos točivého momentu z hnací řemenice na hnanou je zajištěn pomocí ocelového řemenu. Pro možnost zpětného chodu je doplněn jednoduchým planetovým soukolím. Dále je doplněn buď o hydrodynamický měnič nebo lamelovou spojku, jenž slouží pro rozjezd vozidla.

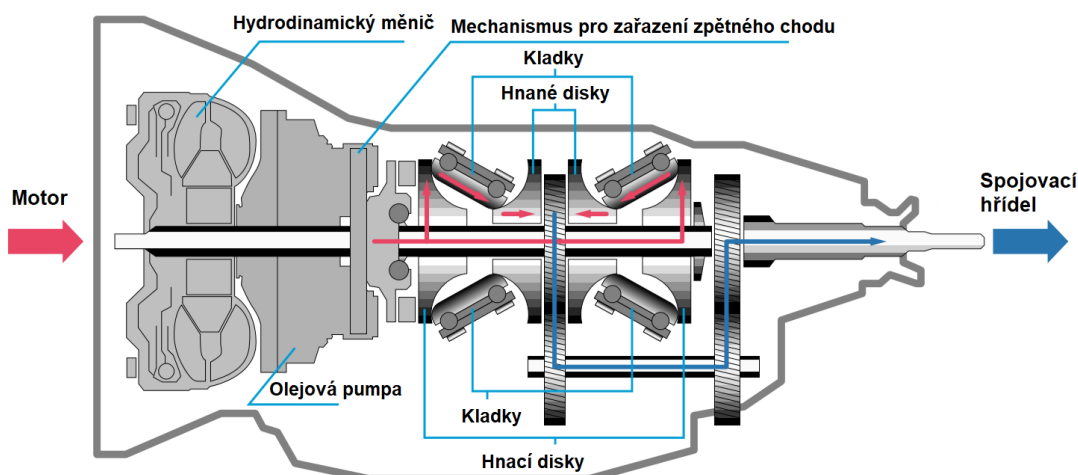
Princip variátoru je zobrazen na obrázku (9). Aby se vozidlo mohlo bez obtíží rozjed, tak je potřeba dosáhnout velkého převodového poměru. V takovém případě řemen opisuje na hnací řemenici nejmenší poloměr, kdežto na hnané řemenici opisuje největší poloměr. Pro rychlou jízdu je to přesně obráceně, tudíž na hnací řemenici řemen opisuje největší poloměr a na hnané poloměr nejmenší. Samotná změna poloměru, jak řemenice hnací, tak řemenice hnané probíhá současně. Rozdíl je v nastavování daného poloměru, kde hnací řemenice je ovládána hydraulicky, kdežto v případě hnané řemenice je pohyblivý kužel přitlačován na ocelový řetěz pomocí pružiny. Díky konstantní délce řemene je docíleno, že při posuvu kuželu na primární řemenici dojde také k posuvu kuželu na sekundární řemenici.



Obr. 9 Princip variátoru

### 7.1.1 EXTROID CVT

Jedná se o poměrně unikátní konstrukci CVT převodovky vyvinutou automobilkou Nissan. Tyto převodovky jsou určeny pro vozidla s pohonem zadní nápravy. Základ této převodovky tvoří dva kónické, zrcadlově otočené disky s konkávní plochou ve tvaru toroidy. Samotný přenos točivého momentu mezi disky je prováděn pomocí speciálních pohyblivých kladek. Dále je tento moment přenášen pomocí ozubených kol, viz. obrázek (10) přímo na kardanový hřídel, který „pohání“ zadní nápravu. Poněvadž byla tato převodovka ve své době určena pro vozy poháněné přeplňovanými třilitrovými šestiválci, tak bylo potřeba tento mechanismus zdvojit. Díky tomu byla tato CVT převodovka na svou dobu schopna přenést až 400 Nm. K samotné změně převodového poměru dochází v důsledku lineárního posuvu kladek vůči diskům. Posuv kladek je prováděn pomocí hydrauliky ovládané řídicí jednotkou. [9] [41]



Obr. 10 Princip funkce převodovky Extroid CVT [41]

### 7.1.2 MULTITRONIC

Tato převodovka byla využívána automobilkou Audi do roku 2015, kdy byla nahrazena dvoutokou sedmistupňovou převodovkou. Na rozdíl od běžného variátoru, který je značně limitován klínovým řemenem, je zde využit speciální článkový řetěz. Díky tomu je schopna přenášet velké točivé momenty. Dále je tato převodovka vybavena dvěma lamelovými spojkami, které slouží pro zařazení přímého a zpětného chodu. Díky konstrukci dosahovala vyšší účinnosti než automatické převodovky vybavené hydrodynamickým měničem. Změna převodového poměru je docílena pomocí hydraulicky ovládaných kuželů. V případě manuálního režimu řazení má řidič na výběr ze sedmi, u starších modelů šesti virtuálních převodových stupňů. Byla využívána pouze u vozů s podélně uloženým motorem a pohonem jedné nápravy. Hlavní nevýhodou jsou problematické rozjezdy a horší akcelerace oproti manuálním převodovkám. Tato část byla zpracována pomocí [9], [19], [20] a [21].

### 7.1.3 LINEARTRONIC

Jedná se o provedené CVT převodovky používané automobilkou Subaru. Tato převodovka využívá k přenosu točivého momentu speciální lamelový řetěz uložený mezi dvěma páry kuželových disků. Onen řetěz dosahuje nižší míry tření a vyšší pevnosti, čímž je dosažena vyšší účinnost a menší spotřeba paliva. Obdobně jako u převodovky Multitronic má řidič možnost použít režim manuálního řazení, kde může využít šesti virtuálních převodových stupňů. Je využívána u vozů s podélně uloženým motorem, ale na rozdíl od Multitronicu pro pohon všech kol. [22]

## 7.2 VÝHODY A NEVÝHODY

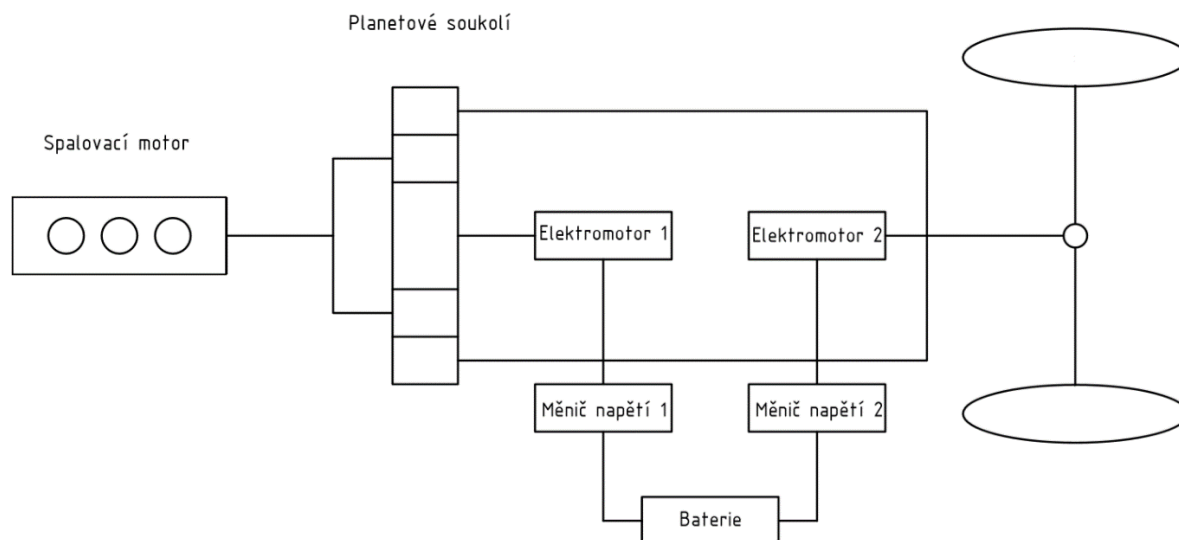
CVT převodovky, jako každé řešení, mají své přednosti a nedostatky. Největší výhodou je možnost plynulé regulace převodového poměru. Díky tomu je řídicí jednotka schopna udržovat otáčky motoru v neoptimálnějším pásmu, navzdory okolním podmínkám. Toto

pásmo se vyznačuje nejlepším poměrem výkonu a točivého momentu. Důsledkem je efektivnější využití paliva a zejména nižší emise. Dřívější neschopnost přenosu velkých točivých momentů je do jisté míry také eliminována. V případě správné implementace CVT převodovky je jízda plynulá a chod převodovky tichý.

Hlavní nevýhodou CVT převodovek je jejich životnost, a to zejména životnost článkového řetězu. S článkovým řetězem přenášejícím točivý moment mezi kuželovými koly je také spjata nižší účinnost. Účinnosti této převodovky také značně závisí na implementovaném softwaru a hydrodynamickém měniči, pokud je využit. Další poměrně často zmiňovanou nevýhodou je nezáživnost jízdy, která je způsobena monotónním zvukem motoru a poměrně pomalou odezvou po přidání plynu, ovšem jedná se spíše o subjektivní nevýhodu.

## 8 E-CVT

Při využití CVT převodovek ve vozech s hybridním pohonem dochází takřka k úplné eliminaci jejích problémů. Takovéto převodovky se nazývají E-CVT. Hlavním rozdílem oproti tradičním CVT je absence variátoru. Samotná převodovka se skládá z minimálně jednoho jednoduchého planetového soukolí, páru elektromotorů, měniče napětí a baterii. Jako příklad uvedu pohonné ústrojí vozu Toyota Prius (Obr.11). V tomto provedení slouží planetové soukolí k rozdělení točivého momentu spalovacího motoru mezi zadní hnací nápravu a první elektromotor, který slouží jako generátor. Druhý elektromotor slouží také jako pohon zadní nápravy, potažmo jako generátor při brždění. Celý tento systém je ovládán řídicí jednotkou, která zajišťuje správný chod. V případě, že je výkon spalovacího motoru nedostačující pro jízdu vozidla, tak řídicí jednotka zvýší výkon druhého elektromotoru tak, aby tento deficit dorovнала. [36] [37]



Obr. 11 Pohonné ústrojí vozu Toyota Prius

## 9 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ ELEKTROMOBILŮ

Ve většině případů se jedná o jedno nebo dvoustupňové převodovky. Hlavním cílem těchto převodových ústrojí je dosáhnout větší efektivity elektromotorů při minimálním navýšení váhy vozu. Jedná se však o poměrně modulární systémy. V případě jednostupňových je lze využít za účelem navýšení kroutícího momentu nebo zvýšení maximální rychlosti. Zajímavé řešení je implementováno v SUV Audi e-tron, kdy je tento vůz vybaven elektromotory na přední a zadní nápravě, přičemž každý má svou vlastní převodovku. Pokud se vozidlo pohybuje v běžném provozu, tak je aktivní pouze zadní náprava, ovšem pokud vozidlo potřebuje náhle zrychlit, tak jsou aktivní oba elektromotory. Díky tomu je zajištěna větší dojezdová vzdálenost, při zachování vysokého výkonu a kompaktnosti (Obr.12). V případě dvoustupňových převodovek je docíleno jak větší dojezdové vzdálenosti, tak vyššího kroutícího momentu pomocí jednoho převodového ústrojí. Takové systému jsou zejména vhodné pro malé osobní. Tato kapitola byla zpracována pomocí [42], [43] a [44].



Obr. 12 Převodové ústrojí zadní nápravy [42]

## 10 KONCEPČNÍ NÁVRH

Mazda MX-5, v některých lokalitách spíše známý jako Miata je drobný dvousedadlový kabriolet využívající klasickou koncepci pohonu. Pro účely tohoto výpočtu poslouží její čtvrtá generace vybavená čtyřválcovým zážehovým motorem o objemu 1,5 litru. Pro výpočet převodových stupňů je kladen důraz na dvě situace, a to rozjezd ve stoupání 14 % (trasa Křtiny Březina po silnici II/373) a jízda po dálnici rychlostí 130 km/h. Tato kapitola byla zpracována pomocí [8], [9], [10], [45], [46], [47], [48], [49], [50] a [51].

### 10.1 PARAMETRY VOZIDLA

|                                         |                                        |
|-----------------------------------------|----------------------------------------|
| Pohotovostní hmotnost (bez řidiče)      | $m_{ph} = 996 \text{ kg}$              |
| Provozní hmotnost                       | $m_{ph_{\check{r}}} = 1031 \text{ kg}$ |
| Maximální hmotnost vozidla              | $m_{max} = 1230 \text{ kg}$            |
| Maximální výkon                         | $P_{max} = 97 \text{ kW}$              |
| Otáčky při maximálním výkonu            | $n_{Pmax} = 7000 \text{ min}^{-1}$     |
| Maximální kroutící moment               | $M_{max} = 152 \text{ Nm}$             |
| Otáčky při maximálním kroutícím momentu | $n_{Mmax} = 4500 \text{ min}^{-1}$     |
| Koeficient odporu vzduchu               | $c_x = 0,35$                           |
| Čelní plocha                            | $S_x = 1,79 \text{ m}^2$               |
| Rozměr pneumatik                        | 195/50 R16                             |
| Tlak v pneumatikách                     | $p = 2,2 \text{ bar}$                  |
| Dynamický poloměr kola                  | $r_{dyn} = 0,292 \text{ m}$            |

### 10.2 DYNAMICKÁ ROVNOVÁHA SIL

$$\sum F_H = O_f + O_{vzd} + O_{st} + O_a \text{ [N]}$$

$F_H$  – výsledná hnací síla [N]

$O_f$  – odpor valení kol [N]

$O_{vzd}$  – odpor vzduchu [N]

$O_{st}$  – odpor stoupání [N]

$O_a$  – odpor proti zrychlení [N]

### 10.3 JÍZDNÍ ODPORY VOZIDLA

Pro určení požadovaných hnacích sil, je zapotřebí určit jednotlivé jízdní pro obě situace. Vzhledem k jejich charakteru je zřejmé, že v obou případech budou některé odpory nulové, a proto nejsou v této sekci výpočtů uvedeny.

#### 10.3.1 ODPOR VALENÍ KOL

Je důsledkem zejména třením v pneumatice při její deformaci, ztrátami třením mezi pneumatikou a vozovkou při jejím odvalování, přisávání běhounu k vozovce a třecími odpory v ložiskách. K určení odporu valení použijí následující rovnici

$$O_f = F_G * \cos \alpha * f = m * g * \cos \alpha * f \text{ [N]}$$

$F_G$  – tíhová síla [N]

$\alpha$  – úhel sklonu vozovky [°]

$f$  – součinitel odporu valení [–]

$m$  – hmotnost vozidla [kg]

Odpor valení v případě rozjezdu při stoupání 14% a maximální hmotnosti vozidla na asfaltu

$$O_{f_0} = m_{max} * g * \cos \alpha * f = 1230 * 9,81 * \cos(8^\circ) * 0,01 = 119,448 \text{ N}$$

Odpor valení při jízdě rychlostí 130 km/h po dálnici, přičemž je brán v potaz maximální sklon dálnic v ČR, a to 6%

$$O_{f_{130}} = m_{ph_r} * g * \cos \alpha * f =$$

$$= 1031 * 9,81 * \cos(3,5^\circ) * (0,005 + \frac{1}{2,2} * (0,01 + 0,0095 * (\frac{130}{100})^2)) = 169,978 \text{ N}$$

#### 10.3.2 ODPOR VZDUCHU

Odpor vzduchu je důsledkem ztrát vzniklých prouděním vzduchu kolem vozidla. Zásadní vliv na tyto ztráty má tvar vozidla, čelní plocha vozu, rychlost vozu a hustota vzduchu. Při výpočtu uvažují bezvětrí a hustotu vzduchu  $\rho = 1,199 \text{ kg} * \text{m}^{-3}$ .

$$O_{vzd} = p_d * c_x * S_x = \frac{1}{2} * \rho * v^2 * c_x * S_x \text{ [N]}$$

$p_d$  – dynamický tlak vzduchu [Pa]

$c_x$  – součinitel odporu vzduchu [–]

$S_x$  – čelní plocha vozidla [ $m^2$ ]

$\rho$  – hustota vzduchu [ $kg * m^{-3}$ ]

$v$  – rychlost vozidla [ $m * s^{-1}$ ]

$$O_{vzd\_130} = \frac{1}{2} * 1,199 * \left(\frac{130}{3,6}\right)^2 * 0,35 * 1,79 = 489,770 \text{ N}$$

### 10.3.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Jedná se o průmět tíhy vozidla, přesněji o složku rovnoběžnou s vozovkou

$$O_{st} = F_G * \sin\alpha = m * g * \sin\alpha \text{ [N]}$$

Odpor stoupání v případě rozjezdu při stoupání 14% a maximální hmotnosti vozidla

$$O_{st\_0} = m_{max} * g * \sin\alpha = 1230 * 9,81 * \sin(8^\circ) = 1,679 \text{ kN}$$

Odpor stoupání při v ČR maximálním povoleném sklonu dálnice 6%

$$O_{st\_130} = m_{max} * g * \sin\alpha = 1230 * 9,81 * \sin(3,5^\circ) = 736,378 \text{ N}$$

### 10.3.4 ODPOR PROTI ZRYCHLENÍ

K určení odporu proti zrychlení je využit zjednodušený vzorec

$$O_a = m * \delta * a \text{ [N]}$$

$m$  – hmotnost vozidla [ $kg$ ]

$\delta$  – součinitel rotačních hmot [–]

$a$  – zrychlení [ $m * s^{-2}$ ]

Při rozjezdu je uvažován součinitel rotačních hmot  $\delta = 1,6$  a zrychlení  $a = 2,6 \text{ m} * s^{-2}$ , přičemž se vůz nebude rozjíždět na plný plyn.

$$O_{a\_0} = m_{max} * \delta * a = 1230 * 1,6 * 2,6 = 5,117 \text{ kN}$$

## 10.4 POŽADOVANÁ HNACÍ SÍLA

Nyní mohu určit požadovanou hnací sílu pro oba případy

$$F_{H_0} = O_{f_0} + O_{vzd_0} + O_{st_0} + O_{a_0} = 119,448 + 0 + 1679 + 5117 = 6,915 \text{ [kN]}$$

$$\begin{aligned} F_{H_{130}} &= O_{f_{130}} + O_{vzd_{130}} + O_{st_{130}} + O_{a_{130}} = 169,978 + 489,77 + 736,378 + 0 = \\ &= 1,396 \text{ kN} \end{aligned}$$

## 10.5 VÝPOČET KRAJNÍCH RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

Aby se vozidlo dokázalo rozjet v předem definovaných podmínkách, tak musí být krouticí moment dostatečně znásoben, a proto celková násobnost kroutícího momentu na první převodový stupeň musí být minimálně

$$i'_{1_{celk}} = \frac{F_{H_0} * r_{dyn}}{M_{max}} = \frac{6915 * 0,292}{152} = 13,284$$

Poslední převodový stupeň slouží k jízdě po dálnici rychlostí 130 km/h, to je také nejvyšší povolená rychlost na dálnicích ve větší části Evropy. Při této rychlosti by mělo být docíleno optimální spotřeby, tudíž otáčky motoru by se měli pohybovat v pásu nejvyššího kroutícího momentu. Poněvadž je u této motorizace maximální krouticí moment při poměrně vysokých otáčkách, tak volím otáčky dostatečně vysoké, aby byla u hnací síly dostačující rezerva a zároveň nebyly otáčky příliš vysoké. Pro tyto účely volím  $n_{130} = 3400 \text{ min}^{-1}$

$$i'_{posl_{celk}} = \frac{0,12 * \pi * n_{130} * r_{dyn}}{v} = \frac{0,12 * \pi * 3400 * 0,292}{130} = 2,879$$

Nyní je potřeba provést kontrolu, zdali je předem zmiňovaná podmínka splněna

$$F'_{H_{130}} = \frac{M_{max}}{r_{dyn}} * i'_{posl_{celk}} = \frac{152}{0,292} * 2,879 = 1,499 \text{ kN}$$

Při stávajícím posledním převodovém stupni je tato hodnota o 0,103 kN vyšší, tudíž by měla být rezerva dostatečná, za předpokladu, že nedojde k zásadní změně okolních podmínek.

## 10.6 VÝPOČET OSTATNÍCH CELKOVÝCH PŘEVODŮ

Prvně je potřeba určit rozsah rychlostních stupňů

$$R = \frac{i'_{1_{celk}}}{i'_{posl_{celk}}} = \frac{13,284}{2,879} = 4,614$$

Nyní je zapotřebí definovat kvocient  $q$  (rozsah stupně, skok)

$$q_{(z-1)-1} = \frac{i_{z-1}}{i_z}$$

Poněvadž se jedná o osobní vozidlo, tak je vhodné zvolit progresivní řadu převodů, to znamená, že poměry dvou po sobě jdoucích převodů nejsou stejné. Především je nutné docílit existence intervalu rychlosti vozu, při kterém může pracovat jak převod  $z$ , tak převod  $(z-1)$ . Dále musí platit, že pokud se motor pohybuje v oblasti maximálního momentu při aktivním převodu  $z$ , tak při podřazení na převod  $z-1$  nesmí dojít k přetočení motoru. Obecně se větší počet rychlostních stupňů více přibližuje k hyperbolickému průběhu křivky konstantního výkonu. Ovšem s větším počtem také roste hmotnost, potažmo i rozměry. Vzhledem k rozsahu převodů volím sedm rychlostních stupňů.

Nyní je potřeba stanovit převodové poměry jednotlivých převodů. K tomu je potřeba zavést konstantní faktor progresy  $y$

$$y = \frac{q_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3}}{q_{3-4}} = \dots = \frac{q_{(z-2)-(z-1)}}{q_{(z-1)-z}} = konst.$$

$$q_{1-2} = y * q_{2-3} = y^2 * q_{3-4} = \dots = y^{z-2} * q_{(z-1)-z} = y * \frac{i_2}{i_3} = y^2 * \frac{i_3}{i_4} = \dots = y^{z-2} * \frac{i_{z-1}}{i_z}$$

Poté lze faktor progresy vyjádřit  $z$

$$R = \frac{i_1}{i_z} = q_{(z-1)-z}^{z-1} * y^{\frac{z^2-3*z+2}{2}} \rightarrow y = \sqrt{\frac{R}{q_{(z-1)-z}^{z-1}}}$$

Nyní ze stanoveného rozsahu rychlostních stupňů a zvoleného nejmenšího skoku  $q_{6-7} = 1,07$  lze určit jednotlivé celkové rychlostní stupně.

$$y = \sqrt{\frac{4,614}{1,07^{7-1}}} = 1,078$$

$$i_{6\_celk} = i_{7\_celk} * q_{6-7} = 2,879 * 1,07 = 3,081$$

$$i_{5\_celk} = i_{6\_celk} * q_{6-7} * y = 3,081 * 1,07 * 1,078 = 3,553$$

$$i_{4\_celk} = i_{5\_celk} * q_{6-7} * y^2 = 3,553 * 1,07 * 1,078^2 = 4,415$$

$$i_{3\_celk} = i_{4\_celk} * q_{6-7} * y^3 = 4,415 * 1,07 * 1,078^3 = 5,914$$

$$i_{2\_celk} = i_{3\_celk} * q_{6-7} * y^4 = 5,914 * 1,07 * 1,078^4 = 8,538$$

$$i_{1\_celk} = i_{2\_celk} * q_{6-7} * y^5 = 8,538 * 1,07 * 1,078^5 = 13,284$$

## 10.7 STANOVENÍ JEDNOTLIVÝCH RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

V první řadě je potřeba určit jednotlivé kvocienty

$$q_{1-2} = \frac{i_{1\_celk}}{i_{2\_celk}} = \frac{13,284}{8,538} = 1,556$$

$$q_{2-3} = \frac{i_{2\_celk}}{i_{3\_celk}} = \frac{8,538}{5,914} = 1,444$$

$$q_{3-4} = \frac{i_{3\_celk}}{i_{4\_celk}} = \frac{5,914}{4,415} = 1,339$$

$$q_{4-5} = \frac{i_{4\_celk}}{i_{5\_celk}} = \frac{4,415}{3,553} = 1,243$$

$$q_{5-6} = \frac{i_{5\_celk}}{i_{6\_celk}} = \frac{3,553}{3,081} = 1,153$$

$$q_{6-7} = \frac{i_{6\_celk}}{i_{7\_celk}} = \frac{3,081}{2,879} = 1,070$$

Nyní lze dopočítat jednotlivé rychlostní stupně, přičemž 5. rychlostní stupeň volím jako tzv. přímý záběr, tzn.  $i_5 = 1$ .

$$i_4 = i_5 * q_{4-5} = 1 * 1,243 = 1,243$$

$$i_3 = i_4 * q_{3-4} = 1,243 * 1,339 = 1,665$$

$$i_2 = i_3 * q_{2-3} = 1,665 * 1,444 = 2,403$$

$$i_1 = i_2 * q_{1-2} = 2,403 * 1,556 = 3,739$$

$$i_6 = \frac{i_5}{q_{5-6}} = \frac{1}{1,153} = 0,867$$

$$i_7 = \frac{i_6}{q_{6-7}} = \frac{0,867}{1,07} = 0,810$$

## 10.8 ZÁKLADNÍ PARAMETRY OZUBENÝCH KOL

U každého ozubeného kola byl určen modul **m**, počet zubů **z**, průměr **d** a vzdálenost os **a**. Při výpočtu byl nejprve volen počet zubů prvního ozubeného kola a modul. Následně byly dopočítány počty zubů druhého ozubeného kola. Dále byly určeny průměry kol a osová vzdálenost. Poněvadž jsou ozubená kola uložena na dvou osách (vstupní dutý a plný hřídel je souosý), tak byly iterativně upraveny jednotlivé parametry za účelem dosažení jednotné osové vzdálenosti. V důsledku těchto změn byly přepočteny jednotlivé převodové stupně.

**10.8.1 PRVNÍ SOUKOLÍ**

$$z_{1-1} = 21$$

$$m_1 = 2$$

$$z_{1-2} = z_{1-1} * i_1 = 21 * 3,739 = 78,526 = 79$$

$$d_{1-1} = m_1 * z_{1-1} = 2 * 21 = 42 \text{ mm}$$

$$d_{1-2} = m_1 * z_{1-2} = 2 * 79 = 158 \text{ mm}$$

$$a_1 = \frac{(d_{1-1} + d_{1-2})}{2} = \frac{(42 + 158)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_1 = \frac{z_{1-2}}{z_{1-1}} = \frac{79}{21} = 3,762$$

**10.8.2 DRUHÉ SOUKOLÍ**

$$z_{2-1} = 29$$

$$m_2 = 2$$

$$z_{2-2} = z_{2-1} * i_2 = 29 * 2,403 = 69,697 = 71$$

$$d_{2-1} = m_2 * z_{2-1} = 2 * 29 = 58 \text{ mm}$$

$$d_{2-2} = m_2 * z_{2-2} = 2 * 71 = 142 \text{ mm}$$

$$a_2 = \frac{(d_{2-1} + d_{2-2})}{2} = \frac{(58 + 142)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_2 = \frac{z_{2-2}}{z_{2-1}} = \frac{71}{29} = 2,448$$

**10.8.3 TŘETÍ SOUKOLÍ**

$$z_{3-1} = 38$$

$$m_3 = 2$$

$$z_{3-2} = z_{3-1} * i_3 = 38 * 1,665 = 63,262 = 62$$

$$d_{3-1} = m_3 * z_{3-1} = 2 * 38 = 76 \text{ mm}$$

$$d_{3-2} = m_3 * z_{3-2} = 2 * 62 = 124 \text{ mm}$$

$$a_3 = \frac{(d_{3-1} + d_{3-2})}{2} = \frac{(76 + 124)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_3 = \frac{z_{3-2}}{z_{3-1}} = \frac{62}{38} = 1,632$$

#### 10.8.4 ČTVRTÉ SOUKOLÍ

$$z_{4-1} = 45$$

$$m_4 = 2$$

$$z_{4-2} = z_{4-1} * i_4 = 45 * 1,243 = 55,929 = 55$$

$$d_{4-1} = m_4 * z_{4-1} = 2 * 45 = 90 \text{ mm}$$

$$d_{4-2} = m_4 * z_{4-2} = 2 * 55 = 110 \text{ mm}$$

$$a_4 = \frac{(d_{4-1} + d_{4-2})}{2} = \frac{(90 + 110)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_4 = \frac{z_{4-2}}{z_{4-1}} = \frac{55}{45} = 1,222$$

#### 10.8.5 PÁTÉ SOUKOLÍ

$$z_{5-1} = 50$$

$$m_5 = 2$$

$$z_{5-2} = z_{5-1} * i_5 = 50 * 1 = 50$$

$$d_{5-1} = m_5 * z_{5-1} = 2 * 50 = 100 \text{ mm}$$

$$d_{5-2} = m_5 * z_{5-2} = 2 * 50 = 100 \text{ mm}$$

$$a_5 = \frac{(d_{5-1} + d_{5-2})}{2} = \frac{(100 + 100)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_5 = \frac{z_{5-2}}{z_{5-1}} = \frac{50}{50} = 1$$

#### 10.8.6 ŠESTÉ SOUKOLÍ

$$z_{6-1} = 54$$

$$m_6 = 2$$

$$z_{6-2} = z_{6-1} * i_6 = 54 * 0,867 = 46,826 = 46$$

$$d_{6-1} = m_6 * z_{6-1} = 2 * 54 = 108 \text{ mm}$$

$$d_{6-2} = m_6 * z_{6-2} = 2 * 46 = 92 \text{ mm}$$

$$a_6 = \frac{(d_{6-1} + d_{6-2})}{2} = \frac{(108 + 92)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_6 = \frac{z_{6-2}}{z_{6-1}} = \frac{46}{54} = 0,852$$

### 10.8.7 SEDMÉ SOUKOLÍ

$$z_{7-1} = 56$$

$$m_7 = 2$$

$$z_{7-2} = z_{7-1} * i_7 = 56 * 0,81 = 45,384 = 44$$

$$d_{7-1} = m_7 * z_{7-1} = 2 * 56 = 112 \text{ mm}$$

$$d_{7-2} = m_7 * z_{7-2} = 2 * 44 = 88 \text{ mm}$$

$$a_7 = \frac{(d_{7-1} + d_{7-2})}{2} = \frac{(112 + 88)}{2} = 100 \text{ mm}$$

$$i_7 = \frac{z_{7-2}}{z_{7-1}} = \frac{44}{56} = 0,786$$

## 10.9 STÁLÝ PŘEVOD A VÝBĚR SPOJKY

Při volbě stálého převodu musí být dodržena podmínka minimální celkové násobnosti na prvním převodovém stupni, a proto pro jeho vhodné použít poměr prvního celkového převodu  $i'_{1\_celk} = 13,284$  a prvního převodu  $i_1 = 3,762$ .

$$i_0 = \frac{i'_{1\_celk}}{i_1} = \frac{13,284}{3,762} = 3,531$$

S ohledem na dlouhou životnost je volena vícelamelová mokrá spojka od firmy LuK nebo Getrag.

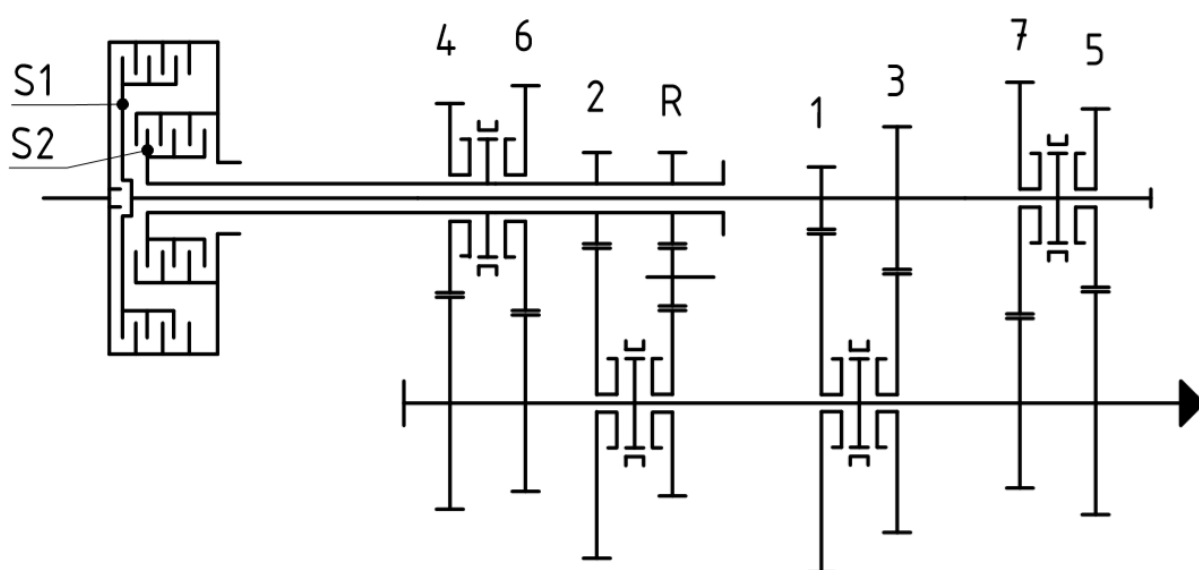
## 10.10 SCHÉMA A SHRNUÍ VÝSLEDKŮ

Z důvodu přepočtu na jednotnou osovou vzdálenost se výsledné hodnoty jednotlivých převodových stupňů mírně změnily. Je důležité brát zřetel na to, že tyto vypočtené hodnoty

jsou teoretické a berou v potaz pouze předem zvolené podmínky. Dále díky absenci silových výpočtů se mohou tyto vypočtené hodnoty značně lišit od těch reálných.

Tab. 1 Vypočítané převodové poměry

| $i_0$ | $i_1$ | $i_2$ | $i_3$ | $i_4$ | $i_5$ | $i_6$ | $i_7$ |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 3,531 | 3,762 | 2,448 | 1,632 | 1,222 | 1,00  | 0,852 | 0,786 |



Obr. 13 Schéma vypočteného převodové ústrojí

## ZÁVĚR

Manuální převodovky jsou postupně nahrazovány těmi automatickými. To je způsobeno zejména nedůvěrou v schopnosti průměrného řidiče. Mají nízký počet převodových stupňů, a to nejen kvůli rozměrům, ale kvůli složitosti řazení. Dalším problémem by bylo také neustálé přerazování. Z tohoto důvodu mají dominantní podíl na Evropském trhu převodovky samočinné stupňové, a to zejména ty dvoutoké. Dále je nutné brát v potaz, že růst převodových stupňů se zastavil, zejména kvůli rostoucí komplexnosti a rozměrům. Aktuální stupňové automatické převodovky se pohybují mezi šesti a desíti převodovými stupni. Dále je nutné brát v potaz jejich hybridizaci, která má velký potenciál.

Kvůli neustálému tlaku na snižování emisí si vybíjejí podíl na trhu také samočinné bezstupňové převodovky, a to díky schopnosti udržet otáčky motoru v optimálním pásmu. Dá se předpokládat, že podíl E-CVT bude růst. Důvodem je možnost zefektivnění chodu spalovací motoru na úkor výkonu, který lze vykompenzovat výkonnějšími elektromotory.

Dále vzhledem k aktuálním postojům vlád na spalovací motory se bude podíl elektromobilů na trhu rozrůstat. S tím je spojena snaha zvýšit efektivnost elektromotorů, kterou lze vyřešit aplikací vhodného převodového ústrojí. Už jen využitím jednoduché dvoustupňové převodovky lze zvýšit dojezdovou vzdálenost v řádech jednotek procent. Díky tomu jsou převodová ústrojí elektromobilů poměrně otevřenou kategorií, kde se testují různé varianty vícestupňových převodovek.

Ve výpočtové části jsem se zabýval koncepčním návrhem dvoutokého převodového ústrojí. V rámci těchto výpočtů byly určeny jízdní odpory a hnací síly pro jejich překonání. Následně byly vypočteny potřebné převodové stupně, určeny základní parametry ozubených kol, volena vhodná spojka a v neposlední řadě schéma znázorňující rozložení jednotlivých soukolí. Cílem této části, bylo porozumět parametrům vstupujících do návrhu převodového ústrojí.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAGON, Aleš. Benz Patent-Motorwagen (1885-1886): Automobilu je 125 let. *Veterán.auto.cz* [online]. 2011 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://veteran.auto.cz/clanek/321/benz-patent-motorwagen-1885-1886-automobilu-je-125-let>
- [2] Automobile History. *MOTORERA* [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.motorera.com/history/hist10.htm>
- [3] PARKER, MIKE. The History of Manual Transmissions. *ITSTILLRUNS* [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://itstillruns.com/history-manual-transmissions-5163365.html>
- [4] VOKÁČ, Luděk. Kolečko ke kolečku: od dvou nefungujících stupňů po desetistupňový automat. *IDNES.cz* [online]. 2013 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: [https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/historie-automatickych-prevodovek.A130818\\_203039\\_automoto\\_vok](https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/historie-automatickych-prevodovek.A130818_203039_automoto_vok)
- [5] AWF8F35. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/AWF8F35>
- [6] A Brief History of the Automatic Transmission. *Mister Transmission* [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://www.mistertransmission.com/a-brief-history-of-the-automatic-transmission/>
- [7] WEBERAUTO. *Aisin 8-Speed FWD Transaxles - Volvo, Toyota, Lexus, GM*. In: Youtube [online]. 17.7.2017 [cit. 2020-06-9]. Dostupné z: [https://www.youtube.com/watch?v=EhgwF\\_C5zgYJAN](https://www.youtube.com/watch?v=EhgwF_C5zgYJAN)
- [8] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ, Jiří ČUPERA, Pavel SEDLÁK, Jan JETMAR a Adam POLCAR. *Automobily*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2011. ISBN 978-80-87143-32-2.
- [9] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [10] NAUNHEIMER, Harald. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design, and application*. 2nd ed. Berlin: Springer, c2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [11] SAJDL, Jan. Převodovka DSG. *autolexicon.net* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/prevodovka-dsg/>
- [12] RASHMI, V N, G VARUN KUMAR a S RASHMI. AN INSIGHT TO THE CONSTRUCTION AND WORKING OF DUAL CLUTCH TRANSMISSION. *International Journal of Engineering Research and Advanced Technology* [online]. 2016, (6), 38-45 [cit. 2020-04-17]. ISSN 2454-6135. Dostupné z: <https://ijerat.com/index.php/login/abstractt?id=3255>

- [13] How dual-clutch transmission works. *Hyundai* [online]. 6 July 2018 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.hyundai.news/eu/stories/how-dual-clutch-transmission-works/>
- [14] CROLLA, David, ed. *Automotive Engineering : Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Burlington: Butterworth Heinemann, 2009. ISBN 978-1-85617-577-7.
- [15] QURESHI, Ahmed Murtaza. INTRODUCTION TO CVTS(CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSIONS). *MECHATRONICS ENGINEERING* [online]. 2011 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <http://engineeringlearning.blogspot.com/2011/06/introduction-to-cvts-continuously.html>
- [16] DUSIL, Tomáš. Převodovka s plynulou změnou převodu (CVT): Jak se k ní chovat, aby vydržela? *Auto.cz* [online]. 2016 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/prevodovka-s-plynulou-zmenou-prevodu-cvt-jak-se-k-ni-chovat-aby-vydrzela-99998>
- [17] LÁNÍK, Ondřej. Převodovka DSG: Podrobný popis. *Auto.cz* [online]. 2004 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/prevodovka-dsg-podrobny-popis-16887>
- [18] Direct-shift gearbox. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-20 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Direct-shift\\_gearbox#Transverse\\_DSG](https://en.wikipedia.org/wiki/Direct-shift_gearbox#Transverse_DSG)
- [19] AUTOMATICKÁ PŘEVODOVKA MULTITRONIC - CVT. *AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY PRAHA* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.automatickeprevodovkypraha.cz/multitronic.html>
- [20] SAJDL, Jan. Multitronic. *autolexicon.net* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/multitronic/>
- [21] DRAGOUN, Aleš. Audi definitivně končí s bezestupňovou převodovkou Multitronic. *Auto.cz* [online]. 2014 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/audi-definitivne-konci-s-bezestupnovou-prevodovkou-multitronic-82272>
- [22] SAJDL, Jan. Lineartronic. *autolexicon.net* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/lineartronic/>
- [23] ČERMÁK, Ladislav. Převodovka Mercedes-Benz 9G-Tronic: Devětkrát lepší. *Auto.cz* [online]. 2014 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/prevodovka-mercedes-benz-9g-tronic-devetkrat-lepsi-81576>
- [24] New nine-speed automatic transmission in the Mercedes-Benz E 350 BlueTEC: Premiere of the new 9G-TRONIC. *Daimler Global Media Site* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/ko/en/9361477>
- [25] 8-Speed Automatic Transmission. *ZF* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_29289.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_29289.html)

- [26] 9-Speed Automatic Transmission. ZF [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_29299.html#products\\_anchor\\_link\\_1165](https://www.zf.com/products/en/cars/products_29299.html#products_anchor_link_1165)
- [27] ZF 8HP transmission. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-20 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/ZF\\_8HP\\_transmission](https://en.wikipedia.org/wiki/ZF_8HP_transmission)
- [28] Fourth Generation of 8-Speed Automatic Transmission. ZF [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_55041.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_55041.html)
- [29] APAKIDZE, Timur. Exclusive: An Inside Look At Ford's New 10 Speed Transmission. *The Truth About Cars* [online]. 2014 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.thetruthaboutcars.com/2014/12/exclusive-inside-look-fords-new-10-speed-transmission/>
- [30] COOK, JASON. 11 Things You Need to Know about Ford & GM's 10-Speed Transmission. *Autoinfluence* [online]. 2019 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.autoinfluence.com/11-things-you-need-to-know-about-ford-gms-10-speed-transmission/>
- [31] SAJDL, Jan. PDK (Porsche Doppelkupplung). *autolexicon.net* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/pdk-porsche-doppelkupplung/>
- [32] COSTELLO, Mike. Meet ZF-and Porsche's new eight speed DCT. *caradvice* [online]. 2017 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.caradvice.com.au/527515/meet-zf-and-porsches-new-eight-speed-dct/>
- [33] 7-Speed Dual Clutch Transmission. ZF [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_29326.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_29326.html)
- [34] 8-Speed Dual Clutch Transmission. ZF [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: [https://www.zf.com/products/en/cars/products\\_46338.html](https://www.zf.com/products/en/cars/products_46338.html)
- [35] PORSCHE. *AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY PRAHA* [online]. [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://www.automatickeprevodovkypraha.cz/porsche-typy-prevodovek.html>
- [36] WANG, Y., M. CHENG a K. T. CHAU. Review of Electronic-continuously Variable Transmission Propulsion System for Full Hybrid Electric Vehicles. *Journal of Asian Electric Vehicles* [online]. 2009, 7(2), 1297-1302 [cit. 2020-04-18]. ISSN 1883-6038. Dostupné z: [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jaev/7/2/7\\_2\\_1297/\\_article/-char/en#citedby-wrap](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jaev/7/2/7_2_1297/_article/-char/en#citedby-wrap)
- [37] WEBERAUTO. *3rd Generation Toyota Hybrid (eCVT) Transaxles*. In: Youtube [online]. 23.9.2012 [cit. 2020-06-9]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=dLNDGUISTYM>
- [38] SZYMKOWSKI, SEAN. How the Koenigsegg Jesko's "Light Speed Transmission" works. *Motor Authority* [online]. 2019 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z:

- [https://www.motorauthority.com/news/1123654\\_how-the-koenigsegg-jeskos-light-speed-transmission-works](https://www.motorauthority.com/news/1123654_how-the-koenigsegg-jeskos-light-speed-transmission-works)
- [39] FENSKE, JASON. Here's How the Koenigsegg Jesko's Seven-Clutch Gearbox Works. *Road & Track* [online]. 2019 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/a28230198/koenigsegg-jesko-seven-clutch-gearbox-how-it-works/>
- [40] ENGINEERING EXPLAINED. *Has Koenigsegg Made The World's Fastest Shifting Transmission?*. In: Youtube [online]. 12.6.2019 [cit. 2020-06-9]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=MSxQtHOfIjE>
- [41] EXTROID CVT. *Nissan Motor Corporation Global Website* [online]. 17-1, Ginza 6, Chuo-ku, Tokyo 104-8023 Japan: Corporate Communications Department [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: [https://www.nissan-global.com/PDF/tcvt\\_e.pdf](https://www.nissan-global.com/PDF/tcvt_e.pdf)
- [42] KANE, Mark. Schaeffler Presents Transmission Units For Audi e-tron. *InsideEVs* [online]. 2018 [cit. 2020-05-28]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/340834/schaeffler-presents-transmission-units-for-audi-e-tron/>
- [43] Paradigm Shift for Electromobility: ZF Presents New Electric 2-Speed Drive for Passenger Cars. *ZF* [online]. 2019 [cit. 2020-05-28]. Dostupné z: [https://press.zf.com/press/en/releases/release\\_10181.html](https://press.zf.com/press/en/releases/release_10181.html)
- [44] SENSIBA, Jennifer. EV Transmissions Are Coming, And It's A Good Thing. *CleanTechnica* [online]. 2019 [cit. 2020-05-28]. Dostupné z: <https://cleantechnica.com/2019/07/22/ev-transmissions-are-coming-and-its-a-good-thing/>
- [45] Edelbrock E-Force Supercharger Dyno Results! - 2016+ Mazda MX-5 Miata. *MiataSpeed* [online]. 2017 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.miataspeed.com/blogs/news/edelbrock-e-force-supercharger-dyno-results-2016-mazda-mx-5-miata>
- [46] Wheel specs for Mazda MX-5 series. *Wheel-Size.com* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <https://www.wheel-size.com/size/mazda/mx-5/>
- [47] 2016 Mazda MX-5 Miata Grand Touring 6-speed (man. 6) (model since mid-year 2015 for North America ) car specifications & performance data review. *Automobile catalog* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: [https://www.automobile-catalog.com/car/2016/2171885/mazda\\_mx-5\\_miata\\_grand\\_touring.html](https://www.automobile-catalog.com/car/2016/2171885/mazda_mx-5_miata_grand_touring.html)
- [48] Automobile drag coefficient. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-20 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Automobile\\_drag\\_coefficient](https://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_drag_coefficient)
- [49] Kapitola I. Dopravní a liniové stavby (ČÁST 2). *Zvýšení vědeckovýzkumného potenciálu pracovníků a studentů technických vysokých škol v oblasti dopravy* [online]. [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: <http://projekt150.ha-vel.cz/node/162>

- [50] Mazda MX-5 (ND). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-20 [cit. 2020-05-18]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Mazda\\_MX-5\\_\(ND\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Mazda_MX-5_(ND))
- [51] MAZDA MX-5. *Mazda* [online]. [cit. 2020-05-29]. Dostupné z: <https://www.mazda.de/modelle/mazda-mx-5/fahrzeuge-vergleichen/?grade=prime-line>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

|                 |                   |                                                          |
|-----------------|-------------------|----------------------------------------------------------|
| $F_G$           | [N]               | Tíhová síla                                              |
| $F_H$           | [N]               | Výsledná hnací síla                                      |
| $F_{H_0}$       | [N]               | Výsledná hnací síla při 0 km · h <sup>-1</sup>           |
| $F_{H_{130}}$   | [N]               | Výsledná hnací síla při 130 km · h <sup>-1</sup>         |
| $F'_{H_{130}}$  | [N]               | Konrola výsledné hnací síly při 130 km · h <sup>-1</sup> |
| $M_{max}$       | [Nm]              | Maximální kroutící moment                                |
| $O_a$           | [N]               | Odpor proti zrychlení                                    |
| $O_{a_0}$       | [N]               | Odpor proti zrychlení při 0 km · h <sup>-1</sup>         |
| $O_f$           | [N]               | Odpor valení kol                                         |
| $O_{f_0}$       | [N]               | Odpor valení kol při 0 km · h <sup>-1</sup>              |
| $O_{f_{130}}$   | [N]               | Odpor valení kol při 130 km · h <sup>-1</sup>            |
| $O_{st}$        | [N]               | Odpor stoupání                                           |
| $O_{st_0}$      | [N]               | Odpor stoupání při 0 km · h <sup>-1</sup>                |
| $O_{st_{130}}$  | [N]               | Odpor stoupání při 130 km · h <sup>-1</sup>              |
| $O_{vzd}$       | [N]               | Odpor vzduchu                                            |
| $O_{vzd_{130}}$ | [N]               | Odpor vzduchu při 130 km · h <sup>-1</sup>               |
| $P_{max}$       | [kW]              | Maximální výkon                                          |
| $S_x$           | [m <sup>2</sup> ] | Čelní plocha                                             |
| $a_1$           | [mm]              | Osová vzdálenost prvního soukolí                         |
| $a_2$           | [mm]              | Osová vzdálenost druhého soukolí                         |
| $a_3$           | [mm]              | Osová vzdálenost třetího soukolí                         |
| $a_4$           | [mm]              | Osová vzdálenost čtvrtého soukolí                        |
| $a_5$           | [mm]              | Osová vzdálenost pátého soukolí                          |
| $a_6$           | [mm]              | Osová vzdálenost šestého soukolí                         |

|                |        |                                        |
|----------------|--------|----------------------------------------|
| $a_7$          | $[mm]$ | Osová vzdálenost sedmého soukolí       |
| $c_x$          | $[-]$  | Koeficient odporu vzduchu              |
| $d_{1-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku prvního soukolí        |
| $d_{1-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola prvního soukolí  |
| $d_{2-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku druhého soukolí        |
| $d_{2-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola druhého soukolí  |
| $d_{3-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku třetího soukolí        |
| $d_{3-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola třetího soukolí  |
| $d_{4-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku čtvrtého soukolí       |
| $d_{4-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola čtvrtého soukolí |
| $d_{5-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku pátého soukolí         |
| $d_{5-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola pátého soukolí   |
| $d_{6-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku šestého soukolí        |
| $d_{6-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola šestého soukolí  |
| $d_{7-1}$      | $[mm]$ | Průměr pastorku sedmého soukolí        |
| $d_{7-2}$      | $[mm]$ | Průměr ozubeného kola sedmého soukolí  |
| $i_0$          | $[-]$  | Převodový poměr stálého převodu        |
| $i_1$          | $[-]$  | První převodový poměr                  |
| $i_{1\_celk}$  | $[-]$  | První celkový převodový poměr          |
| $i'_{1\_celk}$ | $[-]$  | První celkový převodový poměr          |
| $i_2$          | $[-]$  | Druhý převodový poměr                  |
| $i_{2\_celk}$  | $[-]$  | Druhý celkový převodový poměr          |
| $i_3$          | $[-]$  | Třetí převodový poměr                  |
| $i_{3\_celk}$  | $[-]$  | Třetí celkový převodový poměr          |
| $i_4$          | $[-]$  | Čtvrtý převodový poměr                 |
| $i_{4\_celk}$  | $[-]$  | Čtvrtý celkový převodový poměr         |

|                   |                      |                                         |
|-------------------|----------------------|-----------------------------------------|
| $i_5$             | [–]                  | Pátý převodový poměr                    |
| $i_{5\_celk}$     | [–]                  | Pátý celkový převodový poměr            |
| $i_6$             | [–]                  | Šestý převodový poměr                   |
| $i_{6\_celk}$     | [–]                  | Šestý celkový převodový poměr           |
| $i_7$             | [–]                  | Sedmí převodový poměr                   |
| $i_{7\_celk}$     | [–]                  | Sedmí celkový převodový poměr           |
| $i'_{posl\_celk}$ | [–]                  | Poslední celkový převodový poměr        |
| $i_z$             | [–]                  | Převodový poměr z                       |
| $i_{z-1}$         | [–]                  | Převodový poměr (z – 1)                 |
| $m_1$             | [–]                  | Modul prvního soukolí                   |
| $m_2$             | [–]                  | Modul druhého soukolí                   |
| $m_3$             | [–]                  | Modul třetího soukolí                   |
| $m_4$             | [–]                  | Modul čtvrtého soukolí                  |
| $m_5$             | [–]                  | Modul pátého soukolí                    |
| $m_6$             | [–]                  | Modul šestého soukolí                   |
| $m_7$             | [–]                  | Modul sedmého soukolí                   |
| $m_{max}$         | [kg]                 | Maximální hmotnost vozidla              |
| $m_{ph}$          | [kg]                 | Pohotovostní hmotnost (bez řidiče)      |
| $m_{ph\_ř}$       | [kg]                 | Provozní hmotnost                       |
| $n_{130}$         | [min <sup>-1</sup> ] | Otáčky při 130 km · h <sup>-1</sup>     |
| $n_{Mmax}$        | [min <sup>-1</sup> ] | Otáčky při maximálním kroutícím momentu |
| $n_{Pmax}$        | [min <sup>-1</sup> ] | Otáčky při maximálním výkonu            |
| $p_d$             | [Pa]                 | Dynamický tlak vzduchu                  |
| $q_{(z-1)-1}$     | [–]                  | Kvocient (z – 1) – 1                    |
| $q_{1-2}$         | [–]                  | Kvocient 1-2                            |

|           |                        |                                            |
|-----------|------------------------|--------------------------------------------|
| $q_{2-3}$ | [–]                    | Kvocient 2-3                               |
| $q_{3-4}$ | [–]                    | Kvocient 3-4                               |
| $q_{4-5}$ | [–]                    | Kvocient 4-5                               |
| $q_{5-6}$ | [–]                    | Kvocient 5-6                               |
| $q_{6-7}$ | [–]                    | Kvocient 6-7                               |
| $r_{dyn}$ | [m]                    | Dynamický poloměr kola                     |
| $z_{1-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku prvního soukolí        |
| $z_{1-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola prvního soukolí  |
| $z_{2-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku druhého soukolí        |
| $z_{2-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola druhého soukolí  |
| $z_{3-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku třetího soukolí        |
| $z_{3-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola třetího soukolí  |
| $z_{4-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku čtvrtého soukolí       |
| $z_{4-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola čtvrtého soukolí |
| $z_{5-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku pátého soukolí         |
| $z_{5-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola pátého soukolí   |
| $z_{6-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku šestého soukolí        |
| $z_{6-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola šestého soukolí  |
| $z_{7-1}$ | [–]                    | Počet zubů pastorku sedmého soukolí        |
| $z_{7-2}$ | [–]                    | Počet zubů ozubeného kola sedmého soukolí  |
| $R$       | [–]                    | Rozsah rychlostních stupňů                 |
| $a$       | [m · s <sup>-2</sup> ] | Zrychlení                                  |
| $f$       | [–]                    | Součinitel odporu valení                   |
| $m$       | [kg]                   | Hmotnost vozidla                           |
| $p$       | [bar]                  | Tlak v pneumatikách                        |
| $v$       | [m · s <sup>-1</sup> ] | Rychlost vozidla                           |

---

|          |                     |                           |
|----------|---------------------|---------------------------|
| $\gamma$ | $[-]$               | Faktor progrese           |
| $\alpha$ | $[^\circ]$          | Úhel sklonu vozovky       |
| $\delta$ | $[-]$               | Součinitel rotačních hmot |
| $\rho$   | $[kg \cdot m^{-3}]$ | Hustota vzduchu           |