



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Automatizované převodovky – přehled a
trendy**

**Automated manual transmissions –
overview and trends**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021**

Filip Zimolka

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Michal Jasný

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Zimolka** Jméno: **Filip** Osobní číslo: **483926**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Automatizované převodovky - přehled a trendy

Název bakalářské práce anglicky:

AMTs - overview and trends

Pokyny pro vypracování:

Automatizovaná převodovka konstrukčně vychází z převodovky manuální mechanické, avšak řazení rychlostních stupňů a rozjezdovou spojku ovládá řídicí jednotka. Cílem je nabídnout řidiči komfort automatické převodovky při co nejnižších nákladech.

Provedte rešerši využití automatizovaných převodovek v minulé i současné automobilové produkci a plány jejího využití v budoucnosti. Zvažte její výhody a nevýhody.

Po dohodě s vedoucím navrhnete odstupňování automatizované převodovky pro vzorový automobil.

Seznam doporučené literatury:

SAE papers, CTI papers

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Michal Jasný, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

Ing. Michal Jasný
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne...

Filip Zimolka

PODĚKOVÁNÍ

Poděkovat bych chtěl svému vedoucímu Ing. Michalovi Jasnému za jeho vstřícný přístup, čas a množství cenných rad a připomínek, které mi velmi pomohly při psaní této práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Filip Zimolka
Název:	Automatizované převodovky – přehled a trendy
Title:	Automated manual transmissions – overview and trends
Akademický rok:	2020/2021
Program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:	Bez oboru
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Michal Jasný
Abstrakt:	Automatizované převodovky tvoří pouze procento pohonných jednotek osobních automobilů na trhu, přesto nabízí zajímavé výhody a technická řešení. Tato práce se zároveň zabývá jejich historickým vývojem a možnostmi budoucího vývoje. V závěrečné části je výpočet zpřevodování převodovky kompaktního vozu srovnán s reálným zpřevodováním.
Abstract:	Automated manual transmissions make up only a percent of power units in passenger cars, yet they offer interesting advantages and technical solutions. This work also deals with historical development and possibilities in future development. In the final part a gear ratio calculation for a compact car is compared to gear ratios in the real transmission.
Klíčová slova:	Převodovka, automatizovaná převodovka, aktuátor
Keywords:	Transmission, automated manual transmission, actuator
Počet stran:	60
Počet obrázků:	23
Počet grafů:	11
Počet tabulek:	7

OBSAH

TEORETICKÁ ČÁST

1. Úvod	1
2. Funkce převodovky	3
2.1. Funkce spojky	4
3. Funkce aktuátorů	5
3.1. Ovládání spojky	5
3.2. Řazení	9
4. Pohled do historie	11
4.1. Hudson Drive-Master	11
4.2. Vývoj	14
4.3. Ferrari Valeo	14
5. Současnost a budoucnost	15
5.1. Opel Easytronic 3.0	15
5.2. Dacia Easy-R	17
5.3. Suzuki Auto Gear Shift (AGS)	18
5.4. VW Group	19
5.5. Budoucnost	22
5.6. Možné směry vývoje	23
6. Výhody a nevýhody	24
6.1. Výhody	24
6.2. Nevýhody	25

PRAKTICKÁ ČÁST

7. Odstupňování převodovky do vozidla vlastního výběru	26
7.1. Kritéria volby prvního rychlostního stupně	26
7.2. Kritéria volby nejvyššího rychlostního stupně	26
7.3. Kritéria volby počtu rychlostních stupňů	26
8. Možnosti odstupňování	27
8.1. Geometrická řada	28
8.2. Progresivní řada	30
9. Vybraný automobil	32
10. Určení jednotlivých stupňů	33
10.1. Vstupní parametry	33
10.2. F-v diagram	34
10.3. Jízdní odpory	35
10.4. Minimální převodový poměr	38
10.5. Maximální převodový poměr	40
10.6. Progresivní odstupňování	41
10.7. Pilový diagram převodovky	43
11. Srovnání	44
12. Závěr	48

Seznam použitých zkratk a symbolů	49
Seznam použitých obrázků	50
Seznam použitých grafů	50
Seznam tabulek	51
Seznam citací.....	51

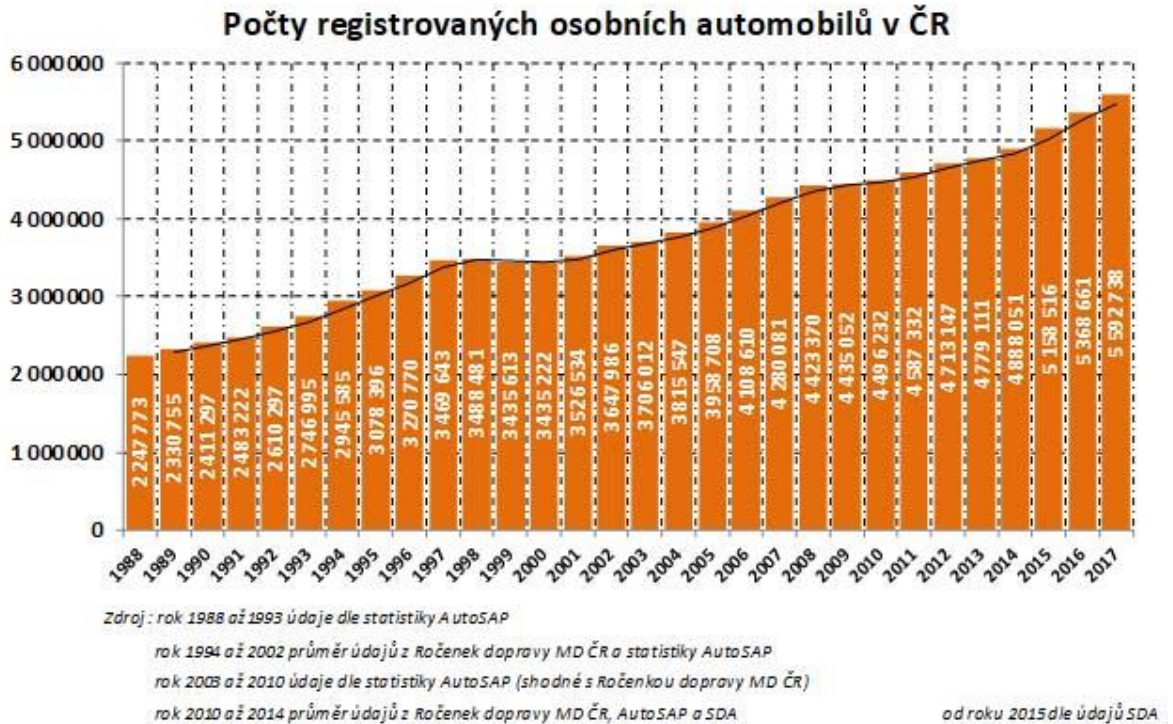
1. Úvod

S postupující globalizací je kladen stále větší důraz na transport, ať už zboží nebo osob. Je bráno v potaz mnoho faktorů: rychlost, efektivita, bezpečnost, vliv na ekologickou situaci. Právě první zmiňovaný faktor je ten, který nejvíce žene lidstvo kupředu ve vývoji a díky kterému se doprava za posledních 150 let zcela proměnila z parních lokomotiv a koňských drožek na elektrické rychlovlaky a automobily s různými typy pohonu. Prostředek individuální dopravy je v Evropské Unii velmi dostupný, v roce 2018 bylo využíváno 267,8 milionu motorových vozidel pro individuální dopravu, tedy přibližně 524 osobních automobilů na 1000 obyvatel. [1]



Obrázek 1: Vývoj registrovaných osobních vozidel v Evropské unii [1]

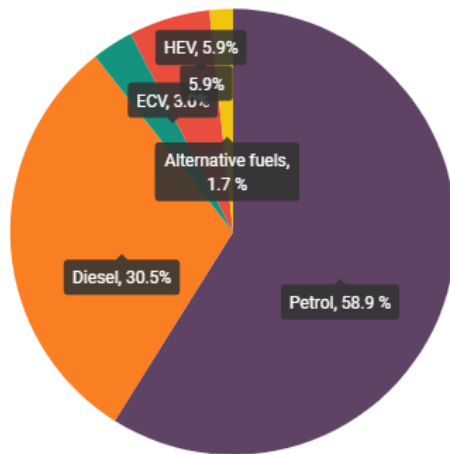
V České republice je k roku 2019 evidováno celkově 5 924 995 osobních vozidel, v přepočtu tedy máme 554 automobilů na 1000 obyvatel. [2]



Obrázek 2: Vývoj registrovaných osobních vozidel v České republice (ÚAMK) [2]

V Evropské Unii k roku 2019 jezdí více než 90 % osobních automobilů poháněných spalovacím motorem ať už na benzin, naftu nebo alternativní paliva jako CNG nebo LPG. A právě tyto motory pojíme s převodovým ústrojím typicky tvořeným převodovkou a rozjezdovou spojkou. [3]

■ Petrol ■ Diesel ■ Electrically-chargeable ■ Hybrid ■ Alternative fuels



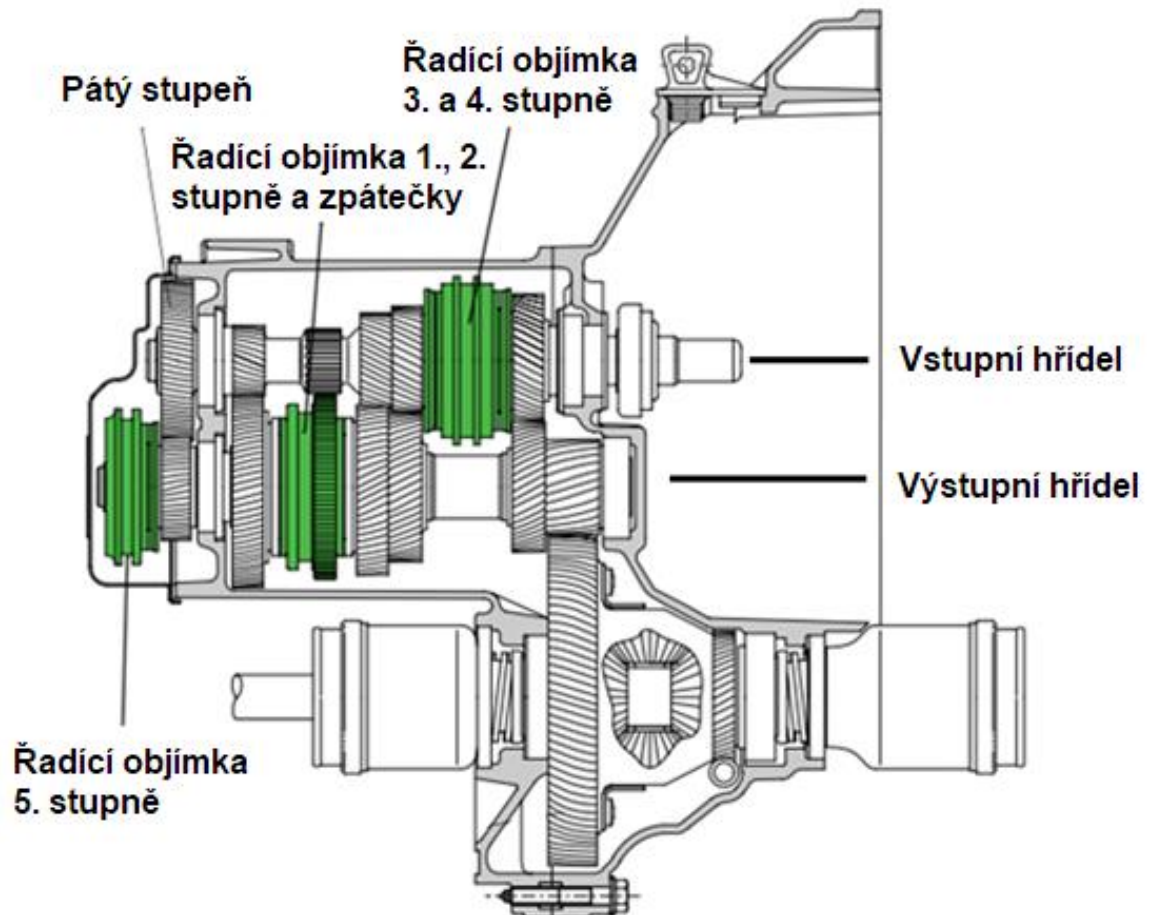
Created with LocalFocus

Source: ACEA

Obrázek 3: Procentuální rozdělení motorů dle používaných paliv v EU [3]

2. Funkce převodovky

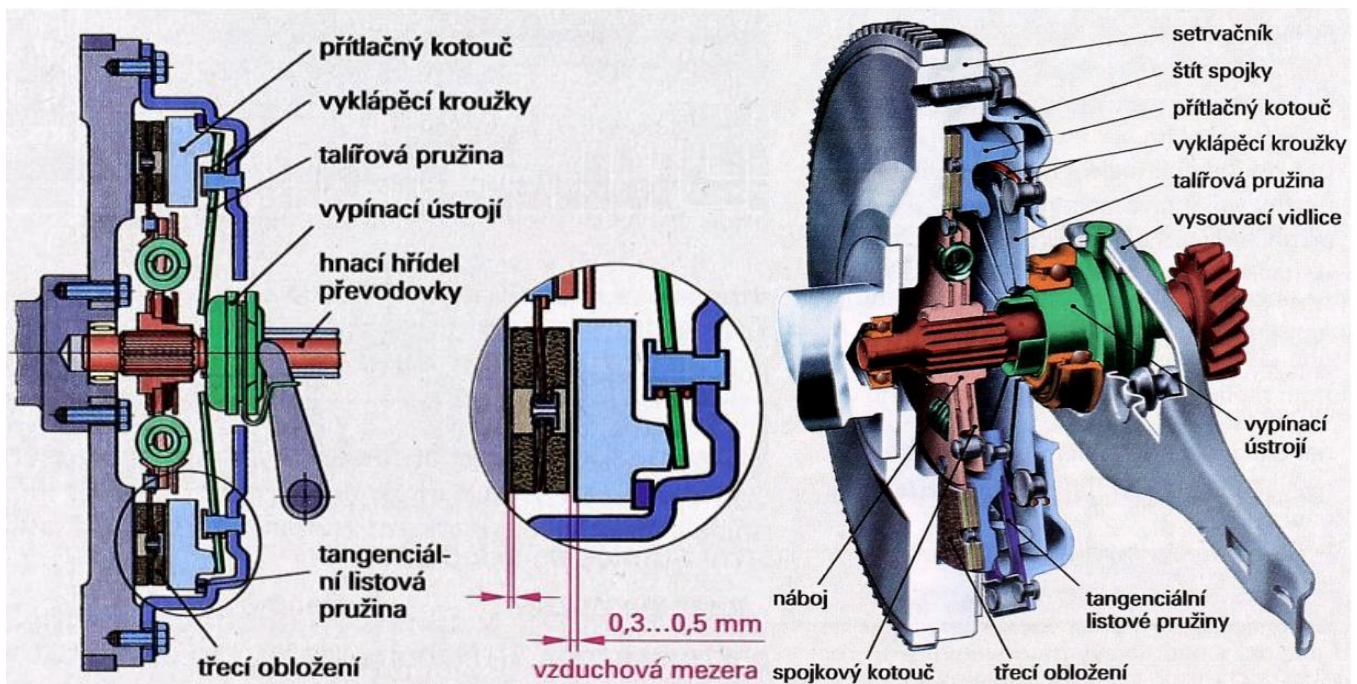
K tomu, aby vozidla měla dostatečný točivý moment k rozjezdu a zároveň dosahovala smysluplných rychlostí potřebují převodovku. Klasická manuální převodovka není nic jiného než systém hřídelů a ozubených kol. Nízké převodové stupně mají vysoký převodový poměr pro zvýšení točivého momentu k rozjezdu, zatímco vyšší převodové stupně mají nižší převodový poměr pro dosažení vyšších maximálních rychlostí, přičemž se snižuje točivý moment. Převodové poměry v převodovce naznačuje obrázek 4. [4,5]



Obrázek 4: Schéma manuální převodovky [8]

Množství převodů je na individuální aplikaci podle potřeby a určení stroje. Podstatná je ale schopnost změny převodu během jízdy. Tuto změnu můžeme v osobním automobilu provést manuálně nebo automaticky. V manuální převodovce musíme nejdříve stlačit spojkový pedál pro rozepnutí spojky a přerušení kontaktu mezi motorem a převodovkou. Poté pomocí řadící páky přesuneme objímku řadící spojky do záběru se zvoleným ozubeným kolem a zařadíme požadovaný převodový stupeň. [5]

2.1. Funkce spojky



Obrázek 5: Mechanismus třecí spojky [7]

V osobních automobilech nejčastěji najdeme suché jednokotoučové spojky. V tomto případě je spojka mechanické zařízení, které díky tření dokáže přenášet točivý moment a vyrovnat rozdílné otáčky dvou hřídelí. Při použití spalovacího motoru se jedná o výstupní hřídel z motoru a vstupní hřídel v převodovce. Na konci výstupní hřídele z motoru je setrvačnick, ke kterému je napevno přišroubován štít spojky dohromady s talířovou pružinou a přítlačným kotoučem. Na červeně zbarvené vstupní hřídeli do převodovky se nachází spojkový kotouč s třecím obložím.

K vyrovnání otáček mezi oběma hřídeli dochází pomocí třecích sil mezi přítlačným kotoučem rotujícím otáčkami motoru a třecím obložím spojkového kotouče rotujícího otáčkami převodovky, respektive kol vozidla. K sepnutí nebo rozepnutí kontaktu slouží vypínací ústrojí, které se pohybuje axiálním směrem a tím tlačí na talířovou pružinu. Přítlačný kotouč na konci pružiny se tedy zvedne a dojde k přerušení přenosu výkonu. [6,7]

Jak sepnutí spojky, tak řazení mezi rychlostními stupni je proces, který se dá automatizovat. Tento nápad dal za vznik automatizovaným, jinými slovy robotizovaným nebo mechatronickým převodovkám. V současnosti se v osobních automobilech nejvíce používají elektrohydraulické nebo elektromechanické systémy. Přestože konkrétní řešení je pro každou převodovku jiné, základní princip funkce je velmi podobný.

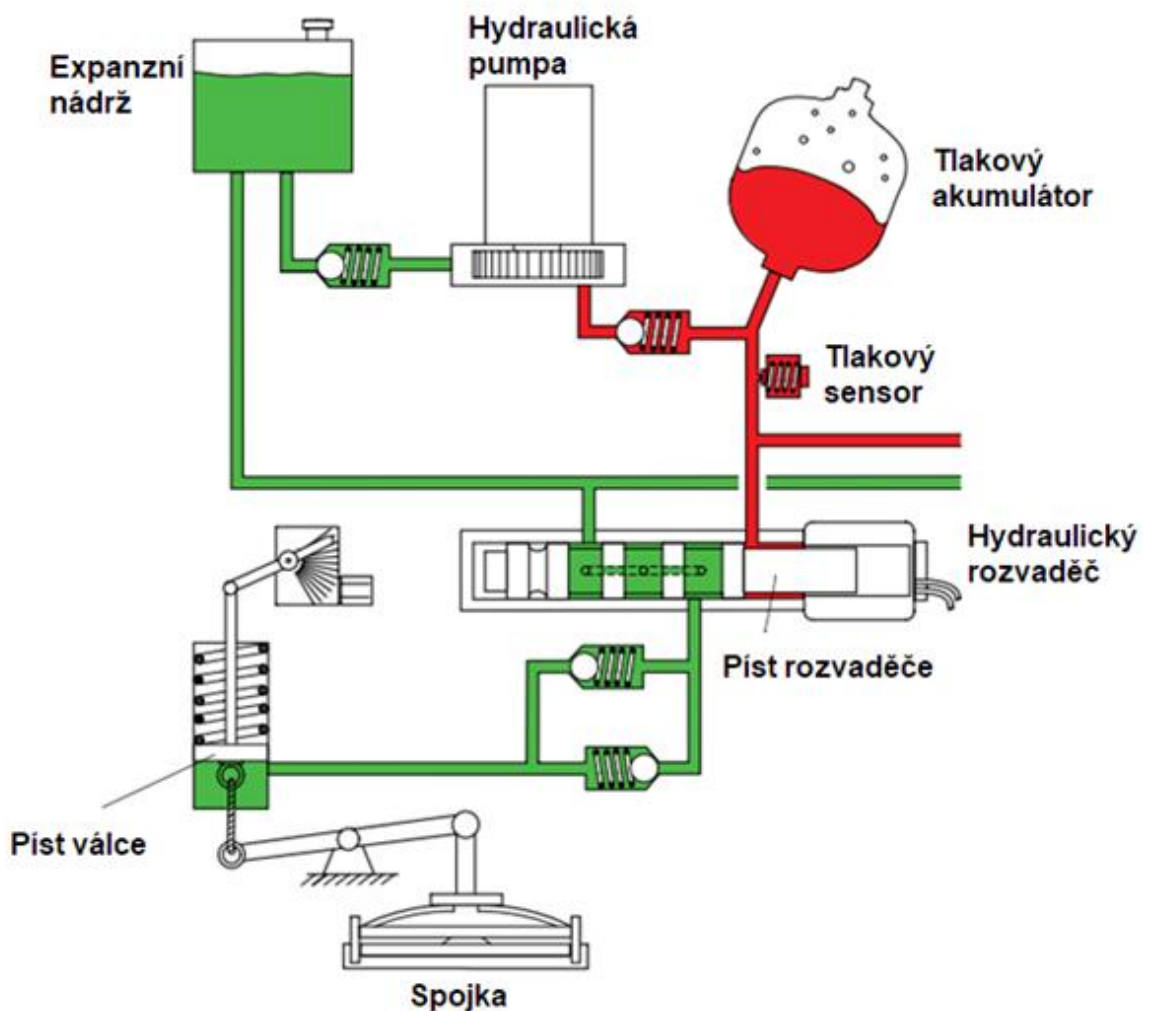
3. Funkce aktuátorů

3.1. Ovládání spojky

3.1.1. Elektrohydraulický aktuátor

Elektrohydraulický systém tvoří elektricky poháněná hydraulická pumpa, rozvaděč, píst spojený s vysouvací vidlicí spojky a expanzní nádoba. Pro okamžitou reakci se za pumpu přidává i tlakový akumulátor. Ve výchozím, sepnutém stavu spojky, je píst rozvaděče v takové poloze, ve které je spojen nízkotlaký obvod mezi pístem válce a expanzní nádobou.

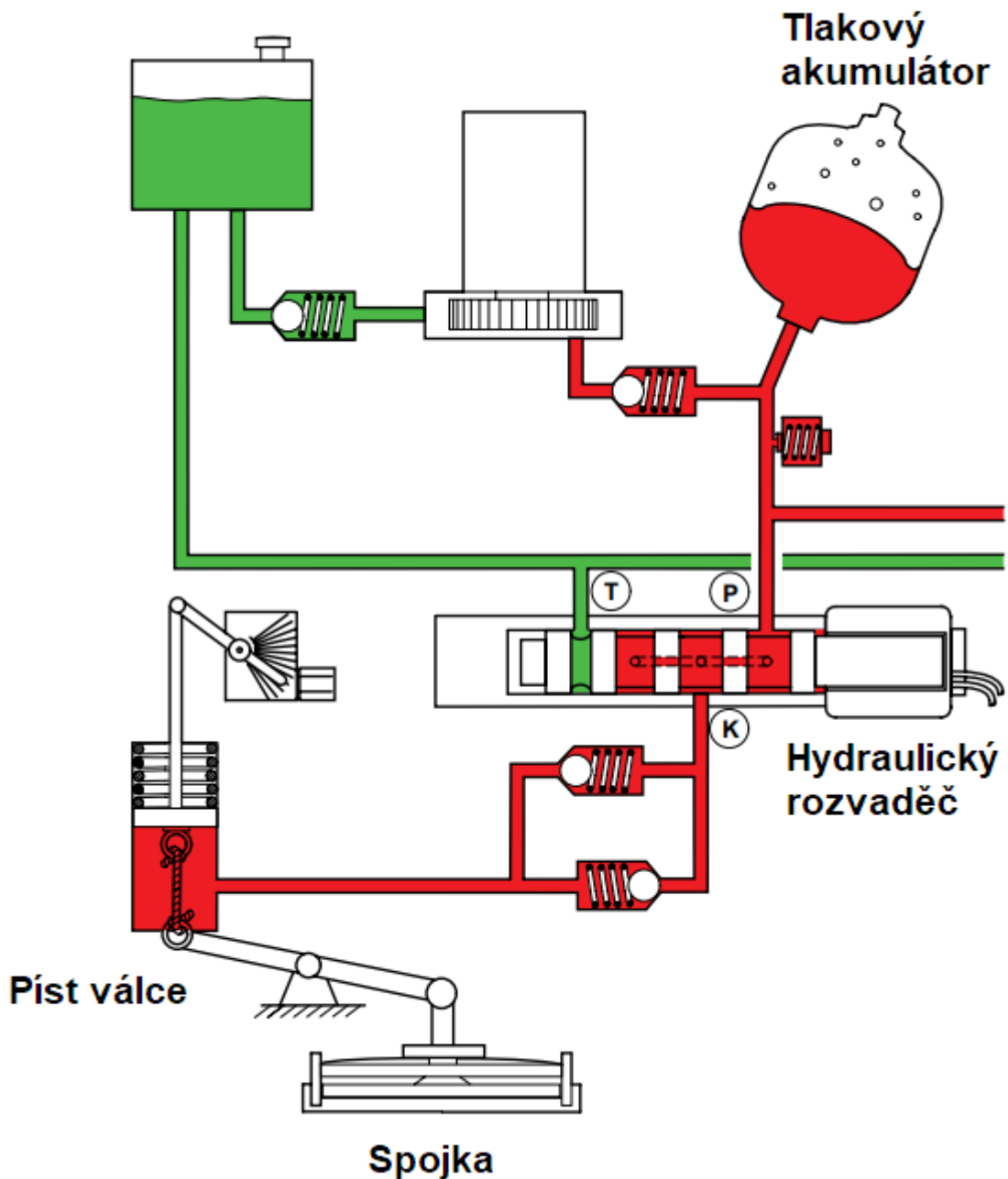
Sepnutá spojka



Obrázek 6: Elektrohydraulický aktuátor spojky [8]

Pro rozeptnutí spojky je nutné, aby se píst v rozvaděči posunul tak, aby se spojil vysokotlaký obvod mezi tlakovým zásobníkem a pístem válce. Kapalina následně zapůsobí tlakovou silou na píst válce a dojde k rozeptnutí spojky. [8]

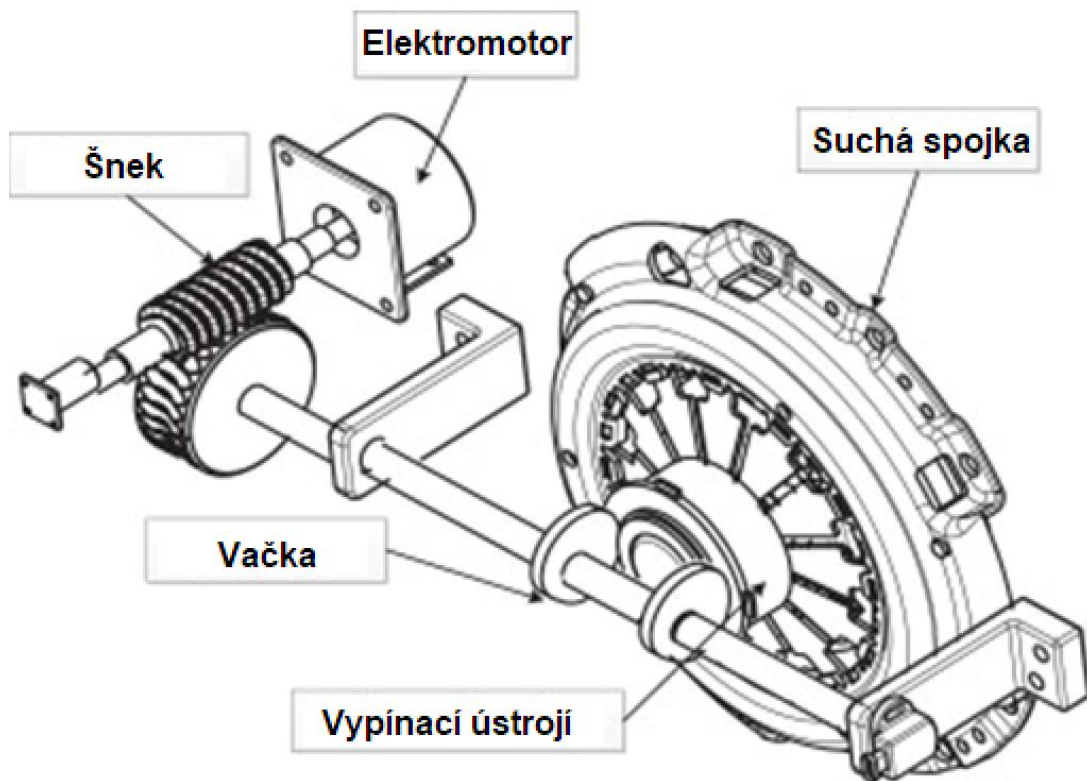
Rozeptnutá spojka



Obrázek 7: Schéma hydraulického systému rozeptnuté spojky [8]

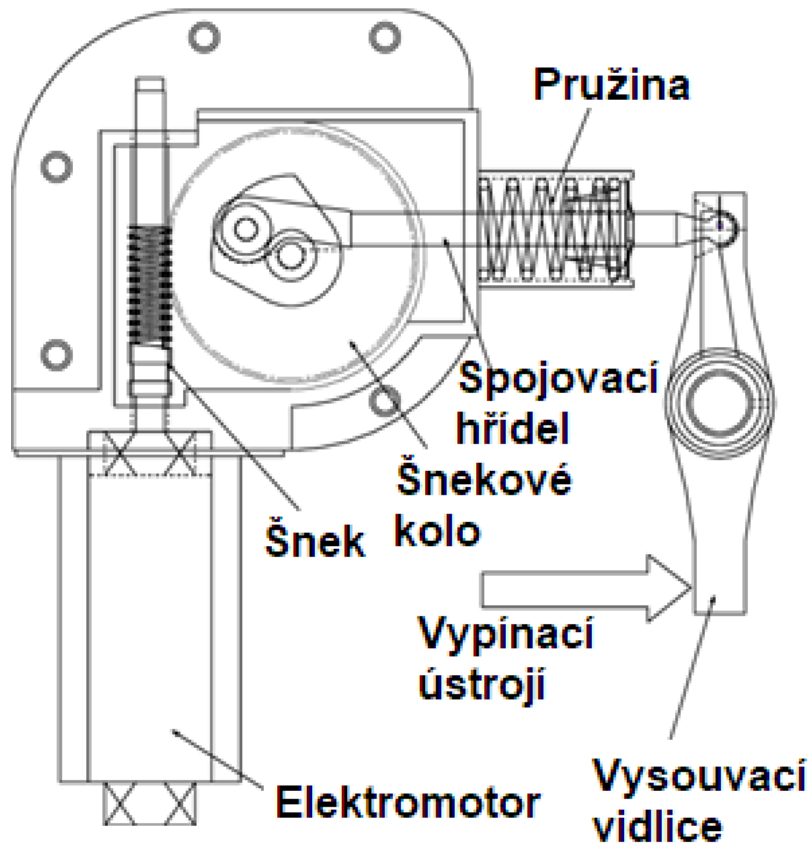
3.1.2. Elektromechanický aktuátor

Elektromechanické aktuátory jsou konstrukčně výrazně jednodušší. První varianta spočívá v použití elektromotoru, který otáčí šnekovým ozubením. Příslušné šnekové kolo je na stejné hřídeli jako vačky, které rotačním pohybem zatlačí na vypínací ústrojí a rozeprnu spojku. [9]



Obrázek 8: Elektromechanický aktuátor spojky 1 [9]

V dalším konstrukčním řešení elektromotor pootočí s klikovým mechanismem, který tvoří šnekové soukolí a spojovací hřídel. Axiální pohyb spojovací hřídele je pomocí páky převeden na pohyb vysouvací vidlice, která ovládá spínání spojky. Možností řešení aktuátoru je více, zpravidla jsou konstrukčně jednoduchá a levná na výrobu. [10]



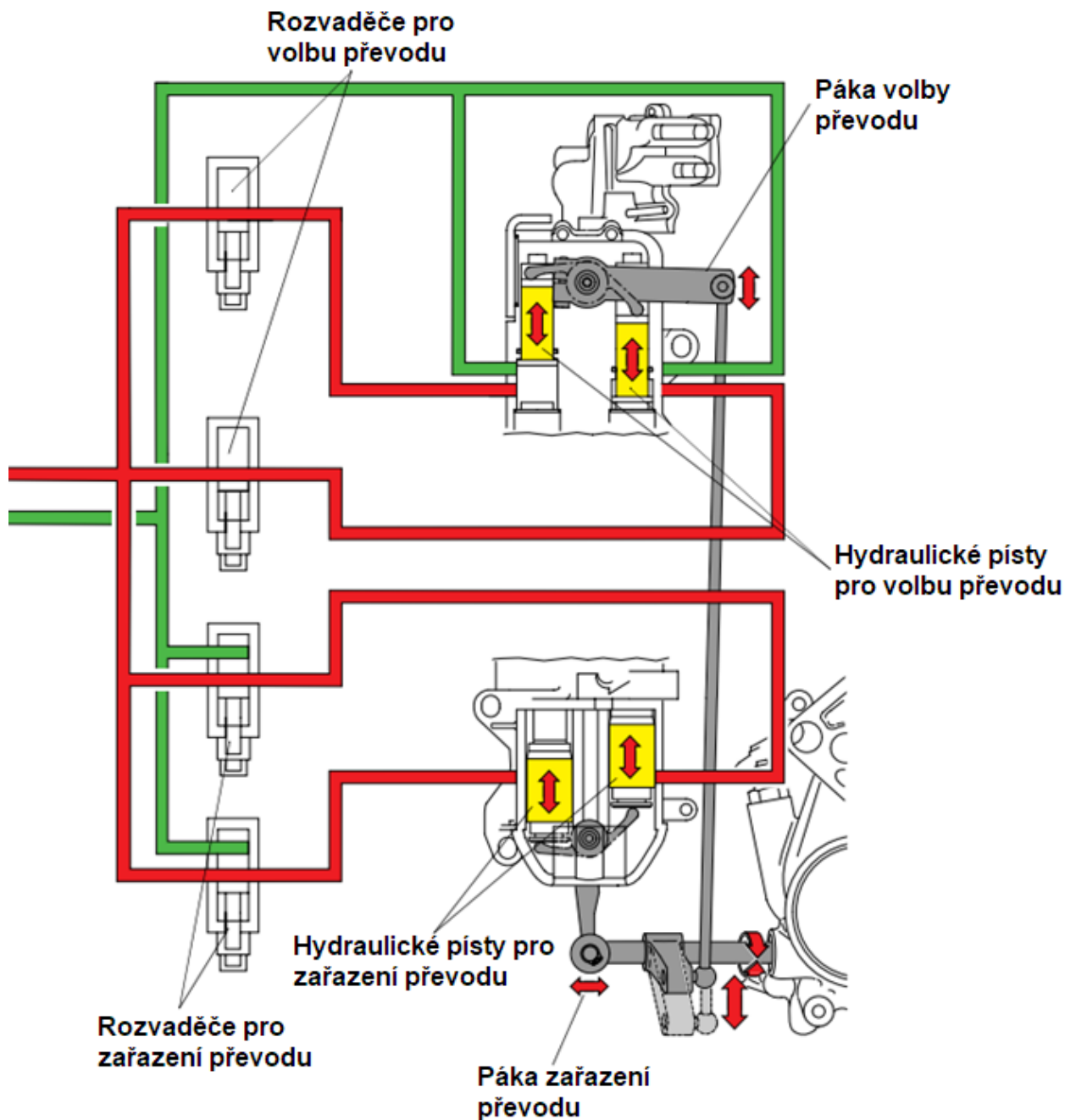
Obrázek 9: Elektromechanický aktuátor spojky 2 [10]

3.2. Řazení

3.2.1. Elektrohydraulický aktuátor

System řazení je stejný jako v klasické manuální převodovce. Rozdíl spočívá v tom, že pohyb řadicí tyče neprovádí řidič, nýbrž elektrohydraulický aktuátor.

Tento konkrétní mechanismus pro zařazení rychlostních stupňů tvoří 4 rozvaděče a dva na sobě nezávislé páry hydraulických pístů. Každý píst lze spojit s nízkotlakým i vysokotlakým hydraulickým obvodem. Tím lze docílit pohyb pístů přímo spojených s vahadly.



Obrázek 10: Elektrohydraulická soustava pro řazení [8]

Vahadlo vrchního páru pístů je spojeno s pákou volby převodu a spolu se spojovací hřídelí tvoří pákový mechanismus, který ve výsledku umožňuje rotaci řadící tyče kolem své osy. Tímto způsobem v převodovce probíhá volba rychlostního stupně.

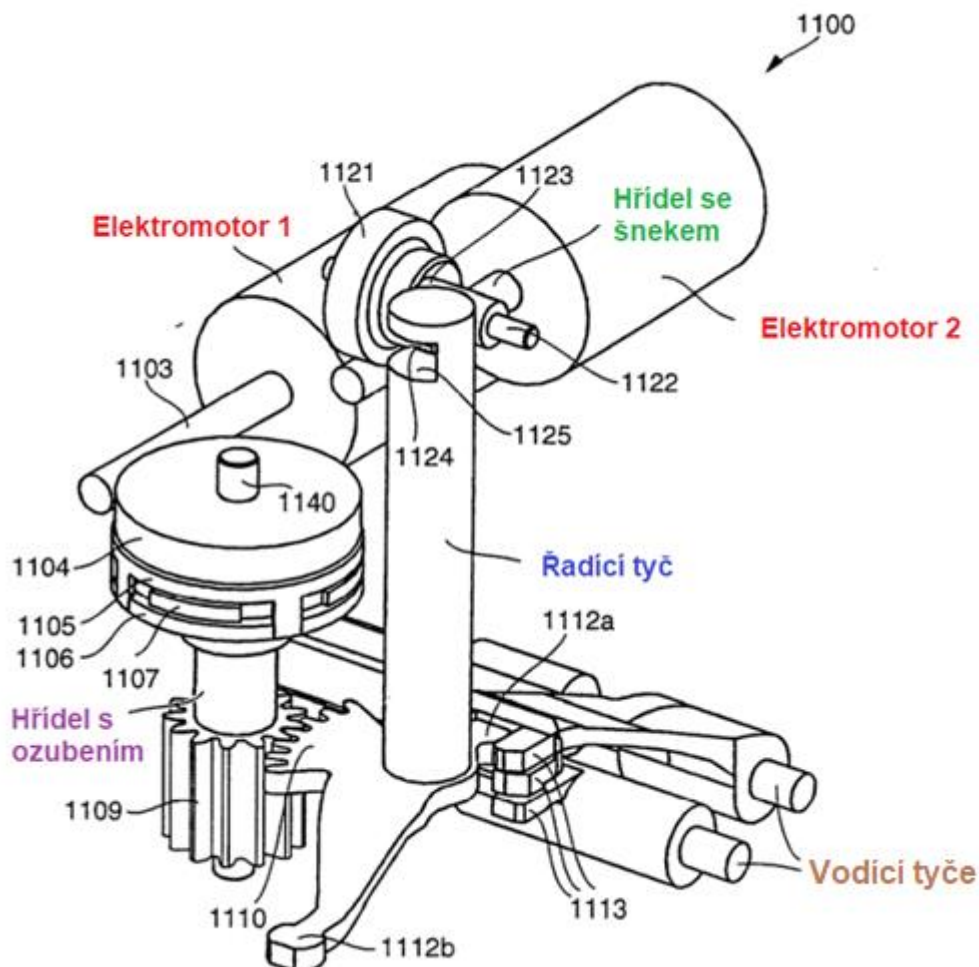
Vahadlo spodního páru pístů je spojeno s řadící tyčí přímo přes příslušnou páku a umožňuje řadící tyči pohyb v axiálním směru. Takto probíhá zařazení konkrétního převodového stupně. [8]

3.2.2. Elektromechanický aktuátor

Dále uvádím příklad elektromechanického aktuátoru, v tomto případě se o ovládání řadící tyče starají dva elektromotory označené 1 a 2.

Elektromotor 2 generuje točivý moment a tedy i rotační pohyb **hřídele se šnekem**. Na hřídeli s příslušným šnekovým kolem se nachází i palec volby, který přesně zapadá do drážky v **řadící tyči**. Rotační pohyb je tedy palcem volby přeměněn na axiální posuv **řadící tyče**. Tímto způsobem probíhá volba rychlostního stupně.

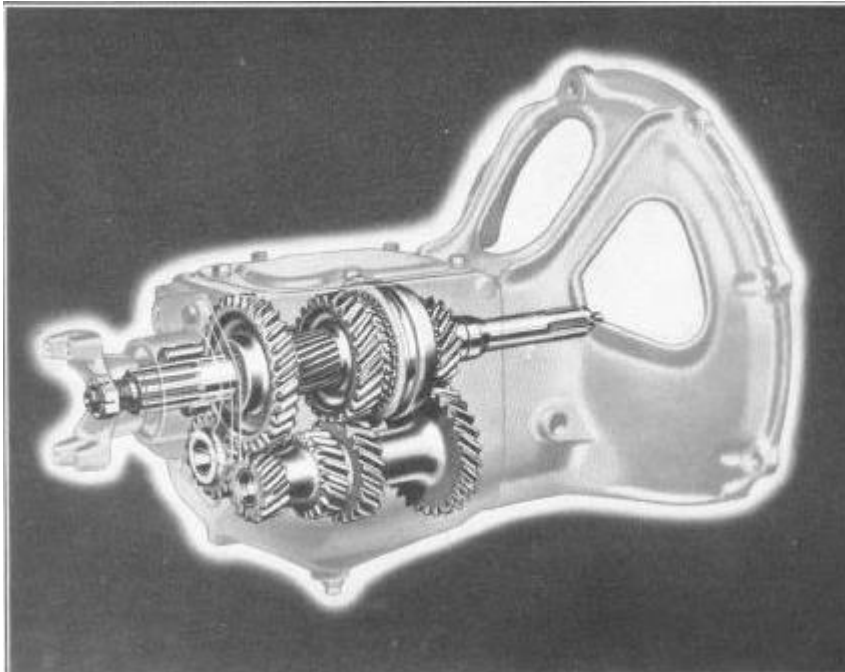
Rotační pohyb hřídele **elektromotoru 1** je přes šnekové soukolí převeden na rotační pohyb **hřídele s ozubením** a pomocí ozubení převeden na rotační pohyb **řadící tyče**. Tento rotační pohyb je pomocí příslušného řadícího palce převeden na posuvný pohyb **vodící tyče**, díky čemuž dochází k zařazení zvoleného rychlostního stupně. [11]



Obrázek 11: Schéma soustavy pro řazení s elektromechanickým aktuátorem [11]

4. Pohled do historie

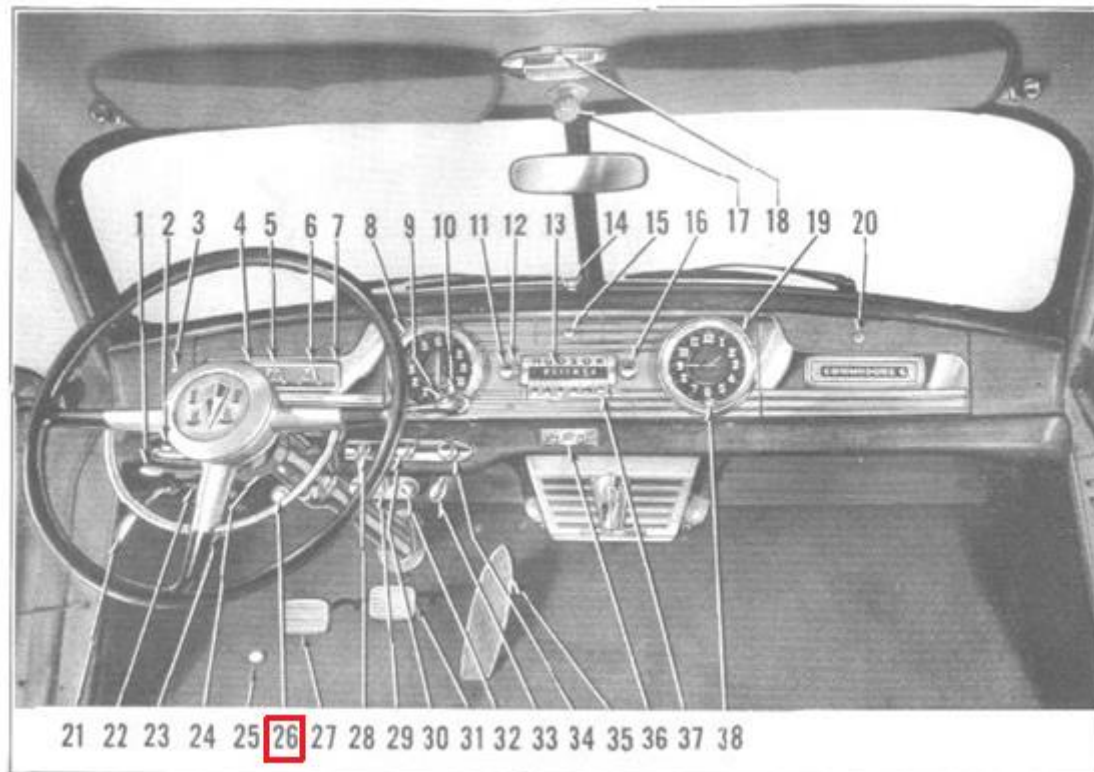
4.1. Hudson Drive-Master



Obrázek 12: Hudson Drive-Master [13]

První manuální převodovku osazenou systémem automatického ovládní spojky a řazení lze najít až na konci 40. let 20. století ve Spojených státech Amerických. Zde firma Hudson pro svůj nejluxusnější model Commodore vyvinula převodovku s názvem Drive-master. Převodovka nabízela tři možnosti využití.

- Otočení řadicí páky směrem vlevo dalo zákazníkovi možnost manuálního řazení s automatickým ovládním spojky.
- Otočení řadicí páky směrem vpravo vyústilo v automatické řazení včetně automatického ovládní spojky
- Řadicí páka v centrální pozici (také pozice „vypnuto“) znamenala pro řidiče manuální řazení a manuální aplikace spojky jako v typickém konvenčním vozidle. Zároveň to byla pozice páky, ve které se startoval motor.

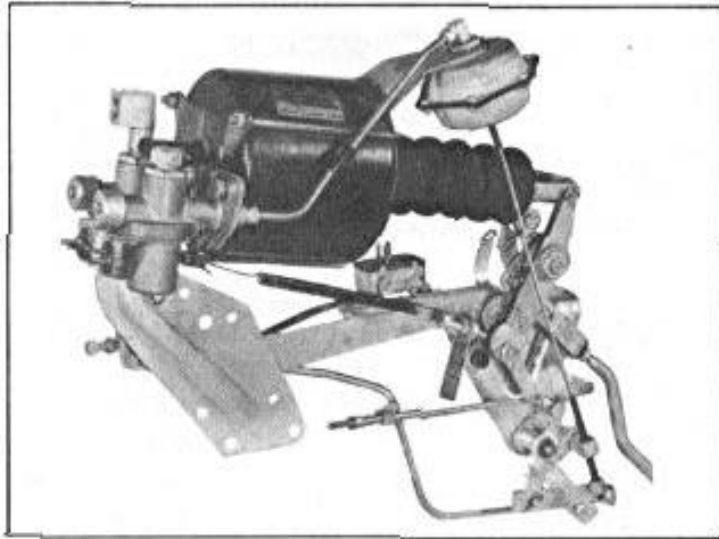


Obrázek 13: Přístrojová deska Hudson Commodore [12]

Automatická převodovka nabídla 3 dopředné převody, nízký (akcelerační), vysoký a tzv. „Overdrive gear“. Tento rychlostní stupeň byl navržen tak, aby pro maximální povolené rychlosti na dálnicích vyžadovaly nízké otáčky motoru, v důsledku tedy snižovaly spotřebu paliva a hluk motoru. Pro přeřazení z 1. na 2. převod ale musel řidič přesáhnout 14 mph (22,5 km/h) a sundat nohu z plynu. Zavřená škrťací klapka poté uzavřela elektrický obvod a otevřela spojku pro změnu rychlostních převodů. Pro zařazení dálničního stupně bylo potřeba stisknout příslušné tlačítko (26 – obrázek), dosáhnout rychlosti vyšší než 22 mph (35,5 km/h) a sundat nohu z plynu.

Při brzdění se podřazování provádí automaticky podle limitních rychlostí – 18 mph (29 km/h) pro „Overdrive gear“ a 12 mph (19 km/h) pro vysoký stupeň.

Spínání samotné spojky je ovládané pomocí pístu spojeného s vypínacím ústrojím spojky. Pohyb pístu je zajištěn pneumaticky podtlakem generovaným sacím potrubím motoru. Stejným způsobem se dnes získává podtlak pro mechanismus posilovače brzd.



Obrázek 14: Pneumatický aktuátor [13]

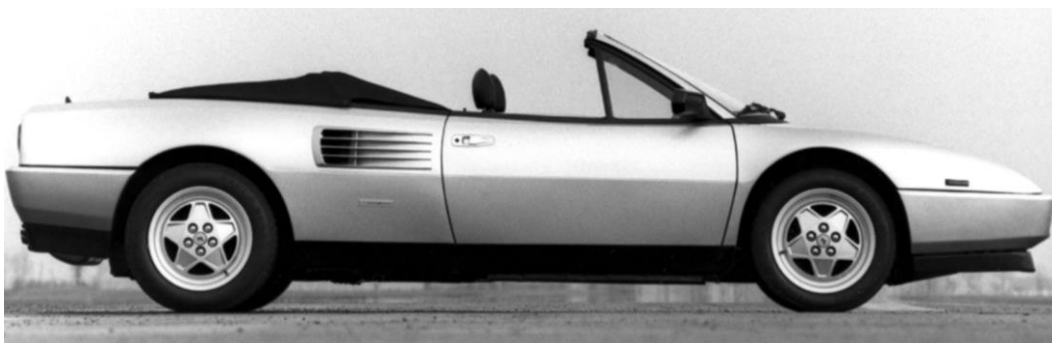
Řazení se provádí pomocí pístu, který je pevně spojen hřídelí s řadícími vidlicemi. Na obou stranách pístu se nacházejí rozvaděče. Pokud je vyžadována změna převodu, píst příslušného rozvaděče se posune a podtlak posune píst směrem k rozvaděči. [12,13]

4.2. Vývoj

Přestože metody plné automatizace existovaly, v 50. a 60. letech se používaly spíše polosamočinné převodovky. V automobilech osazených těmito převodovkami nenajdeme spojkový pedál, jednotlivé rychlostní stupně zařazuje řidič. Tímto systémem disponovaly vozy značek jako Vauxhall, Mercedes, Renault, Ford aj. a využívaly většinou odstředivé a elektromagnetické spojky.

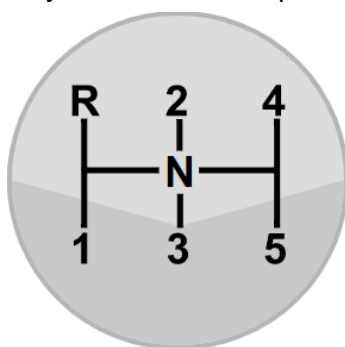
V 80. a 90. letech minulého století se především díky technologickému posunu v elektronice objevily první příklady moderních elektropneumatických, elektrohydraulických nebo elektromechanických systémů použitých v samočinných převodovkách, kde ovládání spojky i řazení probíhalo samočinně. [14,15]

4.3. Ferrari Valeo



Obrázek 15: Ferrari Mondial T Cabrio [14]

Kromě nízké a nižší střední třídy se automatizované převodovky objevily i ve sportovních vozech. Ke konci výrobního procesu vozu Mondial (1980 - 1993) vyvinulo Ferrari verzi Mondial T (1989-1993), kde byl 3,4 litrový osmiválec spojen s manuální převodovkou s možností automatické spojky s elektromechanickým systémem od jejich dlouhodobého francouzského dodavatele, firmy Valeo. Zajímavostí je, že místo standardní kulisy ve tvaru H využívala převodovka kulisu typu psí noha, převzatou ze závodního prostředí pro rychlejší řazení mezi stupni 2 a 3 a mezi stupni 4 a 5. [16]



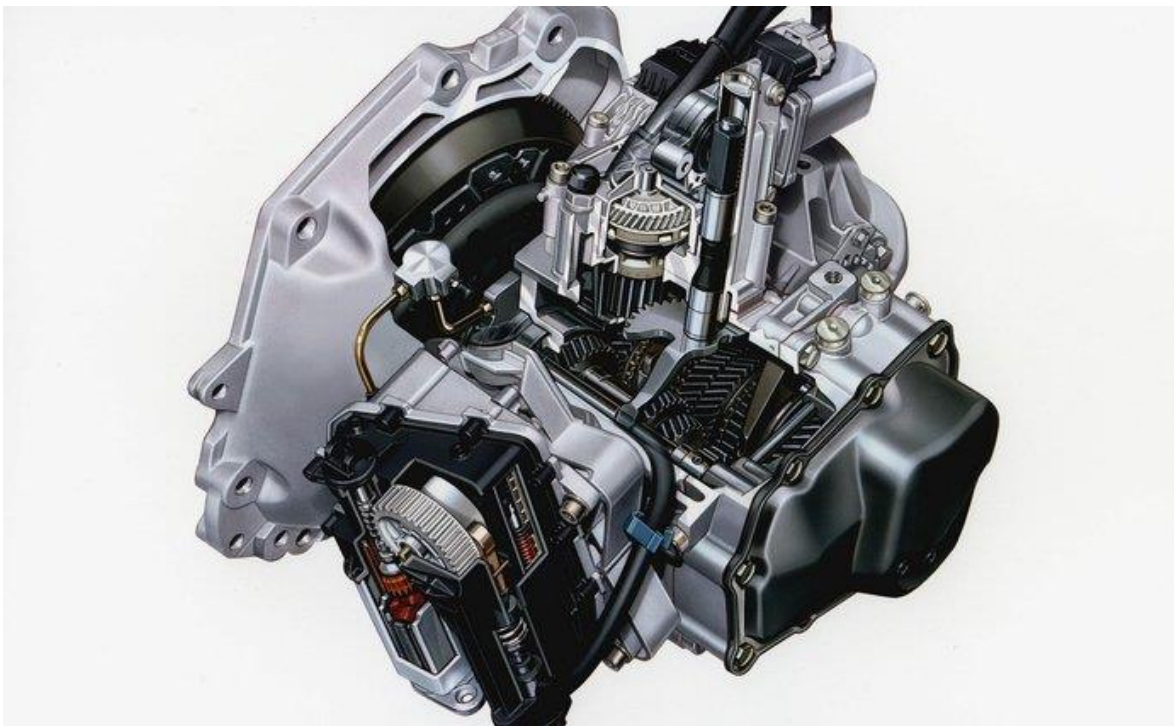
Obrázek 16: Kulisa ve tvaru psí nohy [17]

5. Současnost a budoucnost

V současnosti se vývojem a produkcí automatizovaných převodovek zabývá pouze nízké množství automobilek. Každá z nich používá své konstrukční řešení automatizace pomocí aktuátorů, ať už elektrohydraulických, elektromechanických nebo jiných.

5.1. Opel Easytronic 3.0

Jedním z největších výrobců a vývojářů automatizovaných manuálních převodovek je v současné době Opel. Ten pro své modely Karl, Adam, Corsa a Astra na podzim v roce 2014 představil nejnovější generaci jimi používané převodovky Easytronic s označením Easytronic 3.0.



Obrázek 17: Opel Easytronic 3.0 [17]

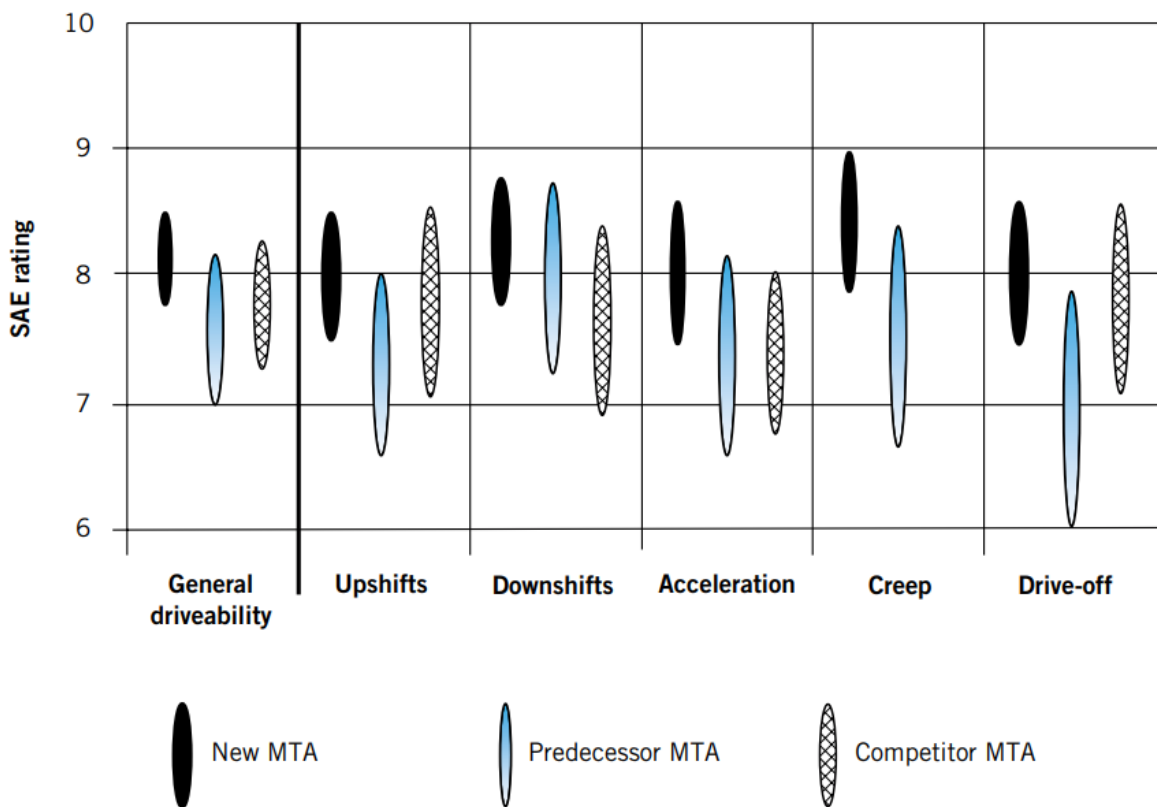
Je to pětistupňová převodovka přenášející kroutící moment až 190 Nm pro spojení se zážehovým motorem o objemu 1,4 l a vznětovým motorem o objemu 1,3 l. Výchozím bodem vývoje byla pětistupňová manuální převodovka F17-5, přičemž synchronizační mechanismus a řadící vidlice prošly beze změny, stejně jako celá spojka.

Převodovka používá elektrohydraulický systém, který je tvořen elektromotorem, hydraulickou pumpou, tlakovým akumulátorem, hydraulickým rozvaděčem a řídicí jednotkou. Ovládání řazení a spojky je velmi podobné systému probíranému v předchozí kapitole. Převodovka Easytronic 3.0 má hmotnost celkem 39 kg, z čehož elektrohydraulický systém má hmotnost 8 kg.

Řidič má k dispozici volbu mezi automatickým a sekvenčním manuálním řazením. Automatická varianta pracuje s množstvím mapování, které se mění podle výstupů z mnoha sensorů a řídicí jednotka poté volí okamžik řazení.

Na rozdíl od předchozí verze převodovky používá nejnovější generace elektrohydraulický systém namísto elektromechanického. Zlepšení bylo dosaženo v reakční době převodovky z průměrných 150 ms v předchozí generaci na průměrných 125 ms. Další vylepšení se týkalo optimalizace algoritmu řazení s důrazem na snížení množství změn rychlostí. Pro stejný testovací cyklus Opel snížil počet přeřazení z 231 u předchozí generace na 195 v nové generaci. Tímto krokem zároveň dosáhli vylepšení řidičova komfortu a snížení spotřeby paliva.

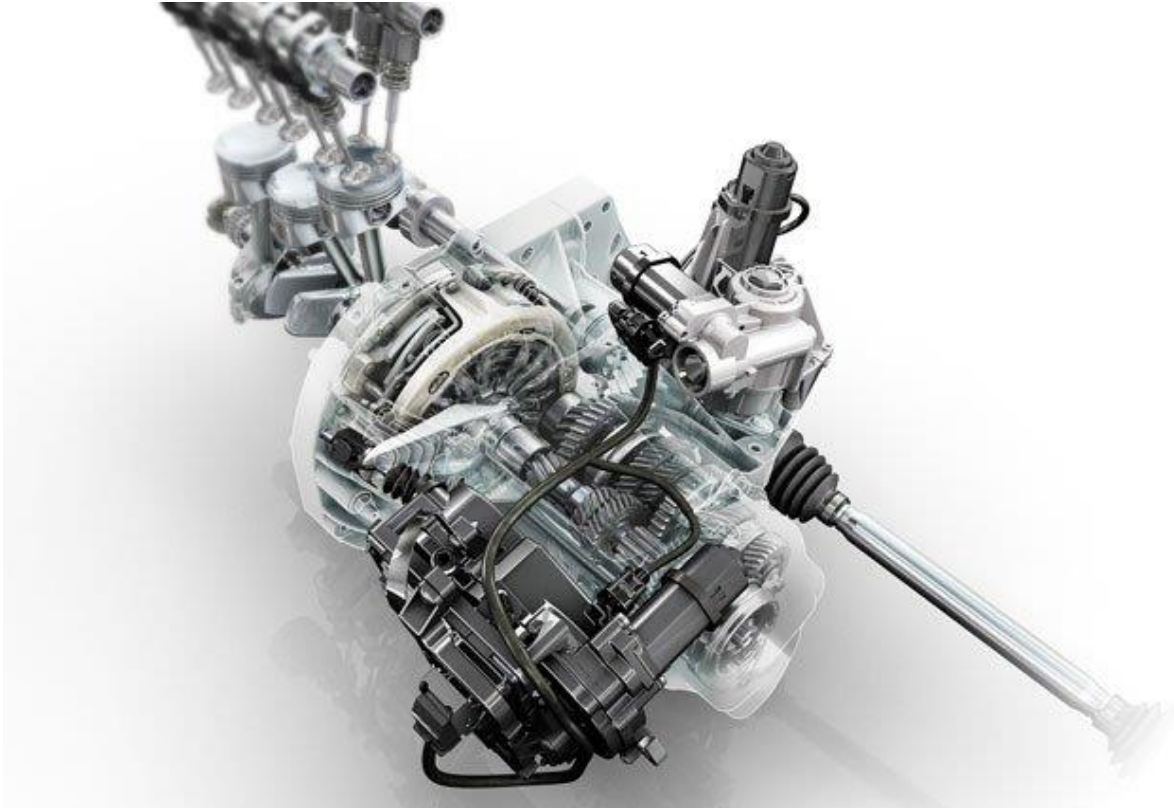
Testování a recenzování této převodovky se ujalo i sdružení automobilových inženýrů, kteří ji porovnávali s předešlou verzí této převodovky a konkurencí. [18,19]



Obrázek 18: Porovnání konkurenčních převodovek [18]

5.2. Dacia Easy-R

Dacia představila svou robotizovanou převodovku v roce 2015 pro modely Logan, Sandero a Duster. Je spojena výhradně s přeplňovaným tříválcovým motorem 0,9 TCe 90.



Obrázek 19: Dacia Easy-R [19]

Tato pětistupňová převodovka přenáší kroutící moment až 135 Nm. Pro operaci se spojkou a řazením ale využívá elektromechanický systém pro rychlejší reakci. Řídící jednotka má v automatickém režimu také k dispozici spoustu variant mapování motoru pro optimalizaci komfortu, spotřeby a při zapnutí sportovního režimu i akcelerace. [19,20]

5.3. Suzuki Auto Gear Shift (AGS)

Společnost Maruti Suzuki představila automatizovanou manuální převodovku v roce 2014 v modelu Celerio určeném převážně pro indický trh. Na obrázku můžeme vidět, jaký nárůst rozměrů představuje hydraulický systém pro převodovku a o kolik více místa je potřeba v motorovém prostoru. Procentuální zastoupení automatizované převodovky v tomto modelu je 43 %. Dále můžeme systém najít v modelech S.presso, WagonR, Ignis, Swift a Dzire.



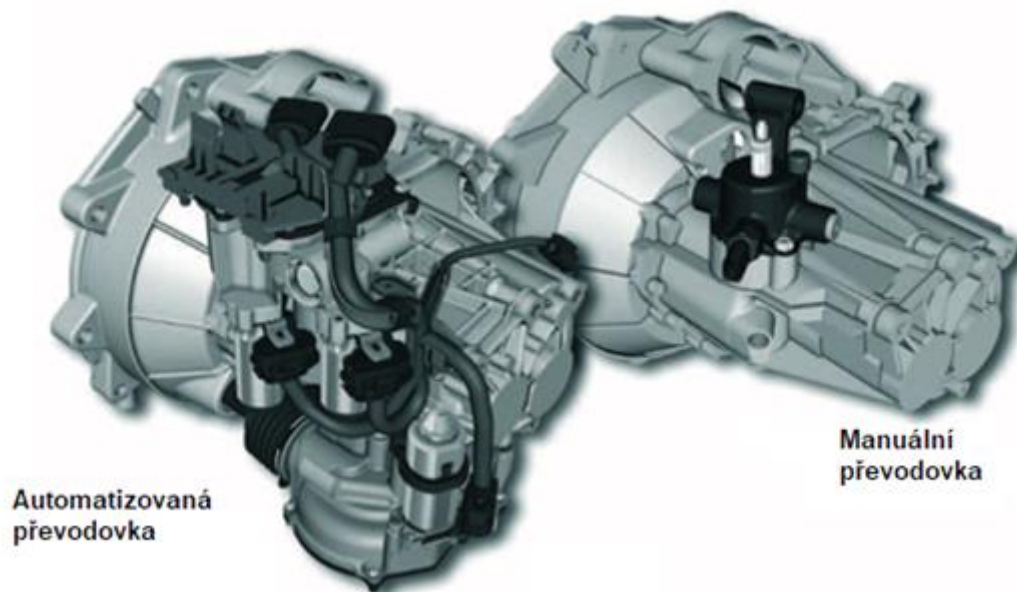
Obrázek 20: Suzuki Auto Gear Shift [22]

Převodovka je pětistupňová a spojku stejně jako řazení ovládá systém elektrohydraulický. Je na výběr automatický i sekvenční manuální režim. [21]

5.4. VW Group

Koncern VW vyvinul pro portfolio městských vozů robotizovanou převodovku s označením SQ100. Tuto převodovku můžeme vidět ve vozech VW Up!, VW Fox, Škoda Citigo a Seat Mii spojenou s motory 1.0 MPi o výkonech 44 a 55 kW a točivých momentech 95 Nm v obou variantách.

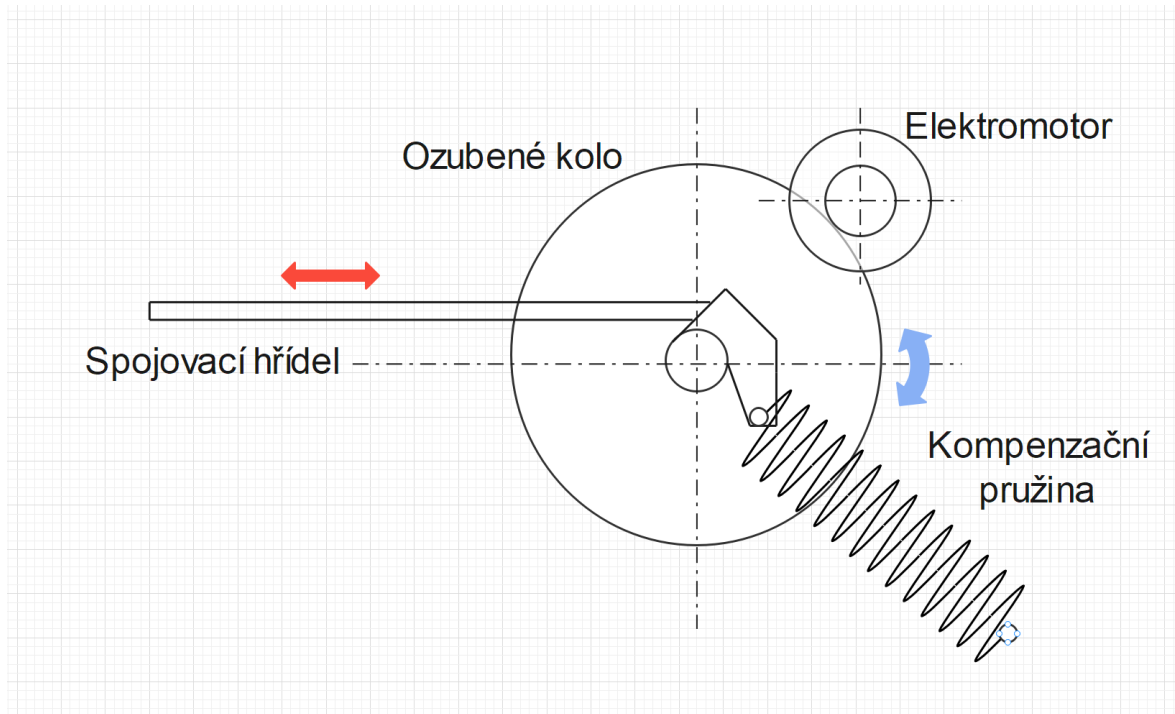
Převodovka SQ100 vychází z manuální pětistupňové dvouhřídelové převodovky MQ100. Přidání elektromechanických aktuátorů zvýšilo hmotnost automatizové zhruba o 5 kg. [23]



Obrázek 21: Srovnání automatizované a manuální převodovky [23]

5.4.1. Ovládání spojky

Aktuátor spojky je připevněn přímo ke skříni a je přímo spojen spojovací hřídelí s vysouvací vidlicí spojky.



Obrázek 22: Schéma aktuátoru spojky

Pro otevření spojky elektromotor pootočí ozubení proti směru hodinových ručiček. V tomto energeticky náročném úkonu na překonání síly od talířové pružiny spojky pomůže síla předepjaté kompenzační pružiny.

Proces uzavření spojky je v podstatě opačný vůči otevření. Elektromotor pootočí ozubením zpět po směru hodinových ručiček, přičemž překonává sílu kompenzační pružiny, ale k tomu mu pomáhá síla od talířové pružiny. [23]

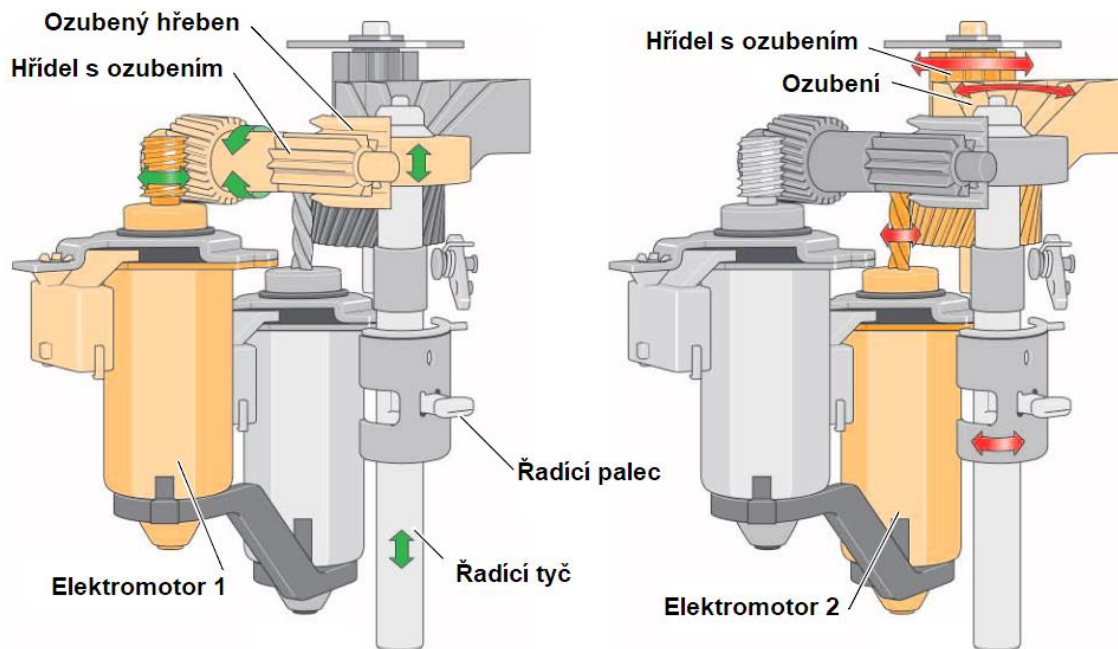
5.4.2. Ovládání řazení

Převodovka SQ100 používá elektromechanický aktuátor řazení fungující na velmi podobném principu jako aktuátor již probraný v předchozí kapitole.

Řazení rychlostních stupňů probíhá stejně jako v manuální převodovce, ze které automatizovaná vychází, jsou tedy použity řadící palce a řadící vidlice.

První elektromotor posouvá řadící tyč v axiálním směru s tím rozdílem, že axiálního posuvu řadící tyče je dosaženo pomocí ozubeného kola a ozubeného hřebene, na rozdíl od řadícího palce a drážky jako v předchozím případě. Pozice řadící tyče v axiálním směru tvoří volbu rychlostního stupně.

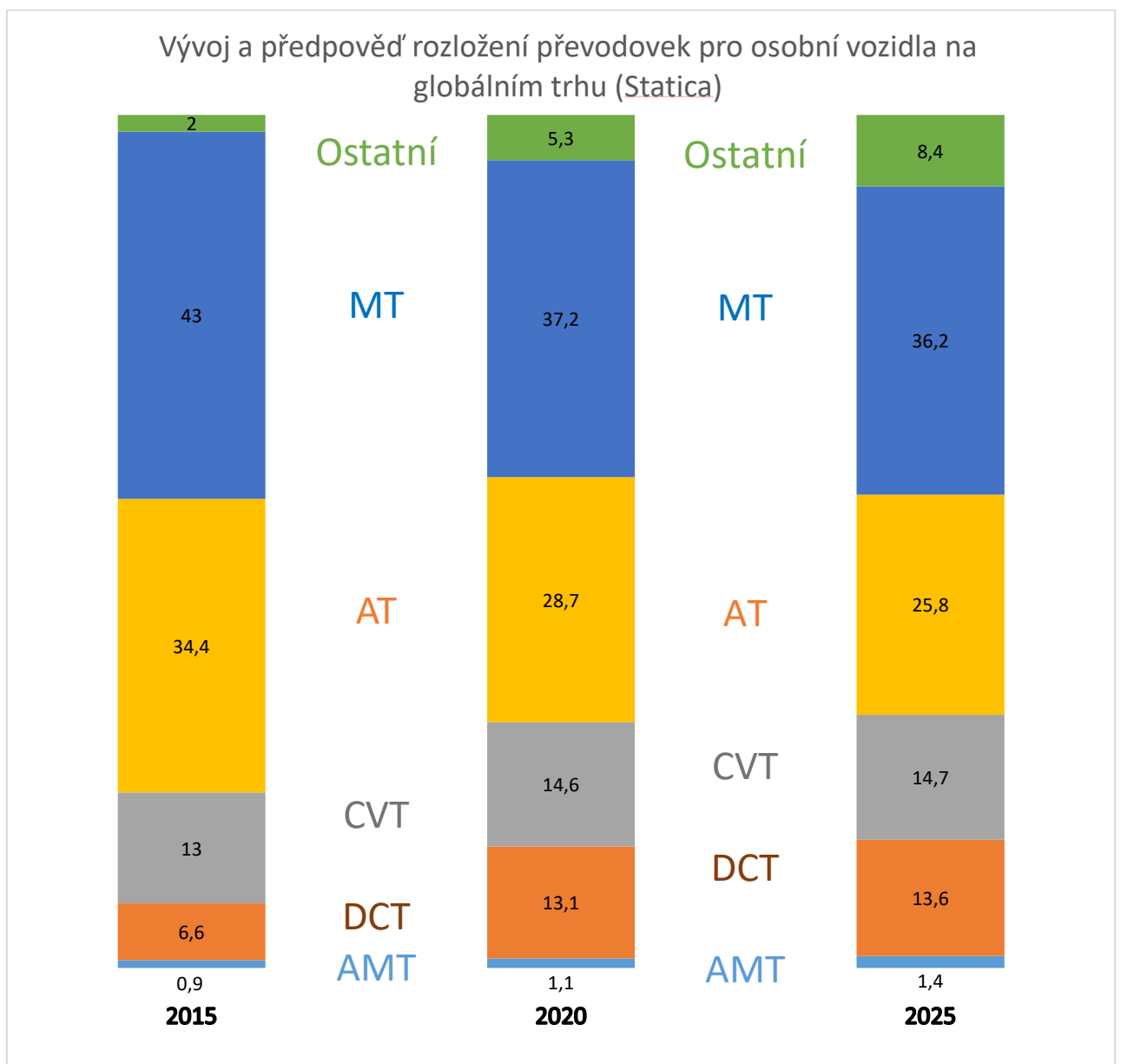
Rotační pohyb hřídele druhého elektromotoru je pomocí kombinace ozubení převeden na rotační pohyb řadící tyče, přičemž tento pohyb zařadí zvolený rychlostní stupeň. [23]



Obrázek 23: Princip funkce [23]

5.5. Budoucnost

Zastoupení automatizovaných převodovek (AMT) ve světě je velmi malé, zpravidla ve vozech nízké a nižší střední třídy, má ale rostoucí tendenci. Vývojáři se snaží co nejvíce přiblížit dvouspojkovým převodovkám (DCT) hlavně v komfortu za předpokladu zachování nízké ceny a hmotnosti, přičemž tyto dva typy převodovek na trhu nahrazují klasické automatické převodovky (AT). Z grafů je také patrný ústup manuálních převodovek (MT) a růst elektrických vozů, které mají zdaleka největší podíl v kategorii ostatní. [24]



Graf 1: Vývoj a předpověď rozložení převodovek [21]

5.6. Možné směry vývoje

Z hlediska charakteristiky automatizovaných převodovek se může vývoj zabývat různými možnostmi.

5.6.1. Mechanismus řazení

Automatizovaná převodovka je převodovka s přerušením toku výkonu, což je nevýhodné z hlediska dynamiky a komfortu. Nový mechanismus by měl především zvýšit rychlost řazení. Toho můžeme docílit například použitím mechanismu vnější synchronizace. [25]

Další možností je využít technologii z malých motocyklů, tedy řazení kuličkami v dutém hřídeli. V tomto případě je točivý moment na výstupní hřídel z ozubení přenášen pomocí ocelových kuliček. Tento typ převodovky může nabídnout menší hmotnost a rozměry oproti automatizovaným převodovkám. Přestože v motocyklech lze řadit bez spojky, kvůli vysokým momentům setrvačnosti, vibracím a torzním kmitům toto u osobních automobilů nebude možné. Dalším omezením jsou malé hodnoty točivých momentů, které je převodovka schopna přenést, proto by se využití hledalo v malých městských vozech. [26]

5.6.2. Eliminace přerušení toku výkonu

Jedním z řešení je použití hybridního systému pomocí elektromotoru. Tento elektromotor ale není umístěn za spalovacím motorem, nýbrž v převodovce, kde pohání například předlohou hřídel. Může tedy vypomáhat spalovacímu motoru obecně nebo vyplnit přerušovaný tok výkonu při řazení převodovky.

5.6.3. Optimalizace řídicí jednotky

Poslední možností je vylepšení algoritmu pro řazení. Cílem je co nejvíce se přiblížit kompromisu, kde na jedné straně je účinnost a využití motoru a na druhé straně řidičova intuice a úmysl. [14,31]

6. Výhody a nevýhody

Z hlediska poptávky na trhu nejsou automatizované manuální převodovky atraktivní volba, přesto nabízí vlastnosti, kterým se jiné typy převodovek nemohou rovnat.

6.1. Výhody

6.1.1. Pohodlí a bezpečnost

Největší výhoda a důvod, proč se s vyvíjením tohoto typu převodovky začalo a stále pokračuje je možnost samočinného řazení. Pro řidiče je to pohodlnější a zároveň se může stále věnovat řízení, aniž by musela jeho pozornost přeskakovat k manuálnímu řazení.

6.1.2. Hmotnost

Vzhledem k tomu, že robotické převodovky vycházejí z manuálních, tedy nejjednodušších možných, je nízká hmotnost velkou výhodou, obzvláště oproti velkým dvouspojkovým a automatickým převodovkám.

6.1.3. Cena

Ze stejného důvodu, proč mají tyto převodovky nízkou hmotnost, mají i nízkou cenu, vycházejí totiž z jednoduchých manuálních převodovek. Jejich konkurencí jsou automatické planetové převodovky a dvouspojkové převodovky, které jsou obě výrazně složitější na výrobu než jednoduchá přestavba manuální převodovky.

6.1.4. Nižší spotřeba paliva

Pokyn pro změnu zařazené rychlosti dává řídicí jednotka podle mnoha vstupů a informací, které dostává z velkého množství sensorů. Díky tomu může rozhodnout, kdy je nejhodnější doba ke změně rychlosti. Právě tato výhoda vede k nižší spotřebě paliva na rozdíl od manuálních převodovek, kde člověk nemůže takto perfektně optimalizovat každý jednotlivý převod.

6.1.5. Nižší emise

V návaznosti na předchozí bod lze tvrdit, že pro stejný motor spojený s manuální a s robotizovanou převodovkou platí, že díky optimalizaci jízdního režimu vyprodukuje pohonný systém s AMT méně škodlivých emisí.

6.1.6. Volba manuálního a automatického režimu

Téměř každá automatizovaná převodovka nabízí možnost plně automatického i semi-automatického řízení, mezi kterým si může řidič podle chuti volně vybírat. [26,27]

6.2. Nevýhody

6.2.1. Komplexnost

Přestože manuální převodovka jako taková není složitá a může být jednoduchá na opravu, aktuátory, zejména hydraulické, jsou složitější. Oprava těchto systémů bude muset být ponechána servisům a prodraží se.

6.2.2. Znatelný čas změny rychlosti

Tento typ převodovky stále pracuje s konvenční automobilovou spojkou. Přestože přeřazení může být rychlejší než u manuálu, přerušení toku výkonu se nevyhneme. Tento efekt u manuálu nevádí, protože plně souvisí s rozhodnutím řidiče a dá se tedy předpovídat, zatímco u robotizovaných převodovek může změna rychlosti přijít neočekávaně.

6.2.3. Komfort

K předchozímu bodu se váže i komfort. Nečekané cuknutí při každém přeřazení nemusí být příjemné a zaručit hladkou a příjemnou jízdu je velmi složitý úkol, protože inženýři pracují s manuální převodovkou, kde se přerušení toku výkonu nevyhnou. Zejména ovládání spojky v různých jízdních režimech a proměnlivých podmínkách je obtížné vhodně naladit.

6.2.4. Předjíždění

Vzhledem k tomu, že se většina převodovek nabízí pro levné modely, jsou řídicí jednotky zpravidla nastaveny na úsporu paliva. Toto výchozí nastavení se dá samozřejmě měnit pomocí jízdních módů (jsou-li k dispozici). Při předjíždění je ale potřeba výkon okamžitě, řídicí jednotce ale může podřadit až po chvíli a zároveň přeřadit během předjíždění. Tento problém se dá ale řešit manuálním řazením. [27,28]

7. Odstupňování převodovky do vozidla vlastního výběru

Spalovací motor, se kterým budeme kombinovat převodovku, má už principiálně několik nevýhod.

- 1) Nepracují v nulových otáčkách
- 2) Největší výkon a točivý moment se nachází pouze v úzké otáčkové oblasti

Převodové ústrojí tedy musí splňovat několik kritérií

- 1) Měnit převodový poměr mezi motorem a hnacími koly při rozjezdu vozidla k dosažení požadovaných rychlostí a hnacích vlastností vozidla, a to pro jízdu vpřed i vzad.
- 2) Rozjezd z nulové rychlosti
- 3) Umožnit motoru chod volnoběžnými otáčkami bez zatížení při stojícím vozidle

7.1. Kritéria volby prvního rychlostního stupně

- 1) Dosažení požadovaného zrychlení
- 2) Největší stoupavost
- 3) Teplotní zatížení spojky pro rozjezd celé vozidlové soupravy
- 4) Jízda do stoupání ustálenou rychlostí pro daný součinitel adheze

7.2. Kritéria volby nejvyššího rychlostního stupně

- 1) Největší dosažitelná rychlost vozidla
- 2) Motor v pracovním optimu pro danou cestovní rychlost vozidla
- 3) Dosažení požadované stoupavosti při dané cestovní rychlosti vozidla
- 4) Dosažení požadované stoupavosti při jmenovitých otáčkách motoru

7.3. Kritéria volby počtu rychlostních stupňů

Zvýšení počtu rychlostních stupňů	
Výhody	Nevýhody
Zvýšení účinnosti lepším dosažením ideální hyperboly hnací síly	Zvýšení četnosti řazení
Snížení rozsahu mezi jednotlivými stupni	Zvýšení hmotnosti a rozměrů převodovky
Snížení namáhání synchronizačních spojek	Snížení dráhové četnosti využití nejnižších převodových stupňů

Tabulka 1: Kritéria volby počtu rychlostních stupňů

8. Možnosti odstupňování

Abychom odstupňovali převodovku, musíme nejdříve zavést několik pojmů.

Pro manuální převodovky, ze které automatizované vycházejí, platí, že je tvoří několik rychlostních stupňů. Tyto rychlostní stupně mají převodový poměr i_i , tedy podíl otáček motoru n_m a otáček na výstupní hřídeli nebo na kole n_k .

$$i_i = \frac{n_m}{n_k} \quad (1)$$

Je-li převodový poměr $i_i > 1$, výstupní otáčky jsou nižší než otáčky motoru, zároveň se však stejným koeficientem násobí přenesený točivý moment.

Je-li však převodový poměr $0 < i_i < 1$, výstupní otáčky jsou vyšší než otáčky motoru a jsme schopni dosáhnout vyšších maximálních rychlostí, snižuje se však přenesený točivý moment.

Převodový poměr převodovky lze označit jako měnitelný, neboť jich máme více k dispozici. V automobilech se setkáme také se stálým převodem i_s . Stálý převod měnit nemůžeme a tento převod najdeme v rozvodové skříni za převodovkou spolu s diferenciálem. Výsledný převod je tedy součin zařazeného stupně v převodovce a stálého převodu.

$$i_c = i_i \cdot i_s \quad (2)$$

Další veličinou je rozsah převodovky R . Ten je definován jako poměr nejvyššího a nejnižšího převodového čísla. Protože maximální i minimální celkový převodový poměr tvoří i stálý převod, můžeme poměr vyjádřit i jako poměr nejvyššího a nejnižšího stupně v převodovce.

$$R = \frac{i_{c_{max}}}{i_{c_{min}}} = \frac{i_{max} \cdot i_s}{i_{min} \cdot i_s} = \frac{i_{max}}{i_{min}} \quad (3)$$

Pro výpočet převodových poměrů se používají dvě metody. [15]

8.1. Geometrická řada

Pro geometrickou řadu je charakteristický stejný rozsah jednotlivých rychlostních stupňů čemuž odpovídá i stejné přiblížení hyperbole ideální hnací síly na všech rychlostech. Zároveň se s vyšším rychlostním stupněm zvyšuje rozdíl mezi maximální dosažitelnou rychlostí. Tato metoda se používá spíše u nákladních vozidel, kde s ohledem na nižší měrný výkon je dáván větší důraz na význam všech rychlostních stupňů.

Kvocient geometrické řady

$$q = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{max-1}}{i_{max}} = konst. \quad (4)$$

$$i_1 = i_2 \cdot q = i_3 \cdot q^2 = i_4 \cdot q^3 = \dots = i_{max} \cdot q^{max-1} \quad (5)$$

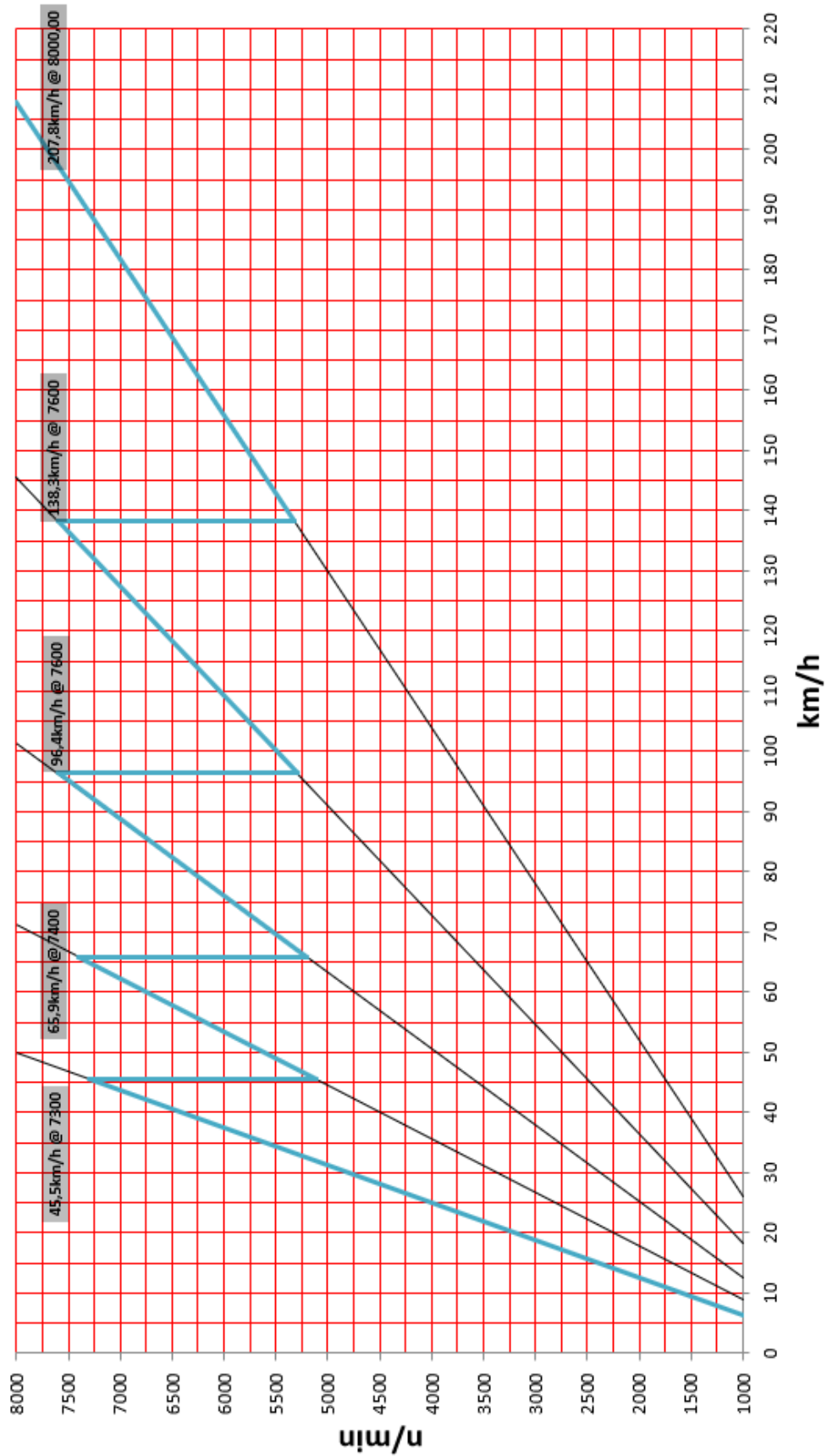
Kvocient aplikovatelný na převodovku můžeme spočítat z rozsahu a počtu rychlostních stupňů.

$$q = \sqrt[z-1]{R} \quad (6)$$

Kde

z je počet rychlostních stupňů

R je rozsah.



Graf 2: Příklad pilového diagramu s geometrickým odstupňováním

8.2. Progresivní řada

Progresivní řada se od geometrické odlišuje proměnným kvocientem, typicky se snižuje se zvyšujícím se rychlostním stupněm.

Charakterizující veličinou může být stupeň progresivity y . Automobilky nejčastěji volí stupeň progresivity tak, aby poměr dvou po sobě jdoucích převodů byl stejný jako poměr dalších dvou po sobě jdoucích převodů.

$$y = \frac{q_{12}}{q_{23}} = \frac{q_{23}}{q_{34}} = \dots = konst. \quad (7)$$

Na základě tohoto vztahu můžeme tedy tvrdit, že pro jednotlivé převody platí

$$q_{12} = y \cdot q_{23} = y^2 \cdot q_{34} = \dots \quad (8)$$

$$\frac{i_1}{i_2} = y \cdot \frac{i_2}{i_3} = y^2 \cdot \frac{i_3}{i_4} = \dots \quad (9)$$

Samotný stupeň progresivity se dá určit ze vztahu pro výpočet rozsahu rychlostních stupňů R , kde dosazení za krajní převody a úpravou dojdeme ke vztahu

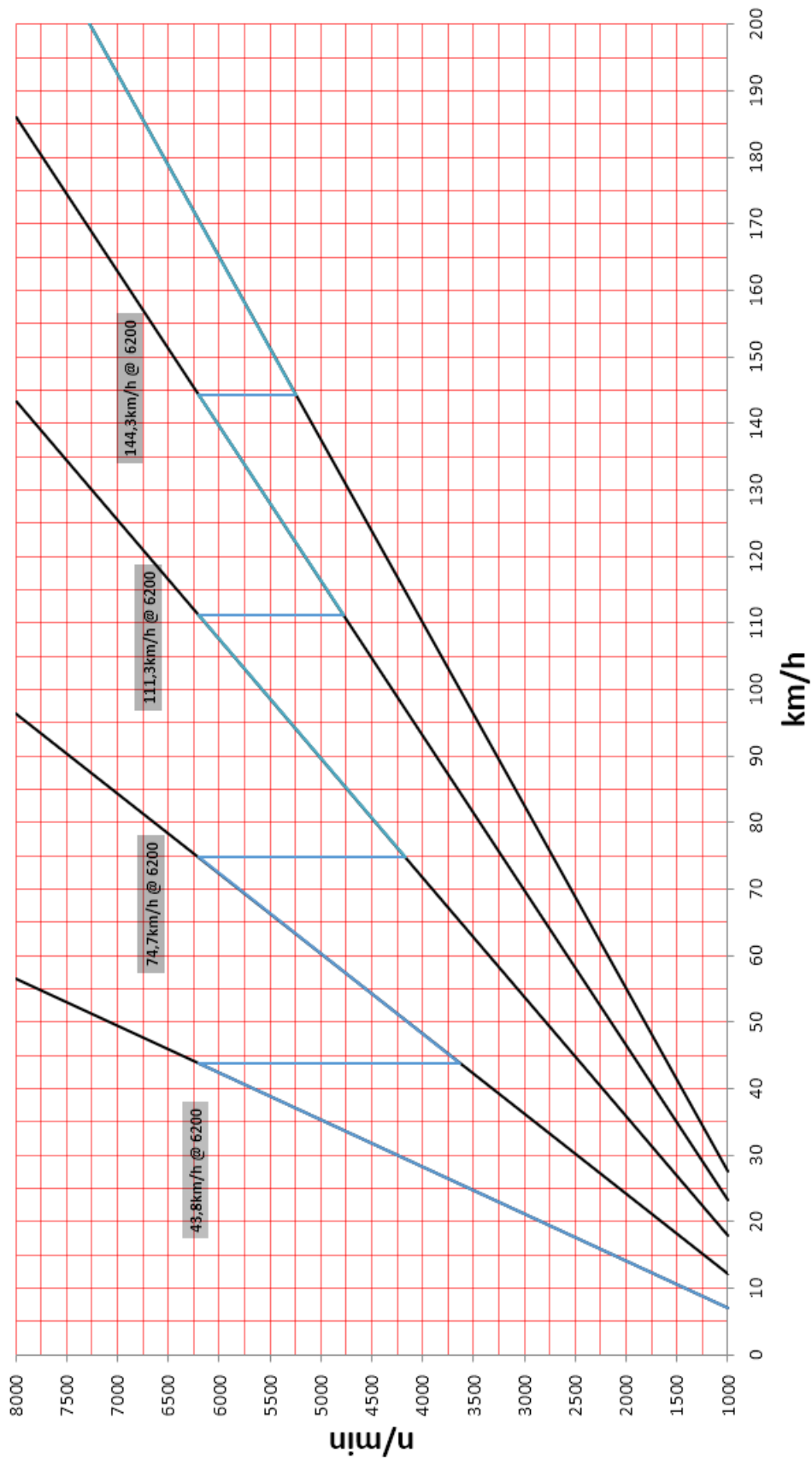
$$y = \frac{z^2 - 3z + 2}{2} \sqrt{\frac{R}{q_{i,j}^{z-1}}} \quad (10)$$

Kde

z je celkový počet rychlostních stupňů

R je rozsah rychlostí

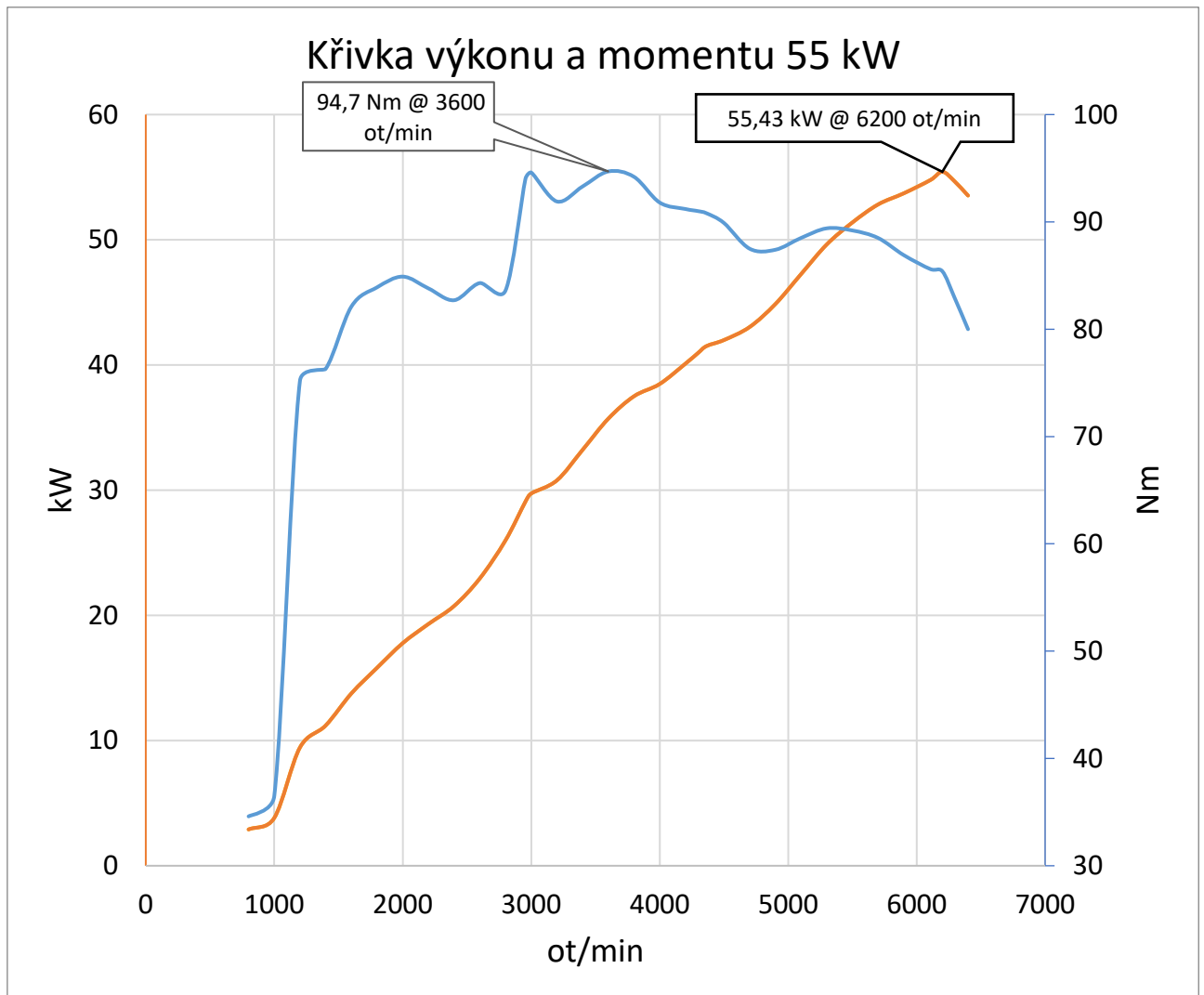
$q_{i,j}$ je poměr převodů dvou po sobě jdoucích rychlostních stupňů.



Graf 3: Příklad pilového diagramu s progresivním odstupňováním

9. Vybraný automobil

Pro praktickou část jsem vybral automobil Škoda Citigo s motorem o výkonu 55 kW a automatizovanou převodovkou SQ100, označovanou také jako ASG. K odstupňování převodovky je nutné znát nejenom průběh výkonu a točivého momentu motoru, ale i maximální hodnoty a otáčky, ve kterých je maximální výkon a maximální točivý moment dosažen.



Graf 4: Křivky výkonu a točivého momentu

10. Určení jednotlivých stupňů

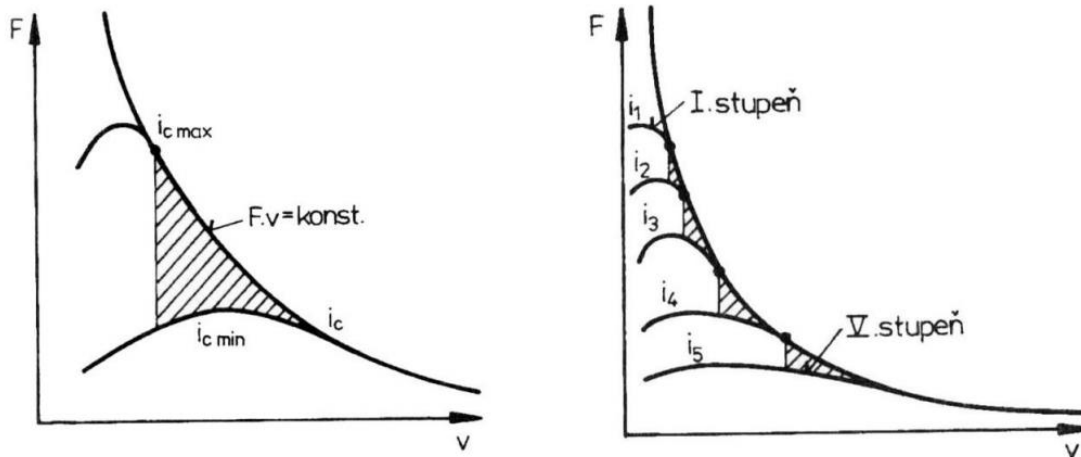
10.1. Vstupní parametry

Škoda Citigo 1.0 MPI 55 kW		
Hmotnost	m	936 kg
Celková hmotnost	m_c	1380 kg
Tíhové zrychlení	g	9,81 m/s ²
Maximální výkon	P_{max}	55,43 kW
Maximální točivý moment	M_{max}	85,4 Nm
Účinnost převodovky	η	0,95
Koeficient tření vozovky	f_k	0,02
Hustota vzduchu při 15 °C	ρ	1,24 kg/m ³
Součinitel odporu vzduchu	c_x	0,388
Plocha průmětu čelní strany	A_0	1,8 m ²
Použitá pneumatika: 175/60 R14		
Poloměr kola	r_k	0,282 8 m

Tabulka 2: Vstupní parametry výpočtu [29]

10.2. F-v diagram

Pomocí hodnoty maximálního výkonu sestavíme F-v diagram. Tato křivka hnací síly nebo konstantního výkonu ve tvaru hyperboly popisuje nejlepší využití motoru při všech rychlostech.

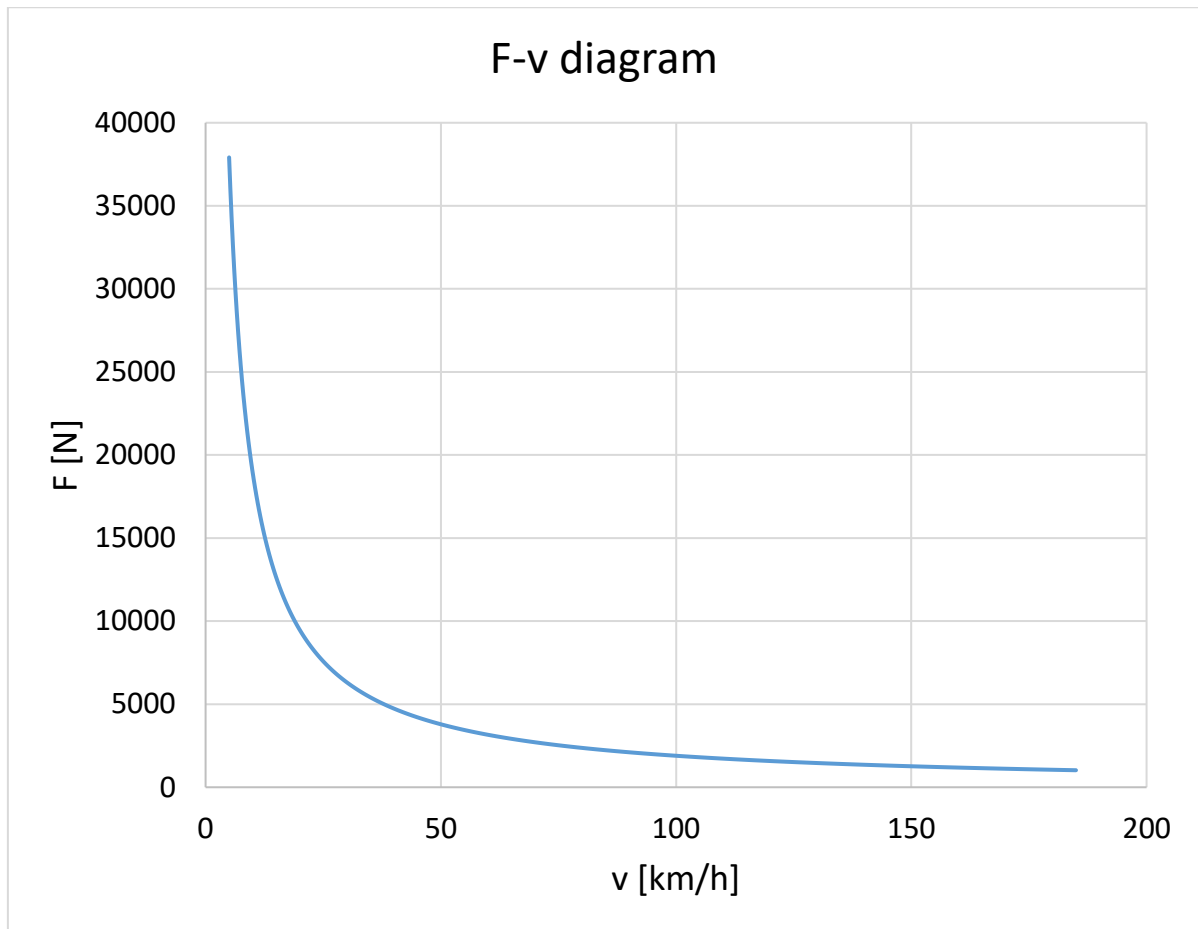


Graf 5: Definice křivky hnací síly [15]

Cílem je se k této křivce co nejvíce přiblížit. První diagram ukazuje průběh hnací síly v případě převodovky se dvěma rychlostními stupni. Šrafovaná oblast mezi křivkami převodů popisuje výkon, který u motoru nelze využít. Abychom tuto nežádoucí oblast co nejvíce eliminovali, zvyšujeme počet rychlostních stupňů. U stupňovité převodovky je teoreticky nejlepší neomezený počet rychlostí z hlediska využití motoru, reálně se volí kompromis mezi zmíněnou efektivitou a hmotností, rozměry, cenou a komplexností převodovky. [28,30]

Křivku hnací síly udává vzorec

$$F \cdot v = P_{max} \cdot \eta \quad (11)$$



Graf 6: Křivka hnací síly pro Škodu Citigo

10.3. Jízdní odpory

Následně musíme určit nejdůležitější jízdní odpory, které musí vozidlo překonávat. Tyto odpory mají přímý vliv na výpočet a dimenzování parametrů vozidla, konkrétně nejvyšší dosažitelné rychlosti a nejvyššího a nejnižšího celkového převodového poměru. [30]

10.3.1. Valivý odpor

Valivý odpor je odpor, který vzniká deformací pneumatiky během styku s vozovkou a vytváří sílu působící proti pohybu vozidla. Při uvážení stejného koeficientu tření pro každé kolo můžeme říct, že

$$O_f = m \cdot g \cdot f_k = 183 \text{ N} \quad (12)$$

Koeficient tření je velmi složitá veličina určována experimentálně. Závisí na mnoha parametrech pneumatiky, např. průměru kola, poměru výšky a šířky pláště, materiálu, a také na dynamických parametrech, tedy povrchu vozovky, rychlosti, teplotě atd.

10.3.2. Aerodynamický odpor

Aerodynamický odpor vzniká při relativním pohybu tělesa vůči okolí, v našem případě vzduchu. Jedná se o odporovou sílu laminárního a turbulentního obtékání karoserie, jejíž velikost ovlivňuje množství parametrů schovaných v součiniteli odporu vzduchu c_x .

$$O_{vzd} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot A_0 \cdot v^2 \quad (13)$$

kde

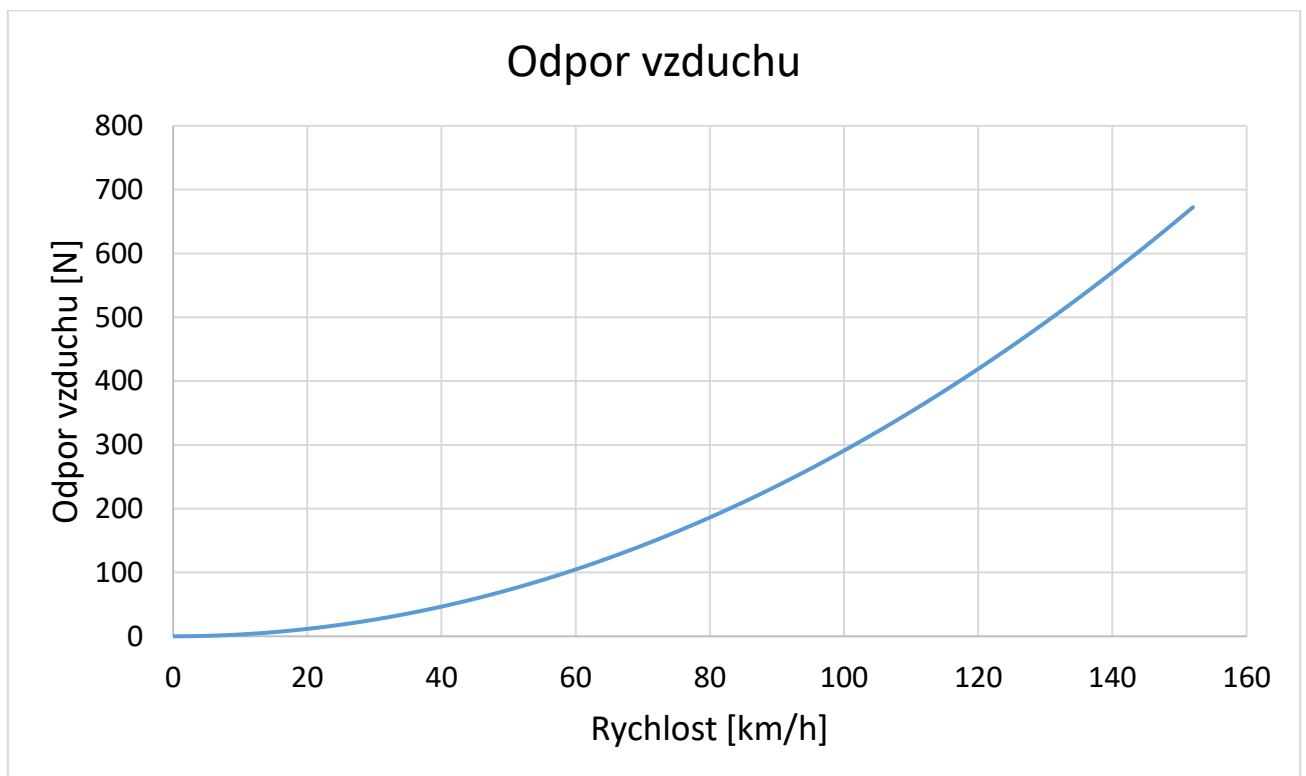
ρ je hustota vzduchu

c_x je součinitel odporu vzduchu

A_0 je plocha průmětu čelní plochy vozidla

v je relativní rychlost vozidla a vzduchu

Rychlost se počítá v m/s, ale po nutných přepočtech jednotek můžeme vynést graf v km/h.



Graf 7: Křivka aerodynamického odporu

10.3.3. Odpor ze stoupání

Odpor ze stoupání nebo také odpor sklonu je nejvýznamnější složka traťových odporů, při které tíha vozidla působí proti hnací síle vozidla, jede-li vozidlo do kopce, nebo spolu s hnací silou vozidla, jede-li vozidlo z kopce. Úhel sklonu je velmi obtížné určit, proto jsem nejdříve určil úhly stoupání zvoleného a konkurenčních vozů. Výsledky se po přepočtu na sklon vyjádřený v procentech pohybovaly mezi 33 % a 39 % stoupáním, ze kterého jsem kompromisem určil 35 % stoupání, což odpovídá přibližně úhlu $19^{\circ}20'$. Odporovou sílu můžeme spočítat pomocí vztahu: [15]

$$O_{\alpha} = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha = 4472 \text{ N} \quad (14)$$

kde

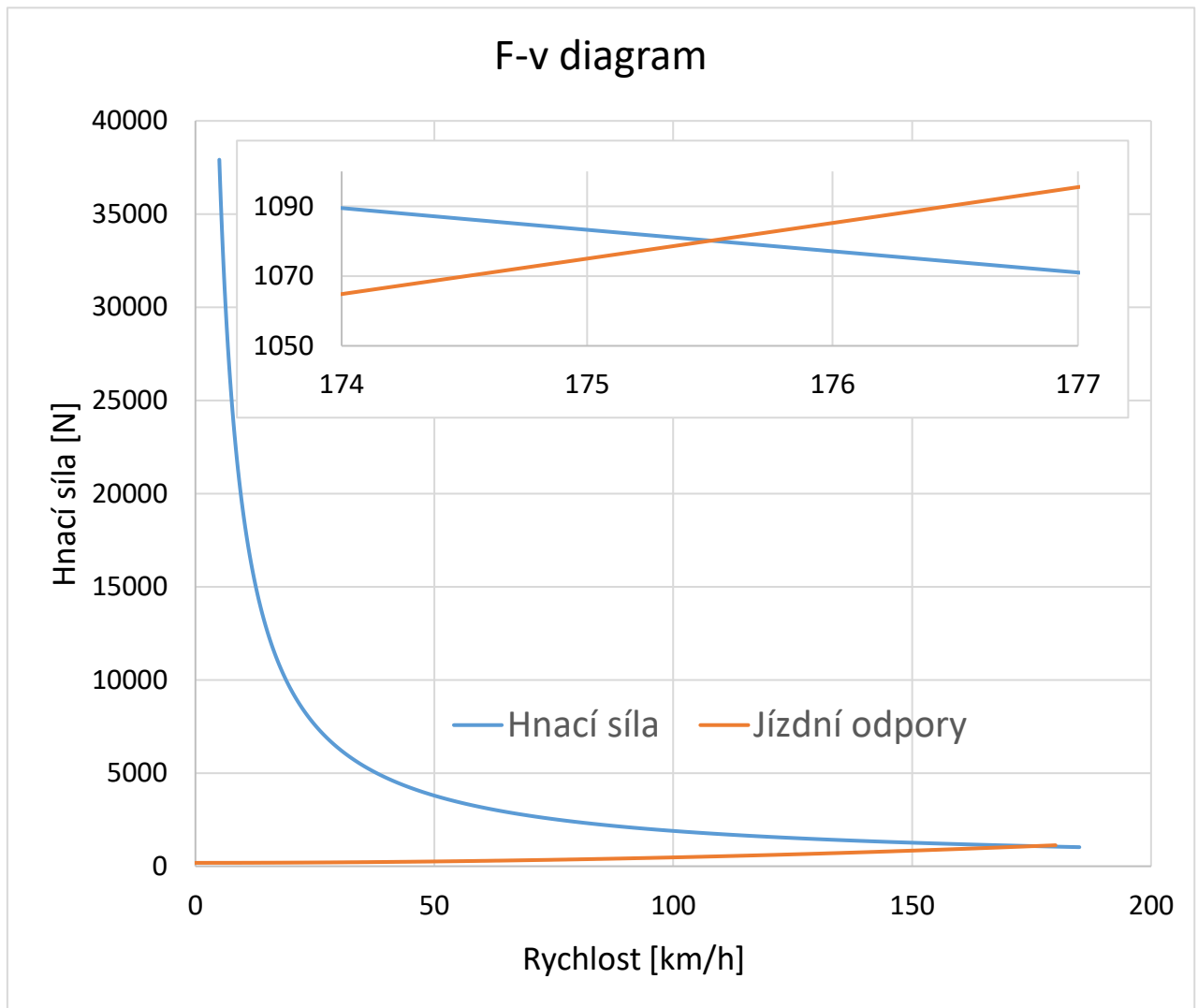
m_c je celková hmotnost vozidla

g je tíhové zrychlení

α je úhel sklonu vozovky

10.4. Minimální převodový poměr

Minimální převodový poměr i_{min} určuje převodový poměr nejvyššího rychlostního stupně, kterým dosáhneme maximální rychlosti vozidla. Tuto rychlost můžeme odvodit z F-v diagramu doplněného o křivku součtu valivého a aerodynamického odporu. Maximální rychlost se určuje na rovině, odpor ze stoupání se zde nevyskytne. [15]



Graf 8: Průsečík diagramů hnací síly a jízdni odporů

Křivky se protínají mezi hodnotami 175 km/h a 176 km/h. Reálný průsečík je blíže hodnotě 176 km/h, tuto hodnotu jsem tedy označil za maximální konstrukční rychlost.

Můžeme dosadit do rovnice pro výpočet minimálního převodového poměru

$$i_{c_{min}} = \frac{0,377 \cdot n_{max} \cdot r_k}{v_{max}} = 3,756 \quad (15)$$

kde

n_{max} jsou nejvyšší otáčky motoru

r_k je poloměr kola od osy k vozovce podle parametrů pneumatiky 175/60 R14

v_{max} je maximální dosažitelná rychlost

Alternativně můžeme k minimálnímu převodovému poměru dojít i jinou cestou. Určíme hnací sílu motoru při maximálních otáčkách a budeme jí dělit součtem valivého a aerodynamického odporu při maximální rychlosti. Tedy

$$F_{max_{n_{max}}} = \frac{M_{max_{n_{max}}} \cdot \eta}{r_k} \quad (16)$$

kde

$M_{max_{n_{max}}}$ je moment motoru při maximálních otáčkách

η je účinnost převodového ústrojí

r_k je poloměr kola od osy k vozovce podle parametrů pneumatiky 175/60 R14

A tuto rovnici dosadíme do vztahu

$$i_{c_{min}} = \frac{O_f + O_{vzd}}{F_{max_{n_{max}}}} = 3,783 \quad (17)$$

10.5. Maximální převodový poměr

Maximální převodový poměr $i_{c_{max}}$ je převodový poměr prvního rozjezdového rychlostního stupně. Tento převodový poměr můžeme číselně určit přes maximální hnací sílu, ale tentokrát ne při maximálních otáčkách, nýbrž při maximálním točivém momentu. V tomto případě můžeme zanedbat odpor aerodynamický, protože v takto nízkých rychlostech se blíží nule. Tím získáme vztahy: [15]

$$F_{maxM_{max}} = \frac{M_{max} \cdot \eta}{r_k} \quad (18)$$

kde

M_{max} je maximální točivý moment motoru

η je účinnost převodového ústrojí

r_k je poloměr kola od osy k vozovce podle parametrů pneumatiky 175/60 R14

Tuto rovnici poté dosadíme do vztahu

$$i_{c_{max}} = \frac{O_f + O_\alpha}{F_{maxM_{max}}} = 14,636 \quad (19)$$

10.6. Progresivní odstupňování

K progresivnímu odstupňování je zapotřebí stupeň progresivity y vyjádřený rovnicí (10). Do té je třeba dosadit za tři proměnné.

Počet rychlostních stupňů z volíme stejný jako ve zvoleném modelu, tedy 5.

Rozsah rychlostí spočítáme pomocí rovnice (3) z výsledků rovnic (15) a (19).

$$R = \frac{i_{c_{max}}}{i_{c_{min}}} = \frac{14,636}{3,756} = 3,896 \quad (20)$$

Poměr dvou po sobě jdoucích převodových poměrů $q_{i,j}$ musíme volit úvahou. Můžeme si vybrat mezi druhým nebo čtvrtým rychlostním stupněm, já tedy volím druhý, protože je potřeba zajistit ideální přechod z prvního na druhý rychlostní stupeň. Dále zvolíme stálý převod na rozvodovce. Ten určíme tak, aby převodový poměr rychlostí nebyl moc vysoký, ale také nesmí být moc nízký. Proto po vyzkoušení mnoha kombinací volím

$$i_s = 4,18 \quad (21)$$

Nyní mohu převést převodové poměry z celkového na převodové poměry jednotlivých soukolí.

Rychlostní stupeň	Převodový poměr soukolí	Celkový převodový poměr
1	3,501	14,636
2	?	?
3	-	-
4	-	-
5	0,899	3,756

Tabulka 3 : Postup odstupňování převodovky

Převodový poměr druhého rychlostního stupně zvolím tak, aby výsledná progresivní řada byla plynulá a skok mezi jednotlivými stupni ideální. Tímto způsobem určím

$$i_2 = 2,05 \quad (22)$$

Následně mohu dosadit do rovnice

$$q_{1,2} = \frac{i_1}{i_2} = 1,708 \quad (23)$$

Díky tomu mám vše nutné k určení stupně progresivity.

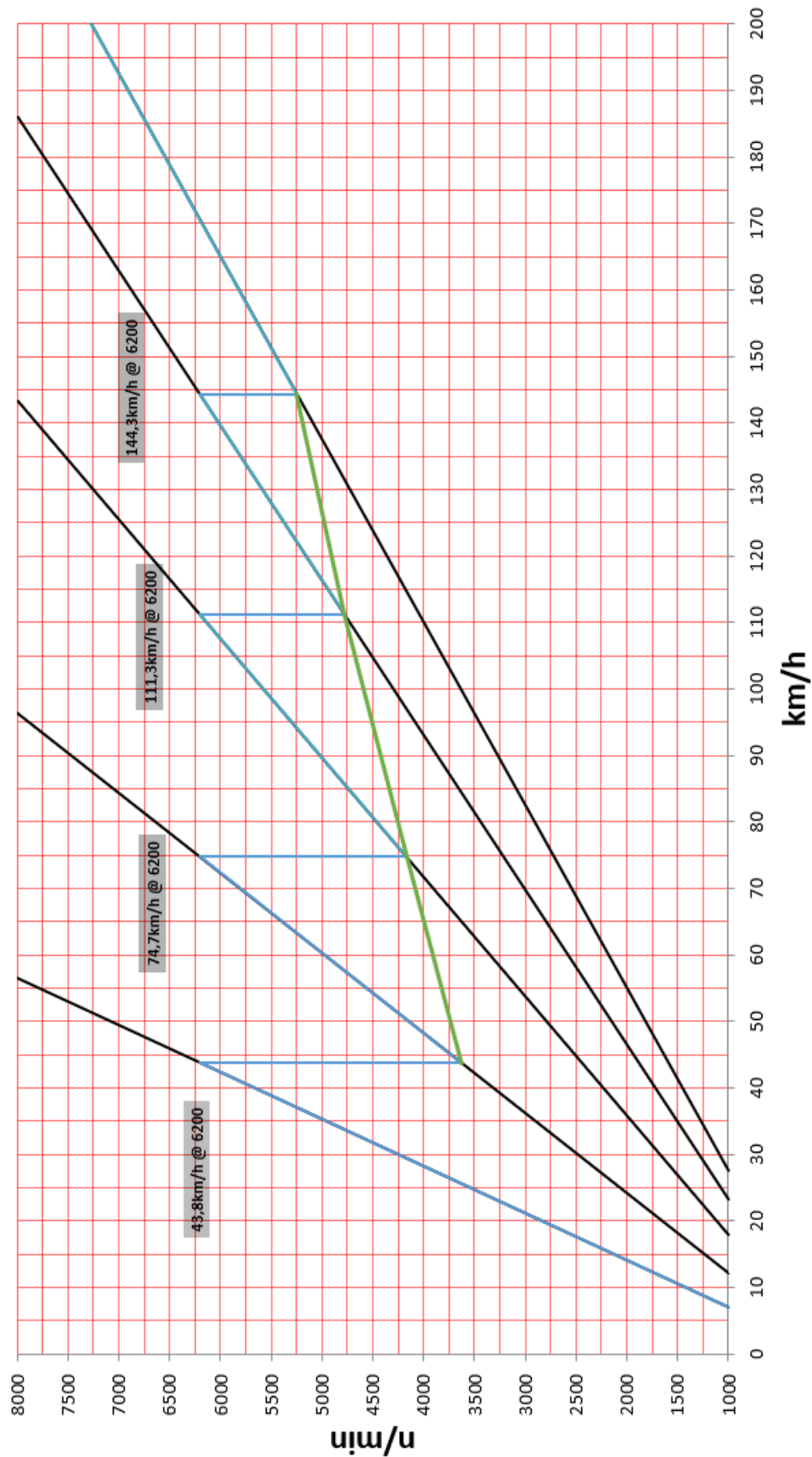
$$y = \frac{z^2 - 3z + 2}{2} \sqrt{\frac{R}{q_{i;j}^{z-1}}} = 1,147 \quad (24)$$

Nakonec mohu pomocí rovnice (9) dopočítat všechny zbylé převodové poměry a doplnit tabulku

Rychlostní stupeň	Převodový poměr soukolí	Celkový převodový poměr
1	3,501	14,636
2	2,05	8,569
3	1,377	5,757
4	1,062	4,437
5	0,899	3,756

Tabulka 4: Odstupňování převodovky

10.7. Pilový diagram převodovky



Graf 9: Pilový diagram mého odstupňování

11. Srovnání

Pro srovnání využiji převodovku ASG spojenou se stejným motorem ve stejném automobilu, tedy vstupní hodnoty pro určování převodových poměrů jsou také stejné.

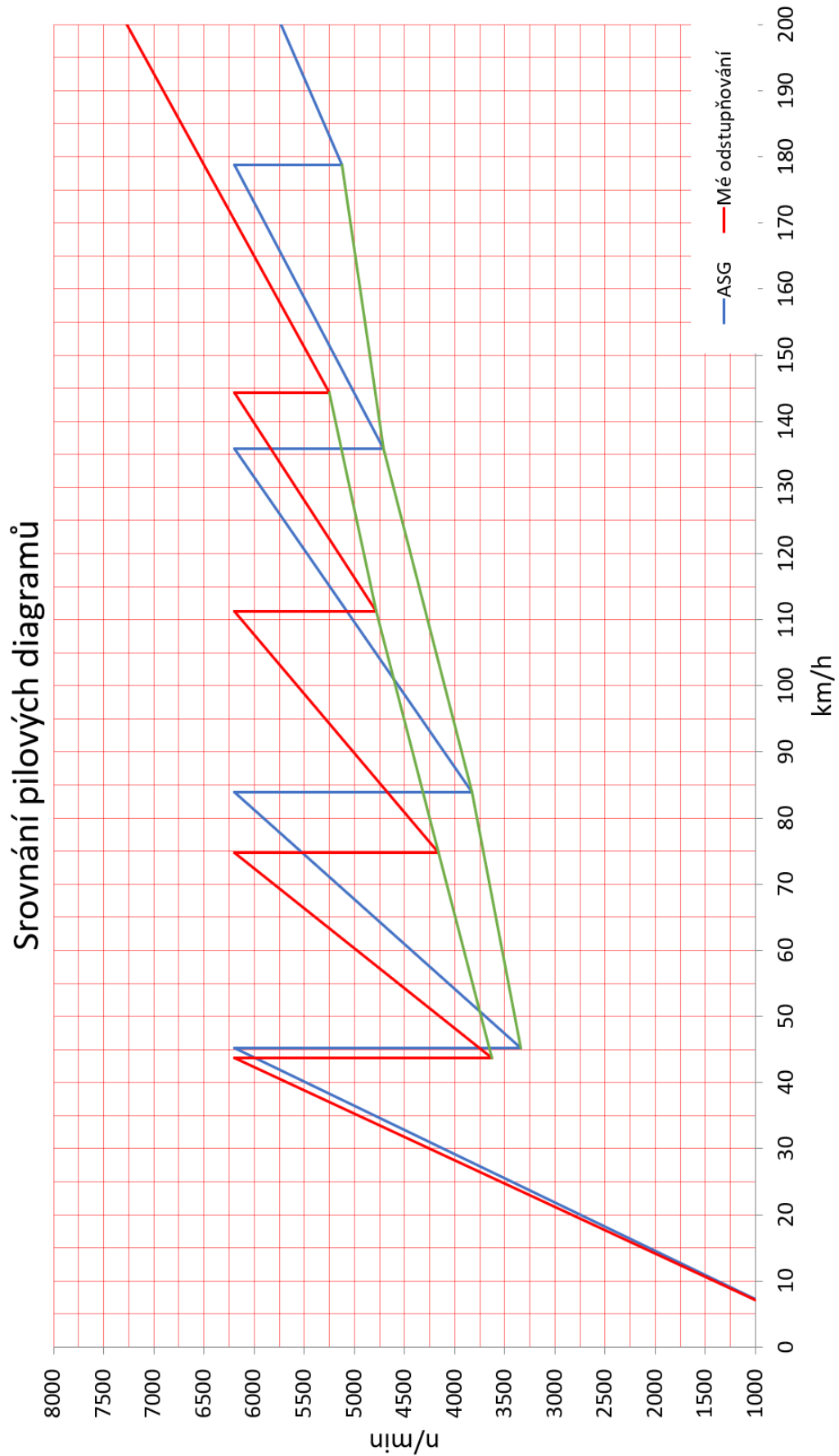
Rychlostní stupeň	Mé odstupňování	ASG
1	3,501	3,640
2	2,05	1,960
3	1,377	1,210
4	1,062	0,920
5	0,899	0,760
Stálý	4,18	3,895

Tabulka 5: Srovnání převodových poměrů

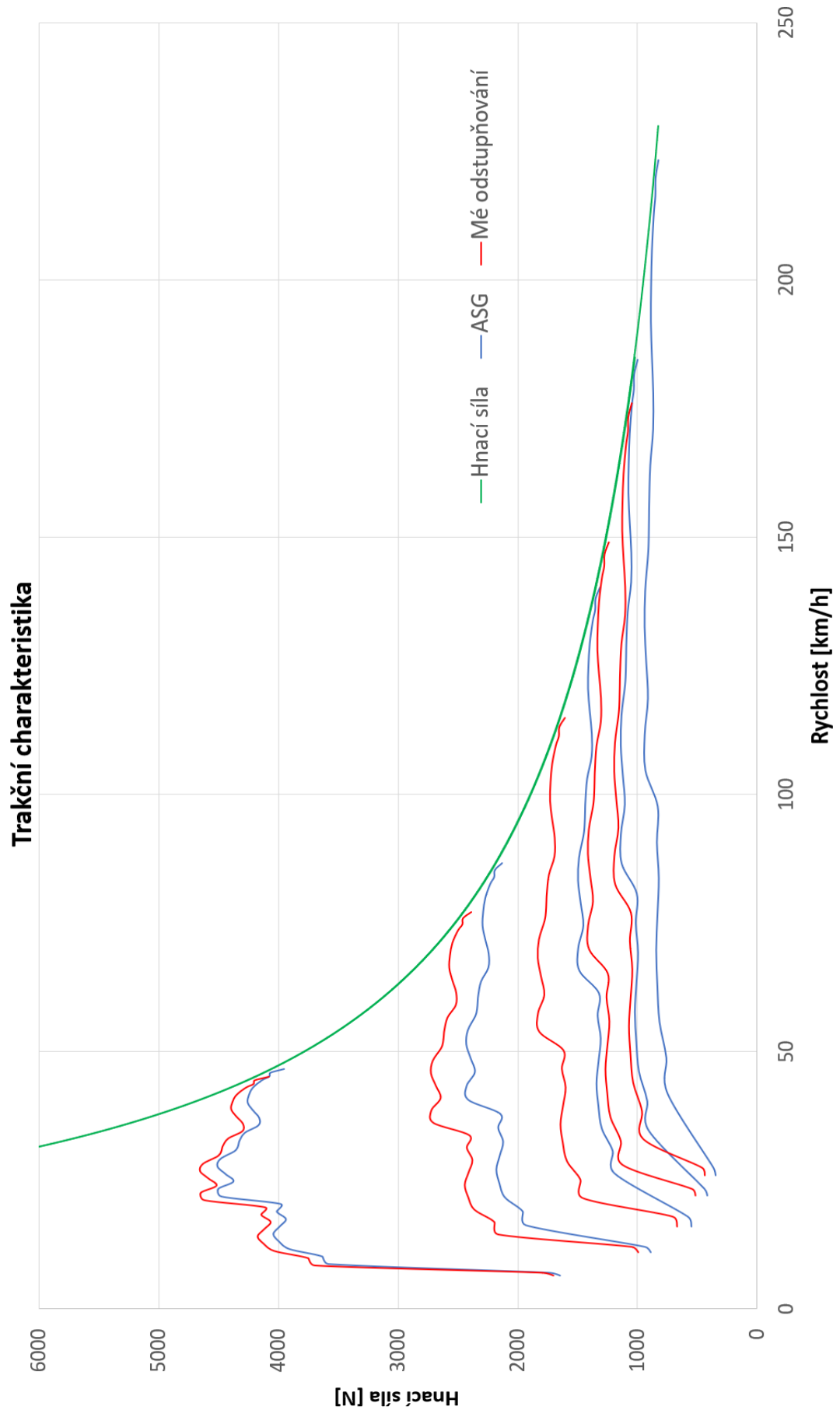
Po vynásobení převodových poměrů příslušným stálým poměrem dostaneme i tabulku celkových převodových poměrů.

Rychlostní stupeň	Mé odstupňování	ASG
1	14,636	14,178
2	8,569	7,634
3	5,757	4,713
4	4,437	3,583
5	3,756	2,960

Tabulka 6: Srovnání celkových převodových poměrů



Graf 10: Srovnání pilových diagramů



Graf 11: Srovnání trakčních charakteristik

Jak z tabulek a pilových diagramů vyplývá, odstupňování reálné převodovky je relativně odlišné od spočítané převodovky. Obecně lze říct, že převodovka ASG míří spíše na vyšší rychlosti, převodový poměr prvních rychlostních stupňů jsou podobné ale poté se rozdíl stále více zvyšují. Porovnat můžeme i veličiny pro vzorec na stupeň progresivity.

Veličina	Mé odstupňování	ASG
Počet rychlostí	5	5
Rozsah rychlostí	3,896	4,789
Rozsah 1. a 2. stupně	1,708	1,857
Stupeň progresivity	1,147	1,171

Tabulka 7: Srovnání veličin stupně progresivity

Největší rozdíl lze pozorovat v rozsahu rychlostí. Vyšší rozsah rychlostí u ASG je způsoben vyšším prvním převodem a zároveň nižším pátým převodem než u mé převodovky. Jak již bylo řečeno, první převody jsou si relativně podobné, hlavní rozdíl tedy tvoří poslední rychlostní stupeň.

Mé odstupňování je ovlivněno zvolenou maximální konstrukční rychlostí 176 km/h, kterou jsem určil z F-v diagramu a součtu odporových sil, které mi dohromady daly převodový poměr pro nejvyšší rychlostní stupeň. To znamená, že na nejvyšší otáčky a nejvyšší rychlostní stupeň této konstrukční rychlosti dosáhnou. Pokud ale mám k dispozici nižší převodový poměr, mohu dosáhnout vyšší maximální rychlosti.

Automobil opatřený převodovkou ASG může při 6200 ot/min teoreticky dosáhnout maximální rychlosti 226 km/h. Proč je tedy převodovka navržena tak, aby umožnila vozidlu dosáhnout rychlostí, kterých reálně nemůže dosáhnout? Dle mého názoru je převodovka takto řešená proto, že v provozu na dálnici při 130 km/h dosahuje motor při nejvyšším zařazeném rychlostním stupni 3750 ot/min, které se nacházejí v oblasti nejvyššího točivého momentu. Takto zvolený poslední převodový stupeň samozřejmě ovlivní i stupeň progresivity. Otáčky stejného motoru v identickém automobilu jedoucím 130 km/h a opatřený mou převodovkou se vyšplhají až na 4700 ot/min, což je daleko za oblastí maximálního točivého momentu, motor je navíc hlučnější a má vyšší spotřebu. Na druhou stranu však motor bude účinnější a bude možné lépe využívat jeho hnací sílu. Tyto důvody mohly hrát roli při určování převodového poměru nejvyššího stupně a ve výsledku tvoří hlavní rozdíl mezi mým a reálným odstupňováním automatizované převodovky.

12. Závěr

Automatizované převodovky vznikly za účelem zvýšení pohodlí a bezpečnosti řidiče při relativně nízkých nákladech. Práce se zabývala jejich vývojem a umístěním v městských i sportovních vozech a konstrukčním řešením vybraných aktuátorů pro ovládání spojky a řazení.

V současnosti se poměr množství automatizovaných převodovek ve vozidlech pohybuje mezi 1 a 2 procenty z celkového množství aut, toto číslo však postupně roste. Přestože nástup elektrických vozů a vývoj dvouspojkových převodovek mohou růst zpomalit, klesající zájem o klasické manuální převodovky, tedy typ převodovek na trhu nejrozšířenější, naopak může automatizovaným převodovkám pomoci.

Vývoj automatizovaných převodovek může přinést kompletní změnu řadícího mechanismu ve snaze snížit čas potřebný k přeřazení nebo přidání elementu pro pohon předlokové hřídele, zatímco probíhá proces změny rychlostního stupně. Další možností je vylepšení algoritmu pro řazení, tedy přiblížit se kompromisu mezi účinností motoru a intuící řidiče.

V praktické části jsem vzal spalovací motor s pětistupňovou automatizovanou převodovkou a na základě vstupních parametrů jsem vypočítal a určil převodové poměry svého odstupňování, které jsem poté porovnal s reálným odstupňováním. Pomocí křivek výkonu a momentu a následných odporů jsem vypočítal teoretickou maximální konstrukční rychlost, ze které jsem určil nejnižší převodový poměr. Z maximálního točivého momentu jsem zase dostal nejvyšší převodový poměr. Tyto hodnoty mi umožnily vypočítat stupeň progresivity a následně dopočítat zbytek převodových poměrů v převodovce. Má převodovka je tedy dimenzována tak, aby co nejlépe využila výkon motoru a maximalizovala efektivitu.

Při porovnání s reálnou převodovkou je na první pohled patrný rozdíl právě v 5. rychlostním stupni, protože inženýři mysleli na provoz na dálnici, a tak převodový poměr navrhli tak, aby se při 130 km/h nacházeli v oblasti nejvyššího točivého momentu. Tímto krokem právě v provozu na dálnici zvyšují efektivitu a snižují spotřebu a hluk motoru. Mé odstupňování s tímto nepočítá, proto jsou převody blíže u sebe a celkově lze lépe využít výkon motoru.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Symbol	Jednotka
Plocha průmětu čelní strany	A_0	$[m^2]$
Součinitel odporu vzduchu	C_x	$[-]$
Hnací síla	F	$[N]$
Hnací síla při maximálním toč. mom.	$F_{maxMmax}$	$[N]$
Hnací síla při maximálních otáčkách	$F_{maxnmax}$	$[N]$
Koeficient tření vozovky	f_k	$[-]$
Tíhové zrychlení	g	$[m \cdot s^{-2}]$
Minimální celkový převodový poměr	i_{cmin}	$[-]$
Maximální celkový převodový poměr	i_{cmax}	$[-]$
Převodový poměr	i_i	$[-]$
Kde i v dolním indexu označuje konkrétní rychlostní stupeň		
Stálý převod	i_s	$[-]$
Hmotnost vozidla	m	$[kg]$
Celková hmotnost vozidla	m_c	$[kg]$
Maximální otáčky motoru	n_{max}	$[min^{-1}]$
Maximální točivý moment motoru	M_{max}	$[Nm]$
Valivý odpor	O_f	$[N]$
Aerodynamický odpor	O_{vzd}	$[N]$
Odpor ze stoupání	O_α	$[N]$
Maximální výkon motoru	P_{max}	$[kW]$
Převod. poměr po sobě jdoucích rychlostí	$Q_{i,j}$	$[-]$
Rozsah rychlostí	R	$[-]$
Poloměr kola	r_k	$[m]$
Rychlost vozidla	v	$[km \cdot h^{-1}]$
Maximální rychlost vozidla	v_{max}	$[km \cdot h^{-1}]$
Počet rychlostních stupňů	z	$[-]$
Účinnost převodového ústrojí	η	$[-]$
Hustota vzduchu	ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 1: Vývoj registrovaných osobních vozidel v Evropské unii.....</i>	<i>1</i>
<i>Obrázek 2: Vývoj registrovaných osobních vozidel v České republice (ÚAMK)</i>	<i>2</i>
<i>Obrázek 3: Procentuální rozdělení motorů dle používaných paliv v EU.....</i>	<i>2</i>
<i>Obrázek 4: Schéma manuální převodovky</i>	<i>3</i>
<i>Obrázek 5: Mechanismus třecí spojky</i>	<i>4</i>
<i>Obrázek 6: Elektrohydraulický aktuátor spojky</i>	<i>5</i>
<i>Obrázek 7: Schéma hydraulického systému rozepnuté spojky</i>	<i>6</i>
<i>Obrázek 8: Elektromechanický aktuátor spojky 1</i>	<i>7</i>
<i>Obrázek 9: Elektromechanický aktuátor spojky 2</i>	<i>8</i>
<i>Obrázek 10: Elektrohydraulická soustava pro řazení</i>	<i>9</i>
<i>Obrázek 11: Schéma soustavy pro řazení s elektromechanickým aktuátorem.....</i>	<i>10</i>
<i>Obrázek 12: Hudson Drive-Master</i>	<i>11</i>
<i>Obrázek 13: Přístrojová deska Hudson Commodore</i>	<i>12</i>
<i>Obrázek 14: Pneumatický aktuátor</i>	<i>13</i>
<i>Obrázek 15: Ferrari Mondial T Cabrio</i>	<i>14</i>
<i>Obrázek 16: Kulisa ve tvaru psí nohy</i>	<i>14</i>
<i>Obrázek 17: Opel Easytronic 3.0.....</i>	<i>15</i>
<i>Obrázek 18: Porovnání konkurenčních převodovek</i>	<i>16</i>
<i>Obrázek 19: Dacia Easy-R.....</i>	<i>17</i>
<i>Obrázek 20: Suzuki Auto Gear Shift</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 21: Srovnání automatizované a manuální převodovky.....</i>	<i>19</i>
<i>Obrázek 22: Schéma aktuátoru spojky</i>	<i>20</i>
<i>Obrázek 23: Princip funkce</i>	<i>21</i>

SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ

<i>Graf 1: Vývoj a předpověď rozložení převodovek</i>	<i>22</i>
<i>Graf 2: Příklad pilového diagramu s geometrickým odstupňováním</i>	<i>29</i>
<i>Graf 3: Příklad pilového diagramu s progresivním odstupňováním</i>	<i>31</i>
<i>Graf 4: Křivky výkonu a točivého momentu.....</i>	<i>32</i>
<i>Graf 5: Definice křivky hnací síly</i>	<i>34</i>
<i>Graf 6: Křivka hnací síly pro Škodu Citigo</i>	<i>35</i>
<i>Graf 7: Křivka aerodynamického odporu.....</i>	<i>36</i>
<i>Graf 8: Průběh diagramů hnací síly a jízdních odporů.....</i>	<i>38</i>
<i>Graf 9: Pilový diagram mého odstupňování</i>	<i>43</i>
<i>Graf 10: Srovnání pilových diagramů</i>	<i>45</i>
<i>Graf 11: Srovnání trakčních charakteristik</i>	<i>46</i>

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Kritéria volby počtu rychlostních stupňů	26
Tabulka 2: Vstupní parametry výpočtu	33
Tabulka 3 : Postup odstupňování převodovky	41
Tabulka 4: Odstupňování převodovky	42
Tabulka 5: Srovnání převodových poměrů	44
Tabulka 6: Srovnání celkových převodových poměrů	44
Tabulka 7: Srovnání veličin stupně progresivity	47

SEZNAM CITACÍ

- [1] Vehicles in use [online]. 2019 [cit. 2021-01-02].
<https://www.acea.be/statistics/article/Report-Vehicles-in-use>
- [2] V ČR je 5,59 mil. osobních aut [online]. 2018 [cit. 2021-01-02].
<https://www.uamk.cz/aktualita/2186-v-cr-je-5-59-mil-osobnich-aut>
- [3] Fuel types of new passenger cars [online]. 2019 [cit. 2021-01-03].
<https://www.acea.be/statistics/tag/category/share-of-diesel-in-new-passenger-cars>
- [4] MATIJEVIĆ, Dejan, Ivan IVANKOVIĆ a Dr. Vladimir POPOVIĆ. MODERN DESIGN AND CONTROL OF AUTOMATIC TRANSMISSION AND THE PROSPECTS OF DEVELOPMENT [online]. 2015 [cit. 2021-01-03].
<http://www.engineering-science.rs/images/pdf/doi10.5937/jaes13-7727.pdf>.
University of Belgrade, Serbia.
- [5] BRAIN, Marshall a Cherise THREEWITT. How Manual Transmissions Work [online]. 2018 [cit. 2021-01-03]. <https://auto.howstuffworks.com/transmission.htm#pt2>
- [6] NICE, Karim a Charles W. BRYANT. How Clutches Work [online]. 2007 [cit. 2021-01-03]. <https://auto.howstuffworks.com/clutch.htm>
- [7] KAPLAN, Zdeněk. Převodová ústrojí motorových vozidel - Přednášky: Vysoké učení technické v Brně [online]. [cit. 2021-7-7].
- [8] Electronic Manual Gearbox: Design and Function [online]. Wolsburg, Germany: VOLKSWAGEN [cit. 2021-01-02].
http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP_221.pdf
- [9] YUE, Hanqi, Chenyi ZHU a Bingzhao GAO. Fork-less two-speed I-AMT with overrunning clutch for light electric vehicle [online]. 2018 [cit. 2021-01-03]. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X18307079>. Jilin University.
- [10] TSENG, Ching-Huan a Ming-Feng HSIEH. *Analysis and Optimization of Clutch Actuator on Automated Manual Transmission System* [online]. Taiwan, 2004 [cit. 2021-01-03]. National Chiao Tung University.
<https://www.semanticscholar.org/paper/Analysis-and-Optimization-of-Clutch-Actuator-on-Tseng-Hsieh/dffa3c8cd49a017362c8af618ccae518689f25cf>.
- [11] BAETEN, A.J. Automation of VW transmission 02k-DNZ. 2004.
<http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/5322.pdf>.
- [12] Hudson owner manual [online]. [cit. 2021-01-02].
<http://hudsonterraplane.com/tech/1950/1950HudsonOwnerManual.pdf>

- [13] *Hudson drivemaster service information* [online]. Detroit 14, Michigan U.S.A: Hudson motor car company [cit. 2021-01-02].
<http://hudsonterraplane.com/tech/other/DrivemasterServiceInformation.pdf>
- [14] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Automatizace převodovky – minulost a budoucnost* [online]. [cit. 2021-7-7].
- [15] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 2. vydání. ISBN 80-239-0025-0
- [16] *Ferrari Mondial T Cabriolet* [online]. Ferrari, 2020 [cit. 2021-01-02].
<https://www.ferrari.com/en-BS/auto/mondial-t-cabriolet>
- [17] *Diagram of a Manual gear layout (Dogleg)* [online]. [cit. 2021-7-7].
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Manual_Dogleg.svg
- [18] ZEMMRICH, Dipl. Ing. Thomas. *AUTOMATED FIVE-SPEED MANUAL TRANSMISSION: EASYTRONIC 3.0* [online]. 2015 [cit. 2021-01-03].
https://autotechreview.com/media/attachments/34_39_ATR_Sep15.pdf
- [19] *Automated Manual Transmission (AMT)* [online]. 2018 [cit. 2021-01-02].
<https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/automated-manual-transmissions-amt/>
- [20] *Dacia introduces automated manual transmission* [online]. 2015 [cit. 2021-01-03].
<https://www.motor1.com/news/59786/dacia-introduces-automated-manual-transmission/>
- [21] *AUTO GEAR SHIFT TECHNOLOGY* [online]. Maruti Suzuki, 2020 [cit. 2021-01-02].
<https://www.marutisuzuki.com/corporate/technology/ags-automatic>
- [22] *Suzuki unveils newly-developed transmission Auto Gear Shift in India* [online]. [cit. 2021-7-7]. <https://www.globalsuzuki.com/globalnews/2014/0114.html>
- [23] *Podklady Volkswagen a.s., Wolfsburg*
- [24] *Global automotive transmission type market share between 2015 and 2025* [online]. Statista, 2017 [cit. 2021-01-02].
<https://www.statista.com/statistics/204123/transmission-type-market-share-in-automobile-production-worldwide/>
- [25] *PŘEVODOVKY AUTOMOBILŮ* [online]. Liberec, 2013 [cit. 2021-7-7]. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Doc. Dr. Ing. Elias Tomeh.
- [26] ZABIHIAN, Farshid, Kaylah BOVARD a Wyatt MCCLEAD. *DESIGN OF BALL LOCK MULTI-SPEED TRANSMISSION SYSTEM* [online]. 2015 [cit. 2021-7-7]. https://www.worldresearchlibrary.org/up_proc/pdf/-14514649721-4.pdf. West Virginia University Institute of Technology.
- [27] JÜRGENS, Gunter. *Transmission Systems: A Comparative View* [online]. [cit. 2021-7-7].
https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/6_Transmission_Systems_1.pdf
- [28] DE COCK, J.D.W. *Technology survey on smartness added to automotive manual transmissions* [online]. [cit. 2021-7-7].
<https://pure.tue.nl/ws/portalfiles/portal/4337079/615461.pdf>



- [29] Škoda Citigo - Technická data [online]. [cit. 2021-7-7].
<https://cdn.skoda-storyboard.com/2016/05/TD-CITIGO-cz-1.pdf>
- [30] KOLÁŘ, Josef. *Dopravní technika - Přednášky, ČVUT* [online]. [cit. 2021-7-7].
- [31] ACHTENOVÁ, Gabriela; TAJZICH, Václav. PUM1 – přednášky, ČVUT [online] [cit. 2021-7-7].
- [32] ACHTENOVÁ, Gabriela; BANĚČEK, Jan; KOLÁŘ, Josef. Převodná ústrojí vozidel: Návrh odstupňování převodovek. České vysoké učení technické v Praze, 2014, ISBN 978-80-01-05557-1