

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ  
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**BRNO 2016**

**Bc. Jakub Rozlivka**



**Vliv konstrukce převodovky na ztráty u osobních  
automobilů**

Diplomová práce

*Vedoucí práce:*  
doc. Ing. Jiří Čupera, Ph.D.

*Vypracoval:*  
Bc. Jakub Rozlivka



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci *Vliv konstrukce převodovky na ztráty u osobních automobilů* vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách, ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou *Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne 26. dubna 2016

.....  
Bc. Jakub Rozlivka

## **PODĚKOVÁNÍ**

Dovoluji si tímto poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Čuperovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, za poskytnutí odborných informací, cenných rad a profesních postřehů k vypracování mé diplomové práce.

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce byla zpracována na téma - Vliv konstrukce převodovky na ztráty u osobních automobilů. V teoretické části se práce zabývá jednotlivými v současné době používanými druhy převodového ústrojí, a to po stránce technické. Praktická část je věnována měření a porovnání ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti a finančnímu porovnání měřených vozidel.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Převodovky, rozvodovky, převodový poměr, točivý moment, pasivní ztráty

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with the influence of gearbox design on passive losses of passenger cars. First chapters are focused on theory of construction of transmission and determination of vehicle resistance opposing its movement. Experimental work concerns measurement on chassis dynamometer and brings comparison of obtained values. The last chapter analyzes financial issues of different design of gearboxes installed in identical cars.

## **KEY WORDS**

Gearbox, differential, gear ration, torque, passive resistance

## OBSAH

PODĚKOVÁNÍ .....	3
ABSTRAKT .....	4
KLÍČOVÁ SLOVA .....	4
ABSTRACT .....	4
KEY WORDS .....	4
OBSAH .....	7
1 ÚVOD .....	9
2 CÍL PRÁCE .....	11
3 TEORIE PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ .....	12
3.1 Význam převodovky v otáčkové charakteristice .....	12
3.2 Účel převodovek .....	14
3.2.1 Přenos a změna velikosti točivého momentu motoru .....	14
3.2.2 Převodový poměr .....	15
3.2.3 Výpočet převodového poměru .....	16
3.2.4 Změny otáček výstupního hřídele převodovky .....	16
3.2.5 Změna smyslu otáčení hnacích kol vozidla (zpátečka) .....	17
3.2.6 Schopnost běhu naprázdno ( volnoběh ) u vozidla v klidu .....	17
3.3 Jízdní odpory .....	17
3.3.1 Odpor valivý .....	17
3.3.2 Odpor vzdušný .....	18
3.3.3 Odpor stoupání .....	20
4 ZÁKLADNÍ TYPY PŘEVODOVEK .....	21
4.1 Převodovky manuální .....	21
4.1.1 Dvuhřídelové převodovky .....	21
4.1.2 Tříhřídelové převodovky .....	23
4.1.3 Synchronizace převodů .....	24
4.4 Automatické převodovky .....	25
4.4.1 Hydrodynamický měnič .....	27
4.4.2 Planetová převodovka .....	29
4.5 Robotizovaná stupňová převodovka .....	30
4.6 Převodovky se dvěma spojkami a sekvenčním řazením .....	31
4.7 Bezstupňové převodovky .....	32
4.7.1 Variátor .....	33
4.7.2 Převodovka Multitronic .....	34
4.7.3 Převodovka Xtronic .....	36
5 MATERIÁL A METODIKA MĚŘENÍ .....	37
5.1 Měřicí zařízení .....	38

5.2	Příslušenství měřicích přístrojů .....	41
5.3	Postup a princip měření .....	42
5.4	Experimentální vozidlo s převodovkou typu DSG .....	43
5.4.1	Převodovka DSG zkoušeného automobilu .....	45
5.5	Experimentální vozidlo s manuálně řazenou převodovkou .....	46
6	VÝSLEDKY MĚŘENÍ A DISKUSE .....	50
7	ZÁVĚR .....	55
8	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	57
	Literární zdroje: .....	57
	Internetové zdroje: .....	57
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	59
	SEZNAM TABULEK .....	60



# 1 ÚVOD

Převodovka je součástí každého mobilního energetického prostředku s pístovým spalovacím motorem, u kterého se požaduje měnit otáčky výstupního hřídele v požadovaném rozsahu pro definované spektrum rychlosti pohybu. Nejrozšířenější využití převodovky je v automobilovém odvětví jako návazný člen na spalovací motor. Motor totiž sám o sobě není schopen splnit veškeré na něj kladené požadavky - zejména má nevýhodný průběh točivého momentu, z čehož se odvíjí průběh jízdy s potřebou změny otáček motoru tak, aby byla zajištěna:

- změna otáček hnacího hřídele na výstupní straně převodovky,
- přenos točivého momentu motoru a jeho změna,
- změna otáčení hnané nápravy (zpětný pohyb vozidla),
- umožnění chodu motoru bez pohybu vozidla (označován jako neutrál).

První automobily převodovky neměly, klikový hřídel motoru byl přímo připojen na pohon kol. Tento systém se však ukázal jako velmi nevýhodný a inženýři hledali jin konceptní řešení. S první převodovkou přišla v roce 1894 dvojice Francouzů Louis-René Panhard a Émile Levassor. Jejich dvoustupňovou převodovku však veřejnost nepřijala s velkým nadšením. O rok později přinesli vylepšenou třístupňovou verzi, která byla první opravdu funkční manuální převodovkou.

V roce 1928 přišel Cadillac s významnou úpravou. V převodovce přibyla ozubená kola, která vyrovnávala rozdíl rychlostí mezi jednotlivými ozubenými koly a zajišťovala plynulejší řazení. Pro svou synchronizační funkci jsou i dnes přezdívané "synchrony". Patent byl později vylepšen v automobilce Porsche. Vznikla tak manuální převodovka, jak ji známe v současnosti.

Milníky ve vývoji automobilových převodovek:

- 1894 - první manuální převodovka,
- 1904 - první automatická převodovka,
- 1908 - Ford T - převodovka s planetovými převody,
- 1928 - první synchronní převodovka,
- 1937 - první automatická převodovka v sériové výrobě, Chrysler Vacamtic - první poloautomatická převodovka,
- 1948 - první automatická převodovka s hydrodynamickým měničem,

- 1989 - Ferrari 640 - první poloautomatická převodovka v F1,
- 2003 - VW Golf R32 - první dvouspojková převodovka v sériové výrobě.

Automatická převodovka je mladším technickým vynálezem. S prvním prototypem přišli v roce 1904 bratři Sturtevanovci. Jejich vynález měl však řadu nedostatků a do výroby se nedostala. O třicet let později se objevila vylepšená verze s názvem Reo Self-Shifter. I tato převodovka byla velmi problematická. První automatickou převodovku v sériové výrobě se v roce 1937 stala Automatic Safety Transmission od automobilky Oldsmobile.

V následujících letech prošel systém automatické převodovky více vývojovými stupni. V roce 1948 přišel Buick se systémem hydrodynamického měniče. Tento rok je považován za vznik moderní automatické převodovky.

V roce 2003 bylo ve vozidle VW Golf použito technické řešení s dvouspojkovým způsobem změny převodového poměru. Tento systém se záhy stal preferovaným řešením stupňových převodovek s automatickou změnou převodového stupně.

V posledních letech proniká toto konstrukční řešení také do transmisí zemědělských traktorů, jak je patrné na modelové řadě 6R od roku 2013 společnosti John Deere. Někteří výrobci svá konstrukční řešení staví také na stupňových převodovkách, ovšem jsou klasické koncepce, pouze kulisa ručního řazení je svěřena robotizovanému ovládní mechatronického ústrojí. [8]

## 2 CÍL PRÁCE

Cílem této práce je v úvodu uvést základní teorii převodů používaných u automobilů, charakteristiku převodového ústrojí a základní rozdělení jednotlivých převodovek podle typů. Okrajové téma je uvedení do problematiky jízdních odporů a jejich vliv na průběh řazení.

Experimentální část práce spočívá v hypotéze změny pasivních odporů vozidel totožné konstrukce motoru i podvozku, je-li užito jiné konstrukce převodovky.

Závěry z experimentu budou následně analyzovány nejen v technických aspektech, ale bude čtenáři předložen i jednoduchý ekonomický model provozu výše zmíněné koncepce vozidel.

### 3 TEORIE PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ

Vzhledem k současnému spektru technicky realizovaných způsobů změny převodových stupňů budou dále popisovány relevantní převody, resp. převodovky, a to zejména pro osobní automobily.

Základní dělení převodovek není v současné chvíli zcela jednoznačné a vhodným kritériem může být způsob změny převodu, tedy ručně či automaticky, které je možno aplikovat na:

- převodovky stupňové,
- převodovky s plynulou změnou převodového poměru, zahrnující i převodovky s automatickou změnou převodového stupně.

Stupňové převodovky dělíme na převodovky s ozubenými čelními koly a na převodovky s planetovými koly. Rychlostní stupeň se řadí ručně. Při změně rychlostních stupňů dojde k vypnutí spojky a přerušení přenosu hnacího momentu.

Plynulé převodovky umožňují plynulou změnu točivého momentu automaticky. K tomu se využívají samočinné převodovky s hydrodynamickým měničem, kde lamelové spojky planetového ústrojí umožňují zařazení, aniž by došlo k přerušení přenosu hnacího momentu.

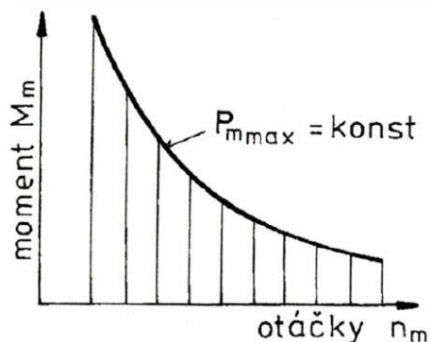
Hlavní funkce převodovky je umožnit změnu převodového poměru mezi motorem a hnacími koly tak, aby měl motor bez ohledu na rychlost stále definované otáčky s výší točivého momentu v bilanci s odpory vozidla. V závislosti na druhu a konstrukčním provedení převodovky jsou také ovlivňovány ztráty na přenášených hnacích silách. V dnešní době jsou nejvíce využívány v České republice a zemích EU stupňové hřídelové převodovky.

#### 3.1 Význam převodovky v otáčkové charakteristice

Kdyby spalovací motor byl schopen pracovat v tzv. ideální otáčkové charakteristice, vozidlo by nevyžadovalo převodovku. Pro točivý moment při konstantním výkonu  $P_e = \text{konst.}$  platí:

$$M_t = \frac{P_e}{\omega} \quad [Nm] \quad (1)$$

, což je rovnice hyperboly. Průběh točivého momentu by tedy musel být hyperbolický - viz obr 1.



**Obr. 1** Ideální otáčková charakteristika spalovacího motoru [4]

Jelikož je hnací síla motoru na hnacích kolech vozidel:

$$F_{hm} = \frac{M_t \cdot i_c \cdot \eta_m}{r_d} \quad [N] \quad (2)$$

kde  $M_t$  ..... točivý moment [ $Nm$ ]

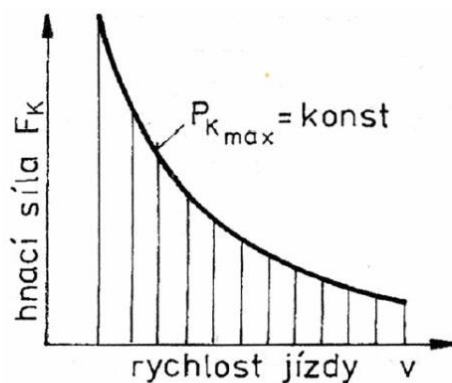
$i_c$  ..... celkový převodový poměr [-]

$r_d$  ..... dynamický poloměr [ $m$ ]

$\eta_m$  ..... mechanická účinnost [-]

přímo úměrná točivému momentu, ideální průběh výkonu motoru by byl rovněž hyperbolický, jako na obr. 2.

Točivý moment skutečného motoru je od ideálního odlišný. Z toho důvodu, jestliže chceme dosáhnout lepšího využití motoru v celé škále požadovaných rychlostí, vozidla musí být opatřena převodovkou. [4]



**Obr. 2** Ideální průběh hnacího výkonu spalovacího motoru [4]

## 3.2 Účel převodovek

Účelem převodovek je zejména:

- změna otáček na výstupním hřídeli převodovky,
- schopnost pohybu naprázdno u nepohybujícího se vozidla (volnoběh motoru),
- přenos a schopnost změny velikosti točivého momentu motoru,
- změna otáčení hnacích kol vozidla (zpětný chod).

### 3.2.1 Přenos a změna velikosti točivého momentu motoru

Pístové spalovací motory pracují v určité oblasti otáček, což je mezi otáčkami minimálními ( $n_{\min}$ ) a otáčkami maximálními ( $n_{\max}$ ), kde vytvářejí určitý nekonstantní poměr točivého momentu.

Převodovka je schopna měnit velikost tohoto momentu tak, aby výkon motoru vozidla byl dostatečný a vozidlo bylo schopno se pohybovat při různých jízdních podmínkách (např. jízda do stoupání, akcelerace, rozjíždění). V těchto režimech jízdy je nutné dodat na kola větší točivý moment, než jaký by byl třeba při jízdě po rovině. Pro překonání jízdních odporů, jakými jsou odpor vzduchu, valivý odpor a tíhová síla působící na vozidlo, by točivý moment motoru vstupující do převodovky nestačil. Z tohoto důvodu je nutné, aby byl převodovkou zvětšen. Rychlostní převodové stupně: malý rychlostní stupeň  $i > 1$ , např. 2,5 „do pomala“. Vyšší rychlostní stupeň  $i < 1$ , např. 0,7 „do rychla“, se využívá u osobních vozidel jako nejvyšší rychlostní stupeň, díky němuž se dosáhne maximální rychlosti. [7]

### 3.2.2 Převodový poměr

Převodový poměr mění velikost přenášeného točivého momentu mezi spalovacím a hnacími koly vozidla. Definuje nám rovněž vztah mezi vstupními a výstupními otáčkami a je dán poměrem vstupních otáček ( $n_1$ ) k výstupním otáčkám ( $n_2$ ). Převodový poměr můžeme určit pomocí počtu zubů na ozubených kolech u jednotlivých převodových stupňů. Je to tedy poměr zubů na kole hnaném ( $z_2$ ) ku počtu zubů na kole hnacím ( $z_1$ ).

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad [-] \quad (3)$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad [-] \quad (4)$$

kde  $n_1$  – vstupní otáčky,  $n_2$  – výstupní otáčky,  $z_1$  – počet zubů hnacího kola,  $z_2$  – počet zubů hnaného kola.

Ve výpočtu celkového převodového poměru musí být také zahrnut převod v diferenciálu a koncový převod. Celkový převodový poměr se následně vypočítá ze vztahu  $i_c = i_1 \cdot i_n$

Pokud vypočteme převodový poměr:

$i > 1$  ... mluvíme o převodu „do pomala“

$i < 1$  ... mluvíme o převodu „do rychla“.

Převodový poměr pomáhá využít co nejvíce dynamické vlastnosti vozidla, výkon motoru vozu a ekonomickou stránku provozu vozu. [4]

### 3.2.3 Výpočet převodového poměru

Převodový poměr, vyjma případu  $i=1$ , mění velikost přenášeného točivého momentu a rychlost otáčení na výstupní straně převodovky.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad [-] \quad (5)$$

kde:	$Z_1$	..... počet zubů hnacího kola	$[-]$
	$Z_2$	..... počet zubů hnaného kola	$[-]$
	$n_1$	..... otáčky hnacího kola	$[s^{-1}]$
	$n_2$	..... otáčky hnaného kola	$[s^{-1}]$
	$D_1$	..... průměr hnacího kola	$[mm]$
	$D_2$	..... průměr hnaného kola	$[mm]$

### 3.2.4 Změny otáček výstupního hřídele převodovky

Při jízdě pomalou rychlostí jsou nutné nízké otáčky hnacích kol. Analogicky při jízdě vyšší rychlostí jsou nutné vysoké otáčky hnacích kol.

Je nezbytné, aby se otáčky motoru nacházely v pracovním rozsahu. Díky tomu se musí otáčky motoru měnit převodovkou tak, aby otáčky hnacích kol dovolovaly žádanou rychlost vozidla.

Jestliže jsou potřebné nízké otáčky hnacích kol, zvolí se velký převod, přičemž vznikne nízká rychlost vozu. Jakmile jsou ovšem požadovány vysoké otáčky hnacích kol, tedy vysoká rychlost vozidla, zvolí se malý převod.

V dnešní době mají již skoro všechna osobní vozidla převodovku vybavenou „rychloměhem“, který umožňuje zajistit nízké otáčky motoru a snížení spotřeby pohonných hmot vozidla (např. jízda na dálnicích). [4]



### 3.2.5 Změna smyslu otáčení hnacích kol vozidla (zpátečka)

Jestliže chceme umožnit couvání, musíme vozidlo vybavit zařízením, které nám dovolí změnu smyslu otáčení kol, toto zařízení je nazýváno zpětný rychlostní stupeň.

Jako příklad se uvádí mechanicky přímo řazené převodovky, u nich bývá zpětný chod zajištěn vloženým kolem s přímým ozubením, to se řadí bez synchronizace a vozidlo musí být v klidu mezi pár ozubených kol převodovky, tímto umožníme změnu smyslu otáčení hnaného hřídele převodovky distribuující točivý moment na hnací kola vozidla.

### 3.2.6 Schopnost běhu naprázdno ( volnoběh ) u vozidla v klidu

Chod motoru ve volnoběžných otáčkách je umožněn přerušením přenosu točivého momentu, v převodovce je zařazen tzv. „neutrál“. [7]

## 3.3 Jízdní odpory

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Rozlišují se odpory působící proti pohybu vozidla, a to odpor valivý a odpor vzdušný. Pokud zrychlujeme, vozidlo musí překonávat odpor zrychlení, při jízdě do svahu odpor stoupání. Při zapojení přívěsu vzniká odpor přívěsový. [2],

### 3.3.1 Odpor valivý

Tento odpor je dán deformací styčných ploch pneumatik kol a plochy vozovky při jízdě vozidla. Při tomto odporu vznikají deformace na přední a zadní části pneumatiky, přičemž přední část pneumatiky je více deformována než část zadní. Proto se působiště reakce vozovky na pneumatiku posune od svislé osy kola, čímž nám vznikne moment valení proti hnacímu momentu na kolech. [2]

$$M_{fK} = F_{fK} \cdot r_d = Z_K \cdot e \quad [\text{Nm}] \quad (6)$$

$M_{fK}$  ..... moment valení [Nm]

$F_{fK}$  ..... valivý odpor [N]

$r_d$  ..... poloměr kola [m]

$Z_K$  ..... reakce vozovky [N]

$e$  ..... posunutí reakce před svislou osu kola [m]

Po úpravě této rovnice vznikne vztah pro valivý odpor kola:

$$F_{fK} = Z_K \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_K \quad [\text{N}] \quad (7)$$

$f_K = \frac{e}{r_d}$  ..... součinitel valivého odporu kola [-]

Tento údaj je závislý na typu vozovky (viz tab. 1), nahuštění a typu pneumatiky.

**Tab. 1** Součinitel valivého odporu kola pro různé povrchy vozovek [2]

Povrch	$f_K$ [-]	Povrch	$f_K$ [-]
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,3
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,2 – 0,3
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,2 – 0,4
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta - mokrá	0,08 – 0,2		

Při předpokladu, že součinitel valivého odporu na každém kole je stejný, můžeme vyjádřit celkový valivý odpor vozidla za jízdy po rovině jako:

$$F_f = f_K \cdot G \quad [\text{N}] \quad (8)$$

kde  $G$  je tíha vozidla [N].

### 3.3.2 Odpor vzdušný

Při pohybu je obvod vozidla obtékán vzduchem a na jeho konci se vzduch víří. Tímto způsobem se vytváří vzdušný odpor. Zde jsou vzaty v potaz všechny odpory:

normálový tlak vzduchu na karosérii, odpory vzduchu průchodem chladiče, třecí síly vzduchu o kapotu, odpory vzduchu vlivem otáčení se kol. [2]

Celkový vzdušný odpor určujeme pomocí aerodynamického vztahu:

$$F_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (9)$$

$c_x$  ..... součinitel vzdušného odporu [-]

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

$S_x$  ..... čelní plocha vozidla [ $\text{m}^2$ ]

$v_r^2$  ..... rychlost proudícího vzduchu kolem vozidla [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$v_r$  je součet vektorů rychlostí vozidla a větru nebo rozdíl, pokud pohyb vozidla a větru je stejného směru.

$\rho$  vyjadřujeme:

$\rho = 1,25 \text{ kgm}^{-3}$  při tlaku vzduchu  $p_a = 101,3 \text{ kPa}$  a teplotě  $t_0 = 15^\circ\text{C}$

$S_x$  je určená čelní plocha projekcí vozidla na rovinnou plochu.

$c_x$  je hlavně závislé na tvaru karosérie a je určováno experimentálně v aerodynamických tunelech (viz tab. 2).

**Tab. 2** Hodnoty součinitele vzdušného odporu a čelních ploch [2]

Typ vozidla	$c_x$ [-]	$S_x$ [ $\text{m}^2$ ]
osobní automobily	0,3 – 0,4	1,6 – 2
sportovní vozy	0,3 – 0,35	1,3 – 1,6
závodní vozy – nekrytá kola	0,4 – 0,6	0,7 – 1,3
závodní vozy – krytá kola	0,25 – 0,35	0,8 – 1,5
nákladní vozy – valník	0,8 – 1	4 – 7
nákladní vozy – s plachtou	0,6 – 0,8	5 – 8
nákladní vozy – s přívěsem	1 – 1,2	5 – 8
nákladní vozy – s kontejnerovým návěsem	1 – 1,2	9
autobusy	0,5 – 0,7	5 – 7

### 3.3.3 Odpor stoupání

Odpor stoupání působí proti hnací síle vozidla a jeho tíze při stoupání do svahu, tento vztah je vyjádřen:

$$F_s = G \cdot \sin \alpha_s \quad [\text{N}] \quad (10)$$

$\alpha_s$  ..... je úhel svíraný rovinou a vodorovnou rovinou (úhel stoupání)

G ..... tíha vozidla [N].

Maximální stoupání vozovky bývá do 12 %, dálnice do 6 %.

## 4 ZÁKLADNÍ TYPY PŘEVODOVEK

U osobních automobilů rozlišujeme tzv. převodovky manuální a převodovky automatické.

### 4.1 Převodovky manuální

Nejrozšířenějším typem převodovky jsou převodovky manuální, resp. ručně řazené. V automobilovém odvětví existují takzvané hřídelové převodovky. Tyto převodovky přenáší točivý moment z hnacího hřídele jedním nebo více ozubenými soukolími na hnaný hřídel. Dle počtu hřídelí rozdělujeme převodovky na dvouhřídelové a tříhřídelové.

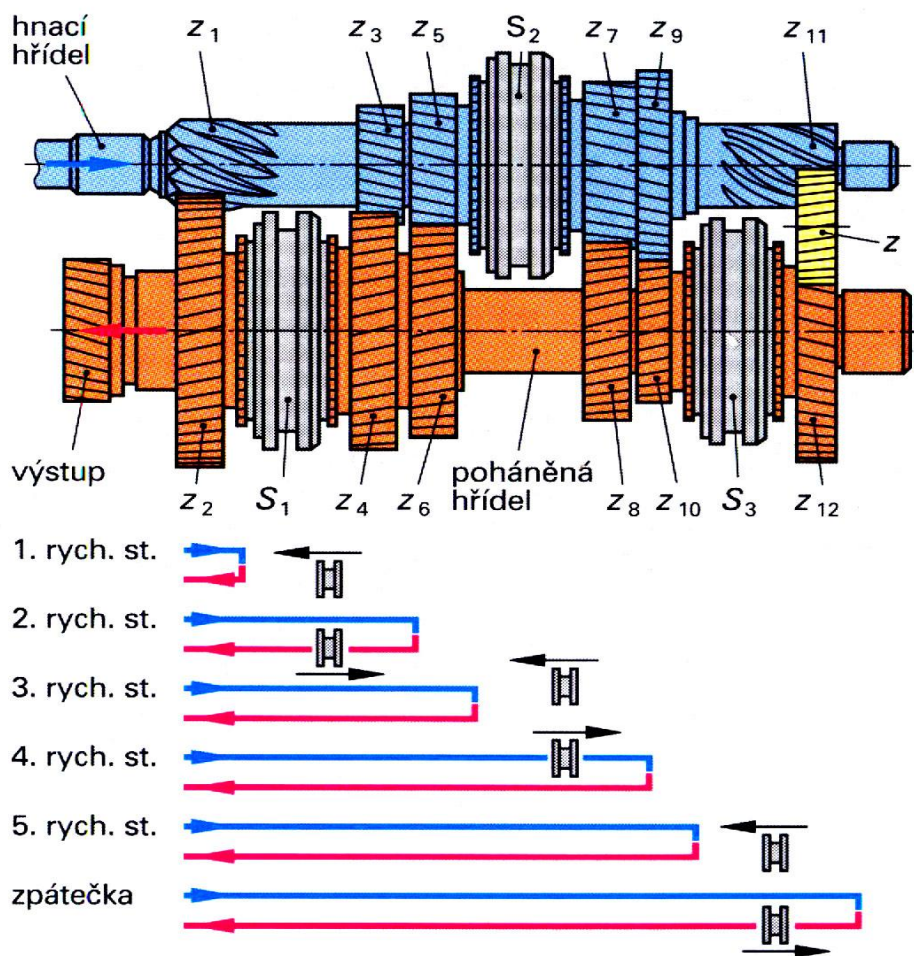
#### 4.1.1 Dvouhřídelové převodovky

Skládají se z hnacího (výstupního) hřídele a předlohového, tento hřídel je zároveň hřídelem výstupním. Hřídele jsou osazeny ozubenými koly, která jsou v neustálém záběru s koly na druhém hřídeli. Počet soukolí odpovídá počtu převodových stupňů. [3 ], [7]

Jedno kolo převodového stupně je pevně spojeno na hřídeli, přičemž druhé kolo se volně točí. V tomto momentě se přenos síly neuskutečňuje (viz obr. 3). Při zapojení zubové spojky dojde ke spojení kola a hřídele.

Točivý moment je přenášen vždy pouze jedním soukolím, díky tomu má tento systém vysokou účinnost cca 99%. Nejsou zde zahrnuty ztráty na ložiskách, tyto ztráty jsou zanedbatelné. Zpětný převod realizuje posuvné kolo, které změní smysl otáčení výstupního hřídele. Tyto převodovky se nejčastěji používají u automobilů s uložením motoru u hnací nápravy (většinou motor uložen vpředu s přední poháněnou nápravou), tzv. bloková konstrukce. [6 ], [7]

Tato konstrukce je nejčastěji využívána u motorů s menšími výkony a tam, kde nejsou kladeny velké nároky na jemné odstupňování.



**Obr. 3** Schéma dvouhřídelové převodovky s jednotlivými rychlostními stupni [3]

Čelní ozubené kolo a jeho účinnost je ovlivňována a závislá na mnoha faktorech. Jedním z hlavních faktorů je součinitel tření (aspekty ovlivňující součinitel tření: drsnost zubů, vlastnosti mazacího oleje, roztečná kružnice, úhel sklonu a modul ozubení). Účinnost soukolí vyjádřená v procentech se spočítá v závislosti na ztrátovém výkonu na ozubeném soukolí: [3], [7]

$$\eta_o = 100 - P_z \quad [\%] \quad (11)$$

$\eta_o$  ..... účinnost soukolí [%],

$P_z$  ..... ztrátový činitel [%],

Ztrátový činitel je určen jako procento ztrátového příkonu:

$$P_z = \frac{50 \cdot \mu}{F} \cdot \frac{H_k + H_p^2}{H_k + H_p} \quad [\%] \quad (12)$$

$H_p$  ..... součinitel velikosti pastorku [-],

$H_k$  ..... součinitel velikosti kola [-],  
 $F$  ..... součinitel druhu čelního kola [-],  
 $\mu$  ..... součinitel tření [-].

#### 4.1.2 Tříhřídelové převodovky

Tento typ převodovky má jak vstupní, tak i výstupní osu hřídele stejnou. Točivý moment je přenášen díky malému ozubenému kolu. Toto kolo je uloženo na vstupním hřídeli a je v záběru s největším ozubeným kolem na předlohovém hřídeli.

U tříhřídelové převodovky, s výjimkou přímého spojení, je přenos točivého momentu umožněn kombinací dvou dvojic kol (viz obr. 4). Díky tomuto má tříhřídelová převodovka horší účinnost než dvouhřídelová, u níž je v záběru vždy jen jedna dvojice ozubených kol. Přímé spojení je umožněno zubovou spojkou, která přímo spojuje hřídel hnací a hnaný, čímž umožní přenos točivého momentu. V tomto případě se nám točí i předlohový hřídel, ale nepřenáší žádný točivý moment. [3], [7]

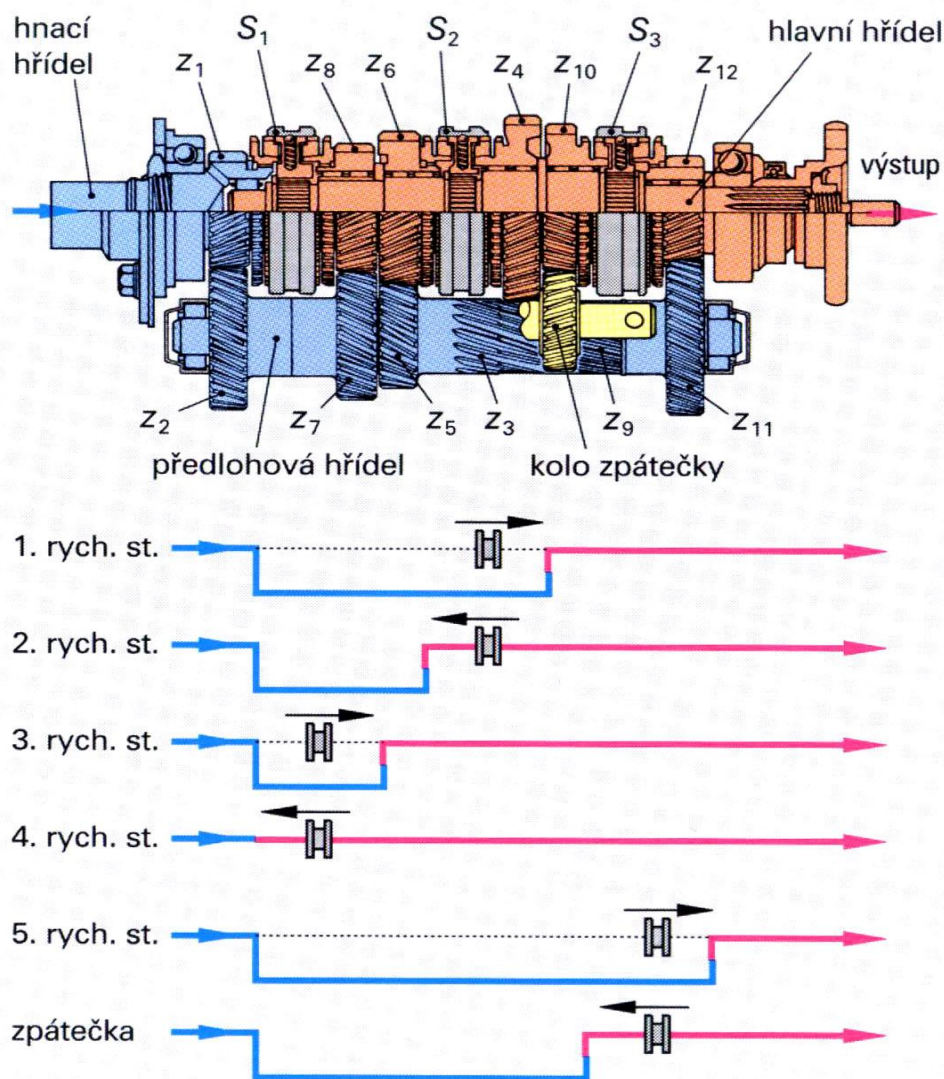
Účinnost se obvykle pohybuje v rozmezí 96% až 98%, protože účinnost jednotlivých soukolí se násobí. Vztah účinnosti tříhřídelové převodovky při zanedbání účinností ložisek je:

$$\eta_t = \eta_{o1} + \eta_{o2} \quad [\%] \quad (13)$$

$\eta_t$  ..... celková účinnost [%],

$\eta_{o1}$  ..... účinnost jednoho páru ozubených kol [%],

$\eta_{o2}$  ..... účinnost druhého páru ozubených kol [%].



**Obr. 4** Tříhřídelová pětistupňová převodovka [3]

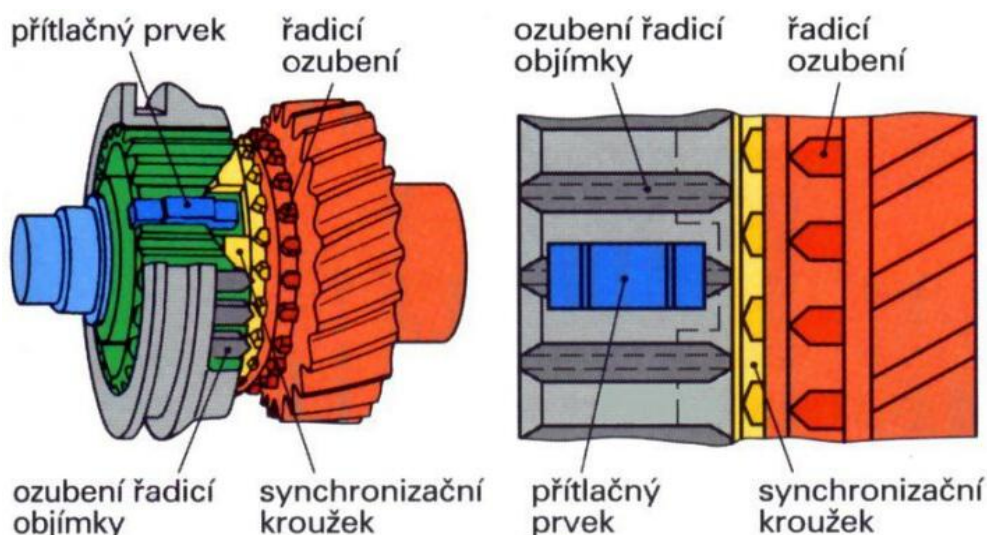
Tříhřídelové převodovky se používají pro přenos větších výkonů a pro větší počet rychlostních stupňů. Převodovka nemění smysl otáčení ze vstupu na výstup, bývá využívána pro tzv. standardní pohon, tzn. motor, převodovky a hnaná náprava jsou za sebou. [3], [7]

#### 4.1.3 Synchronizace převodů

Synchronizační zařízení (viz obr. 5) vyrovnává dvou ozubených kol, kola hnaného a kola hnacího, předtím než se vzájemně spojí. Synchronizace neboli vyrovnání zajišťuje tření kuželových ploch ozubeného kola a synchronizační spojky.



Díky synchronizaci jsme schopni bezhlučně a rychle zařadit jednotlivé rychlostní stupně. V dnešní době je většina převodovek synchronizována, výjimkou je ovšem zpětný chod. Kvůli tichému chodu mají synchronizované převodovky všechna kola v záběru až na zpětný chod, tyto kola mají šikmé ozubení. Díky tomu je jejich chod tichý a bez rázů. [6]



*Obr. 5 Synchronizační spojka [3]*

#### 4.4 Automatické převodovky

Automatické převodovky zjednodušují ovládání vozidla, a to díky automaticky se řadicím převodovým stupňům. Ovšem i při automatickém řazení musí mít řidič možnost zasáhnout do automatizované činnosti. Např. jestliže máme prudké klesání, musíme mít možnost zařazení nižšího stupně, neboli vyššího převodu, pro dosažení efektivního brzdění motorem. Rovněž při předjíždění, kdy je zapotřebí rychlého zařazení nejvyššího převodového stupně.

Automatické převodovky musí i mimo tyto požadavky splňovat mnohá dalších kritérií, mezi které patří:

- blokování převodového ústrojí při parkování,
- plynulý rozjezd vozidla,

- nastartování motoru jen při neutrální poloze nebo parkovací poloze řadicí páky,
- uvolnění uváznutého vozidla střídavým řazením dopředního a zpětného převodového stupně,
- plynulé řazení převodových stupňů,
- při rychlém a úplném otevření škrticí klapky musí být zařazen nižší převodový stupeň, který umožňuje vyšší akceleraci,
- při běhu naprázdno nesmí dojít k samovolnému pohybu vozidla,
- moment zařazení příslušného převodového stupně musí být závislý od zatížení motoru a rychlosti vozidla. [15,16]

Automatické převodovky jsou konstrukčně nejčastěji realizovány jako hydrodynamický měnič v kombinaci s ozubenými, nejčastěji planetovými převody.

Pomocí volící páky je řidič schopen zasáhnout do řízení automatické převodovky. U automatických převodovek probíhá řízení samočinně na základě předvolby provozního režimu.

Polohy volící páky: P – parkování

R – reverse (zpětný chod)

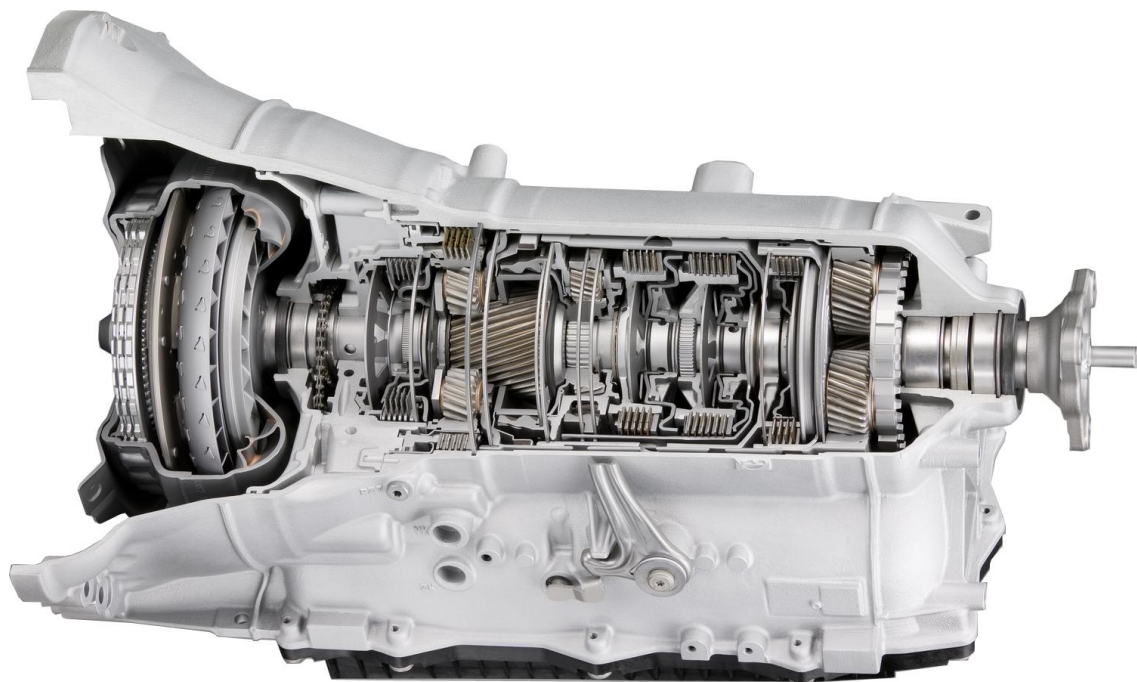
N – neutrál (spouštění motoru)

D – drive (normální jízda)

L – low (jízda do stoupání)

Řidič si také může zvolit mezi dvěma popř. třemi řadícími programy např. ekonomický, sportovní, zimní program, díky těmto programům lze také zásadně změnit výslednou dráhovou spotřebu paliva. [14], [15]

Konstrukční řešení automatické převodovky je nejčastěji realizováno jako soustava hydrodynamického měniče točivého momentu a planetové převodovky. Na obr. 6 je znázorněna osmistupňová automatická převodovka společnosti ZF vyvinutá pro společnost BMW, jejíž účinnost při transferu točivého momentu neklesá pod 98 %.



**Obr. 6** Automatická převodovka ZF [16]

#### 4.4.1 Hydrodynamický měnič

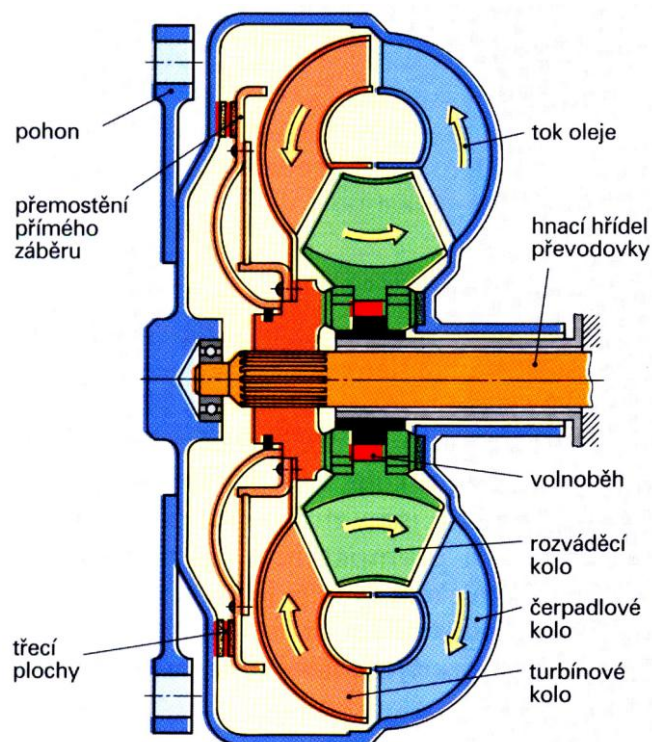
V principu jde o hydrodynamickou spojku doplněnou reakčním členem sloužícím k usměrnění proudu kapaliny z turbíny do lopatkového kola nebo naopak. Častější bývá první případ, jelikož je reakční člen blízko osy výstupního hřídele a není složité ho spojit se stojící skříní. Moment na výstupním hřídeli je roven momentu motoru a momentu reakčního kola. Lopatky ve všech kolech nejsou radiální, ale vhodně zakřivené. Při větším zakřivení lopatek se úměrně zvětšuje znásobení momentu. V praxi se dosahuje maximálně 2 - 3 znásobení momentu.

Hydrodynamický měnič momentu je složen z následujících čtyř částí (obr. 7):

- Čerpadlo - vstupní prvek poháněný přímo od motoru.
- Turbína - vstupní prvek hydraulicky poháněný přímo od motoru.
- Stator - reakční prvek (násobič momentu).
- Spojka blokování měniče - příkazem jednotky TCM (řídící jednotka převodovky) spojuje spojku blokování měniče čerpadla s turbínou.

Spojka blokování měniče je umístěna uvnitř měniče a je složena z následujících částí:

- Píst a opěrná deska - poháněná motorem.
- Lamela spojky/tlumič (umístěná mezi pístem a opěrnou deskou) - na drážkování turbíny měniče.
- Spojka blokování měniče/torsní tlumič - je spojena nebo rozpojena v návaznosti na rozkazu TCM (řídící jednotka převodovky). Při sepnutí spojky blokování měniče dojde k přímému pohonu vstupu převodovky motorem. Tím se odstraní prokluz měniče a zvyšuje se rychlost vozidla v návaznosti na nižší spotřebu paliva. Spojka blokování měniče se rozpojuje při nižších rychlostech, nebo pokud jednotka TCM rozhodne o jejím rozpojení. [3], [15]



**Obr. 7** Hydrodynamický měnič momentu [3]

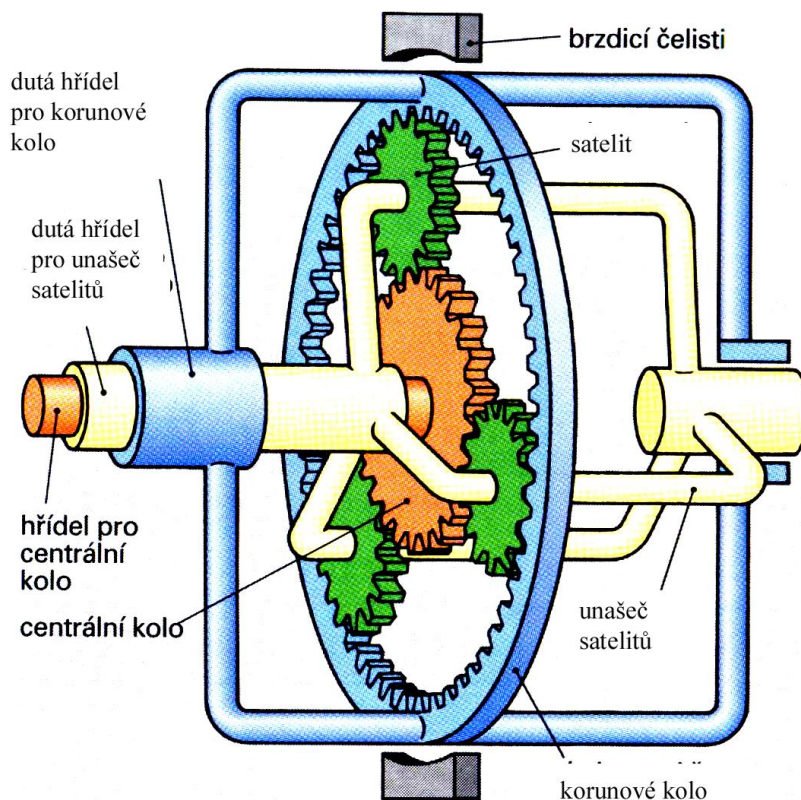
#### 4.4.2 Planetová převodovka

Planetové převodovky slouží k tomu, aby bylo možné řadit převodový stupeň pod zátěží, tzn. při řazení nedochází k přerušení momentového toku.

Planetové soukolí má oproti předešlým čelním soukolím řadu výhod. Centrální kolo přivádí hnací moment, který je předáván na několik satelitů. Díky tomu v ozubení účinkují menší síly a modul ozubení může být menší. Ložiska všech otočných částí krom satelitů nejsou v radiálním směru zatížena, jelikož zatěžující síly působí jako pár. Toto ovšem platí pro lichý počet satelitů. Prostor, kde je umístěné planetové soukolí, je plně využit, díky čemuž lze přenášet i vysoké otáčky. Nevýhodou ovšem je velká složitost převodovky a při velkém počtu převodových stupňů i velký počet součástí. Z tohoto důvodu se ustoupilo od konstrukce čtyřstupňové a pětistupňové převodovky typu Wilson. Uplatnění našly převodovky dvoustupňového a třístupňového typu, které umožňují zpětný chod a fungují spolu s hydrodynamickou spojkou nebo s hydrodynamickým měničem. Řazení bývá ovládáno poloautomaticky nebo zcela automaticky. [3], [6]

Planetové soukolí se uplatňuje i jako soukolí diferenciálu v rozvodovkách, kde bývá umístěno v kolech hnací nápravy jako redukce a také u přídavných kol.

Planetové soukolí je složeno z vnitřního (viz obr. 8), tzv. kola centrálního (C), vnějšího, tzv. kola korunového (K), a unášeče (U), na kterém se mohou otáčet satelity (S).

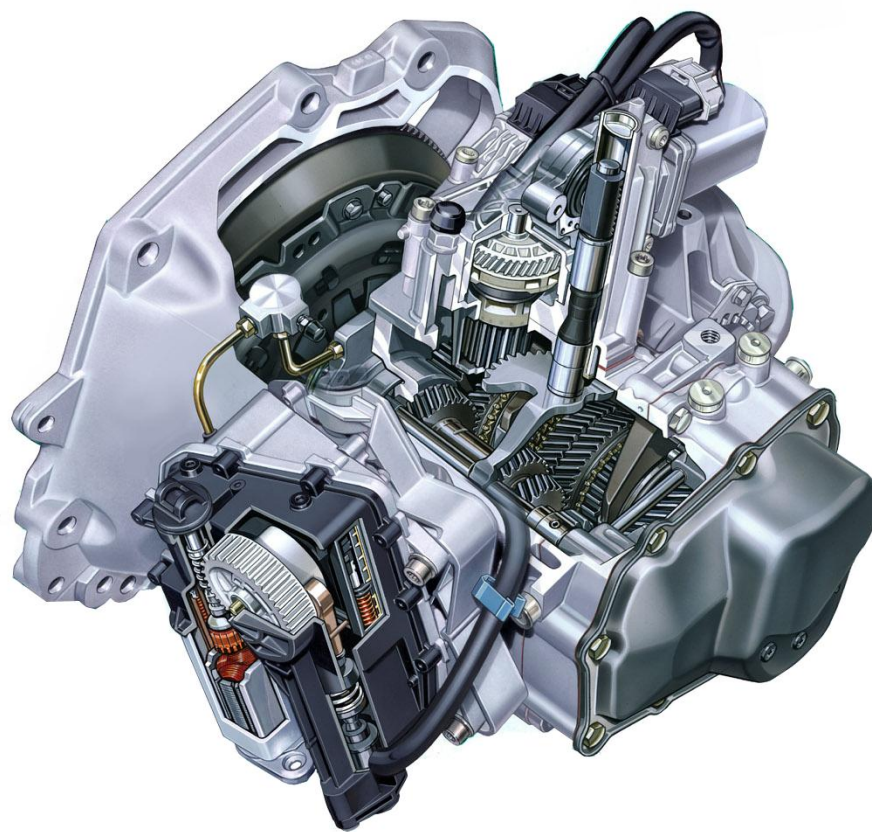


**Obr. 8** Schéma planetového převodu [3]

#### 4.5 Robotizovaná stupňová převodovka

Jedná se převážně o adaptovanou převodovku klasické konstrukce, které se přidalo ovládání přesuvných spojek servopohonem (hydraulika, tlakový vzduch, elektromotor). Změna převodu je možná přímo (řidičem) nebo automaticky (řídící jednotka), popř. kombinovaně. Spojka bývá ovládaná opět servopohonem. Rozšířeným zástupcem tohoto typu převodovky je Easytronic (viz obr. 9). Tato převodovka má stejné funkční vlastnosti i komfort jako konvenční samočinná převodovka s hydrodynamickým měničem a planetovým převodovým soukolím. Tři elektromotory přebírají za řidiče jak ovládání spojky, tak volbu a řazení jednotlivých rychlostních stupňů.



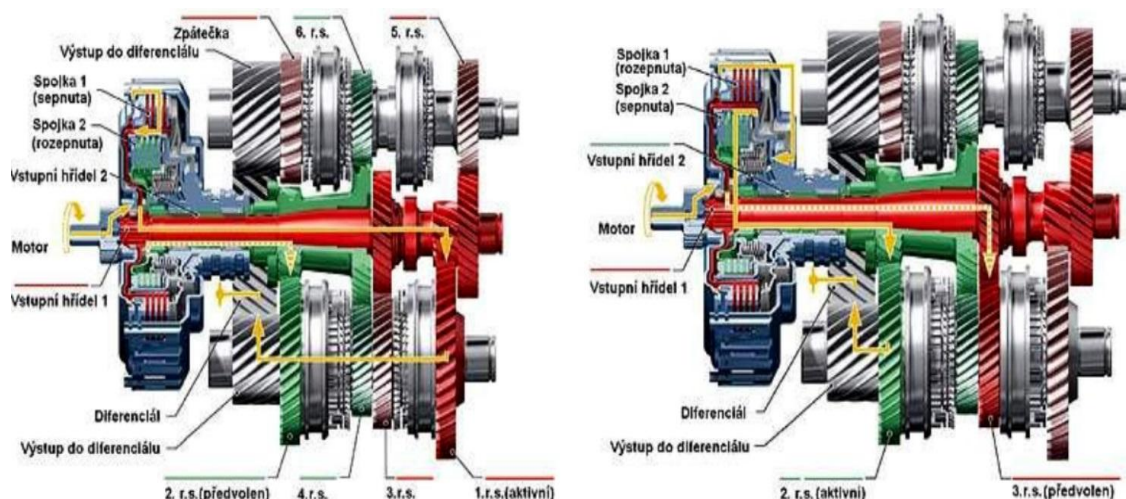


**Obr. 9** Robotizovaná převodovka Easytronic [zdroj: Essex Easytronic Systems]

#### **4.6 Přebodovky se dvěma spojky a sekvenčním řazením**

Požadavky na zvýšení počtu převodových stupňů a zrychlení procesu řazení, popř. řazení bez přerušení přenosu výkonu, zapříčinily vývoj převodovek se sekvenčním řazením. Největším průkopníkem v tomto odvětví byla firma Volkswagen, která představila převodovku DSG (Direct Shift Gearbox).

Prakticky jde o upravenou tříhřídelovou převodovku (viz obr. 10) s rozdělením na dvě převodovky se dvěma spojky, které jsou v olejové lázni, a dvěma vstupními a výstupními hřídeli. Vstupní hřídele jsou z hlediska úspory místa vloženy do sebe (jeden hřídel je dutý). [7], [9]



**Obr. 10** Schéma převodovky DSG [7]

Bližší popis tohoto konstrukčního uspořádání bude uveden v experimentální části práce, konkrétně pro vozidlo společnosti Volkswagen.

#### 4.7 Bezstupňové převodovky

Hlavním znakem u bezstupňových převodovek je nekonečně velký počet převodových stupňů. Bývají označovány jako převodovky s plynule měnitelným převodem nebo také jako CVT (Continuously Variable Transmission). V teoretické rovině jde o nejlepší řešení převodovek jak pro automobily, tak i pro ostatní stroje poháněné spalovacím motorem.

Převodovky CVT umožňují automobilu maximálně zrychlovat nebo zpomalovat, a to při zachování nejvýhodnějších otáček motoru pro maximální výkon nebo pro maximální účinnost, což se odráží na menší spotřebě paliva.

Vzhledem k neomezenému počtu převodových poměrů lze regulovat tažnou sílu v závislosti na rychlosti a to tak, aby kopírovala ideální křivku pro provoz s minimální spotřebou.

Tyto převodovky se nedají vyrobit s ozubenými převody, jelikož kola by musela plynule měnit počty zubů. CVT jsou proto konstruovány jako převodovky třecí. V tomto případě se využívá mechanismů, které plynule mění průměry rotačních částí přenášejících točivý moment mezi vstupní a výstupní hřídelí. U osobních automobilů jsou využívány variátory a CVT převodovky. [18]



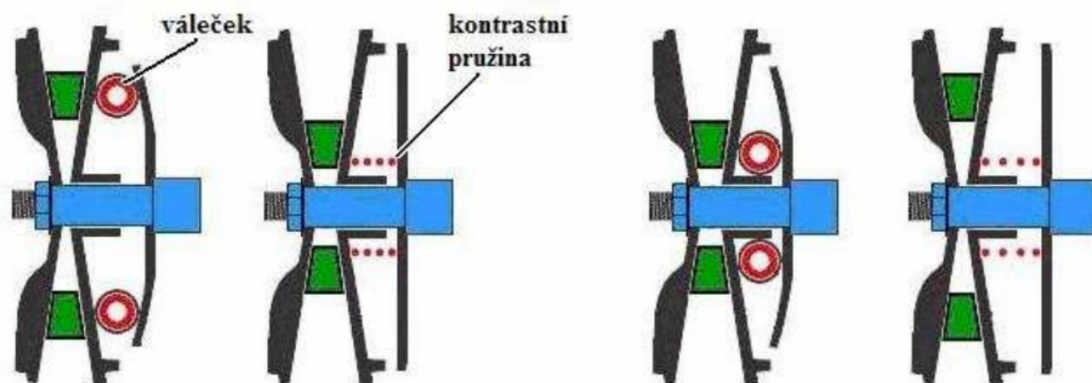
### 4.7.1 Variátor

Variátor je tvořen dvěma hřídelemi, na nichž jsou dva páry protilehlých kuželových kol (řemenic). Mezi nimi je napnut klínový řemen, který je charakteristický pro danou konstrukci. Vždy jedna kuželová plocha se může pohybovat ve směru osy hřídele. Oddělováním a přibližováním kuželů se mění průměr, který řemen opisuje.

Při rozjezdu, kdy je třeba největší hnací síla, je na řemenici vstupního hřídele nastaven nejmenší průměr a na výstupním průměru největší. Tím je dosaženo největšího převodového poměru. Čím větší rychlost, tím je hnací síla menší, proto se průměry řemenic s akcelerací plynule mění.

Pohyb částí řemenic zajišťující válečky a kontrastní pružina. Válečky, které jsou v tělese variátoru vstupního hřídele, se při nízkých otáčkách nachází na dolní úvratí blízko středu. Při navýšení otáček vlivem větší odstředivé síly se válečky odvalují ve svých pouzdrech směrem k okraji. Naopak kuželové plochy výstupní hřídele v důsledku zvyšujícího se tlaku od řemene oddalovány. Je to logický důsledek, protože řemen má stále přibližně stejnou délku a proto když se obvod na jedné řemenici zvětšuje, na druhé se musí zmenšovat. To má za následek plynulé snižování převodového poměru.

Síla od kontrastní pružiny, která přitlačuje kuželové plochy na výstupním hřídeli, působí proti těmto změnám. Díky tomu nedochází k prokluzu řemene. Naopak, pokud se otáčky motoru snižují, odstředivá síla působící na válečky (vstupní hřídele) se zmenšuje a tím se zmenšuje i tlak na pružinu (výstupní hřídel). Ta vytlačí řemen blíže k obvodu, tudíž na hnané části sklouzne směrem ke středu, viz obr. 11. Tím se zvýší převodový poměr. Volnoběh je zajišťován odstředivou spojkou, která je na výstupním variátoru. [18], [19]

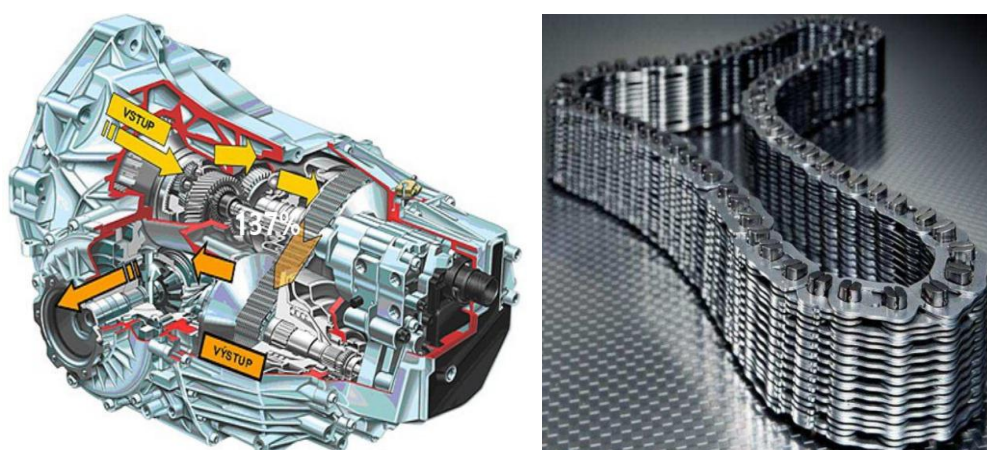


**Obr. 11** Způsoby změn průměrů řemenic u jednotlivého variátoru [18]

#### 4.7.2 Převodovka Multitronic

Převodovky Multitronic společnosti AUDI (viz obr. 12) byly první převodovky, které byly schopny přenést vyšší točivý moment potřebný pro automobil střední síly. Dřívější konstrukce byly v tomto parametru značně limitovány.

Jádrem převodovky je modifikovaný variátor. Kliková hřídel přenáší točivý moment na lamelovou spojku, která je chlazená olejem. Ze spojky je točivý moment přenášen na planetové soukolí převodovky, které zajišťuje zpětný chod. Následuje variátor, který mění převodový poměr. Z variátoru je točivý moment přenášen na diferenciál.



**Obr. 12** Schéma převodovky Multitronic, vpravo je znázorněn článkový řetěz variátoru [23]

Klasický klínový řemen, který limituje použití variátoru ve větších vozech, je nahrazen speciálním článkovým řetězem. Tento řetěz je vyroben z oceli s vysokou pevností v tahu a je schopen přenášet vysoký výkon a točivý moment s velkou účinností. Články jsou střídavě ve třinácti řadách spojeny čepy, jejichž boky jsou klínovitě zbrošeny.

Pohybující se kuželové kotouče u standardních variátorů mají dva účely: měnit převodový poměr a zajišťovat dostatečnou přítlačnou sílu na řemen. Pohyb vždy jedné kuželové části řemenic u převodovky Multitronic není zajišťován válečky a kontrastní pružinou, ale hydraulickým systémem.

Tento systém zahrnuje pár dvojitých pístů (jeden na vstupním, druhý na výstupním hřídeli), který reguluje obě zmíněné funkce zvlášť. Dostatečné sevření řemenů zajišťuje větší píst, zatím co malý píst nastavuje přídavnou sílu nutnou ke změně převodového poměru. Díky tomuto řešení čerpadlo pouze vyvažuje tlakový rozdíl ve dvou menších pístech. Olej ve větších pístech se samovolně přemísťuje z jednoho do druhého. Tímto jsou zaručeny rychlé změny převodových poměrů a redukce ztrát převodovky díky použití menšího čerpadla. Rozdělení hydraulického systému na vysokotlaký okruh a chladicí okruh, vedlo k požadovanému snížení výkonu čerpadla. [19], [20], [21]

### 4.7.3 Převodovka Xtronic

Převodovky Xtronic (obr. 13) automobilky Nissan pracují na principu variátoru. Je zde opět použit ocelový článkový řetěz, tentokrát jsou ovšem segmenty spojeny příčně na dvojitý tvárný pás. Tyto segmenty jsou vybaveny uzamykatelným mechanismem, který je spojí na rovné části pásu, kde je přenášena síla, a rozpojí v oblouku řemene. Převodovky Xtronic ještě zahrnují planetová soukolí kvůli zajištění volnoběhu a zpětného chodu. Dále je zde hydrodynamický měnič, který se uzamkne při překročení rychlosti 18 km/h. [21]



**Obr. 13** Variátor převodovky Xtronic [22]

## 5 MATERIÁL A METODIKA MĚŘENÍ

Ke splnění cílů vytčených v druhé kapitole této práce bylo pro část experimentu nutné zajistit totožné vzorky vozidel, kde jediným rozdílem v konstrukci bude uspořádání převodovky. Ostatní části, zejména podvozkové skupiny, zůstanou stejné.

Pro měření byly zajištěny dva vozy Volkswagen Golf 6. generace s motorem 1,2 TSI. Jeden se šestistupňovou manuální převodovkou a druhý se sedmistupňovou automatickou převodovkou DSG.

V úvodu experimentální části práce je nutné podotknout, že objektivní měření pasivních ztrát převodových ústrojí mnou navrženou metodikou není realizovatelné. Důvodů je vícero, ovšem dominantním důvodem je fakt, že účinnost tak, jak je zmíněna v rešeršní části, je značně ovlivněna zatížením soukolí převodů. Při zkoušení na válcovém dynamometru neexistuje možnost změny zatížení jinak, než změnou přenášeného točivého momentu, který by byl generován spalovacím motorem vozidla.

Bohužel regulační systémy motoru jsou natolik komplexní a do jisté míry i citlivé, že při změně parametru okamžitě dochází k regulačnímu zásahu, který nemusí být významně postřehnutelný na části zkušebny, avšak může značně ovlivnit procesy celého hnacího agregátu včetně převodovky. Ilustrativně například pokud by byly překročeny teploty motoru, avšak pouze lokálně a nastaly detonace ve spalovacím prostoru, pak regulační systém zajisté začne eliminovat rozvoj detonačního hoření snížením předstihu zážehu. Ten následně vyvolá prudkou změnu ve výši generovaného točivého momentu, který přenáší převodovka.

Jediným možným způsobem je přímé měření převodových ústrojí na sofistikovaném měřicím stanovišti, kdy spalovací motor bude nahrazen aktivním dynamometrem a na výstupu z převodovky budou opět aktivní dynamometry.

Ale i u tohoto objektivizovaného způsobu zkoušení můžeme nalézt odlišnosti od skutečného provozu převodovky. Namátkou může být problém s vibracemi, jejichž spektrum u spalovacího motoru je zásadně odlišné od elektromotoru dynamometru.

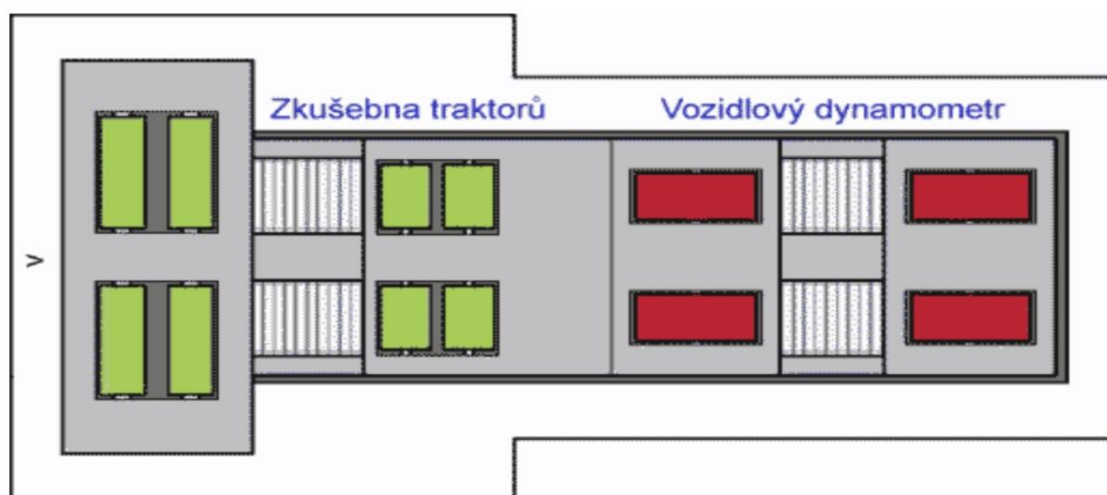
Ve své práci jsem se snažil o shodu provozu vozidla s měřením na válcovém dynamometru Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně. Tedy například byt' oba automobily byly vybaveny stejnými pneumatikami, přesto jsem vždy použil totožnou sadu přemontování kol.

## 5.1 Měřicí zařízení

Vozidlový dynamometr 4VDM E120-D (viz obr. 14) konstrukčně vychází z tuhých rámců, které jsou osazeny ložisky válců o průměru 1,2 m, stojin a také základních rámců, na nichž jsou uloženy stejnosměrné elektrické dynamometry. Toto konstrukční provedení rámců se stojinami tvoří základní bloky, a to jak pro přední, tak i zadní nápravu měřeného vozidla umístěného na zkušebně.

Změnu rozvoru dle konstrukce zkoušeného vozidla se provádí pomocí posuvně uloženého bloku zadní nápravy, zatím co blok přední nápravy je uložen pevně.

Propojení levého a pravého válce je provedeno prostřednictvím elektricky ovládané frikční spojky. Vzájemné rozpojení levého a pravého válce umožňuje dynamické měření brzdných sil z vysokých rychlostí. Ohledně propojení elektrických stejnosměrných dynamometrů typu SDS 225 5604 s válcovými jednotkami, jejich propojení je zajištěno pomocí ozubených řemenů. [11]

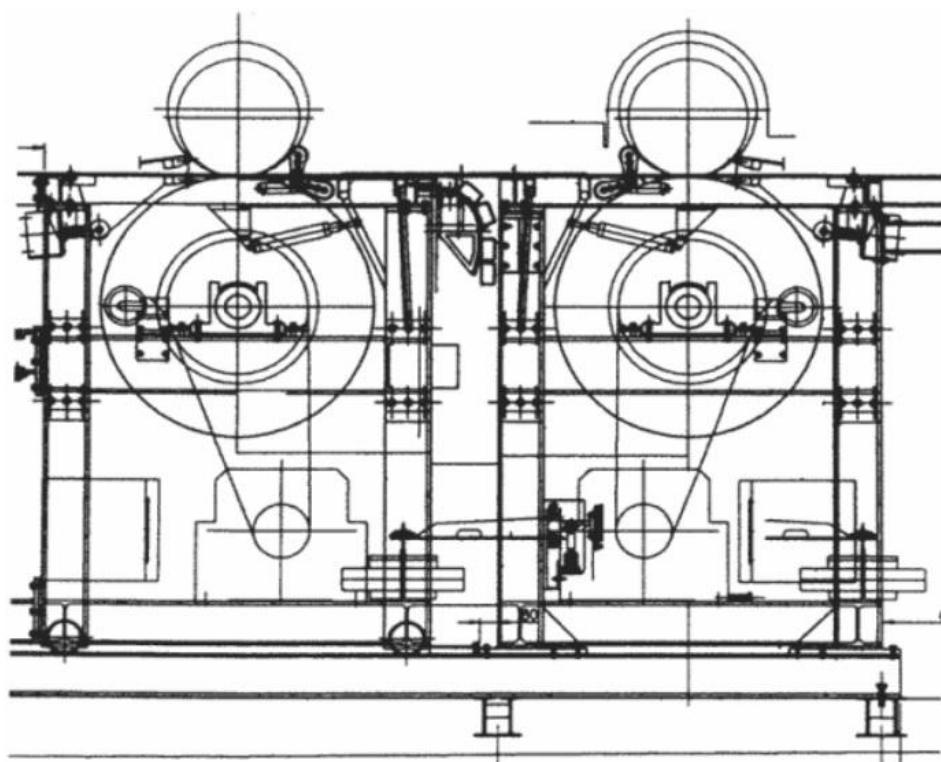


**Obr. 14** Vozidlový dynamometr 4VDM E120-D

Vozidlo najede na válce a bezpečnostní zabrzdění je zajištěno pneumaticky ovládanými brzdami. Válcové jednotky jsou doplněny o měřicí rolny s odsouvatelnými kryty a pneumaticky ovladatelnými nájezdovými a středícími zařízeními. Obě osy jsou umístěny na konstrukci ocelovými profily, které jsou upevněny na základním rámu. Tento rám je pevně ukotven v betonovém bloku na dně montážní jámy. [12]

Podpěry pevného a posuvného krytí vozidlového dynamometru jsou uchyceny na základním rámu. Kotvící drážky pro upevnění úvazků vozidla jsou v podlaze blízko montážní jámy. Plocha v okolí vozidlového dynamometru je v rovině podlahy zakryta krycími ocelovými plechy. Každá osa má uprostřed (v zapuštěném kanálu) ústí přívodu chladícího vzduchu pro prostor montážní jámy.

Konstrukční řešení viz obr. 15. Před zkoušeným vozidlem je umístěn ventilátor náporového chlazení s regulační hubicí, připojený přenosným přívodem do zásuvky spínané přes ovládací klávesnici z kabiny vozidla. [12]



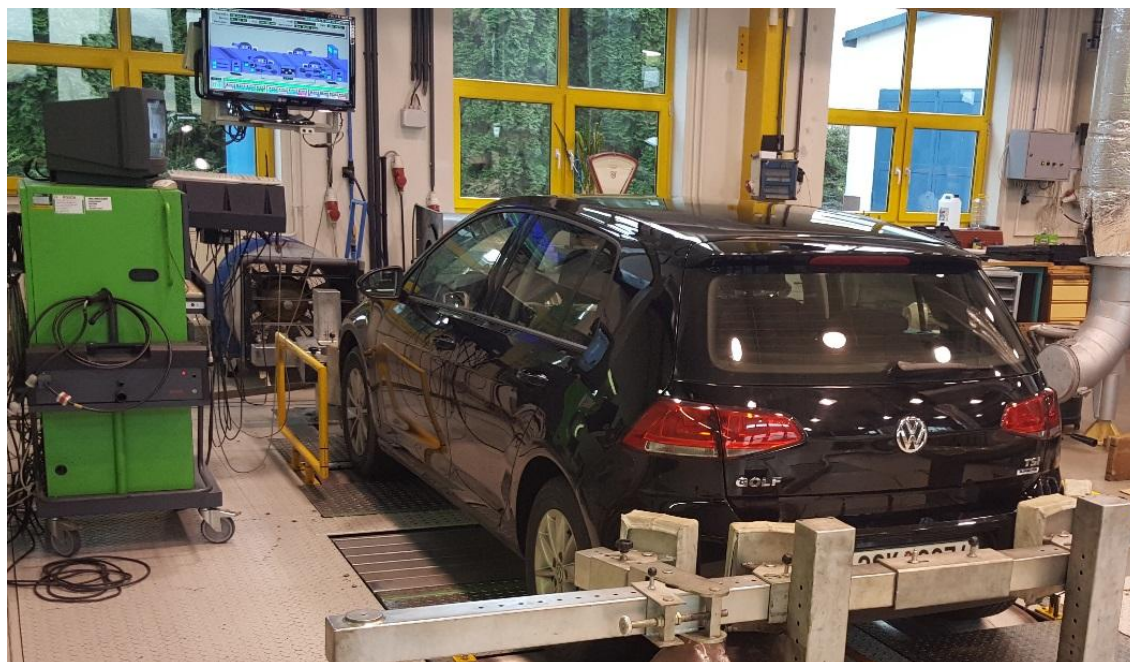
**Obr. 15** Schéma elektrických stejnosměrných dynamometrů typu SDS 225 5604 s válcovými jednotkami [11]



Z tabulky 4 lze vyčíst technické údaje válcového dynamometru. Na obr. 16 je pohled do vozidlové zkušebny.

**Tab. 3** Parametry vozidlového dynamometru 4VDM E120-D [12]

Max. zkušební rychlost [km.h <sup>-1</sup> ]	200
Max. výkon na nápravu [kW]	240
Max. hmotnost na nápravu [kg]	2000
Průměr válců [m]	1,2
Šířka válců [mm]	600
Mezera mezi válci [mm]	900
Povrch válců	Zdrsnění RAA 1,6
Setrvačná hmotnost válců každá náprava [kg]	1130
Min. rozvor [mm]	2000
Max. rozvor [mm]	3500
Zatížitelnost krytí	-
· V místě jízdy [kg]	2000
· V místě chůze [kg]	500
Tlakový vzduch [bar]	min.4
Rozsah měření rychlosti [km.h <sup>-1</sup> ]	0 – 200
Rozsah měření sil [kN]	4x 0 - 5
Přesnost měření rychlosti [km.h <sup>-1</sup> ]	± 0,05
Přesnost měření sil [%]	± 1,5
Přesnost regulace rychlosti [%]	± 1,5
Přesnost regulace síly [%]	± 2,5



**Obr. 16** Vozidlová zkušebna Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně s měřeným vozidlem



Technické vybavení zkušebny zahrnuje jak měřicí zařízení, tak i příslušenství zkušebny v podobě vzduchotechniky a spalinové zařízení. V prostorách zkušebny lze regulovat podtlak od 5 do 30 Pa a výměnné množství vzduchu udává až 25 000 m<sup>3</sup>/h. Výfukové plyny je možné regulovat ručně nebo v závislosti na odebíraném výkonu motoru a to až 24 000 m<sup>3</sup>/h. [12]

## 5.2 Příslušenství měřicích přístrojů

Vyjma válcového dynamometru byla pro měření dále využita řada přístrojů. Stěžejní však byl měřič tlaku huštění pneumatik společnosti Michelin (viz obr. 17) a dále nápravové váhy společnosti Lesák a Zeman (viz obr. 18).



**Obr. 17** Měřič tlaku huštění pneumatik Eurodairu, výrobní číslo TCM17/4D1 - 3442



**Obr. 18** Váha automobilová přenosná Lesák a Zeman, v. číslo 0801 - L600 - 07

Přenosná automobilová váha byla použita k rozložení hmotnosti na jednotlivých nápravách měřených automobilů. Technické parametry jsou: nosnost 200 kg - 30 000 kg, napájení 230VAC/ 6VDC, provozní teplota od 0 - 40°C.

### 5.3 Postup a princip měření

Princip měření pasivních odporů je založen na elementárních fyzikálních zákonech. V průběhu testování byly všechny odporové síly zaznamenávány statickým způsobem. Principiálně se jedná o výpočet ztrátového výkonu reprezentovaného zejména valivým odporem, kde dominantní složkou je valivý odpor pneumatik.

Jelikož nelze přesně determinovat podíly jednotlivých valivých odporů - odpor pneumatik, ložisek atp. - byla testovaná vozidla shodné konstrukce a při měření byly pečlivě zaznamenávány teploty jednotlivých mechanických částí, zejména pneumatik, které byly vždy totožné (kola byla vždy u vozidel zaměněna).

Tímto způsobem bylo zajištěno, že rozdíl hodnot je zapříčiněn ztrátovým odporem v převodovém ústrojí. Měření tedy probíhalo u vozidla, kdy byl v převodovém ústrojí vždy zařazen stupeň N, a byla roztáčena vnitřní ústrojí pro toto nastavení.

Vlastní procedura měření je založena na jednoduchém principu, kdy zkušebna roztáčí kola vozidla na předdefinovanou rychlost a je sledována síla, která je nutná k udržení této rychlosti.

Před vlastním měřením byla provedena kalibrace zkušebny tak, aby byly odečteny pasivní ztráty zkušebny. V příloze 2 práce je kalibrační list. Měření bylo realizováno celkem 7x pro každé vozidlo tak, aby výsledky jednotlivých aritmetických průměrů každého bodu nepřekročily míru variačního koeficientu 2 %, přičemž před vlastním měřením byla zkušebna i vozidlo zahřáto na provozní teplotu, která se v průběhu měření dále neměnila.

#### **5.4 Experimentální vozidlo s převodovkou typu DSG**

Pro potřebné měření a následné srovnání jsem ve své diplomové práci použil vozidlo Volkswagen Golf 6, motorem 1.2 TSI (viz obr. 19) se sedmistupňovou automatickou převodovkou DSG. Konkrétnější údaje k technickým datům jsou uvedeny v tabulce 3 a 4 od výrobce. Cenová kalkulace měřeného vozidla je uvedena od výrobce a je nutná k následnému porovnání, vyhodnocení vozidla s manuální převodovkou.



**Obr. 19** Volkswagen Golf VI [zdroj: [www.volkswagen.cz](http://www.volkswagen.cz)]

**Tab. 4** Cenová kalkulace měřeného vozidla [14]

Vaše vozidlo		Cena
Golf Comfortline 1,2 TSI 7DSG Benzin 95 / 1.2l / 81 kW/110 koní / Aut. DSG7 / 5-Dveře Spotřeba paliva: 4.9l/100km Emisie CO <sub>2</sub> : 112g/km Emise NO <sub>x</sub> : 0,05g/km	Kč	502 900
Barva laku vozu Bílá Pure / Bílá Pure	Kč	3 100
Potah sedadel Barva interiéru: Titanově černá Koberec: Černá Přístrojová deska: Titanově černá		
Navigace		
Navigace "Discover Media" <a href="#">Detail</a> <a href="#">Obrázek</a>	Kč	22 000
Rádia a multimédia		
Rádio "Composition Media" <a href="#">Detail</a> <a href="#">Obrázek</a>	Kč	9 300
Sedadla		
Sériová sedadla "Zoom" <a href="#">Detail</a>	Kč	0
Volanty		
Multifunkční 3ramenný volant v kůži <a href="#">Detail</a> <a href="#">Obrázek</a>	Kč	10 700
Ostatní výbava na přání		
17" kola z lehkých slitin "Madrid" <a href="#">Detail</a>	Kč	20 700
<b>Celkem:</b>	<b>Kč</b>	<b>568 700</b>

**Tab. 5** Technické údaje měřeného vozidla Golf 6, 1.2 TSI

<b>Motor:</b>	<b>1,2 TSI 81kW (110k)</b>
Typ motoru	4 válcový zážehový
Zdvihový objem: l/cm <sup>3</sup>	1,2 / 1197
Max. výkon: kW (k) při 1/min	81 (110) / 4600 - 5600
Max. točivý moment: Nm při 1/min	175 / 1400 - 4000
Emisní třída	Euro 6
Převodovka	6st. manuální (7st. DSG)
Nejvyšší rychlost	195 (195)
Zrychlení: 0-100 km/h, s	9,9 (9,9)
<b>Spotřeba: l/100 km</b>	
palivo	benzin Natural 95
ve městě	6,2 - 6,1 (6,0 - 5,9)
mimo město	4,3 - 4,2 (4,4 - 4,3)
kombinovaná	5,0 - 4,9 (5,0 - 4,9)
CO <sub>2</sub> kombinovaná g/km	116 - 114 (114 - 112)
<b>Hmotnost: kg</b>	
Pohotovostní hmotnost	1210 (1229)
Celková přípustná hmotnost	1730 (1750)
Užitečná hmotnost	595 (596)
Max. zatížení střechy	75
Max. zatížení na tažné zařízení	80
<b>Objem zavazadlového prostoru: l</b>	<b>380 - 1270</b>
<b>Objem palivové nádrže: l</b>	<b>ca 50</b>



### 5.4.1 Převodovka DSG zkoušeného automobilu

Jedná se o převodovku vyvinutou koncernem Volkswagen, která kombinuje sportovní charakter a nízkou spotřebu pohonných hmot mechanické převodovky s komfortem převodovky automatické. Umožňuje řazení bez přerušení tahu motoru. Díky použití dvojité spojky je neustále alespoň jedno soukolí v záběru.

Zkratka DSG vznikla z anglického spojení Direct Shift Gear, jehož německý ekvivalent zní Direktschaltgetriebe. DSG představuje převodovku spojující výhody mechanické a automatické převodovky. Převodovka DSG (viz obr. 20) je společným dílem konstruktérů Volkswagenu a společnosti BorgWarner. Vývoj této nové převodovky DSG trval od čistého papíru do zavedení sériové výroby celých 5 let. [7]



**Obr. 20** Schéma převodovky DSG [7]

Sedmistupňová DSG převodovka se suchou spojkou, která je určená pro menší motory. Omezením této převodovky je maximální přenositelný točivý moment 250

Nm oproti 350 Nm u staršího šestistupňového ústrojí. Výhodou pak je vyšší účinnost a tudíž ještě o něco snížená spotřeba pohonných hmot.

Převodovka DSG má účinnost blízkou běžným manuálním převodovkám. Je to díky inteligentnímu způsobu řízení dvojice spojek a řadicích mechanismů. Elektrohydraulický řídicí modul stále připravuje jeden dopředu zařazený rychlostní stupeň. Například při rozjezdu je zároveň zařazen 1. a 2. rychlostní stupeň. Po sešlápnutí plynu je aktivována spojka pro první rychlostní stupeň. Automobil se rozjíždí a v okamžiku, kdy motor dosáhne optimálních otáček pro řazení, dojde pouze k postupnému vypínání spojky č. 1 za současného zapínání spojky č. 2.

Nedochází tak k přerušení toku výkonu na kola. V okamžiku, kdy je sepnuta spojka číslo 2 a výkon je přenášen touto částí, druhá větev převodovky připraví zařazením třetího stupně. Celé řazení trvá pouhých 0,3 až 0,4 sekund.

Pokud řídicí elektronika zjistí, že automobil začíná zpomalovat, připravuje nezatížená část převodovky nižší rychlostní stupně. V situaci, kdy je třeba podřadit o dva a více stupňů (například ze šestky na dvojku), elektronika celou operaci rozdělí na dvě části. Nejdříve zařadí z šestky pětku, a tím uvolní hřídel pro zařazení dvojky. Toto složitější podřazení zvládá převodovka DSG za 0,9 sekund.

Řazení s převodovkou DSG je stejné jako s klasickým automatem. Páka voliče převodovky v poloze „D“ znamená standardní režim Drive. Sportovní režim „S“ dovolí řidiči ostřejší jízdu tím, že řídicí jednotky motoru a převodovky spolupracují se senzory otáček kol (např. rozdílné otáčky kol ukazují na jízdu zatáčkou) a zabraňují nechtěnému přeřazení nahoru během průjezdu zatáčkou.

Režim „Tiptronic“ nechává řazení na řidiči, k volbě převodů může řidič použít jak tlačítka na volantu, tak klasický volič. [7], [9]

## **5.5 Experimentální vozidlo s manuálně řazenou převodovkou**

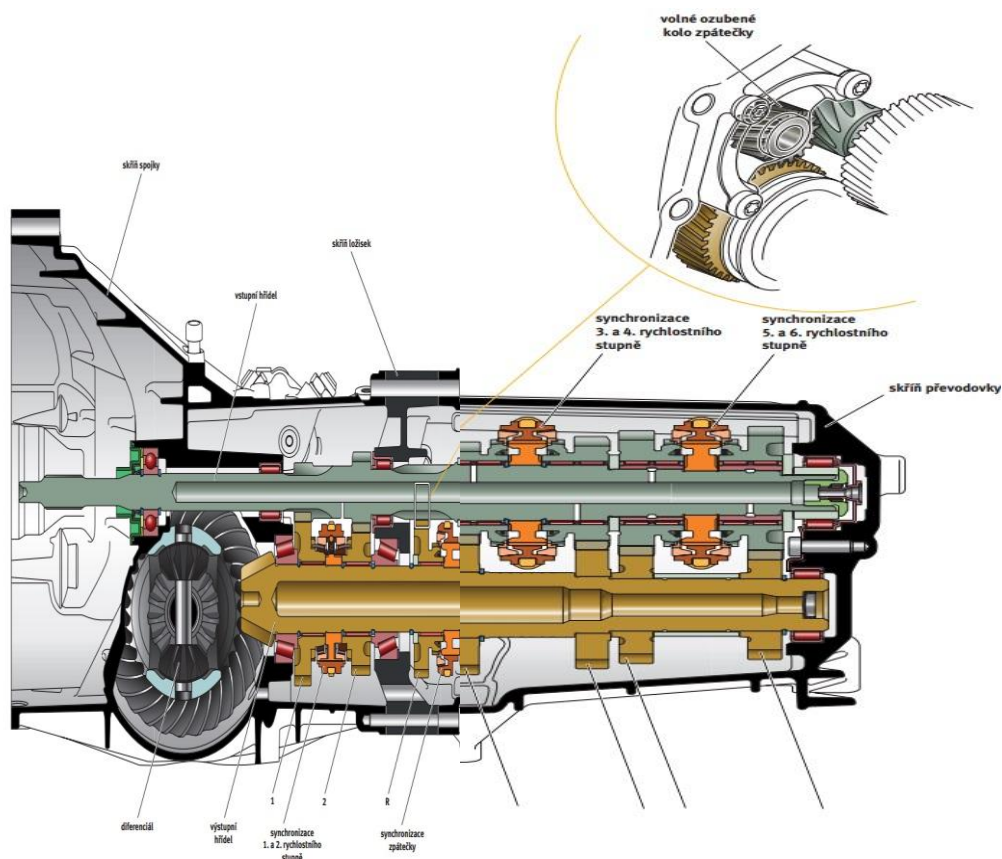
Pro potřebné měření a následné srovnání jsem ve své diplomové práci použil vozidlo Volkswagen Golf VI, motorem 1.2 TSI s šestistupňovou manuální převodovkou. Konkrétnější údaje k technickým datům jsou uvedeny v tabulce 6 od výrobce. Cenová kalkulace měřeného vozidla je uvedena v tabulce 5 od výrobce a je nutná k následnému porovnání, vyhodnocení vozidla s automatickou převodovkou DSG.

**Tab. 6** Cenová kalkulace měřeného vozidla [14]

Vaše vozidlo		Cena
Golf Comfortline 1,2 TSI 6G Benzin 95 / 1.2l / 81 kW/110 koní / Manuální 6 st. pr. / 5-Dveře Spotřeba paliva: 4.9l/100km Emisie CO <sub>2</sub> : 114g/km Emise NO <sub>x</sub> : 0,03g/km	Kč	442 900
Barva laku vozu Černá / Černá	Kč	4 600
Potah sedadel Barva interiéru: Titanově černá Koberce: Černá Přístrojová deska: Titanově černá		
<b>Navigace</b>		
Navigace "Discover Media" <a href="#">▶ Detail</a> <a href="#">▶ Obrázek</a>	Kč	22 000
<b>Rádia a multimédia</b>		
Rádio "Composition Media" <a href="#">▶ Detail</a> <a href="#">▶ Obrázek</a>	Kč	9 300
<b>Sedadla</b>		
Sériová sedadla "Zoom" <a href="#">▶ Detail</a>	Kč	0
<b>Volanty</b>		
Multifunkční 3ramenný volant v kůži <a href="#">▶ Detail</a> <a href="#">▶ Obrázek</a>	Kč	10 700
<b>Ostatní výbava na přání</b>		
17" kola z lehkých slitin "Madrid" <a href="#">▶ Detail</a>	Kč	20 700
<b>Celkem:</b>	<b>Kč</b>	<b>510 200</b>

**Tab. 7** Technické údaje měřeného vozidla Golf 6, 1.2 TSI [13]

<b>Motor:</b>	<b>1,2 TSI 81kW (110k)</b>
Typ motoru	4 válcový zážehový
Zdvihový objem: l/cm <sup>3</sup>	1,2 / 1197
Max. výkon: kW (k) při 1/min	81 (110) / 4600 - 5600
Max. točivý moment: Nm při 1/min	175 / 1400 - 4000
Emisní třída	Euro 6
Převodovka	6st. manuální (7st. DSG)
Nejvyšší rychlost	195 (195)
Zrychlení: 0-100 km/h, s	9,9 (9,9)
<b>Spotřeba: l/100 km</b>	
palivo	benzin Natural 95
ve městě	6,2 - 6,1 (6,0 - 5,9)
mimo město	4,3 - 4,2 (4,4 - 4,3)
kombinovaná	5,0 - 4,9 (5,0 - 4,9)
CO <sub>2</sub> kombinovaná g/km	116 - 114 (114 - 112)
<b>Hmotnost: kg</b>	
Pohotovostní hmotnost	1210 (1229)
Celková přípustná hmotnost	1730 (1750)
Užitečná hmotnost	595 (596)
Max. zatížení střechy	75
Max. zatížení na tažné zařízení	80
<b>Objem zavazadlového prostoru: l</b>	<b>380 - 1270</b>
<b>Objem palivové nádrže: l</b>	<b>ca 50</b>



**Obr. 21** Schéma šestistupňové manuální převodovky

Šestistupňová manuální převodovka 01X (viz obr. 21) se používá u vozidel s pohonem předních kol s podélnou zástavbou agregátu v kombinaci s velkým výběrem zážehových a vznětových motorů s výkonem 75 kW až 147 kW.

Hlavní znaky uspořádání manuální převodovky 01X:

- způsob funkce daný principem souběžných řadicích ozubených kol,
- uložení řazeného ozubeného kola zpátečky na samotném hřídeli,
- použití hypoidního soukolí stálého převodu,
- diferenciál přišroubovaný k talířovému kolu.

Princip souběžných řadicích ozubených kol spočívá k použití dvou ozubených kol se vzájemným trvalým záběrem. Jedno z kol je přitom uloženo na vstupním hřídeli a druhé na výstupní hřídeli. U všech párů ozubených kol je jedno z kol uloženo pevně na příslušné hřídeli, zatím co druhé se na své příslušné hřídeli volně otáčí.



V tomto případě se nepřenáší žádný točivý moment. Pro přenos točivého momentu je nutné spojit volné ozubené kolo pevně s hřídelí. Dosahuje se toho zásahem příslušné synchronizace.

Všechny rychlostní stupně převodovky jsou synchronizovány. Synchronizace jsou rozděleny následovně:

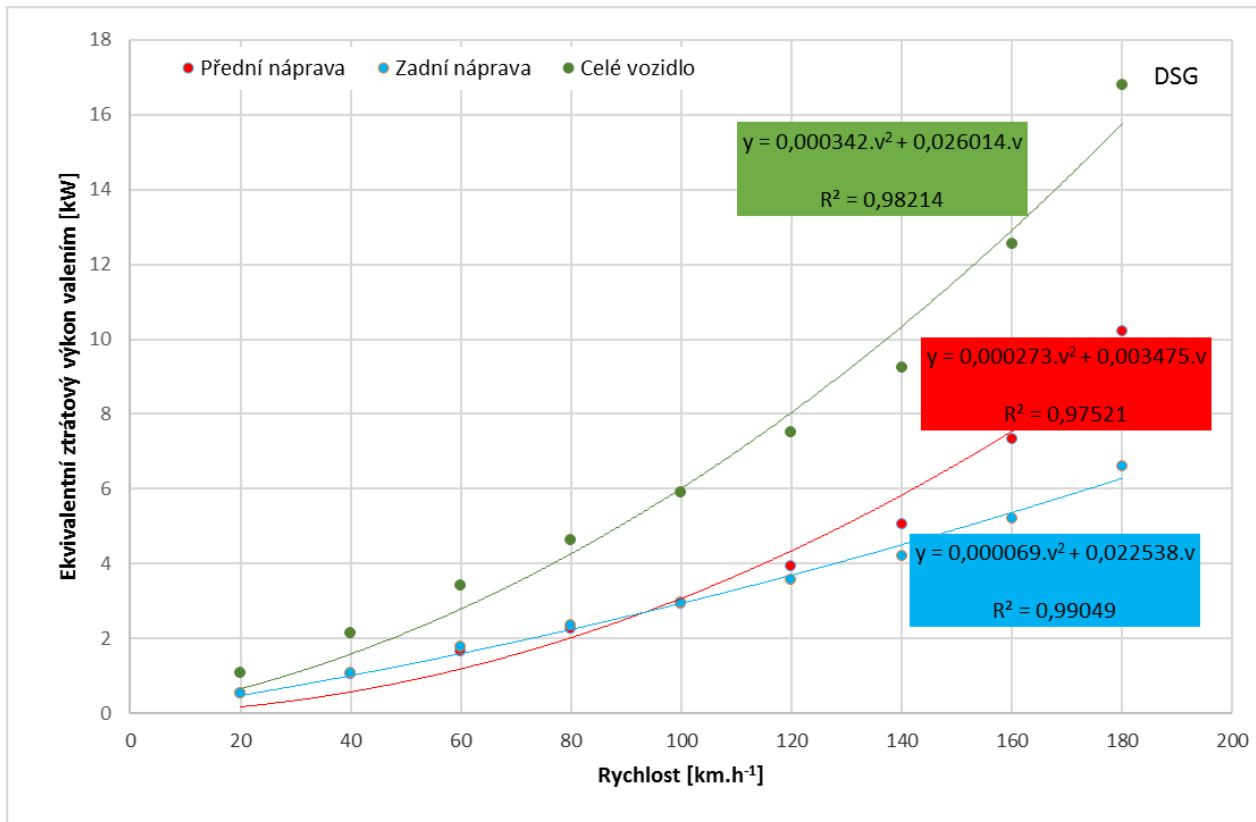
- na vstupní hřídeli se nachází synchronizace 3., 4., 5. a 6. rychlostního stupně,
- na výstupní hřídeli synchronizace 1. a 2. rychlostního stupně a zpátečky.

Řadící ozubené kolo zpátečky je v trvalém záběru s ozubeným kolem na vstupní hřídeli a s dalším ozubeným kolem na výstupní hřídeli. Jeho úkolem je změna směru otáčení výstupní hřídele bez změny převodového poměru. Jako soukolí stálého převodu je použito hypoidní soukolí, přičemž k záběru zubů dochází pod osou talířového kola. Různé úhlové rychlosti hnacích kol v zatáčkách kompenzuje diferenciál.

## 6 VÝSLEDKY MĚŘENÍ A DISKUSE

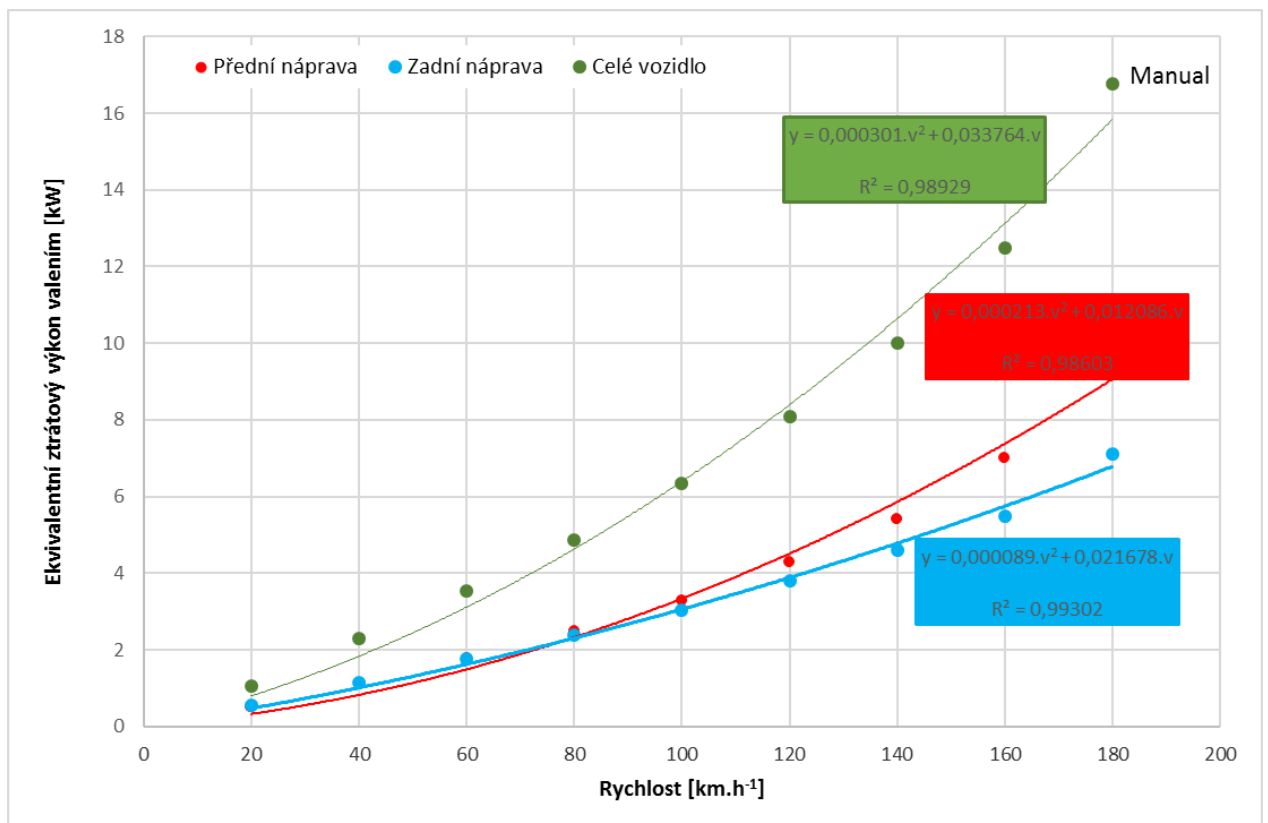
Jak již bylo zmíněno výše, měření sestávalo z úvodní fáze (bez záznamu hodnot), kdy docházelo ke stabilizaci hodnot teploty. Jednalo se o způsob stejné definice jako u vlastní zkoušky, kdy nejméně třikrát došlo k protáčení trakce, resp. všech kol vozidla zkušebnou. Toto je velmi důležité z důvodu nejen stabilizace teploty mechanických částí vozidla i zkušebny, ale také k eliminování změn dynamického poloměru kola vlivem difference teploty vzduchu v pneumatice.

Poté teprve následovala platná měření. Ta byla tabelárně zpracována v programu MS Excel 2007 a výsledky byly podrobeny základnímu statistickému zpracování. Rozhodujícím kritériem je míra variačního koeficientu, která byla pro soubor zvolena tak, aby nepřekročila absolutní hodnotu 2 %. Výsledky jsou uvedeny pouze v grafické podobě, neboť tabelárních hodnot bylo v průběhu měření přespříliš, uvědomíme-li si vzorkování parametrů po 55 ms. V grafu na obr. 22 je uvedena závislost průběhu ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti u varianty s převodovkou DSG.



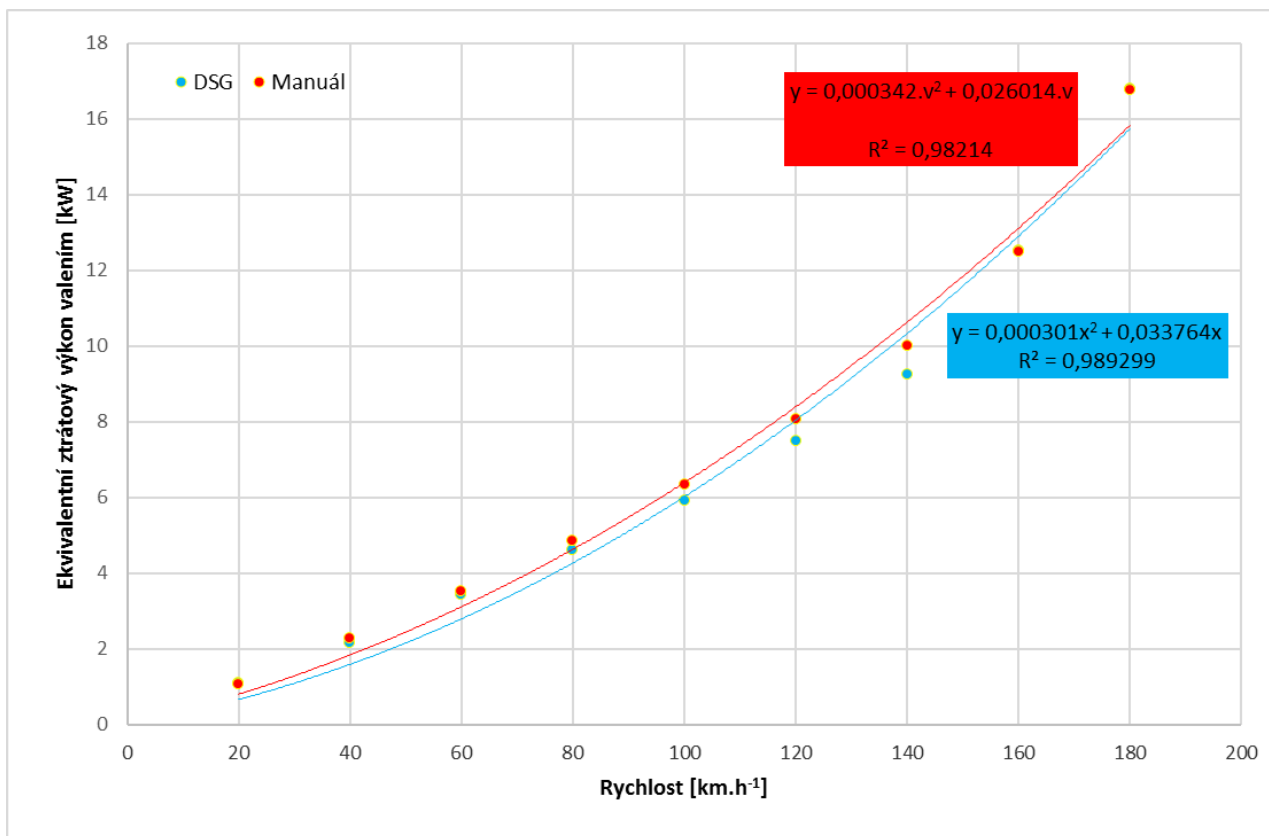
**Obr. 22** Graf ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti u varianty s převodovkou DSG

Z grafu na obr. 22 je patrné, že měření síly, resp. ztrátového výkonu bylo realizováno pro celé vozidlo. Je zřejmé, že změny v konstrukci převodovky samozřejmě nemohou mít vliv na výsledek měření pasivních ztrát na zadní nápravě, ale metodicky se jedná o kontrolu, zdali bude výsledek shodný pro obě vozidla.



**Obr. 23** Graf ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti u varianty se standardní mechanickou šestistupňovou převodovkou

V grafu na obr. 23 jsou patrné parazitní ztráty valením pro variantu převodovky s manuálním řazením. Pro obě varianty jsou jednotlivé body měření proloženy regresními funkcemi – polynomem druhého řádu bez absolutního členu, neboť by z hlediska teorie bychom v regresní analýze průběhu odporové síly valením jistě absolutní člen funkce měli nalézt – dáno ramenem valení – u přepočtu na výkon pak násobením nulovou rychlostí bude absolutní člen nulový. Jak je však patrné z indexu determinace, polynom druhého stupně u všech bodů poměrně dobře závislost ztrátového výkonu na rychlosti vyjadřuje.



**Obr. 24** Graf porovnání ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti – DSG vs šestistupňová manuálně řazená převodovka

Na obr. 24 je provedeno finální porovnání celkových ztrát vozidel pro obě varianty. Jak je patrné z průběhu, závislost mezi nimi je velmi těsná a maximální diference nepřekročila 1 kW v celém průběhu. Je také patrné, že v okrajových částech průběhu jsou body téměř totožné a ve střední části lze nalézt významnější rozdíly.

Ilustrativně lze uvést měření při 140 km.h<sup>-1</sup>, kde diference je 840 W. Tato diference je statisticky průkazná a při respektování rozšířené nejistoty měření (5 N) v daném bodě činí 194,4 W a je tedy již nezanedbatelná. Při detailním studování konstrukce, revizi metodiky měření i přezkumu naměřených dat jsem nebyl schopen technicky diferenci objasnit. Pokud by nastala změna u DSG, kdy by došlo k nárůstu ztrátového výkonu, pak lze toto přisoudit elektrohydraulickému ovládání či některému z mnoha funkčních testů systému, avšak toto nebyl daný případ. Objektivně však lze říci, že v provozních režimech vozidla i tyto nuance nemohou mít jakýkoliv vliv na dynamické vlastnosti vozidla

či spotřebu vozidla. V tomto případě by i ekonomické hodnocení na základě definovaného modelu jízdy nepřineslo významné finanční rozdíly.

Jediný možný způsob ekonomického zhodnocení mezi jednotlivými variantami vozidel je vztáhnout difference spotřeby paliva na dobu návratnosti vynaložených prostředků. Bohužel nelze vycházet z jiných údajů než těch, které jsou nám prezentovány přímo výrobcí, což v kontextu pokračující kauzy „dieseldate“ validitu výsledků devalvuje. Dále nutně upozorňuji na skutečnost, že v tomto ohledu nesmí být spojován předchozí experiment s následující ekonomickou analýzou, neboť se jedná o naprosto odlišné způsoby kalkulace dat a zejména o rozdílná data vlivem odlišného provozu. V datech spotřeby od výrobce, a v tuto chvíli je v zásadě jedno, jakým testem byly stanoveny, se promítá způsob regulace automatické převodovky DSG.

Tedy zatímco v případě manuálního řazení převodového stupně je proces rozhodování svěřen řidiči, DSG v průběhu jízdy zná přesnou hodnotu generovaného točivého momentu a zejména má možnost predikce díky komunikaci s elektronickou řídicí jednotkou motoru. Následující kalkulace jsou tedy syntézou informací z parametrů uvedených výše pro oba konkrétní automobily a pro typy provozu město a mimo město, v kombinovaném cyklu se totiž neliší.

Pořizovací cena vozidla s DSG : 568.700,- Kč

Spotřeba paliva uvedená výrobcem:

- město - 6 l/100 km
- mimo město - 4,4 l/100 km
- kombinovaná - 5 l/100 km

Pořizovací cena vozidla se šestistupňovou manuálně řazenou převodovkou: 510.200,- Kč

Spotřeba paliva uvedená výrobcem:

- město - 6,2 l/100 km
- mimo město - 4,3 l/100 km
- kombinovaná - 5 l/100 km

Rozdíl ceny vozidla:

568.700,- Kč - 510.200,- Kč = 58.500,- Kč

58.500,- Kč - 1.500,- Kč (rozdíl v barvě) = 57.000,- Kč (rozdíl v typu převodovky)

Cena benzínu N95 pro Českou republiku ke dni 17. 4. 2016 ..... 27,72 Kč/l

Kalkulace pro město: vyšší spotřeba manuální převodovky

- rozdíl spotřeby - 0,2 litru/100km
- cena benzínu - 27,72 Kč/l

$$\frac{27,72 \text{ Kč} / l}{0,2 l / 100 \text{ km}} = 5,544 \text{ Kč} / 100 \text{ km}$$

- rozdíl v pořizovací ceně vozidla - 57.000,- Kč
- finanční úspora - 5,544 Kč/100 km

$$\frac{57000 \text{ Kč}}{5,544 \text{ Kč} / 100 \text{ km}} = 10281 \text{ km}$$

Rozdíl pořizovací ceny vozidla s převodovkou DSG bude srovnán po najetí **10 281** km.

Kalkulace pro mimo město: vyšší spotřeba převodovky DSG

- rozdíl spotřeby - 0,1 l/100km
- cena benzínu - 27,72 Kč/l

$$\frac{27,72 \text{ Kč} / l}{0,1 l / 100 \text{ km}} = 2,772 \text{ Kč} / 100 \text{ km}$$

V tomto případě se z finančního hlediska převodovka DSG nevyplatí. Nejen že má o 57.000,- Kč vyšší pořizovací hodnotu, ale každých 100 km nám narůstá finanční rozdíl o 2,772 Kč.

## 7 ZÁVĚR

Vliv konstrukce převodovky na ztráty u osobních automobilů je název mé diplomové práce, která byla motivována zájmem o konstrukci převodových ústrojí v kontextu možných úspor paliva vlivem snížení pasivních ztrát inovovaných řešení. Před vlastním experimentem byla vytvořena hypotéza, která na základě analýzy konstrukčních řešení předpokládala, že vlivem vyššího počtu rotačních částí automatické převodovky, musí mít tato vyšší ztráty. Obecně je tato hypotéza potvrzena a často bývá závěr generalizován. Čtenáři však je nutně představit jednotlivá řešení, neboť definice automatické převodovky je poměrně vágní a říká, že tato převodovka je konstruována tak, aby samočinně měnila převodový stupeň či převodový poměr. Geneze automatických převodovek zakotvila v představách techniků automatickou převodovku jako soubor planetových převodů, jimž předchází hydrodynamický měnič momentu. Současné automatické převodovky však zahrnují celou škálu odlišných řešení, jedním z velmi populárních je převodovka s dvouspojkovým uspořádáním, běžně nazývaná jako DSG. A právě toto řešení jsem podrobil analýze ztrát v komparaci s manuálně řazenou převodovkou. Zdůvodnění realizace experimentu tkví v objektivním zjištění velikosti pasivních odporů a analýze výsledků měření jak po stránce technické, tak samozřejmě i ekonomické.

Metodika, zmíněna výše v kapitole 5, byla tvořena s respektem k redukci všech poruchových veličin, a tedy například i pneumatiky byly vždy totožné a byla měřena jejich teplota tak, aby difference v teplotě bočnice nepřesáhla 2 °C. Z analýzy výsledku, blíže komentovaných v kapitole 6, je zcela zřejmé, že i když jsou patrné a statisticky průkazné rozdíly pasivních ztrát, tak objektivně lze říci, že jejich výše v řádu maximálně stovek watů při rychlostech výrazně přesahujících dovolené limity v ČR mají zanedbatelný vliv na změnu provozních parametrů vozidla, například spotřeby paliva či dynamických vlastností vozu. Jakkoliv se zdá, že výsledek experimentu je nepřesvědčivý, dokazuje, že inovace v transmisích snižují negativa, která u automatických způsobů změny převodových stupňů, resp. poměru byla kritizována. Jistě, jedná se o povrchní až laické komentování výsledků poměrně sofistikovaného měření, avšak takto je veřejnosti prezentována a akceptována. Technické aspekty provozu konkrétní konstrukce - DSG jsou mnohem rozsáhlejším souborem k analýze. V první řadě je nutno zopakovat, že výše pasivních ztrát nemá

vliv na dráhovou spotřebu paliva. Tedy rozdíly ve spotřebě udávané výrobcem jsou jednoznačně způsobeny způsoby změny převodových stupňů. Lze pozitivně kvitovat nové algoritmy řídicích jednotek převodovek, neboť transfer informací mezi systémy motoru a převodovky zahrnují celou řadu parametrů definujících nejen zatížení motoru, resp. výši generovaného točivého momentu, ale obsahují řadu specifických funkcí. Jmenovitě se může jednat o adaptaci překryvu obou spojek při řazení, kdy systém prostřednictvím inerciální jednotky sleduje akceleraci tak, aby přeřazení nebylo doprovázeno pozorovatelným dynamickým účinkem zrychlení. V tomto konkrétním případě se nejedná pouze o komfortní funkci, ale také o část regulace, která slouží ke zvýšení spolehlivosti a životnosti celé soustavy eliminováním výrazných torzních kmitů. Pozitivních atributů konstrukce DSG bychom jistě našli celou řadu, ale jedno kritérium je komplexní a pro zákazníka prioritní – ekonomické. Z finančního hlediska je pořizovací cena vozidla s převodovkou DSG o 57.000,- Kč vyšší oproti vozidlu s manuální převodovkou. Z provedených výpočtů návratnosti této částky v návaznosti na spotřebě pohonných hmot jsem došel k závěru, že tato koncepce vozidla nepředstavuje žádnou finanční úsporu, tudíž zde není možné dosáhnout zásadních finančních úspor.

Ve volbě vozidla u koncového spotřebitele jde tedy pouze a čistě o jeho názor spoluutvářený propagační strategií výrobců automobilů a potřeby, zda pro vyšší komfort z pohledu řazení je ochoten zaplatit o tuto částku na vozidle navíc.



## 8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

### Literární zdroje:

- [1] Achtenova G., *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2011. 56 s. ISBN 978-80-01-04855-9.
- [2] Achtenova G., Baněček J., Kolář J., *Převodová ústrojí vozidel*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2014. 103 s. ISBN 978-80-01-05557-1.
- [3] Jan Z., Žďánský B., *Automobily 2: Převody*. Brno: Avid s.r.o., 2004. 129 s.
- [4] Vlk F., *Koncepce motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Vlk F., 2000. 367 s. ISBN 80-238-5276-0.
- [5] Vlk F., *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Vlk F., 2003. 312 s. ISBN 80-239-0025-0.
- [6] Vlk F., *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Vlk F., 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [7] Vlk F., *Převody motorových vozidel*. nákl. Brno, 2006. ISBN 80-239-6463-1.

### Internetové zdroje:

- [8] Sajdl J., *Převodovka DSG*. [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://www.autolexicon.net/cs/articles/prevodovka-dsg>>
- [9] Vokáč L., *Dvě spojky jsou lepší než jedna*. [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <[http://auto.idnes.cz/dve-spojky-jsou-lepsi-nez-jedna-d3d/ak\\_aktual.aspx?c=A080206\\_235217\\_ak\\_aktual\\_vok](http://auto.idnes.cz/dve-spojky-jsou-lepsi-nez-jedna-d3d/ak_aktual.aspx?c=A080206_235217_ak_aktual_vok)>
- [10] *Automatické převodovky DSG* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <[https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatick%C3%A1\\_p%C5%99evodovka\\_DSG](https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatick%C3%A1_p%C5%99evodovka_DSG)>
- [11] Čerpací stanice [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://www.benzin-nafta.eu/cerpaci-stanice>>
- [12] Čupera J., *Konstrukční řešení vozidlového dynamometru 4VDM-E120-D*. [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://web2.mendelu.cz/autozkusebna/html/dynamos.htm>>
- [13] *Volkswagen debuts new GTI at the Geneva auto show* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://media.vw.com/search.php?type=release>>

- [14] *Konfigurátor osobních vozů Volkswagen* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <[http://cc.porscheinformatik.com/nwapp/nws\\_cz/ICC3/VW!cs!!!V!!!/?MGN=125](http://cc.porscheinformatik.com/nwapp/nws_cz/ICC3/VW!cs!!!V!!!/?MGN=125)>
- [15] Čech J., *Převodovky 2* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://www.mjauto.cz/prevodovky-2>>
- [16] *Automatické převodovky: Trendy v jejich konstrukci* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://www.auto.cz/automaticke-prevodovky-trendy-konstrukci-80792>>
- [17] *Automatická převodovka* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <[https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatick%C3%A1\\_p%C5%99evodovka](https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatick%C3%A1_p%C5%99evodovka)>
- [18] Olivík P., *Převodovky CVT: nekonečně převodů* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <[http://www.autorevue.cz/prevodovky-cvt-nekonecne-prevodu\\_1](http://www.autorevue.cz/prevodovky-cvt-nekonecne-prevodu_1)>
- [19] *The transmission bible* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <[http://www.carbibles.com/transmission\\_bible.html](http://www.carbibles.com/transmission_bible.html)>
- [20] *Automatické převodovky* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://automaticke-prevodovky.eu/zajimavosti-o-automatickych-prevodovkach/co-je-multitronic>>
- [21] Sajdl J., *Multitronic* [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://www.autolexicon.net/cs/articles/multitronic>>
- [22] Auto Server.sk, [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://auto.server.sk/spravy/nova-generacia-prevodovky-xtronic-cvt>>
- [23] Auto HI-FI club [online]. 2016 [cit. 17. dubna 2016] Dostupné na: <<http://www.autohificlub.cz/forum/13-ostatni/1862167-pls-o-radu-audi-a6-c5-face-multitronic>>

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - <i>Ideální otáčková charakteristika spalovacího motoru</i> .....	13
Obrázek 2 - <i>Ideální průběh hnacího výkonu spalovacího motoru</i> .....	14
Obrázek 3 - <i>Schéma dvouhřídelové převodovky s jednotlivými rychlostními stupni</i> .....	22
Obrázek 4 - <i>Tříhřídelová pětistupňová převodovka</i> .....	24
Obrázek 5 - <i>Synchronizační spojka</i> .....	25
Obrázek 6 - <i>Automatická převodovka ZF</i> .....	27
Obrázek 7 - <i>Hydrodynamický měnič momentu</i> .....	28
Obrázek 8 - <i>Schéma planetového převodu</i> .....	30
Obrázek 9 - <i>Robotizovaná převodovka Easytronic</i> .....	31
Obrázek 10 - <i>Schéma převodovky DSG</i> .....	32
Obrázek 11 - <i>Způsoby změn průměrů řemenic u jednotlivého variátoru</i> .....	34
Obrázek 12 - <i>Schéma převodovky Multitronic, vpravo je znázorněn článkový řetěz variátoru</i> .....	34
Obrázek 13 - <i>Variátor převodovky Xtronic</i> .....	36
Obrázek 14 - <i>Vozidlový dynamometr 4VDM E120-D</i> .....	38
Obrázek 15 - <i>Schéma elektrických stejnosměrných dynamometrů typu SDS 225 5604 s válcovými jednotkami</i> .....	39
Obrázek 16 - <i>Vozidlová zkušebna Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně s měřeným vozidlem</i> .....	40
Obrázek 17 - <i>Měřič tlaku huštění pneumatik Eurodainu, výrobní číslo TCM17/4D1 - 3442</i> .....	41
Obrázek 18 - <i>Váha automobilová přenosná Lesák a Zeman, v. číslo 0801 - L600 - 07</i> .....	42
Obrázek 19 - <i>Volkswagen Golf VI</i> .....	43
Obrázek 20 - <i>Schéma převodovky DSG</i> .....	45
Obrázek 21 - <i>Schéma šestistupňové manuální převodovky</i> .....	48
Obrázek 22 - <i>Graf ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti u varianty s převodovkou DSG</i> .....	51
Obrázek 23 - <i>Graf ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti u varianty se standardní mechanickou šestistupňovou převodovkou</i> ....	52

Obrázek 24 - *Graf porovnání ekvivalentního ztrátového výkonu valením v závislosti na rychlosti – DSG vs šestistupňová manuálně řazená převodovka ..... 54*

## **SEZNAM TABULEK**

Tabulka 1 - <i>Součinitel valivého odporu kola pro různé povrchy vozovek .....</i>	<i>18</i>
Tabulka 2 - <i>Hodnoty součinitele vzdušného odporu a čelních ploch .....</i>	<i>20</i>
Tabulka 3 - <i>Parametry vozidlového dynamometru 4VDM E120-D .....</i>	<i>40</i>
Tabulka 4 - <i>Cenová kalkulace měřeného vozidla .....</i>	<i>44</i>
Tabulka 5 - <i>Technické údaje měřeného vozidla Golf 6, 1.2 TSI .....</i>	<i>44</i>
Tabulka 6 - <i>Cenová kalkulace měřeného vozidla .....</i>	<i>47</i>
Tabulka 7 - <i>Technické údaje měřeného vozidla Golf 6, 1.2 TSI .....</i>	<i>47</i>