

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2016

Bc. MICHAL ŘEZNÍK



**Vliv pasivních ztrát vozidel podle konstrukce jejich
pohonu**

Diplomová práce

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

Vypracoval:
Michal Řezník

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci: **Vliv pasivních ztrát vozidel podle konstrukce jejich pohonu** vypracoval/a 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/a, 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:.....

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing Jiřímu Čuperovi, Ph.D. za jeho odborné vedení při vypracování této diplomové práce a dále za pomoc a poskytnutí odborných rad, které vedly k úspěšnému dokončení práce.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá popisem jednotlivých konstrukčních typů pohonných ústrojí osobních automobilů. Zejména pak technickým řešením pohonu jedné či obou náprav. Dále jsou popsány ztráty, jež působí na pohybující se vozidlo a je nutné je při pohybu překonávat. V praktické části se práce zabývá měřením ztrát vozidla s pohonem jedné a obou náprav. Dalším bodem měření byl vliv huštění pneumatik na ztráty vozidla. Veškerá měření byla realizována dle předem stanovené metodiky.

KLÍČOVÁ SLOVA:

pohonná ústrojí, pohon jedné náprav, pohon obou náprav, ztráty vozidel, tlak v pneumatikách

ABSTRACT

This thesis deals with the description of particular types of motorcars' drives, it especially handles with engineering solution of one or both of axels. In this thesis there are described power dissipations impacting moving vehicle. These power dissipations are needed to be overcome. In the practical part of the thesis the thesis deals with measuring of power dissipations of a one drive or all drive vehicle. Another point of measurement focuses on tire pressure rating and its impact on the power dissipations. All measurements were realized according to descibed methodology.

KEY WORDS:

drive train, one drive axle, four wheel drive, loss of vehicle, inflation pressure

OBSAH:

| | |
|---|----|
| 1 ÚVOD | 8 |
| 2 CÍL PRÁCE | 9 |
| 3 KONCEPCE OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ | 10 |
| 3.1 Automobily klasické koncepce | 10 |
| 3.2 Automobily s pohonem předních kol | 10 |
| 3.3 Automobily s pohonem zadních kol | 13 |
| 3.3 Automobily s pohonem všech kol (AWD – All Wheel Drive) | 14 |
| 4 KONCEPCE AUTOMOBILŮ S POHONEM VŠECH KOL | 15 |
| 4.1 Připojitelný pohon všech kol | 16 |
| 4.2 Stálý pohon všech kol | 17 |
| 4.3 Samočinně připojitelný pohon všech kol s elektronickou regulací | 19 |
| 4.4 Manuálně připojitelný pohon všech kol | 22 |
| 5 POPIS JÍZDNÍHO MODELU VOZIDLA | 23 |
| 5.1 Rozdělení jízdních odporů | 23 |
| 5.1.1 Odpor valivý | 23 |
| 5.1.2 Odpor vzdušný (aerodynamický) | 26 |
| 5.1.3 Odpor stoupání | 29 |
| 5.1.4 Odpor zrychlení | 30 |
| 5.1.5 Celkový odpor | 32 |
| 6 MĚŘENÍ PASIVNÍCH ZTRÁT VOZIDLA | 35 |
| 6.1 Zkušební zařízení ústavu techniky a automobilové dopravy | 36 |
| 6.2 Měřená vozidla | 39 |
| 6.3 Cíl měření | 43 |
| 6.4 Příprava měření | 43 |
| 6.5 Vlastní měření | 45 |
| 6.6 Výsledky měření při změně tlaku huštění | 45 |
| 6.7 Porovnání rozdílných koncepcí pohonů | 51 |
| 7 Závěr | 54 |

1 ÚVOD

Automobilový průmysl patří v dnešní době k nejdynamičtěji se vyvíjejícím odvětvím hodným srovnání se spotřební elektronikou, kde je trend vývoje patrný nejvíce. Již neplatí, že automobilky nechávají ve výrobě své modely po mnoho let pouze s drobnými změnami a stejně tak došlo ke změně u vnímání automobilu zákazníkem, kdy si již auto nekupují na celý život. Došlo tedy ke změně ne jen v automobilovém průmyslu, ale i u zákazníků, jejichž potřeby se stále mění a s tím se mění i standardy, které lidé požadují. Tomuto trendu jsou automobilky nuceny se přizpůsobit, aby byl zachován přirozený vývoj. V posledních letech tak docházelo u mnoha automobilek k rozšíření modelových řad, prvků výbav a zejména pak aplikaci komfortních a bezpečnostních prvků i do automobilů nižší třídy. Díky tomuto přirozenému trendu nalezneme prvky, které byly ještě před pár lety výsadou pouze vozů nejvyšší třídy i v běžně dostupných automobilech.

V oblasti pohonných ústrojí se stal obecným trendem hon za co možná nejnižší spotřebou paliva z důvodu stále se zpřísnujícím emisním limitům. Díky tomu se dnes můžeme setkat s maloobjemovými motory, jež díky vyspělé technologii v oblasti přípravy směsi, vstřikování a zejména pak i přeplňování dosahují vysokých výkonů při relativně nízké spotřebě paliva. Tato myšlenka vývoje automobilů je dále podpořena hybridními automobily nebo čistými elektromobily, které dosahují v oblasti spotřeby energie a zejména pak ekologie ještě lepších parametrů. Nejvyšší vývoj však můžeme zaznamenat v oblasti elektroniky a její aplikace do automobilů. V posledních letech také můžeme pozorovat snahu mnoha významných automobilek o vývoj tzv. autonomního řízení, kdy automobil pojede sám a bezpečně. Na poli podvozků zase můžeme pozorovat stále oblíbenější pohon obou náprav, který se pomalu ale jistě stává určitým standardem nejen u vozidel nejvyšší třídy, ale i u cenově dostupných modelů.

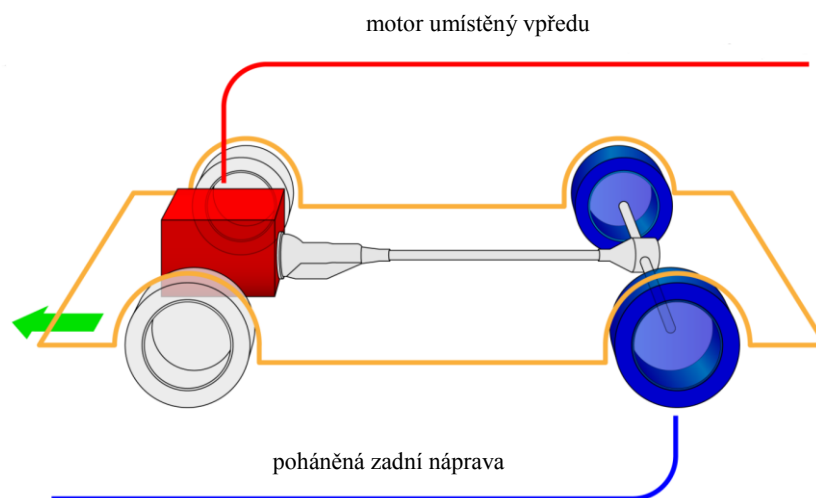
2 CÍL PRÁCE

Cílem této práce je rozebrat problematiku pohonů automobilů, respektive druhů pohonů ať již přední nápravy, zadní nebo všech kol a vyzdvihnout jejich přednosti či zápory. Dále se seznámit s nejnovějšími trendy v této oblasti. V teoretické části se mimo jiné zaměřit na ztráty, které působí na pohybující se automobil a následně v praktické části vyhodnotit výsledky z praktického měření, které proběhlo na zkušebně Mendelovy univerzity v Brně. Cílem měření bylo, právě ověření ztrát dvou totožných automobilů avšak s rozdílnými druhy pohonu, respektive s pohonem přední nápravy a s pohonem všech kol. Dále by v průběhu měření měněn tlak huštění a výsledky jsou technicky i ekonomicky analyzovány a diskutovány.

3 KONCEPCE OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

3.1 Automobily klasické koncepce

Při tomto konstrukčním řešení je motor i převodovka umístěny vpředu podélně a hnací síla se přenáší spojovacím kloubovým hřídelem na zadní nápravu. Určitou modifikací tohoto způsobu pohonu je tzv. transaxle pohon, kdy je převodovka umístěna vzadu u zadní hnací nápravy (viz obr. 1). S tím se můžeme setkat například u vozů Porsche.



Obr. 1 – Klasická koncepce osobního automobilu [9]

Výhodou tohoto řešení je lepší přístup do zavazadlového prostoru, možnost modifikace vozidla do různých podob, jako například pick-up, kombi, atd. Za nevýhodu lze považovat nutnost využití kloubového spojovacího hřídele, který může být příčinou zvýšených vibrací a hluku. Dále zvyšuje hmotnost automobilu a může docházet ke zmenšení prostoru pro posádku. [1]

3.2 Automobily s pohonem předních kol

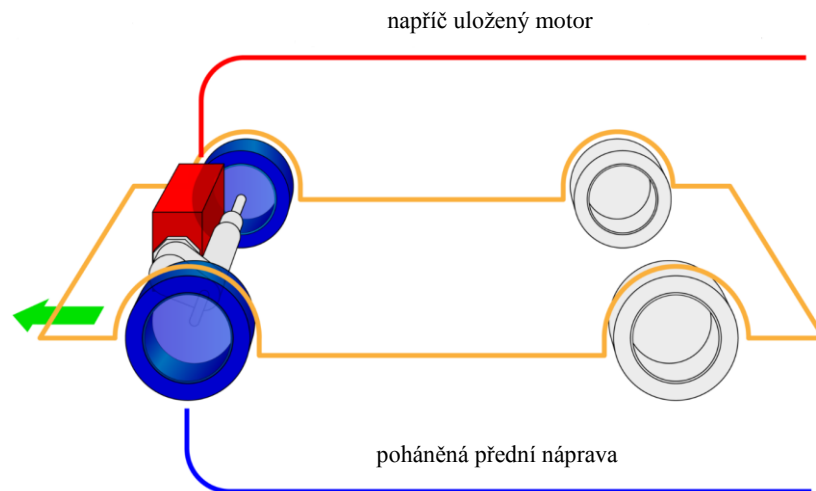
U těchto automobilů je motor, převodovka i rozvodovka umístěny u přední hnací nápravy. Motor bývá uložen napříč (např. Škoda Octavia, viz obr. 2) nebo podélně (např. Audi) před přední hnací nápravou (viz obr. 3).



Obr. 2 – Škoda Octavia s pohonem přední nápravy [10]

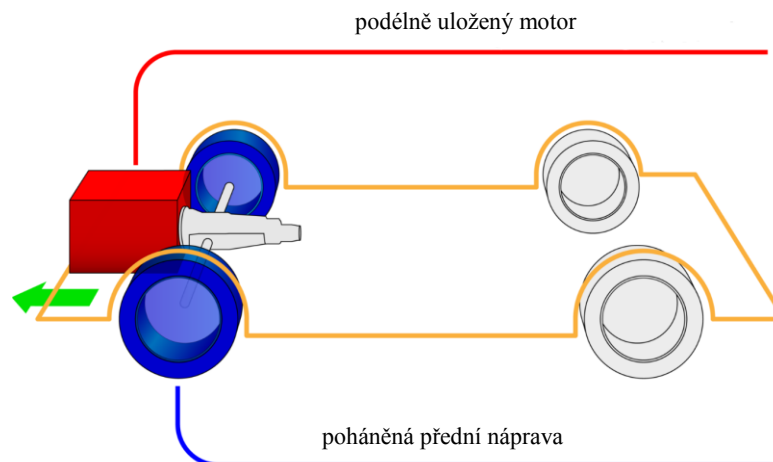


Obr. 3 – Audi A6 s pohonem přední nápravy [11]



Obr. 4 – Automobil s pohonem přední nápravy [9]

Tato koncepce je v současné době u osobních automobilů nejrozšířenější. Mezi výhody tohoto řešení patří zejména velký zavazadlový prostor, možnost modifikací vozidel do různých karosářských verzí, odpadá potřeba spojovacího kloubového hřídele, lepší využití zástavbového prostoru, jednoduchá konstrukce zadní hnací nápravy a částečně i vyšší míra stability nedotáčivého vozidla v komparaci s pohonem kol zadní nápravy.

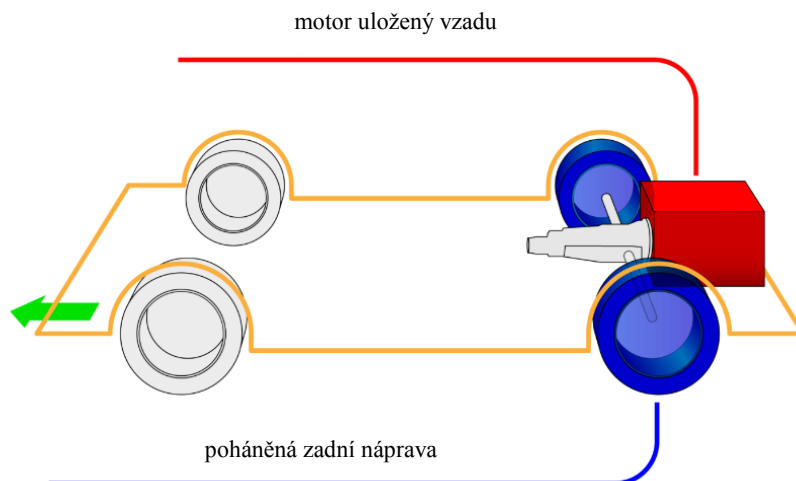


Obr. 5 – Automobil s pohonem přední nápravy [9]

Nevýhodou této konstrukce je do určité míry odlehčení přední nápravy při akceleraci, v případě uložení motoru napříč pak složitější konstrukce přední nápravy a nutnost použít homokinetické klouby pro hnací hřídele kol. [1]

3.3 Automobily s pohonem zadních kol

Všechny části pohonu jsou umístěny u zadní nápravy, jestliže je motor uložen před zadní nápravou, označuje se jako vůz s motorem uprostřed, motor může být uložen napříč nebo podélně (viz obr. 6).

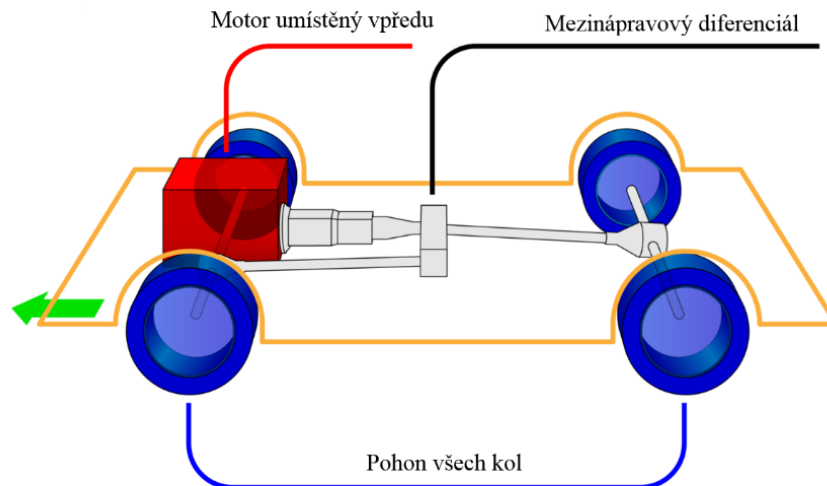


Obr. 6 – Automobil s pohonem zadní nápravy [9]

Předností tohoto řešení je jednoduchá konstrukce přední nápravy, dotížení zadní nápravy při akceleraci nebo jízdě do svahu a dále fakt, že není nutné používat spojovací kloubový hřídel. Nevýhodou je tzv. přetáčivost při rychlejším průjezdu zatáčkou, malý zavazadlový prostor, obtížnější chlazení motoru a vytápění automobilu, nemožnost vytvoření různých karosářských variant. V případě, že je motor umístěn před zadní nápravou, je u těchto automobilů obtížný přístup k hnacímu ústrojí. [1]

3.3 Automobily s pohonem všech kol (AWD – All Wheel Drive)

Automobily s pohonem všech kol se začaly využívat pro své výhody, mezi něž patří zejména zlepšení jízdních vlastností, respektive lepší záběr kol a směrová stabilita, čímž dochází i ke zvýšení bezpečnosti. To je dáno zejména faktem, že hnací síla je rozdělena na čtyři kola, je tedy využita maximální možná plocha stop pneumatik.



Obr. 7 – Automobil s pohonem všech kol [9]

V současné době se využívá několik konstrukčních řešení pohonu všech kol. Jako základní rozdělení můžeme tyto automobily rozčlenit do tří skupin a to automobily s přípojitelným pohonem všech kol s rozdělovací převodovkou, dále automobily se stálým pohonem všech kol a jako poslední automobily se samočinně přípojitelným pohonem všech kol (viz obr. 8). [2]

Výhody pohonu všech kol

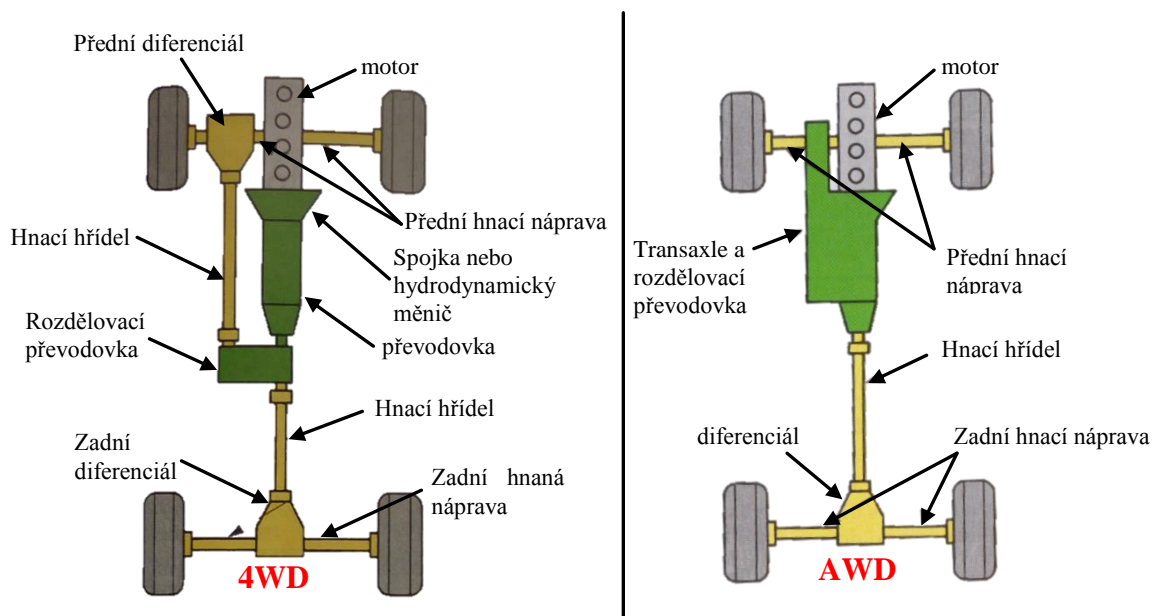
- zlepšení jízdních a trakčních schopností na kluzké vozovce,
- zvýšení schopnosti rozjezdu a lepší stoupavost,
- vysoká schopnost akcelerace a přenosu výkonu na podložku,
- lepší ovladatelnost automobilu z hlediska aquaplaningu,
- výhodné při tažení přívěsu,
- rovnoměrnější rozdělení zatížení náprav,
- stejnoměrné opotřebení pneumatik,
- zmenšený nájezd do zatáčky při dekrementaci točivého momentu.

Nevýhody pohonu všech kol

- vyšší pořizovací náklady automobilu,
- o něco vyšší hmotnost automobilu než je tomu u jiných pohonů,
- pokud je automobil vybaven agregátem o nižším výkonu, vlivem vyšší hmotnosti dochází ke zhoršení akcelerace,
- vlivem zvýšené hmotnosti dochází k nárůstu spotřeby paliva,
- zmenšený zavazadlový prostor [3]

4 KONCEPCE AUTOMOBILŮ S POHONEM VŠECH KOL

Automobily, které mají poháněna všechna kola, můžeme rozdělit na dvě základní skupiny a to jako automobily s pohonem AWD (All Wheel Drive) a 4WD (Four Wheel Drive). Rozdíl v jednotlivých konstrukcích je zobrazen na obrázku 8.



Obr. 8 – Rozdíl mezi systémem pohonu 4WD a AWD[4]

Na obrázku výše je zobrazen rozdíl v konstrukci automobilů s pohonem 4WD, kde je rozdělovací převodovka oddělená od převodovky a systémem AWD, kde je rozdělovací převodovka součástí systému transaxle (náprava s diferenciálem, převodovkou a spojkou v jedné skříni).

Základní části pohonu všech kol jsou rozvodovka, diferenciál a rozdělovací převodovka.

4.1 Připojitelný pohon všech kol

Automobily s tímto pohonem jsou nejčastěji konstrukčně řešeny tak, že jsou poháněna pouze kola jedné nápravy a po přiřazení pohonu druhé nápravy dojde k pevnému spojení obou náprav. Tyto automobily bývají vybaveny rozdělovací převodovkou, která rozděluje výkon na kola přední a zadní nápravy prostřednictvím diferenciálů. [2]

S rozdělovací převodovkou s kuželovým diferenciálem

- hnací moment se rozděluje na přední a zadní nápravu v poměru 1 : 1.

S rozdělovací převodovkou s planetovým diferenciálem

- díky planetovému diferenciálu lze hnací moment rozdělit nerovnoměrně (např.: 33 : 67),
- v případě absence mezinápravového diferenciálu nedochází k vyrovnávání rozdílných otáček mezi přední a zadní nápravou čímž dochází k zvýšenému namáhání kloubových hřídelů a také zhoršení jízdních vlastností vozidla a dále zvýšenému opotřebením pneumatik,
- k částečné eliminaci výše zmíněného problému lze použít umístěné volnoběžek do kol připojené hnací nápravy.

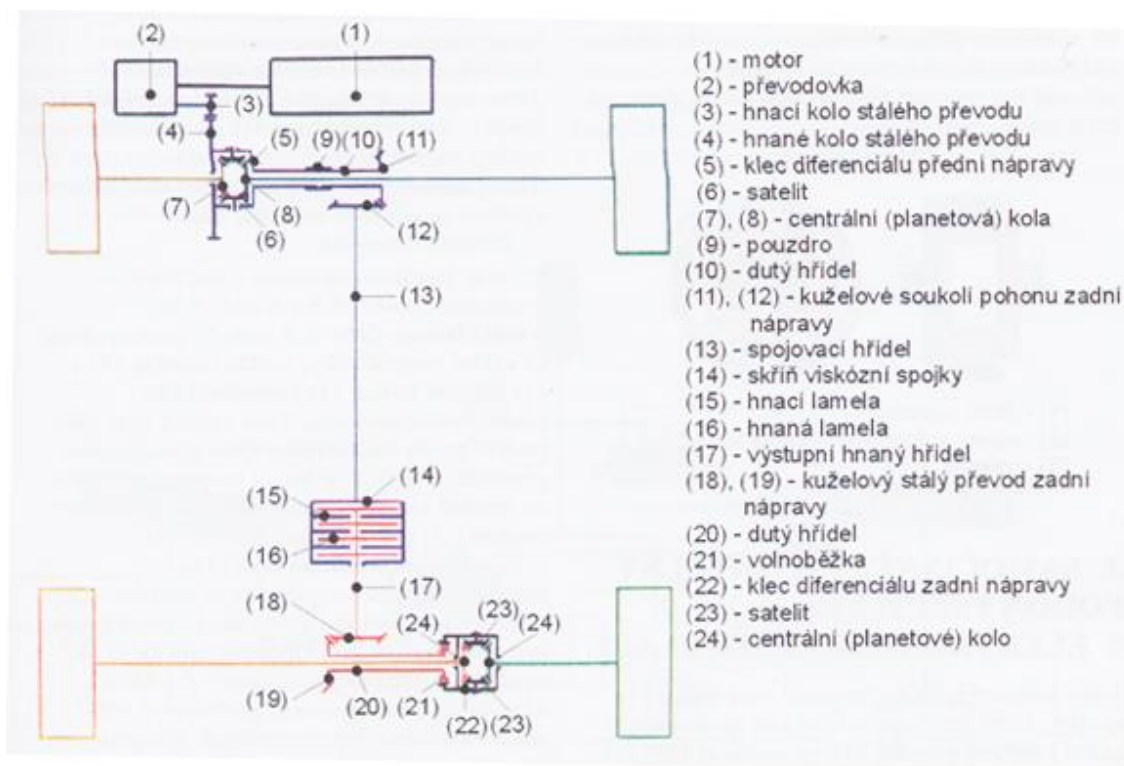
S rozdělovací převodovkou s mezinápravovým diferenciálem

- jsou poháněny obě nápravy vozidla a točivý moment je rozdělován v určitém poměru (např.: 33 : 67 pro pohon zadní nápravy)
- součástí je připojitelná uzávěra diferenciálu, která zabraňuje protáčení kol jedné nápravy při pohybu vozidla v těžkém terénu [2], [3]

4.2 Stálý pohon všech kol

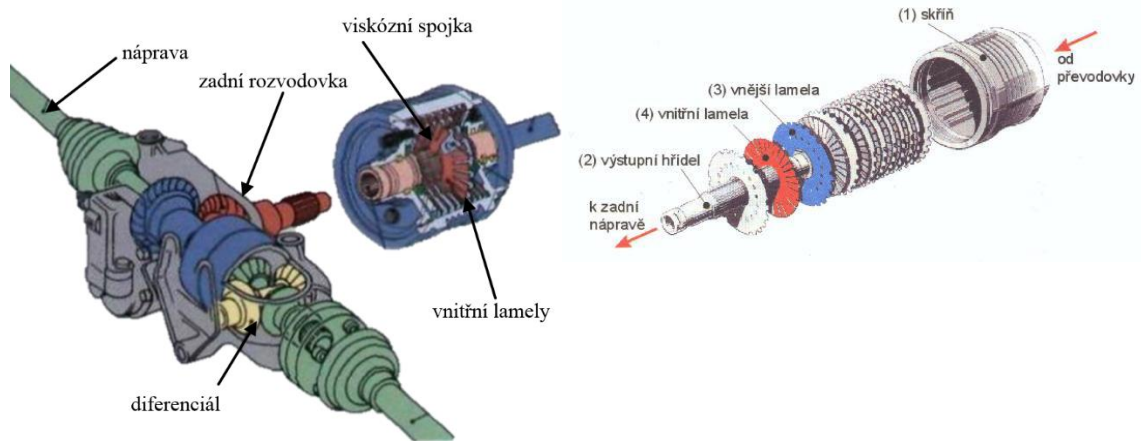
Takto koncipované automobily mají trvale poháněna všechna kola (viz obr. 7). Nápravy jsou mezi sebou propojeny mezinápravovým diferenciálem, který vyrovnává diferencii otáček mezi přední a zadní nápravou. Právě díky mezinápravovému diferenciálu dochází ke zlepšení přilnavosti a tedy i bezpečnosti jízdy díky faktu, že se výkon přenáší lépe na všechna čtyři kola, u kterých nedochází ke smýkání například při průjezdu zatáčkou vlivem rozdílných otáček jednotlivých kol. [2], [3]

Pro uzavření mezinápravového diferenciálu a diferenciálu zadní nápravy se používá viskózní spojka nebo diferenciály s uzávěrou. Pokud dojde ke snížení adheze a tím k prokluzu kol, dojde k uzavření diferenciálu.



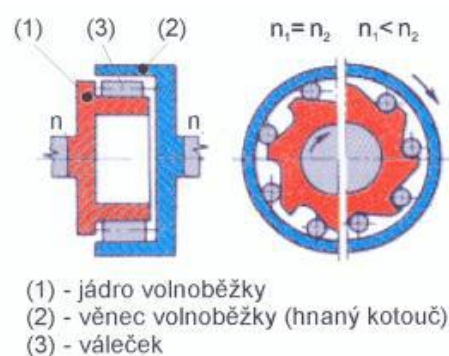
Obr. 9 – Schéma pohonu 4x4 automobilu VW Golf Syncro [2]

Pokud dojde k rozdílným otáčkám kol přední a zadní nápravy, jejichž otáčky jsou snímány za pomoci čidel, vícelamelová spojka zablokuje diferenciál a může přenášet všechnen točivý moment pouze jedna náprava. V případě, že se vozidlo pohybuje rovně a dostačující přilnavost, tak se viskózní spojka otáčí jako celek a systém se chová jako tuhý pohon všech kol. Viskózní spojka tedy začíná pracovat v případě, že dojde k rozdílnému otáčení kol přední a zadní nápravy (viz obr. 10).



Obr. 10 – Viskózní spojka [5][2]

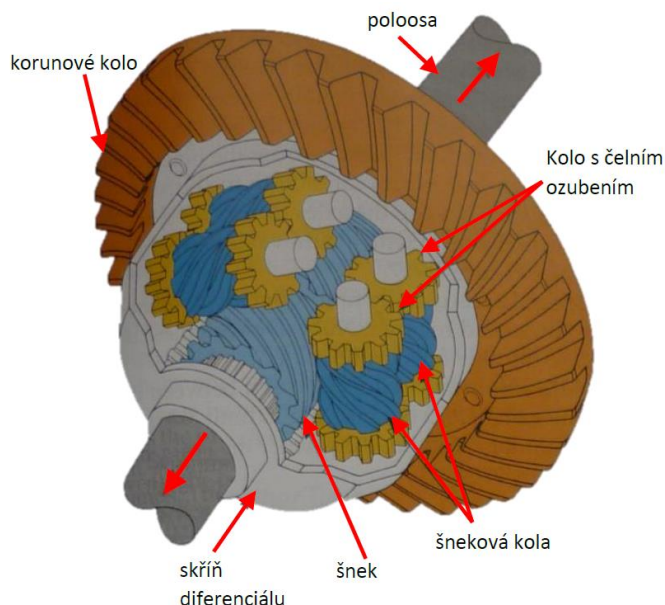
Součástí pohonu automobilu VW Golf Syncro je také volnoběžka. Ta je v pohonném ústrojí zakomponována z důvodu správné funkce systému ABS. Plní zde i jiné funkce například v případě, že dojde k blokaci kol přední nápravy při prudkém brzdění, dojde tím i k zastavení hnacího členu volnoběžky a tedy i zadní nápravy. Tím se udrží směrová stabilita vozidla, poté co dojde k odblokování volnoběžky, její hnací člen se roztočí na původní otáčky. Pokud však dojde k zablokování kol zadní nápravy, nastane blokace i volnoběžky načež přední kola přes viskózní spojku pomohou roztočit kola zadní nápravy a opět dojde k udržení směrové stability. Další přínos volnoběžky je v brzdícím efektu při zatažené ruční brzdě, jelikož vlivem zablokování volnoběžky dojde k přenesení brzdné síly i na kola přední nápravy.



Obr. 11 – Volnoběžka [2]

V dnešní době se často používá technické řešení, kdy je automobil vybaven samosvorným šnekovým diferenciálem Torsen. Základní šnekový převod může přenášet sílu prakticky pouze ze strany šnekového kola. Stále častěji se však nahrazuje klasická uzávěra řešením, kdy je její funkce simulována zásahem na brzdách protáčejičích se

kol. Hlavní roli zde hraje elektronika, která vychází hlavně ze systému ABS a TCS (Traction Control System). Po vyhodnocení stavu jsou posílány signály k ventilům ovládajícím brzdy jednotlivých kol. Pro použití v těžkém terénu je však vhodnější využít konstrukční řešení využívající lamelové uzávěry, pro běžnou jízdu je však tento systém naprosto dostačující. [2], [3], [4]



Obr. 12 – Diferenciál Torsen [4]

4.3 Samočinně připojitelný pohon všech kol s elektronickou regulací

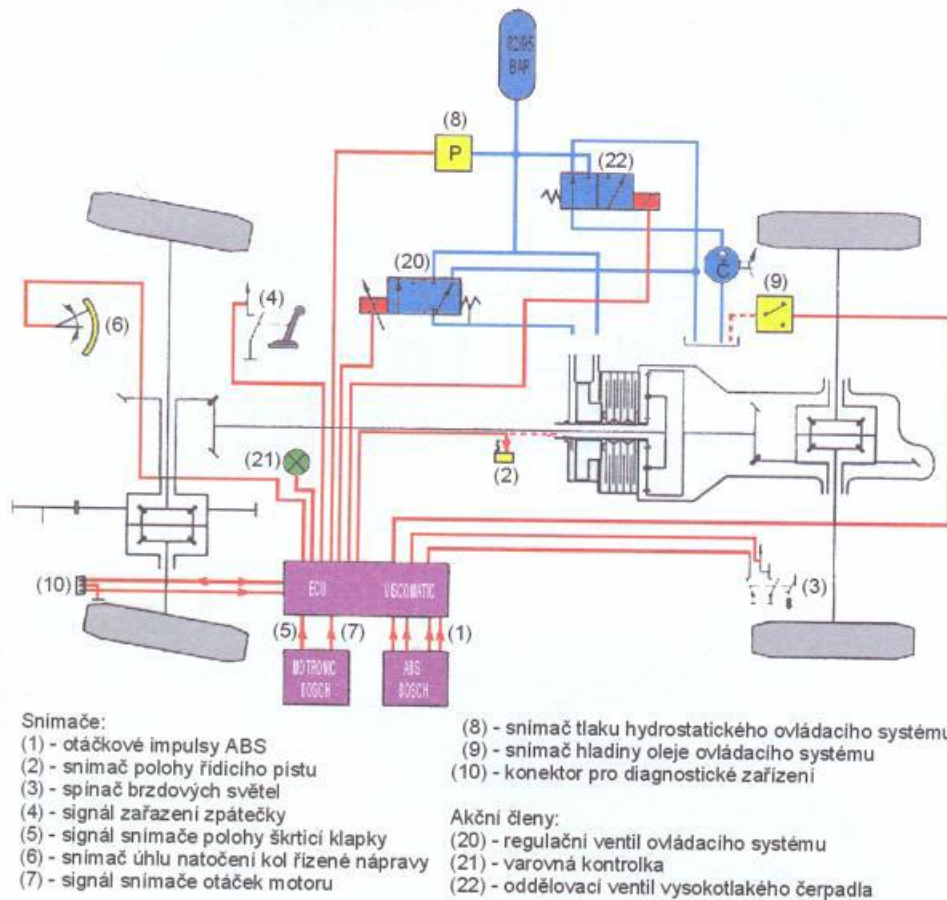
Systémy s elektronickou regulací propojení pohonu všech kol odstraňují nedostatky pohonu všech kol pomocí viskózní spojky, mezi něž patří zejména omezení točivého momentu přiváděného na zadní kola. Složitější je také problematická spolupráce se systémy ABS, protiprokluzovými systémy ASR a stabilizačními systémy ESP.

Mezinápravová rozvodovka Viscomatic

Tento systém byl první elektronicky regulovaný pohon všech kol. Principem je využití kombinace jednoduchého planetového soukolí a hydrostaticky ovládané viskózní spojky. Díky tomu je možné plynule rozdělovat točivý moment. Rozdělovací planetová převodovka s viskózní spojkou je spojena se zadní nápravou (viz obr. 11).

Konstrukčně je tento pohon založen na viskózní spojce, kde jsou vnitřní lamely spojeny s centrálním kolem a vnější lamely se skříní rozvodovky. Prostor mezi lamelami je vyplněn silikonovým olejem. Hnací moment je pak přenášen převážně na přední nápravu a moment na zadní nápravu se mění plynule od 0 – 100 %. Této plynulé regulace je dosaženo díky změně vzdálenosti mezi vnitřními a vnějšími lamelami

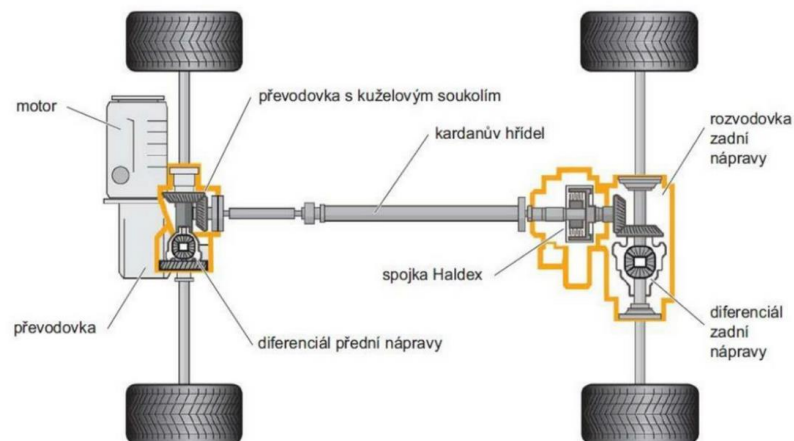
viskózní spojky. Vzdálenost se mění v závislosti na změně objemu skříně spojky, čehož je docíleno pohybem hydrostaticky ovládaného pístu. [2], [3]



Obr. 13 – Schéma pohonu všech kol vybaveného systémem Viscomatic [2]

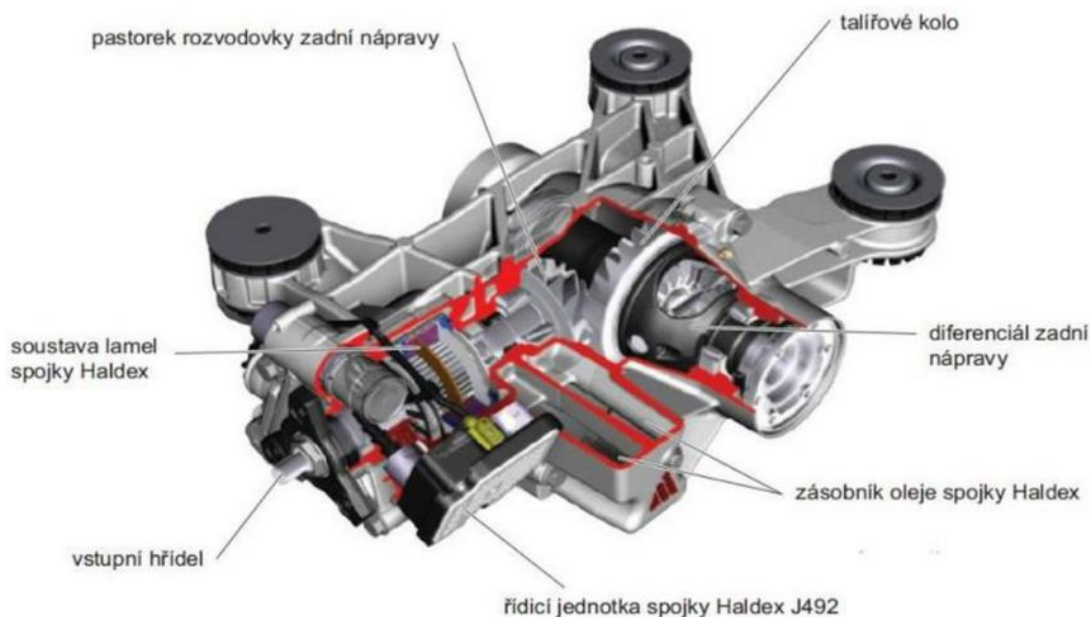
Mezinápravová lamelová spojka Haldex

Spojka Haldex je umístěna na stejném místě jako spojka Viscomatic. Je připevněna k rozvodovce zadní nápravy a spojena kloubovým hřídelem.



Obr. 14 – Schéma pohonu všech kol vybaveného spojkou Haldex [14]

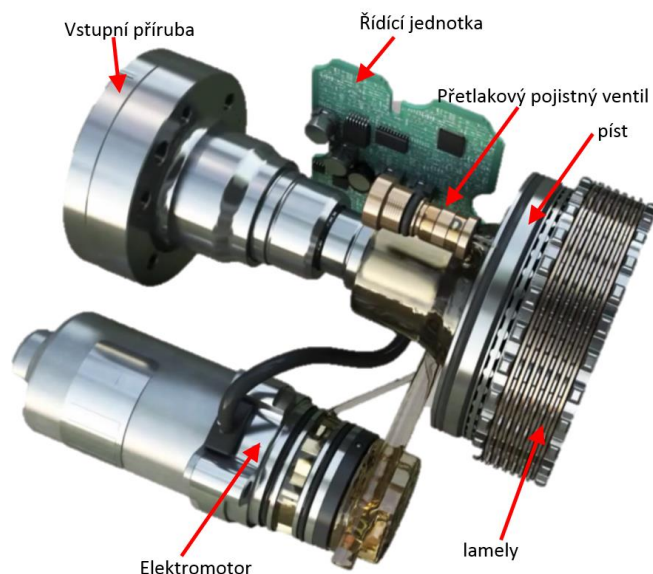
Spojka Haldex (obr. 12) je elektrohydraulicky ovládaná spojka, která samočinně připojuje pohon zadní nápravy. Její činnost je ovládaná vlastní řídicí jednotkou, kdy je kontrolován přenos výkonu na kola přední nápravy a při snížení adheze dochází k připojení kol zadní nápravy. Elektronická řídicí jednotka vyhodnocuje řadu informací jako například otáčky kol, motoru, poloha plynového pedálu a dále činnost systémů ABS, ASR, ESP, atd. Dle potřeby je schopna přivést až 65 % hnací síly na kola zadní nápravy. Její značnou výhodou je také rychlá reakce při změně adhezních podmínek. Prostřednictvím řídicí jednotky jsou přebírány hodnoty otáček od snímačů ABS, kdy při vyhodnocení rozdílu v otáčkách kol obou náprav je přiveden patřičný tlak do spojky. Ta je ovládána dvojicí pístů, kterým dodává potřebný tlak axiální hydraulické čerpadlo (zřejmě z obr. 15). Značná výhoda systému spočívá také ve faktu, že za klidných podmínek je pohon zadní nápravy trvale odpojen a dochází tak k úspoře paliva. [2], [3]



Obr. 15 – Rozvodovka zadní nápravy se spojkou Haldex [14]

Haldex spojka je trhu již od roku 1998, kdy se poprvé objevila ve voze VW Golf 4 Motion a od té doby prošla značným vývojem. Dnes se setkáváme s její modifikací nazvané Haldex 5. generace (obr. 16). Poslední generace se oproti té starší vyznačuje nižší hmotností, jednoduchostí a kompaktností. Základní části páté generace jsou axiální čerpadlo poháněné elektromotorem, zpětný ventil, pracovní píst, lamely spojky a řídicí jednotka. Čerpadlo používá šest pístků a rozvod oleje je řešen tak, že při standardní jízdě, kdy není potřeba pohon všech kol, cirkuluje olej pouze mezi čerpadlem a zásobníkem. Na čerpadle jsou umístěny tři páky, na které působí odstředivá síla a které

otevívají přívod oleje k pracovnímu pístu. Pokud tedy vzrostou otáčky čerpadla, pomocí těchto pák dojde k přepouštění oleje k pracovnímu pístu, vzroste tlak a sepne spojka. Pokud není potřeba pohon všech kol, dojde ke snížení otáček čerpadla a pomocí pák k uzavření přívodu oleje do spojky. Tím pádem klesne tlak a spojka se rozpojí. Haldex páté generace je tedy ovládán pomocí otáček čerpadla, respektive elektromotoru, jenž je řízen řídicí jednotkou. [8]



Obr. 16 – Soustava spojky Haldex V. generace [15]

4.4 Manuálně připojitelný pohon všech kol

Využívají ho vozidla, která jsou určena především do terénu nebo vozidla pick-up. Rozdělovací převodovka se skládá z dvoustupňové předlohy pro terénní a silniční převod a odděleného připojení pohonu předních kol. Lze tedy užít výběr ze tří režimů jízdy:

- Silniční převod s pohonem přední i zadní nápravy.
- Silniční převod s pohonem pouze zadní nápravy.
- Terénní převod s pohonem přední i zadní nápravy.

Rozdělovací převodovka nebývá vybavena mezinápravovým diferenciálem, hnací moment tedy bývá rozdělen v poměru 1 : 1. [3]

5 POPIS JÍZDNÍHO MODELU VOZIDLA

Na automobil působí tzv. pasivní ztráty, což jsou vlastně odpory, které působí proti jeho pohybu. Tyto odpory negativně ovlivňují pohyb vozidla a je tedy snahou konstruktérů jak automobilů, tak i třeba pneumatik pracovat na snížení těchto odporů. Díky tomu výrobci přicházejí na trh se stále novými řešeními konstrukcí hnacích ústrojí, tvarů automobilů, které mají nižší součinitel odporu vzduchu, novými pneumatikami s nižším valivým odporem atd. To vše má za následek snížení spotřeby paliva a tedy i vypouštěných nebezpečných látek znečišťujících ovzduší.

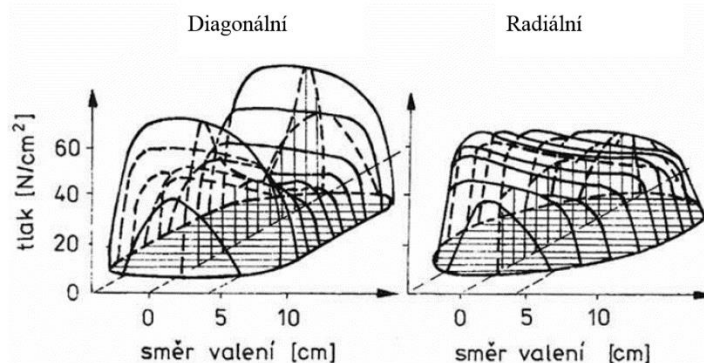
5.1 Rozdělení jízdních odporů

- odpor valivý,
- odpor vzdušný (aerodynamický),
- odpor stoupání,
- odpor zrychlení.

Odpor valivý a odpor vzdušný překonává automobil vždy, na rozdíl od odporu zrychlení, který je nutno překonávat pouze, když vozidlo zrychluje a odporu na stoupání, jež je nutno překonávat pouze pohybuje-li se vozidlo do svahu.

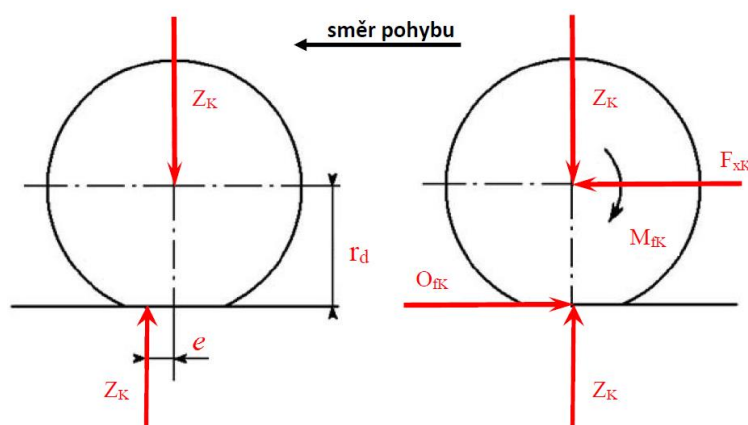
5.1.1 Odpor valivý

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky o tuhou podložku, tedy vozovku. V případě vozovky, která není tuhá (zemina, písek, atd.) je nutné uvažovat i deformaci podložky. Styk mezi podložkou a pneumatikou se nazývá stopa. V přední části stopy ve směru valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky a v zadní části se obvod opět vyrovnává do kruhového tvaru (viz obr. 17).



Obr. 17 – Deformace pneumatik – rozložení měrných tlaků ve stopě [6]

Síly potřebné ke stlačení pneumatiky jsou větší, než síly, kterými působí pneumatika na vozovku při vracení se do počátečního stavu. To je způsobeno ztrátami, které vznikají deformací pneumatiky a přeměňují se na teplo (hystereze). Měrné tlaky v přední části stopy jsou tedy větší než v zadní. Z tohoto důvodu je výslednice sil ve stopě pneumatiky, tedy svislá síla, respektive radiální reakce vozovky Z_K , předsunuta před svislou osu kola o hodnotu e (obr. 18). Reakce vozovky je stejně velká jako zatížení kola, vzniká tedy moment $M_{fK} = Z_K \cdot e$ [Nm], který působí proti pohybu kola. Tuto předsunutou reakci Z_K můžeme posunout do svislé osy kola, pokud ovšem zavedeme moment M_{fK} , který vlastně působí z vozovky na kolo. Tento moment nám vyvolá vodorovnou reakci označenou jako O_{fK} , která nám míří proti pohybujícímu se kolu. Aby opět vznikla silová dvojice, musí ve středu kola působit vodorovná síla F_{xK} , která je rovna síle F_{fK} . Valivým odporem je právě vodorovná reakce F_{fK} . [6] [7]



Obr. 18 – Moment valivého odporu a valivý odpor na valícím se kole [7]

Podle obrázku 18 platí:

$$M_{fK} = F_{fK} \cdot r_d = Z_K \cdot e \quad [\text{Nm}] \quad (1)$$

z předchozí rovnice vyplývá, že valivý odpor je:

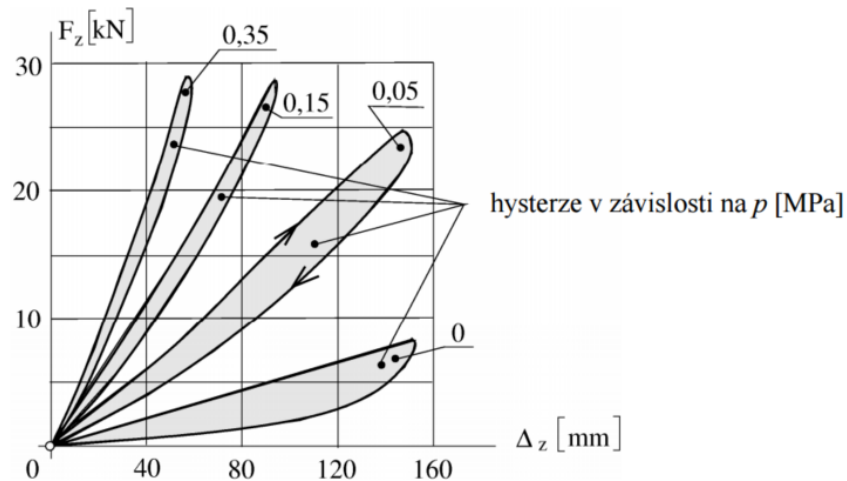
$$F_{fK} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_k \quad [\text{N}] \quad (2)$$

kde f_k je tzv. součinitel valivého odporu [-]. Ten závisí zejména na povrchu vozovky, po kterém se vozidlo pohybuje (tab. 1). Dynamický poloměr kola se značí r_d [m].

Tab. 1 – Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [7]

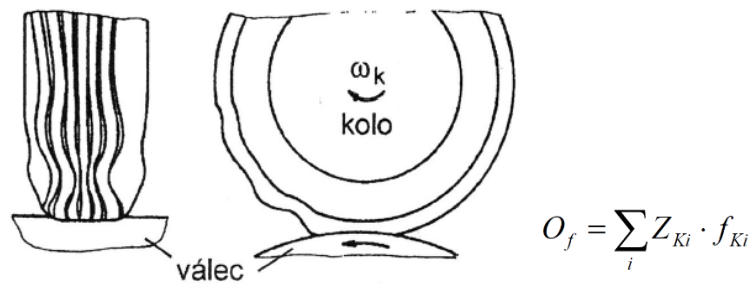
| Povrch | f_k | Povrch | f_k |
|---------------------|---------------|----------------|--------------|
| asfalt | 0,01 - 0,02 | travnatý terén | 0,08 - 0,15 |
| beton | 0,015 - 0,025 | hluboký písek | 0,15 - 0,30 |
| dlažba | 0,02 - 0,03 | čerstvý sníh | 0,20 - 0,30 |
| makadam | 0,03 - 0,04 | bahnitá půda | 0,20 - 0,40 |
| polní cesta - suchá | 0,04 - 0,15 | náledí | 0,01 - 0,025 |
| polní cesta - mokrá | 0,08 - 0,20 | | |

Jako další můžeme uvést vliv rychlosti a vliv deformace pneumatiky (viz obr. 19). Ta závisí především na tlaku huštění pneumatiky. Pokud je tlak vzduchu v pneumatice na nízký, dochází k vyšší deformaci a tím i k nárůstu deformační a tlumící práce, což má za následek i zvýšení valivého odporu.



Obr. 19 – Deformační charakteristiky pneumatiky [12]

Pokud se vozidlo pohybuje vysokou rychlostí, tak pneumatika nestačí vyrovnávat v tak krátkém čase deformace, které vznikají v přední části stopy. Z tohoto důvodu v zadní části stopy vzniká menší měrný tlak než při rychlostech nízkých, díky tomuto se svislá reakce Z_k posouvá více dopředu a součinitel valivého odporu f_k se podle rovnice zvýší. Při vysokých rychlostech dochází ke zvyšování valivého odporu také vlivem tzv. stojatých vln, ty souvisejí s rozkmitáním oběžné plochy u bočních stěn pneumatiky (patrné na obr. 20). Pohybuje-li se vozidlo nízkou rychlostí řádově do 80 km.h⁻¹ u osobních automobilů a do 50 km.h⁻¹ u nákladních, můžeme považovat součinitel valivého odporu f_x za nezávislý na jízdní rychlosti. [6] [7]



Obr. 20 – Vznik stojatých vln na obvodu diagonální pneumatiky [7]

Valivý odpor vozidla F_f je dán součtem valivých odporů jednotlivých kol.

$$F_f = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{Ki} \quad [\text{N}] \quad (3)$$

Budeme-li předpokládat, že součinitelé valivého odporu všech kol mají stejnou hodnotu, potom bude platit:

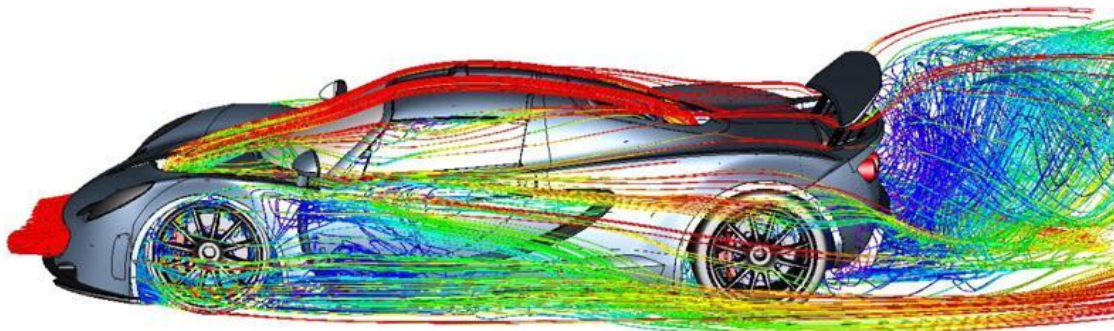
$$F_f = G \cdot \sin \alpha \cdot f \quad [\text{N}] \quad (4)$$

,kde G je tíha automobilu a α je úhel stoupání.

Mimo valivého odporu působí na vozidlo ještě několik dalších odporů, které jsou valivému odporu podobné. Jedná se o odpor, který vzniká sbíhavostí předních kol. Je však příliš malý na to abychom ho zahrnovali do výpočtů. Další odpor vzniká, pokud se vozidlo pohybuje po nerovné vozovce, tím vznikají v pneumatice přídavné deformace, které opět zvyšují valivý odpor. [7]

5.1.2 Odpor vzdušný (aerodynamický)

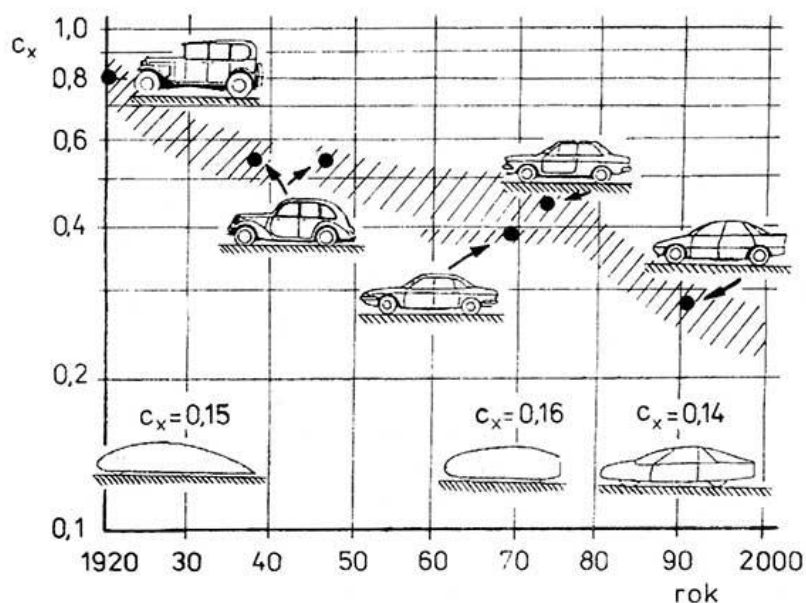
U pohybujícího se vozidla proudí část vzduchu kolem horní části karoserie a část vzduchu proudí mezerou mezi povrchem vozovky a spodní částí automobilu. Proudnice se za vozidlem neuzavírají, nýbrž dochází k víření, jak je patrné z obr. 21. [6]



Obr. 21 – Vzduchové poměry za vozidlem [13]

Vířením vzniká odpor, který se označuje jako vzdušný neboli aerodynamický odpor O_v . Vzdušná síla je dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karosérie a třecích sil, které působí v tečném směru proudění okolo karosérie. Vlivem rozdílného tlaku nad a pod vozidlem (nad vozidlem je velký přetlak, pod vozidlem naopak mírný přetlak) dochází k víření vzduchu v příčné rovině automobilu (tzv. indukovaný vzdušný odpor). Ten je další složkou celkového vzdušného odporu. Do celkového vzdušného odporu vozidla se také započítávají odpory, které vznikají při průchodem vzduchu systémem chlazení a větrání. Dále se započítávají odpory vzniklé vířením vzduchu otáčejících se kol.

Z hlediska posouzení aerodynamiky automobilu a následného výpočtu odporu vzduchu je nejdůležitější složkou tzv. součinitele vzdušného odporu c_x . Hodnota tohoto součinitele nám určuje aerodynamiku vozu. V praxi to znamená, že čím je tento součinitel menší, tím lepší tvar karosérie a i vzdušný odpor dané vozidla má (obr. 22).



Obr. 22 – Součinitel aerodynamického odporu podle tvaru karoserie [6]

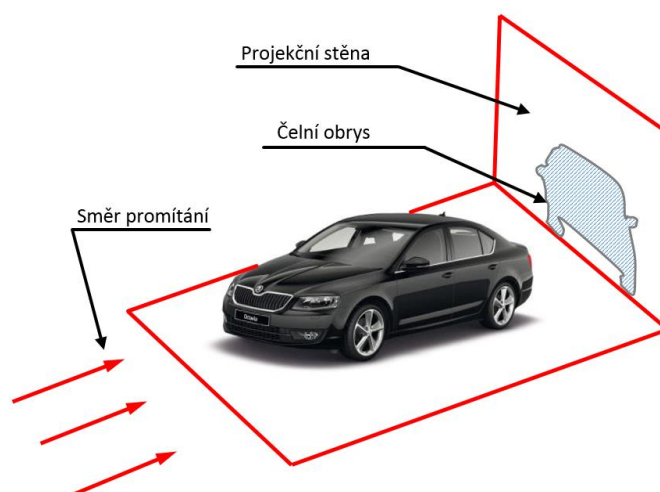
Tento součinitel se měří v aerodynamických tunelech. Teorie výpočtu součinitele odporu je složitá. K výpočtu součinitele aerodynamického odporu potřebujeme velké množství vstupních parametrů (tvar povrchu, drsnost povrchu, celkové geometrické poměry atd.). Měření závisí především na tvaru vozidla, nikoliv na velikosti, je tedy možné měřit tento součinitel i na zmenšených modelech. Vysoká hodnota tohoto

součinitele má negativní vliv na spotřebu paliva, je tedy snahou výrobců automobilů přizpůsobit tvary karoserie automobilu tak, aby bylo dosaženo co možná nejlepších hodnot. Tomu je nutné přizpůsobit zejména před a zád, kde vznikají největší ztráty. Tomu nejvíce vyhovuje zaoblená před a kapkovitý tvar zadní části karoserie. Značný vliv na aerodynamiku má také spodní strana automobilu, která může být pro snížení odporu vybavena krycími plechy motoru, kryty zavěšení kol atd.

Celkový vzdušný odpor se potom určí ze vztahu:

$$F_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad [\text{N}] \quad (5)$$

,kde v_r je výsledná náporová rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [$m \cdot s^{-1}$], S_x je jeho čelní plocha [m^2], která se zjišťuje čelní projekcí vozidla (viz obr. 23), ρ je hustota vzduchu [$kg \cdot m^{-3}$] a c_x je součinitel aerodynamického odporu [-] (vybrané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2).



Obr. 23 – Zjištění čelní plochy vozidla projekcí [6]

Náporová rychlost \vec{v}_r se skládá z vektoru záporné rychlosti pohybu automobilu \vec{v} , se kterou automobil projíždí klidným vzduchem a z vektoru rychlosti větru \vec{v}_v :

$$\vec{v}_r = \vec{v} + \vec{v}_v \quad [\text{N}] \quad (6)$$

Výsledný úhel mezi vektorem náporové rychlosti vzduchu a osou automobilu se nazývá úhel náběhu vzduchu.

Tab. 2 – Součinitel aerodynamického odporu a čelní plochy [6]

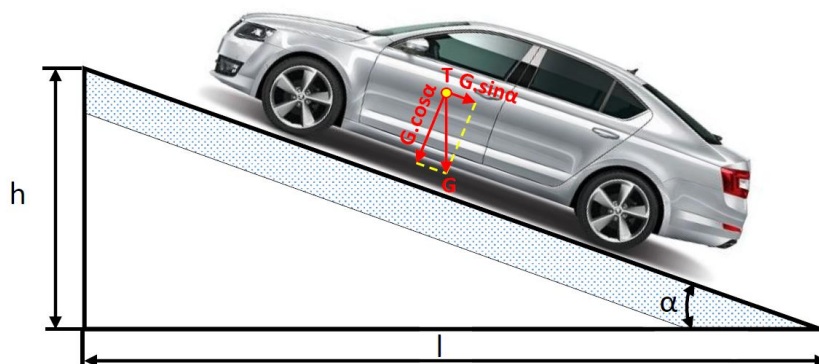
| Typ vozidla | c_x [-] | S_x [m ²] |
|-------------------------------|-------------|-------------------------|
| osobní automobily | 0,3 - 0,4 | 1,6 - 2,0 |
| sportovní vozy | 0,3 - 0,35 | 1,3 - 1,6 |
| závodní vozy - nekrytá kola | 0,4 - 0,6 | 0,7 - 1,3 |
| závodní vozy - krytá kola | 0,25 - 0,35 | 0,8 - 1,5 |
| nákladní vozy - valník | 0,8 - 1,0 | 4 - 7 |
| nákladní vozy - s plachtou | 0,6 - 0,8 | 5 - 8 |
| nákladní vozy - s přívěsem | 1,0 - 1,2 | 5 - 8 |
| nákladní vozy - s kontejnerem | 1,0 - 1,2 | 9 |
| autobusy | 0,5 - 0,7 | 5 - 7 |

5.1.3 Odpor stoupání

Vzniká při pohybu vozidla do svahu a je určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky. Kde G je tíha vozidla [N] a α je úhel, který svírá rovina vozovky s vodorovnou rovinou (viz obr. 22). Velikost odporu stoupání se vypočte dle vztahu:

$$F_s = \pm G \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (7)$$

Znaménko plus platí pro případ, že se vozidlo pohybuje do svahu (svah klade odpor) a znaménko mínus platí pro vozidlo, které jede ze svahu.



Obr. 24 – Určení odporu stoupání [6]

Maximální stoupání činí na silnici 10-12 %. Na dálnici asi 6 %, pouze vysokohorské komunikace mají více než 12 %.

5.1.4 Odpor zrychlení

Pokud vozidlo zrychluje, působí na něho proti směru zrychlení setrvačná síla a tu nazýváme odporem proti zrychlení. Výpočet provedeme dle vztahu:

$$F_z = F_{zp} + F_{zK} \quad [\text{N}] \quad (8)$$

, kde F_{zp} je odpor zrychlení posuvné části [N] o hmotnosti m [kg] při zrychlení a [$m \cdot s^{-2}$]:

$$F_{zp} = m \cdot a \quad [\text{N}] \quad (9)$$

a F_{zK} je odpor zrychlení otáčejících se částí [N], který je dán vztahem:

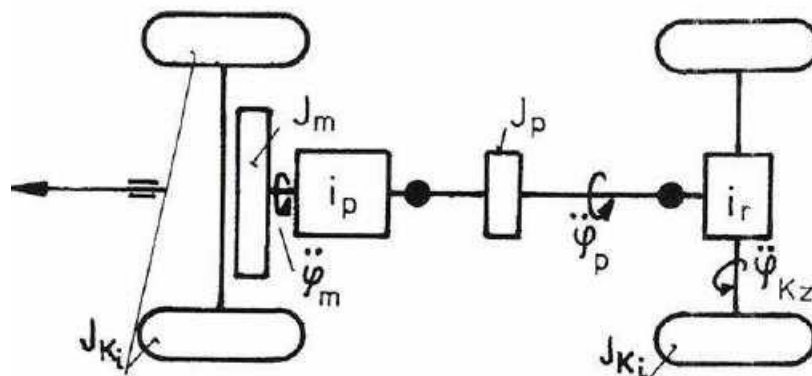
$$F_{zK} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \cdot a \quad [\text{N}] \quad (10)$$

, J_{Ki} je hmotnostní moment setrvačnosti kola [$kg \cdot m^2$] a r_{Ki} je valivý poloměr kola [m].

Moment, který je nutné přivést na hnací kola, aby byl překonán odpor rotačních částí, vypočítáme ze vztahu:

$$M_r = F_{Zr} \cdot r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK} \quad [\text{N}] \quad (11)$$

, kde M_{rm} je moment na hnacích kolech vozidla potřebný na zrychlení rotujících částí motoru, M_{rp} je moment, který je nutný ke zrychlení rotujících částí převodového ústrojí a M_{rK} je moment potřebný pro zrychlení vozidlových kol (viz obr. 25).



Obr. 25 – Rotační části automobilu [6]

Moment potřebný pro zrychlení rotujících částí motoru stanovíme dle vztahu:

$$M_{rm} = J_m \cdot \varphi_m \cdot i_c \cdot \eta \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$

, kde J_m je hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru, φ_m je úhlové zrychlení rotujících částí motoru, $i_c = i_p \cdot i_r$ a jedná se celkový převodový poměr mezi

motorem a hnacími koly, i_p je převod převodovky a i_r je převod rozvodovky a η je mechanická účinnost.

Moment M_{rp} vypočítáme dle vzorce:

$$M_{rp} = J_p \cdot \varphi_p \cdot i_r \cdot \eta \quad [\text{Nm}] \quad (13)$$

Moment pro zrychlení kol vozidla M_{rk} stanovíme ze vzorce:

$$M_{rk} = \sum_i J_{ki} \ddot{\varphi}_{ki} \quad [\text{Nm}] \quad (14)$$

Vztah mezi úhlovým zrychlením hnacích kol $\ddot{\varphi}_K$ a úhlovým zrychlením motoru $\ddot{\varphi}_m$ je následující:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_c} = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_p \cdot i_r} \quad [\text{s}^{-2}] \quad (15)$$

a mezi úhlovým zrychlením kol vozidla a úhlovým zrychlením spojovacího hřídele

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{x}}{r_K} \quad [\text{s}^{-2}] \quad (16)$$

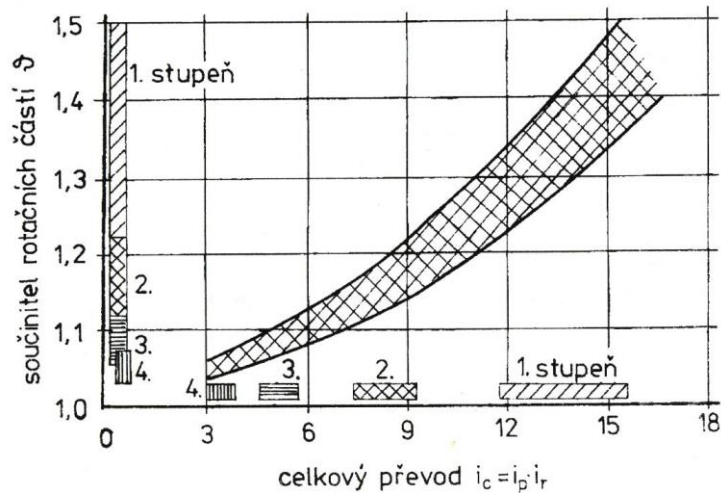
Po dosazení rovnic do základní rovnice pro odpor zrychlení a v případě, že budeme předpokládat, že $r_d \approx r_k$, můžeme vyjádřit celkový odpor jako:

$$F_z = \left[\frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \eta + \sum J_{ki}}{m \cdot r_d^2} + 1 \right] m \cdot \ddot{x} \quad [\text{N}] \quad (17)$$

označíme-li výraz uvnitř hranaté závorky jako součinitel vlivu rotačních částí ϑ [-], potom můžeme rovnici zjednodušit do tvaru:

$$F_z = \vartheta \cdot m \cdot \ddot{x} \quad [\text{N}] \quad (18)$$

Celkový převod $i_c = i_p \cdot i_r$ závisí při stálém převodu rozvodovky i_r na zařazeném převodovém stupni v převodovce i_p , z toho vyplývá, že i účinek rotačních částí je značně závislý na okamžitém převodu i_p . Při přímém záběru ($i_p \approx 1$) zvyšují rotační části automobilu sílu potřebnou na zrychlení a_i o 7 %. Pokud je zařazen první převodový stupeň, který bývá u osobních vozidel $i_p \approx 4$ a u nákladních vozidel $i_p \approx 8$, vzroste nám zrychlující síla asi o 70 % u osobních vozidel a přibližně o 270 % u nákladních vozidel.



Obr. 26 – Vliv celkového převodu na součinitel rotačních částí [6]

5.1.5 Celkový odpor

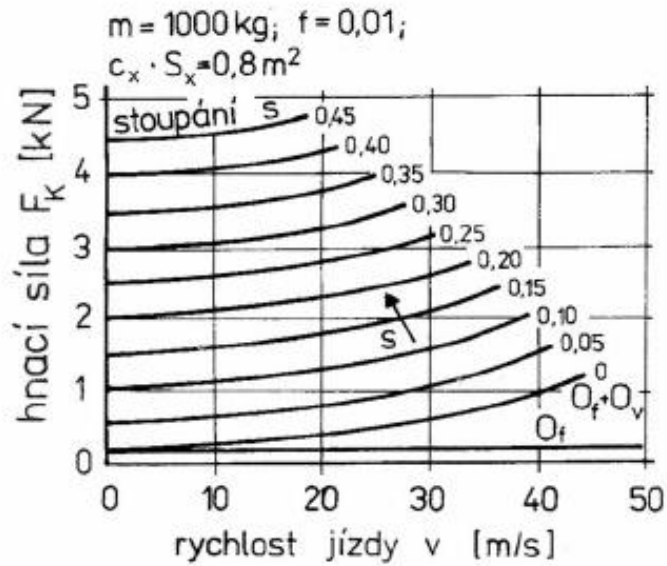
Celkový odpor je dán součtem jednotlivých odporů, tedy odporu valení, vzduchu, odporu na překonání stoupání a odporu zrychlení. Hnací sílu na kolech, která je potřebná pro překonání jízdních odporů vypočteme z rovnice:

$$F_K = F_f + F_v + F_s + F_z \quad [\text{N}] \quad (19)$$

Poté co dosadíme za jednotlivé jízdní odpory výše zmíněné rovnice, dostaneme výsledný tvar rovnice pro hnací sílu na kolech F_K :

$$F_K = f \cdot G + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 + G \cdot \left(s + \vartheta \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad [\text{N}] \quad (20)$$

Pokud se automobil bude pohybovat po rovině ($s = 0$) a nebude zrychlovat ($\ddot{x} = 0$), bude na vozidlo působit pouze valivý a aerodynamický odpor ($F_K = F_f + F_v$). Pro určení vzdušného odporu budeme předpokládat bezvětří, potom bude závislost jízdních odporů na rychlosti jízdy vypadat dle obrázku 25 níže.



Obr. 27 – Hnací síla na kolech k překonání jízdních odporů [6]

Výkon, který je nutné přivést na kola vozidla, aby byly překonány jízdní odpory, se nazývá hnací výkon vozidla. Ten lze vyjádřit ze vztahu

$$P_k = F_K \cdot v = \frac{M_K}{r_d} \cdot v \quad [\text{W}] \quad (21)$$

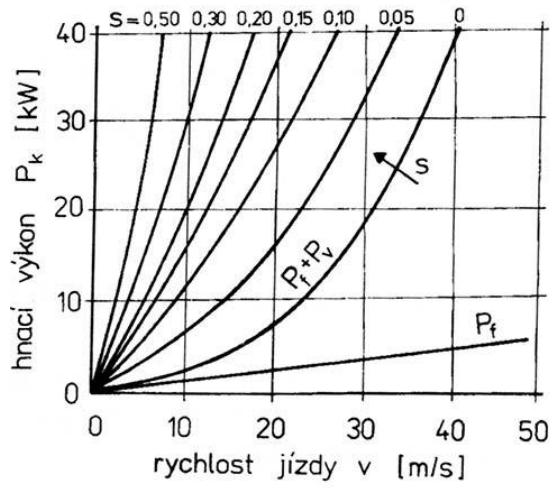
Dosadíme-li do předchozí rovnice všechny jízdní odpory, dostaneme končený tvar rovnice v podobě

$$P_K = f \cdot G \cdot v + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 \cdot v + s \cdot G \cdot v + \vartheta \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \cdot G \cdot v \quad [\text{W}] \quad (22)$$

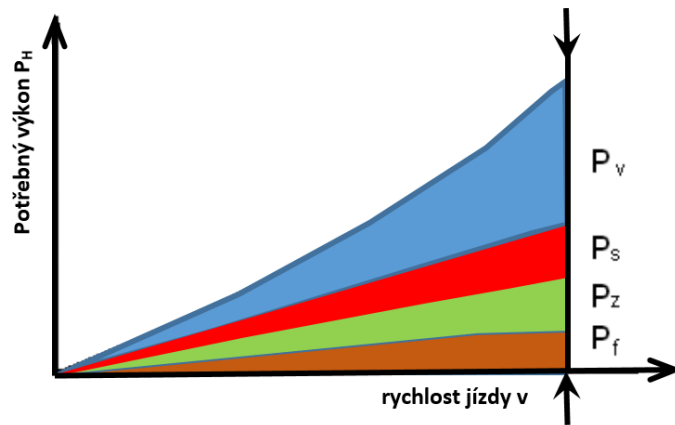
Při bezvětří je potřebný hnací výkon

$$P_K = \left(f + s + \vartheta \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right) \cdot G \cdot v + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^3 \quad [\text{W}] \quad (23)$$

Z předchozích rovnic lze odvodit, že výkon k překonání valivého odporu, odporu zrychlení i odporu stoupání, vzrůstá lineárně s rychlostí jízdy v . Výkon k překonání aerodynamického odporu, roste s třetí mocninou v , jak je patrné z obr. 26 a 27.



Obr. 28 – Hnací výkon na kolech k překonání jízdních odporů [6]



Obr. 29 – Výkon potřebný na překonání jízdních odporů [6]

6 MĚŘENÍ PASIVNÍCH ZTRÁT VOZIDLA

Na pohybující se vozidlo působí několik odporů, které je nutné překonávat. Sečteme-li odpory, které jsou popsány výše, získáme celkovou sílu, kterou musí motor vozidla vyvinout, aby byla zachována podmínka silové rovnováhy. Pohybuje-li se automobil po rovině, konstantní rychlostí, můžeme zanedbat odpor stoupání a zrychlení. Pak je hnací síla motoru využita pouze pro překonání odporu valení a aerodynamického odporu. Ten roste se čtvercem rychlosti a v případě jeho zanedbání nám zůstane pouze odpor valivý, který se však může skládat z více částí.

Patří sem zejména odpory pohonného ústrojí, mezi něž patří zejména odpory v ložiskách, deformační síly pneumatik, odpory vznikající při styku ozubených kol, odpory vzniklé vířením oleje a další. Dále sem můžeme zahrnout například nedokonalé odtažení brzdového obložení, přisávání pneumatiky k povrchu vozovky atd. Energie těchto odporů se mění v převážné míře na teplo. Součet valivého odporu a mechanických odporů přidružených tedy nazýváme pasivní ztráty automobilů.



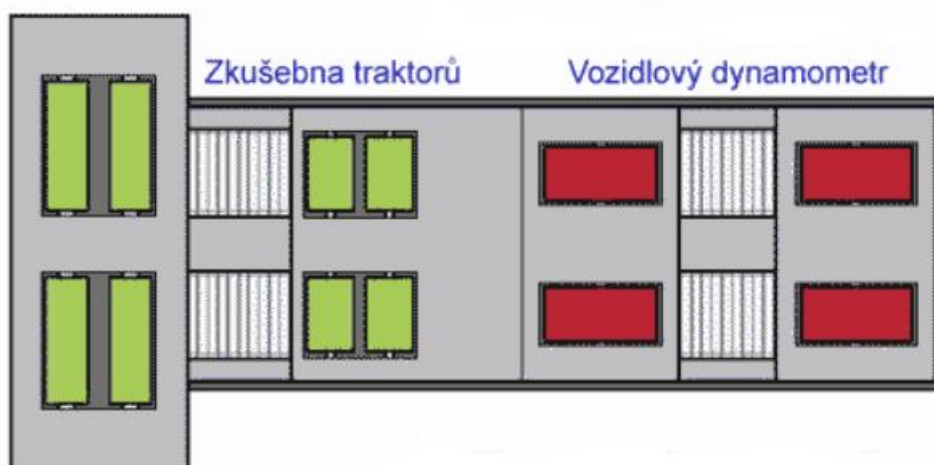
Obr. 30 – Vozidlová zkušebna Mendelovy univerzity v Brně [16]

Objektivní metoda, kterou lze stanovit tyto ztráty zahrnuje měření vozidla na vozidlovém dynamometru. Základní podmínkou je co možná nejvíce přiblížit měření skutečným podmínkám. Z tohoto důvodu se zkouška provádí na monoválcové

zkušebně, jež je opatřena válci s několikanásobně větším průměrem, než je průměr samotného kola. Tím dochází ke snížení vlivu deformace pneumatiky na geometricky jiném tvaru povrchu než je rovná vozovka. Princip měření spočívá v roztáčení kol automobilu pomocí měřících válců a snímání síly potřebné pro udržení definované rychlosti. Prakticky to probíhá tak, že je zařazen rychlostní stupeň, motor automobilu je v chodu, spojka je rozpojena a pomocí poháněných válců dynamometru jsou roztáčena kola a snímána potřebná síla. Po odečtení pasivních ztrát zkušebny získáme pasivní odpor měřeného vozidla. Pokud k tomuto odporu ještě připočteme aerodynamický odpor daného vozidla, získáme tak celkové ztráty testovaného automobilu. [8]

6.1 Zkušební zařízení ústavu techniky a automobilové dopravy

Konstrukční řešení vychází z tuhých základních rámců, na kterých jsou umístěny ložiska válců o průměru 1,2 m, stojin a základních rámců se stejnosměrnými elektrickými dynamometry. Tyto rámy se stojinami tvoří základní bloky jednotlivých os. Blok přední osy je umístěn pevně, blok zadní osy posuvně v rozmezí požadovaného rozvoru, společně s přední osou vozidlového dynamometru VDU E120 - T. Spojení levého a pravého válce zajišťuje elektricky ovládaná frikční spojka. Rozpojení pravého a levého válce umožňuje dynamické měření brzdících sil z vysokých rychlostí.

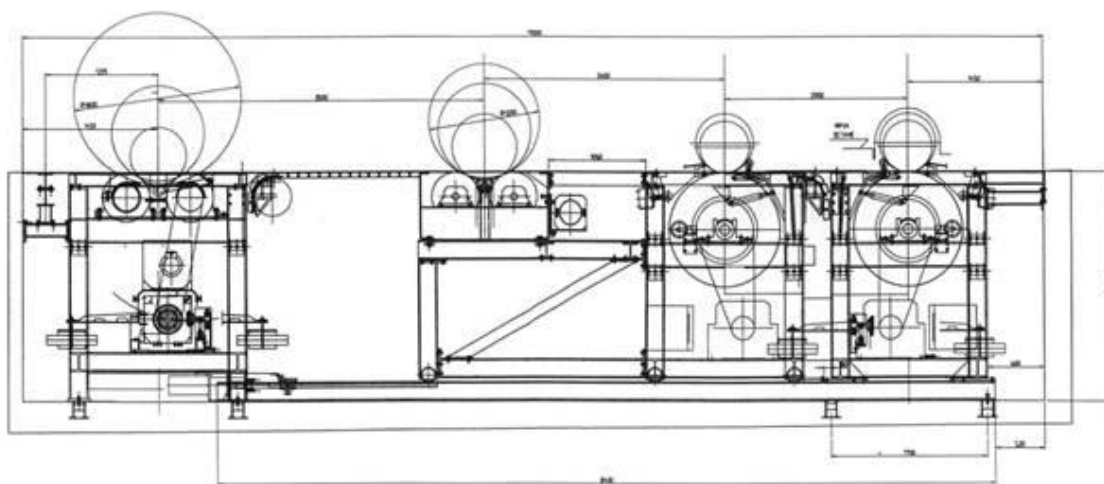


Obr. 31 – Schéma kompletní zkušebny [16]

Propojení válcových jednotek s el. dynamometry typu SDS 225 5604 je provedeno pomocí ozubených řemenů. Každý válec je vybaven pneumaticky ovládanými brzdami pro umožnění najetí vozidla a bezpečnostní zabrzdění. Dále je každá válcová jednotka vybavena pneumaticky ovládaným nájezdovým a středícím zařízením a měřícími

rolnami s odsouvatelným krytem. Obě osy jsou umístěny na konstrukci z ocelových profilů upevněné na základním rámu, který je zalit betonem na dně montážní jámy.

Na základním rámu jsou rovněž uchyceny podpěry pevného a posuvného krytí vozidlového dynamometru. V podlaze okolo montážní jámy jsou zality kotvící drážky pro upevnění úvazků vozidla. Celá plocha okolo vozidlového dynamometru je v rovině podlahy překryta ocelovými krycími plechy. Přívod chladícího vzduchu do montážní jámy je vyústěn pod jednotlivými osami uprostřed (v zapuštěném kanálu). Před zkoušeným vozidlem je umístěn ventilátor náporového chlazení s usměřovací hubicí, připojený pohyblivým přívodem do zásuvky spínané přes ovládací klávesnici z kabiny vozidla. [16]



Obr. 32 – Schéma kompletní zkušebny - nákres [16]

Tab. 3 – *Technické parametry dynamometru Mendelovy univerzity Brno [16]*

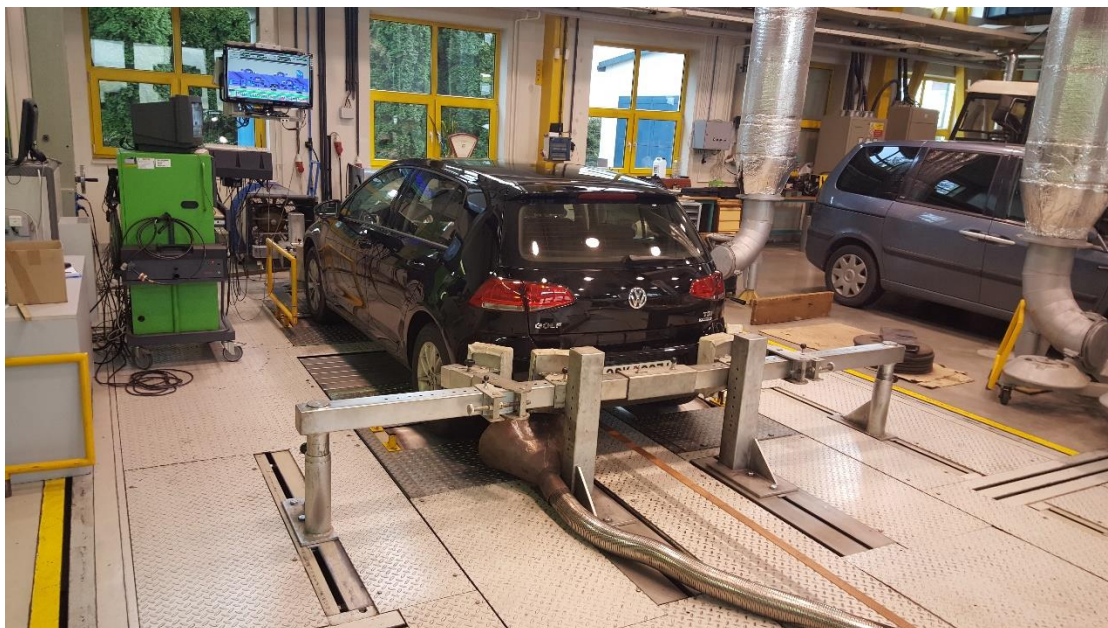
| Základní mechanické vlastnosti dynamometru MEZ 4VDM E120-D | |
|---|------------------|
| Max. zkušební rychlost [km.h ⁻¹] | 200 |
| Max. výkon na nápravu [kW] | 240 |
| Max. hmotnost na nápravu [kg] | 2000 |
| Průměr válců [m] | 1,2 |
| Šířka válců [mm] | 600 |
| Mezera mezi válci [mm] | 900 |
| Povrch válců | zdrsnění RAA 1,6 |
| Setrvačná hmotnost válců (každá náprava) [kg] | 1130 |
| Min. rozvor [mm] | 2000 |
| Max. rozvor [mm] | 3500 |
| Rozsah měření rychlosti [km.h ⁻¹] | 0 - 200 |
| Rozsah měření sil [kN] | 4x 0 - 5 |
| Přesnost měření rychlosti [km.h ⁻¹] | ± 0,05 |
| Přesnost měření sil [%] | ± 1,5 |
| Přesnost regulace rychlosti [%] | ± 1,5 |
| Přesnost regulace síly [%] | ± 2,5 |

6.2 Měřená vozidla

Pro potřeby měření s určením pasivních ztrát pohonu přední nápravy bylo použito vozidlo značky Volkswagen Golf 1.2 TSI, ročník 2014, vybavené manuální 6-ti stupňovou převodovkou. Stav tachometru tohoto vozidla byl době měření 25 963 km.

Tab. 4 – *Technické parametry zkoušeného vozidla Volkswagen Golf 1.2 TSI [17]*

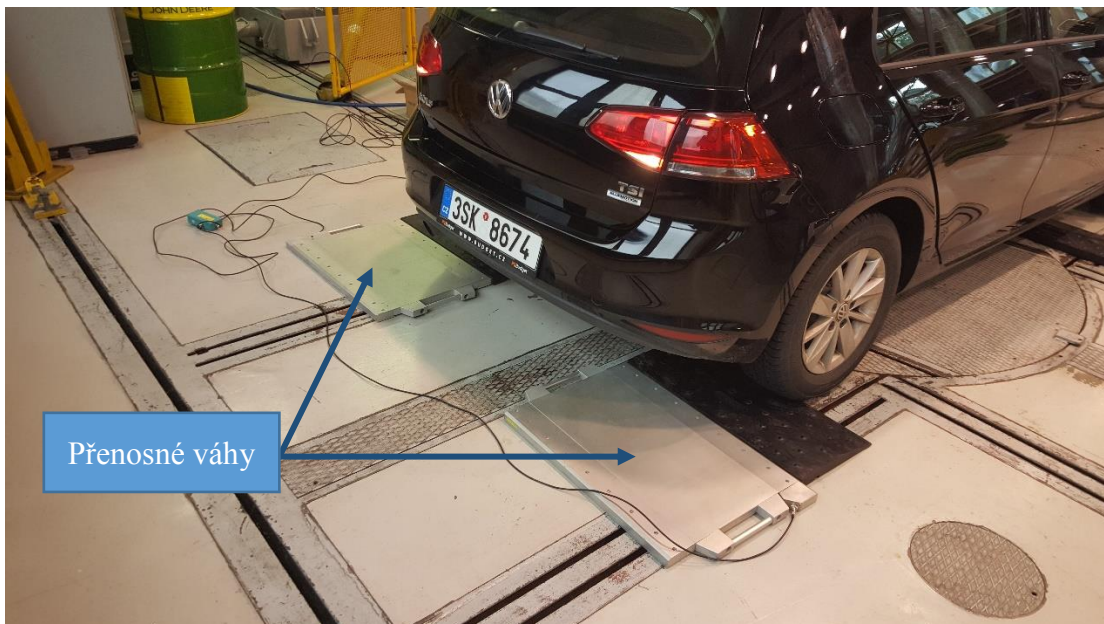
| Volkswagen Golf 1.2 TSI | |
|--|-----------------------|
| Motor: | 1.2 TSI 81 kW (110 k) |
| Typ motoru | 4 válcový zážehový |
| Zdvihový objem [cm ³] | 1197 |
| Max. výkon [kW] při [min ⁻¹] | 81 / 4600 - 5600 |
| Max. točivý moment [Nm] při [min ⁻¹] | 175 / 1400 - 4000 |
| Emisní třída | Euro 6 |
| Převodovka | 6 st. Manuální |
| Nejvyšší rychlost | 195 |
| Zrychlení 0 - 100 [km.h ⁻¹ .s] | 9,9 |
| Spotřeba l/100 km : | |
| Palivo | benzin, Natural 95 |
| město/ mimo město / kombinovaná | 6,2 / 4,3 / 5,0 |
| Hmotnost [kg] : | |
| pohotovostní hmotnost | 1210 |
| celková přípustná | 1730 |
| Objem zavazadlového prostoru [l] | 380 - 1270 |
| Objem palivové nádrže [l] | 50 |



Obr. 33 – Vozidlo VW Golf připravené k měření

Tab. 5 – Hmotnost zkoušeného vozidla Volkswagen Golf 1.2 TSI

| Volkswagen Golf 1.2 TSI - hmotnost zvážená | |
|---|-----|
| přední náprava [kg] | 740 |
| pravé přední kolo [kg] | 340 |
| levé přední kolo [kg] | 400 |
| zadní náprava [kg] | 520 |
| pravé zadní kolo [kg] | 250 |
| levé zadní kolo [kg] | 270 |



Obr. 34 – Stanovení hmotnosti vozidla přenosnou automobilovou váhou

K experimentu pro určení rozdílu pasivních ztrát vlivem odlišného konstrukčního uspořádání pohonu byla vybrána dvě vozidla z produkce Škoda Auto a.s., a to Škoda Octavia Combi. Oba vozy byly vyrobeny v roce 2002. Technická specifikace obou vozidel je uvedena v tabulce 6.



Obr. 35 – Škoda Octavia Combi s pohonem přední nápravy připravená k měření

Tab. 6 – *Technické parametry zkoušených vozidel Škoda Octavia Combi*

| | Škoda Octavia Combi 1.9 TDI 81kW | Škoda Octavia Combi 1.9 TDI 4x4 |
|----------------------------|---|----------------------------------|
| Délka | 4514 mm | 4514 mm |
| Šířka | 1730 mm | 1730 mm |
| Výška | 1458 mm | 1458 mm |
| Pohotovostní hmotnost | 1265 kg | 1365 kg |
| Užitečná hmotnost | 515 kg | 475 kg |
| Počet dveří | 5 | 5 |
| Počet míst | 5 | 5 |
| Rozchod kol vpředu | 1516 mm | 1516 mm |
| Rozchod kol vzadu | 1492 mm | 1487 mm |
| Rozvor náprav | 2512 mm | 2512 mm |
| Min. objem zavaz. prostoru | 548 litrů | 448 litrů |
| Max. objem zavaz. prostoru | 1512 litrů | 1412 litrů |
| Druh motoru | řadový | řadový |
| Umístění motoru | vpředu napříč | vpředu napříč |
| Příprava směsi | vznětový motor s přímým vstřikem | vznětový motor s přímým vstřikem |
| Přeplňování | turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek | turbodmychadlo |
| Poháněné nápravy | přední | pohon obou náprav |
| Převodovka | Manuální | Manuální |
| Počet rychl. stupňů (man.) | 5 | 6 |
| Zdvihový objem | 1896 ccm | 1896 ccm |
| Počet válců | 4 | 4 |
| Počet ventilů | 8 | 8 |
| Točivý moment | 235 Nm | 240 Nm |
| při | 1900 otáčky/min | 1800 otáčky/min |
| Výkon | 81 kW | 74 kW |
| při | 4150 otáčky/min | 4000 otáčky/min |
| Maximální rychlost | 191 km/h | 184 km/h |

| | | |
|---------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Zrychlení z 0 na 100 km/h | 11.5 s | 12.5 s |
| Druh paliva | nafta | nafta |
| Objem nádrže | 55 litrů | 55 litrů |
| Spotřeba - kombinovaně | 5.0 litrů na 100 km | 6.2 litrů na 100 km |
| Sériový rozměr pneu | 195/65 R 15 V | 195/65 R 15 V |
| Přední brzdy | kotoučové s vnitřním chlazením | kotoučové s vnitřním chlazením |
| Zadní brzdy | kotoučové | kotoučové |

6.3 Cíl měření

Cílem měření je stanovit pasivní ztráty vozidla Volkswagen Golf 1.2 TSI na válcovém dynamometru Mendelovy univerzity v Brně. Tyto ztráty budou stanoveny ve vztahu k rozdílnému tlaku huštění pneumatik. Respektive stanovit ztrátový výkon při změně tlaku huštění a dále analyzovat tento parametr i v ekonomickém pohledu.

Druhým cílem experimentu je stanovit rozdíl v pasivních odporech vozidel, která jsou odlišná pouze v konstrukci transmisí. Výsledky analyzovat nejen technicky, ale i ekonomicky.

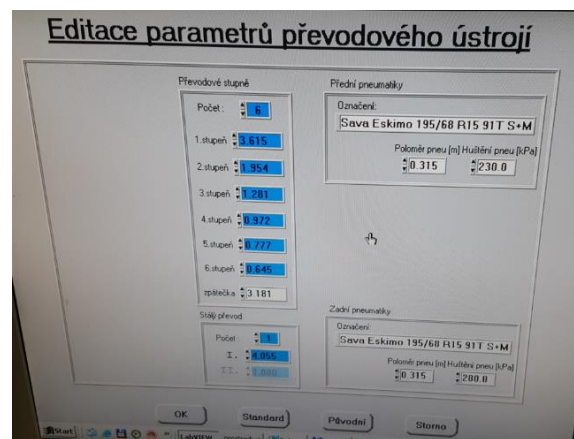
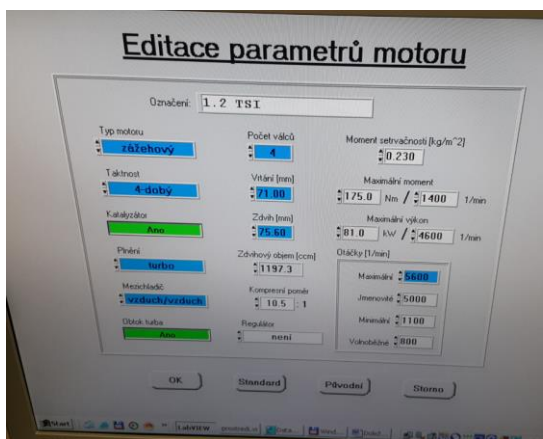
6.4 Příprava měření

Před vlastním měřením je nutné dodržet veškeré bezpečnostní požadavky a zjistit stav měřeného vozidla, aby byly naměřeny ekvivalentní hodnoty. Po přistavení vozidla na zkušebnu bylo vozidlo zváženo a prohlédnuto, zda je vše v pořádku. Následovalo najetí automobilu na zkušební válce a jeho upnutí v souladu s předpisy zkušebny.



Obr. 36 – Zabezpečení vozidla proti ujetí z válců zkušebny

Po upnutí automobilu pomocí bezpečnostních prvků následuje zadání parametrů o vozidle zejména informací o motoru a převodovém ústrojí do počítače zkušebny, aby bylo dosaženo přesných výsledků měření. Dále bylo na výfuk vozidla nasazeno odsávání výfukových plynů a před motorový prostor vozidla byl přistaven výkonný ventilátor pro chlazení vozidla.



Obr. 37 – Editace parametrů motoru a převodového ústrojí

6.5 Vlastní měření

Motor automobilu byl zahřátý na provozní teplotu a poté bylo zahájeno měření pasivních odporů, kdy byl zařazen rychlostní stupeň, motor automobilu byl v chodu a je rozpojena spojka. Pomocí válců zkušebny, jež jsou poháněny stejnosměrnými pohony, jsou roztáčena kola automobilu a je snímána síla potřebná na roztočení kol na danou rychlost při určitém tlaku huštění. Následně jsou od naměřených hodnot odečteny odpory zkušebny, jež jsou předem známy a dosaženým výsledkem je pasivní odpor automobilu za daných podmínek. Odpor každého kola byl následně přepočten dle vztahu níže na ztrátový výkon.

$$P_z = F_z \cdot v \text{ [kW]} \quad (24)$$

Kde: P_z = ztrátový výkon [kW]

F_z = síla potřebná na roztočení kola na danou rychlost při daném huštění [N]

v = rychlost, při které bylo měření realizováno [km.h⁻¹]

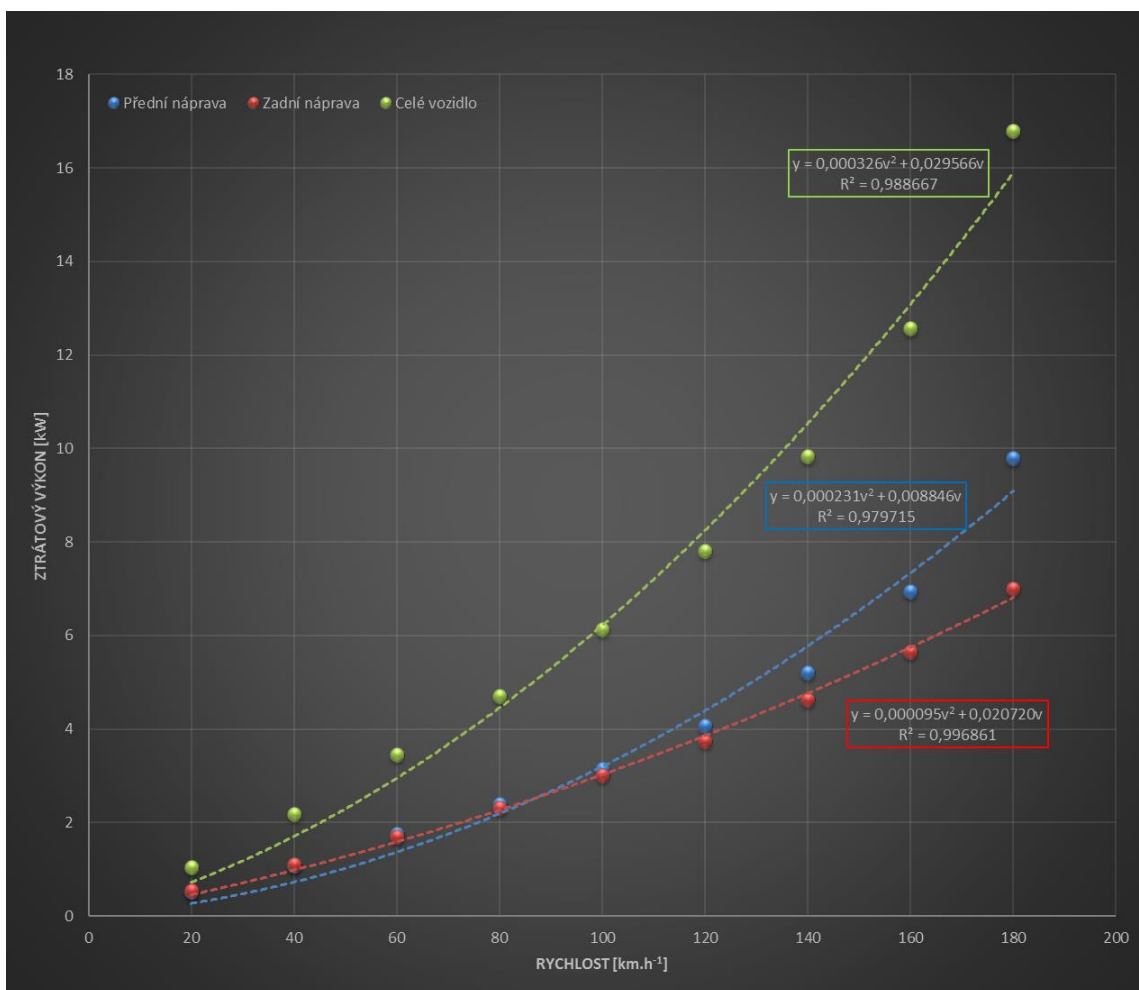
6.6 Výsledky měření při změně tlaku huštění

Každé měření se opakovalo čtyřikrát (totožně pro oba experimenty), poté byl upraven tlak v pneumatikách a měření se opakovalo (VW Golf). Vždy v rychlostním rozsahu od 20–180 km.h⁻¹, přičemž přírůstek rychlosti byl vždy 20 km.h⁻¹. Veškeré naměřené hodnoty včetně tlaků jsou zaznamenány v tabulkách níže.

První měření proběhlo s tlakem 230 kPa na přední nápravě a 280 kPa na zadní nápravě. Jednalo se o nejvyšší tlak, na který se hustí pneumatiky při plném naložení automobilu. V tabulce číslo 7 jsou uvedeny naměřené hodnoty, ze kterých je možné vypočítat rozdílné odpory a ztrátové výkony jednotlivých náprav. To je samozřejmě způsobeno rozdílnou hmotností, které na jednotlivá kola působí, ale nemalou měrou se na diferenci podílejí i konstrukční odlišnosti, zejména valivé odpory rotačních částí transmisí u přední nápravy. Výsledky měření jsou graficky zpracovány v grafu na obr. 35.

Tab. 7 – Naměřené hodnoty – měření 1

| Měření 1: Volkswagen Golf 1.2 TSI | | | | | | | |
|-----------------------------------|----|----|----|-------------------------|------------------------|---------------|---------|
| Tlak přední náprava : 230 kPa | | | | | | | |
| Tlak zadní náprava : 280 kPa | | | | | | | |
| Naměřené hodnoty jednotlivých kol | | | | v km.h ⁻¹ | Ztrátové výkony náprav | | |
| LP | PP | LZ | PZ | | Přední náprava | Zadní náprava | Vozidlo |
| N | N | N | N | | kW | kW | kW |
| 71 | 21 | 62 | 34 | 20 | 0,51 | 0,53 | 1,04 |
| 68 | 29 | 66 | 33 | 40 | 1,08 | 1,10 | 2,18 |
| 62 | 43 | 68 | 34 | 60 | 1,75 | 1,70 | 3,45 |
| 64 | 44 | 68 | 36 | 80 | 2,40 | 2,31 | 4,71 |
| 62 | 51 | 70 | 38 | 100 | 3,14 | 3,00 | 6,14 |
| 64 | 58 | 72 | 40 | 120 | 4,07 | 3,73 | 7,80 |
| 69 | 65 | 77 | 42 | 140 | 5,21 | 4,63 | 9,84 |
| 80 | 76 | 80 | 47 | 160 | 6,93 | 5,64 | 12,58 |
| 105 | 91 | 88 | 52 | 180 | 9,80 | 7,00 | 16,80 |



Obr. 38 – Pasivní ztráty měřeného automobilu VW Golf

Pokud by se tedy toto vozidlo při daném tlaku huštění pohybovalo dálniční rychlostí 130 km.h^{-1} , spotřebovalo by necelých 9 kW pouze valením. Změní-li se hmotnost vozidla, změní se i pasivní ztráty, jak se tyto ztráty změní v závislosti na huštění pneumatik, bude uvedeno níže. V detailním pohledu je patrné, že se zvyšující se rychlostí převyšuje ztrátový výkon přední nápravy nápravu zadní, což očekávatelné z důvodu vyšších valivých odporů ústrojí pro přenos točivého momentu, jak bylo zmíněno výše. V rychlosti 180 km.h^{-1} již je to 2.8 kW a je zřejmé, že tečna v tomto bodě má u přední nápravy významně vyšší úhel, než je tomu u zadní nápravy. Regresní analýza také ukazuje, že v nízkých rychlostech je dokonce na zadní nápravě mírně vyšší hodnota ztrátového výkonu. Racionální vysvětlení tohoto jevu spočívá pouze v zahrnutí přesnosti měření, neboť difference v řádu jednotek či desítek wattů je dána nejistotou měření. Zjednodušeně lze kalkulovat, že při rychlosti 20 km.h^{-1} se při zahrnutí rozšířené standardní nejistotě měření síly 5 N dostáváme k výkonu 27,78 W, přičemž z tabulky je patrná difference ztrátového výkonu obou náprav 20 W.

Další měření proběhlo s nižším tlakem huštění a to 215 kPa na přední nápravě a 255 kPa na zadní. Poté docházelo k dalšímu snižování tlaku až na hodnoty 160 kPa a 180 kPa. Jelikož jsou si měření velice podobná a křivky mají také podobný průběh, budou pro přehlednost uvedeny všechny měření v jednom grafickém zobrazení tak, aby je bylo možné vzájemně porovnat.

Tab. 8 – Naměřené hodnoty – měření 2

| Měření 2: Volkswagen Golf 1.2 TSI | | | | | | | |
|-----------------------------------|----|----|----|--------------------|-------------------------------------|---------------|---------|
| Tlak přední náprava : 215 kPa | | | | | | | |
| Tlak zadní náprava : 255 kPa | | | | | | | |
| Naměřené hodnoty jednotlivých kol | | | | v | Ztrátové výkony jednotlivých náprav | | |
| LP | PP | LZ | PZ | | Přední náprava | Zadní náprava | Vozidlo |
| N | N | N | N | km.h ⁻¹ | kW | kW | kW |
| 73 | 15 | 68 | 26 | 20 | 0,49 | 0,52 | 1,01 |
| 76 | 20 | 70 | 29 | 40 | 1,07 | 1,10 | 2,17 |
| 79 | 22 | 70 | 29 | 60 | 1,68 | 1,65 | 3,33 |
| 82 | 28 | 72 | 30 | 80 | 2,44 | 2,27 | 4,71 |
| 85 | 29 | 74 | 30 | 100 | 3,17 | 2,89 | 6,06 |
| 91 | 37 | 78 | 33 | 120 | 4,27 | 3,70 | 7,97 |
| 95 | 47 | 80 | 37 | 140 | 5,52 | 4,55 | 10,07 |
| 108 | 59 | 83 | 42 | 160 | 7,42 | 5,56 | 12,98 |
| 130 | 80 | 97 | 49 | 180 | 10,50 | 7,30 | 17,80 |

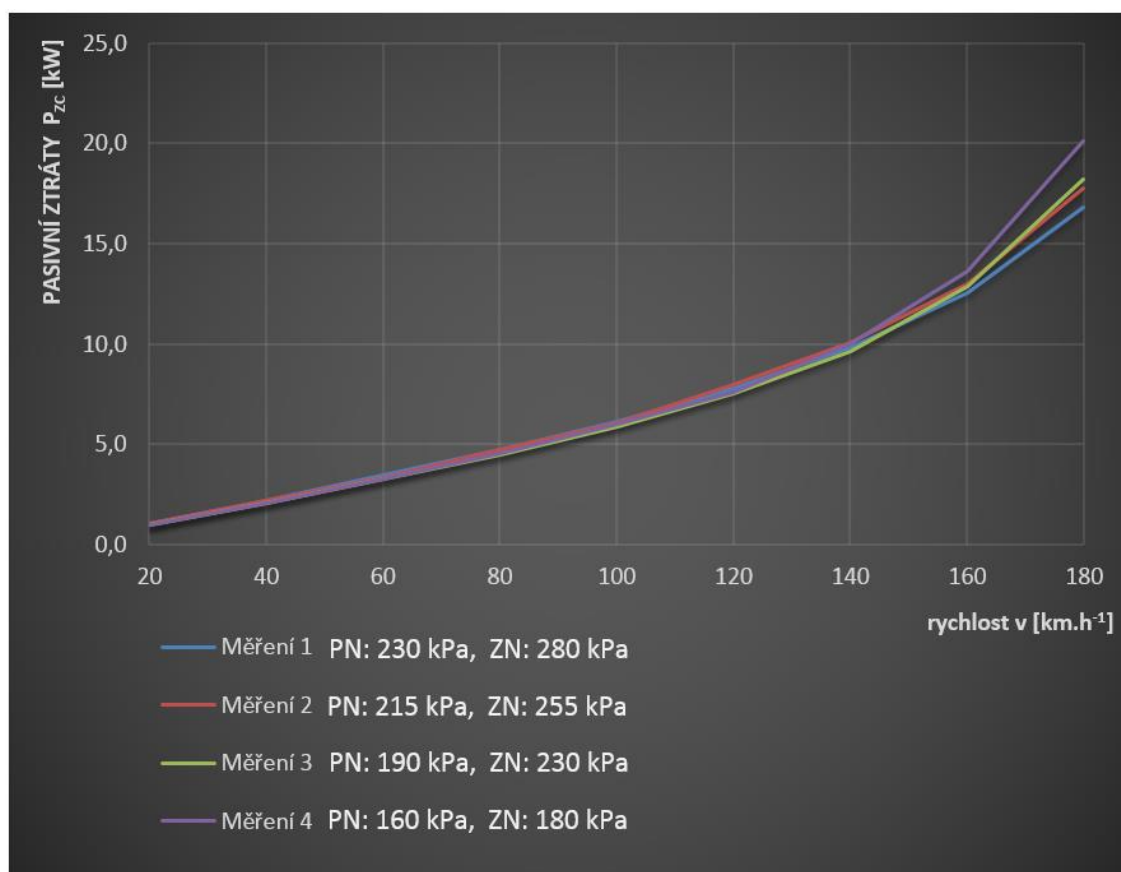
Tab. 9 – Naměřené hodnoty – měření 3

| Měření 3: Volkswagen Golf 1.2 TSI | | | | | | | |
|-----------------------------------|----|----|----|--------------------|-------------------------------------|---------------|---------|
| Tlak přední náprava : 190 kPa | | | | | | | |
| Tlak zadní náprava : 230 kPa | | | | | | | |
| Naměřené hodnoty jednotlivých kol | | | | v | Ztrátové výkony jednotlivých náprav | | |
| LP | PP | LZ | PZ | | Přední náprava | Zadní náprava | Vozidlo |
| N | N | N | N | km.h ⁻¹ | kW | kW | kW |
| 68 | 18 | 63 | 22 | 20 | 0,48 | 0,47 | 0,95 |
| 72 | 21 | 67 | 25 | 40 | 1,03 | 1,02 | 2,06 |
| 76 | 23 | 70 | 26 | 60 | 1,65 | 1,60 | 3,25 |
| 78 | 25 | 72 | 25 | 80 | 2,29 | 2,16 | 4,44 |
| 81 | 29 | 73 | 29 | 100 | 3,06 | 2,83 | 5,89 |
| 86 | 33 | 75 | 31 | 120 | 3,97 | 3,53 | 7,50 |
| 92 | 42 | 79 | 35 | 140 | 5,21 | 4,43 | 9,64 |
| 106 | 57 | 85 | 41 | 160 | 7,24 | 5,60 | 12,84 |
| 138 | 81 | 96 | 49 | 180 | 10,95 | 7,25 | 18,20 |

Tab. 10 – Naměřené hodnoty – měření 4

| Měření 4: Volkswagen Golf 1.2 TSI | | | | | | | |
|-----------------------------------|-----|-----|----|--------------------|----------------------------------|---------------|---------|
| Tlak přední náprava : 160 kPa | | | | | | | |
| Tlak zadní náprava : 180 kPa | | | | | | | |
| Naměřené hodnoty jednotlivých kol | | | | v | Ztrátové výkony jednotlivých kol | | |
| LP | PP | LZ | PZ | | Přední náprava | Zadní náprava | Vozidlo |
| N | N | N | N | km.h ⁻¹ | kW | kW | kW |
| 63 | 21 | 62 | 27 | 20 | 0,47 | 0,49 | 0,96 |
| 67 | 25 | 65 | 29 | 40 | 1,02 | 1,04 | 2,07 |
| 69 | 30 | 68 | 30 | 60 | 1,65 | 1,63 | 3,28 |
| 72 | 32 | 69 | 31 | 80 | 2,31 | 2,22 | 4,53 |
| 77 | 35 | 71 | 32 | 100 | 3,11 | 2,86 | 5,97 |
| 81 | 40 | 72 | 35 | 120 | 4,03 | 3,57 | 7,60 |
| 89 | 52 | 78 | 39 | 140 | 5,48 | 4,55 | 10,03 |
| 103 | 71 | 85 | 48 | 160 | 7,73 | 5,91 | 13,64 |
| 139 | 103 | 100 | 61 | 180 | 12,10 | 8,05 | 20,15 |

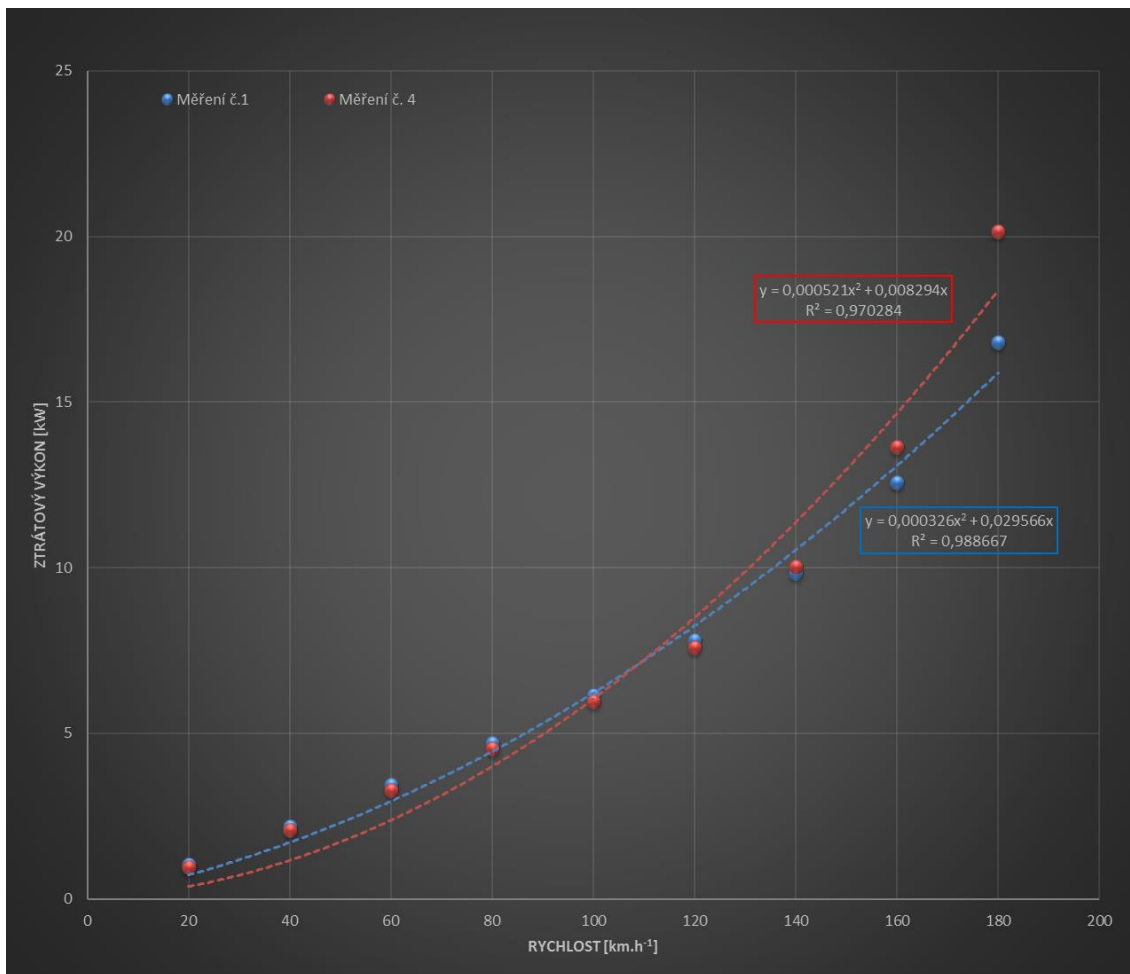
Na obrázku číslo 39 je vidět grafické znázornění průběhu pasivních ztrát v závislosti na rychlosti vztažené k rozdílným tlakům huštění. Graf vychází z tabulek měření, které jsou uvedeny výše a jsou v něm shrnuty všechny tlaky huštění, které byly měřeny.



Obr. 39 – Pasivní ztráty měřeného automobilu při rozdílném huštění pneumatik

Z grafu na obr. 39 je patrný průběh ztrátového výkonu valení uvedený záměrně bez regresní analýzy naměřených výsledků. Je zřejmé, že pro uvedené alternativy huštění není významného rozdílu v pasivních ztrátách, alespoň v rozsahu dovolených rychlostí na komunikacích v ČR. Často je v literatuře prezentován významnější pokles tlaku huštění, kde je markantní nárůst valivých odporů při poklesu 50 % a více. Avšak cílem tohoto experimentu nebylo dokázat, jak významné změny to mohou být, pokud bude pneumatika deformována významným tlakem huštění, ale stanovit reálné hodnoty, kdy subjektivním způsobem, resp. vizuálně řidič nerozpozná změnu tlaku huštění. Pro splnění bodů zadání tedy formálně provedu jednoduchou kalkulaci technicko-ekonomických parametrů při změně tlaku huštění. Ilustrativně uvádím pouze limitní

měření, tedy Měření č.1 a Měření č. 4. Grafická interpretace výsledků měření (1 a 4) je uvedena na obr. 40.



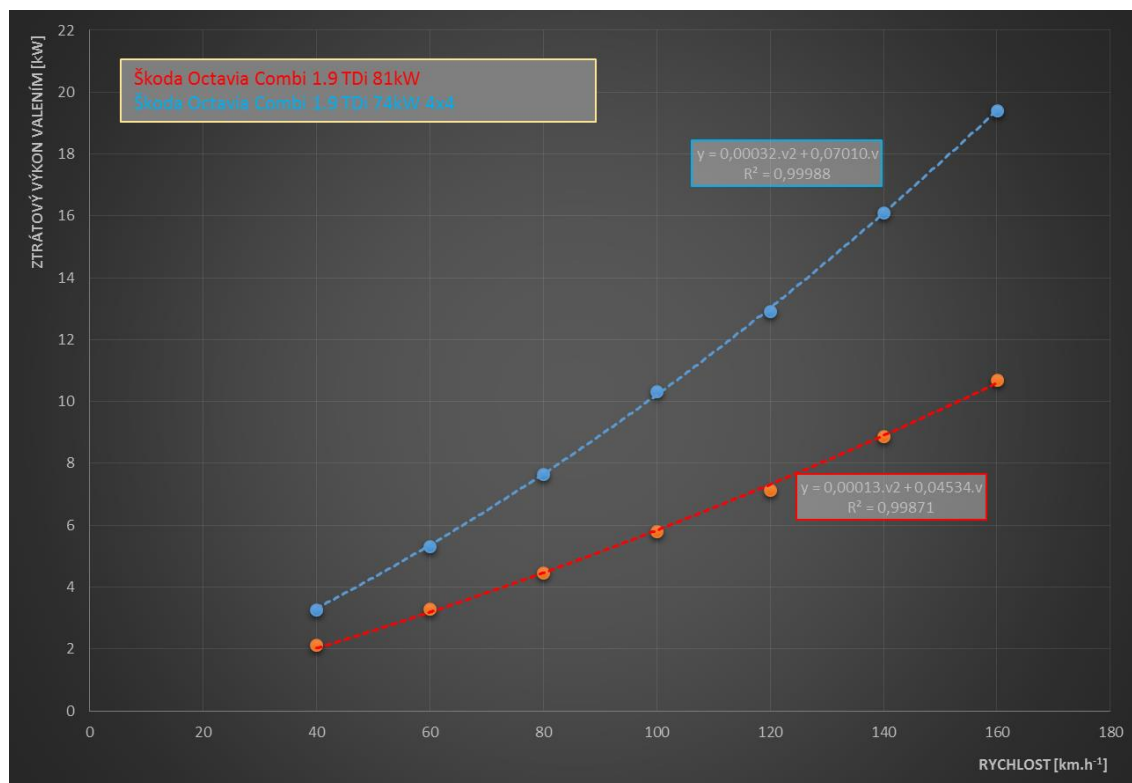
Obr. 40 – Pasivní ztráty měřeného automobilu – Měření 1 a 4

Maximální rychlost vozidla je 195 km.h^{-1} , což je optimální parametr pro splnění podmínky zadání. Důvod leží v respektování pohybové rovnice vozidla tak, jak bylo uvedeno v rešeršní části práce, kdy se členy svahu a zrychlení neuplatňují a odpor je dán prostým součtem valení a odporu vzdušného. Tedy v uvedeném případě musí být součet ekvivalentního ztrátového výkonu valením a ztrátovým výkonem odporu vzdušného roven 81 kW . Bohužel pro tento případ je nutné hodnoty ztrátového výkonu extrapolovat z polynomů regresní analýzy. V bodě 195 km.h^{-1} bude rozdíl z obou měření roven $3,2 \text{ kW}$. V bodě maximálního výkonu motoru lze kvalifikovaně odhadnout měrnou spotřebu paliva na úrovni $310 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$, což činí za hodinu rozdíl $0,992 \text{ kg}$ paliva, reprezentující úsporu 35 Kč za hodinu práce v bodě maximálního

výkonu motoru ve prospěch vyššího tlaku huštění (počítáno pro 25,8 Kč za litr N95 dle údaje CCS).

6.7 Porovnání rozdílných koncepcí pohonů

Druhý experiment byl motivován určením pasivních odporů vozidel, která jsou konstrukčně „příbuzná“, a to dvou provedení Škody Octavie Combi I. generace. Nutno podotknout, že ačkoliv vozidla jsou prezentována obě totožným komerčním označením, přeci jen se u nich vyskytují konstrukční odlišnosti. Jedná se například o mírně odlišné pohonné agregáty, a také rozdílné převodovky – 5ti a 6ti stupňové provedení. Bohužel totožné automobily nebylo možné zajistit, ale obhajobou budiž fakt, že při měření pasivních ztrát se odlišný motor neprojeví ve výsledných parametrech, pouze u převodového ústrojí může být určitá disproporce vzhledem k jinému vnitřnímu uspořádání. Dle mého názoru se však tyto valivé odpory podílí na celkových ztrátách zanedbatelně. Důležité ovšem je zajistit totožné tlaky huštění pro obě vozidla, optimem pro měření však byla instalace vždy totožné sady pneumatik (Continental EcoContact 195/65 R15 V). Výsledky experimentu jsou znázorněny na obr. 41.



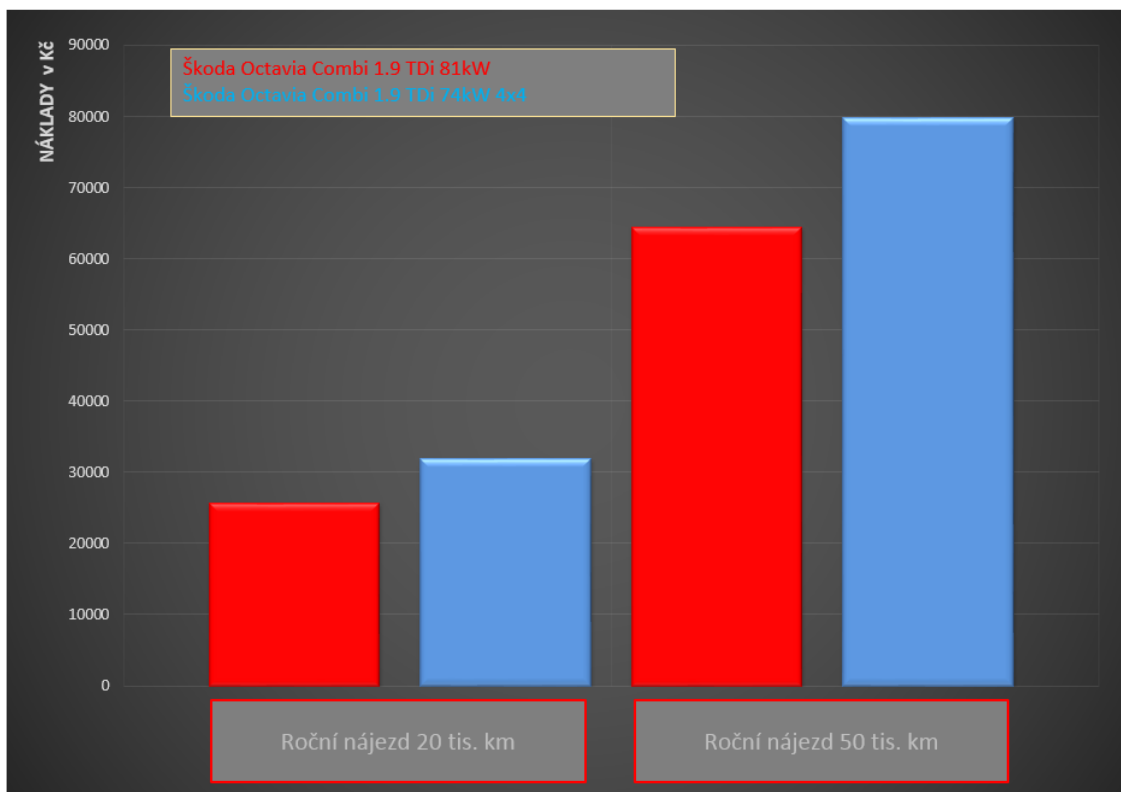
Obr. 41 – Pasivní ztráty Škoda Octavia Combi a Škoda Octavia Combi 4x4

Z výsledků patrných v grafickém vyjádření na obr. 41 je patrný dramatický rozdíl v průběhu ztrátového výkonu ve prospěch Škody Octavie s předním pohonem. V rychlosti $160 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ se jedná o rozdíl $8,7 \text{ kW}$, což z hlediska silničního způsobu měření spotřeby paliva jistě není zanedbatelné. Nutno také podotknout, že při způsobu měření nuceným protáčením kol Škody Octavie 4x4 se systémem Haldex nebyla spojka aktivní. Aktivace pohonu 4x4, kdy je skutečně přenášen točivý moment na všechna kola vozidla, je podmíněn prokluzem kol mezi nápravami. Tohoto stavu však na válcovém dynamometru nelze dosáhnout, byť při měření byly testovány procedury nucené aktivace spojky Haldex příkazy ze sběrnice CAN tak, jak bylo pracovníky Škoda Auto a.s. sděleno. Bohužel však zkoušený vůz příkazy nerespektoval. Tedy nutno přiznat, že výsledky nejsou zcela exaktní, neboť nezahrnují odpory, které by kladl hydraulický systém spojky Haldex. Analogicky jako v předchozím měření s tlakem huštění lze vyčíslit měrnou spotřebu v uvedeném zatížení na hodnotě $245 \text{ g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Za hodinu provozu v režimu se tak jedná o rozdíl ve spotřebě $2,1 \text{ kg}$ paliva (bez respektování odlišnosti konstrukčního uspořádání převodů podílejícího se na změně bodu v úplné charakteristice motoru).

Poslední částí experimentu je ekonomické zhodnocení obou variant pohonu, přičemž budeme vycházet z faktu, že pohon 4x4 má o $1,2$ litru na 100 kilometrů vyšší spotřebu paliva, což je zřejmé z tabulky číslo 6. Jaké bude mít tato skutečnost ekonomické dopady na provoz těchto automobilů, bereme-li v úvahu pouze náklady na palivo, je uvedeno v tabulce číslo 7. Následně je na obrázku číslo 42 je uvedeno grafické zobrazení daných výsledků.

Tab. 11 – Ekonomické porovnání pohonů

| | Škoda Octavia Combi 1.9 TDI 81kW | Škoda Octavia Combi 1.9 TDI 4x4 | Rozdíl |
|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|---------------------|
| Spotřeba - kombinovaně | 5.0 litrů na 100 km | 6.2 litrů na 100 km | 1.2 litrů na 100 km |
| Objem nádrže | 55 litrů | 55 litrů | - |
| Teoretický dojezd na jednu nádrž | 1100 km | 887 km | 213 km |
| Náklady na jeden km (pouze palivo) | 1.29 Kč | 1.60 Kč | 0.31 Kč |
| Náklady na 100 km (pouze palivo) | 129 Kč | 160 Kč | 31 Kč |
| Roční nájezd 20 000 km | 25800 Kč | 32000 Kč | 6 200 Kč |
| Roční nájezd 50 000 km | 64 500 Kč | 80 000 Kč | 15 500 Kč |



Obr. 42 – Ekonomické zhodnocení vozidel - Škoda Octavia Combi a Škoda Octavia Combi 4x4

Pokud se podíváme na dosažené výsledky, které jsou uvedeny v grafickém zobrazení, vidíme patrný vliv na ekonomiku provozu těchto automobilů řekněme při nájezdu běžného rodinného automobilu a zvýšeném ročním nájezdu například cestovně vytíženého manažera. Jako první nevýhodu koncepce pohonu všech kol lze uvést snížený dojezd na jednu nádrž téměř o 20 % respektive 213 km na sto kilometrů, což je poměrně dost vezmeme-li v potaz, že mají obě vozidla stejný objem nádrže na palivo. O 20 % bude lepší i spotřeba paliva ve prospěch pohonu jedné nápravy což se následně projeví více či méně ve výsledném zhodnocení podle nájezdu kilometrů jak je uvedeno na obrázku číslo 42. Uvedeme-li jako příklad manažera, který bude často cestovat a jehož roční nájezd bude 50 tis. km, což někteří vytížení manažeři jsou schopni najet i více, bude celkový ekonomický rozdíl obou variant pohonů činit 15 500 Kč ročně ve prospěch pohonu jedné nápravy. K tomu je nutné připočítat zvýšené servisní náklady oproti pohonu jedné nápravy, které souvisí zejména s údržbou systému pohonu všech kol (výměna olejové náplně, kontrola systému, atd.). Ekonomické zhodnocení tedy jasně hovoří ve prospěch pohonu jedné nápravy.

7 Závěr

S rostoucími požadavky zákazníků na osobní automobily na zvyšující se komfort a prvky výbav roste i obliba systémů pohonu všech kol. Zejména s rozvojem vozidel SUV různých úrovní, případně běžných rodinných vozů vybavených pohonem všech kol. Praktické uplatnění těchto vozidel však nemá příliš vysoké opodstatnění, jelikož málokdo je schopen využít potenciálu pohonu všech kol. Praktické využití naleznou tyto vozidla u lidí, jež se často pohybují mimo běžné silnice případně za zhoršených adhezních podmínek. Tedy například lidí žijících na horách případně, jejichž práce souvisí s pohybem mimo zpevněné komunikace například lesníci, údržby elektrického vedení nebo v zemědělství pak agronomové pohybující se většinu času po polních či lesních cestách. Zde je použití pohonu všech kol opodstatněno, avšak ve většině případech se jedná pouze o módní doplněk. V posledních letech již bývají mírné zimy a dny, kdy napadne vrstva sněhu a dochází k výraznému zhoršení adhezních podmínek, by se daly spočítat na prstech jedné ruky. Pokud tedy vyloženě často necestujeme, případně nežijeme v horských oblastech, kde se sníh většinou drží celou zimu a jsou zde několik měsíců zhoršené adhezní podmínky, ani zde tedy není nutné přemýšlet o pohonu všech kol.

Výhody pohonu všech kol jsou předem jasné a patří sem zejména vyšší bezpečnost, která souvisí s lepší ovladatelností vozidla za zhoršených adhezních podmínek. Vyšší průjezdnost je relativní, jelikož bývají pohonem všech kol vybavena vozidla klasické koncepce se standardní světlou výškou a tak paradoxně například v případě sněhu zapadnou většinou častěji než vozidla s pohonem pouze jedné nápravy. Jejich řidiči totiž podcení světlou výšku vozu a troufnou si vjet i do vyšší vrstvy sněhu, kde následně uvíznou tzv. na břicho, kdy se sice protáčí všechna kola, ale jejich přilnavost je omezena vrstvou sněhu nahnutou pod vozidlem.

Jak vyplývá z této práce, respektive ekonomického porovnání dvou koncepcí pohonů, uvažujeme-li o pohonu všech kol, je nutné zvážit míru jeho opodstatnění, jelikož dochází k nezanedbatelnému navýšení nákladů na provoz automobilu. V kombinaci se zvýšenou pořizovací cenou, která dosahuje nárůstu mezi 40 – 80 tis. Kč v závislosti na značce a třídě automobilu oproti pohonu pouze dvou kol a dále zvýšeným servisním nákladům, jež souvisí s údržbou systému pohonu všech kol, je nutné opodstatnit jeho využití a ne si tento systém pořizovat pouze jako prvek výbavy

navíc. Jak vyplývá z ekonomického zhodnocení, které je uvedeno výše, pořídí-li si takovéto vozidlo manažer se zvýšeným ročním nájezdem, mohou zvýšené náklady na provoz tohoto systému dosáhnout až 15 Kč a to je pouze rozdíl ve spotřebě paliva.

Dalším prvkem, který byl v práci posuzován, byl vliv huštění pneumatik na pasivní ztráty vozidel. Cílem bylo vyvrátit či potvrdit teorie o významném vlivu změny tlaku pneumatiky na ztráty vozidla. Výsledky jsou však velice podobné a i při nejvyšším rozdílu tlaků jsme dosáhli diference 3,2 kW, jak vyplývá z měření. To znamená rozdíl v hodinové spotřebě znamenající úsporu 32 Kč při správně nahuštěných pneumatikách.

Výstupem této práce bylo ověřit vliv huštění pneumatik na výstupní parametry vozidla, což bylo provedeno a výsledky přinesly diference, které jasně ukazují, že má význam udržovat správný tlak huštění pneumatik. Druhým cílem bylo posoudit rozdílné koncepce automobilů a provést jejich zhodnocení. Dle toho je tento pohon určen spíše po řidiče, kteří dokáží využít jeho potenciálu. Málokdo si totiž uvědomuje nevýhody této koncepce a vidí pouze lepší trakci automobilu.

Dle mého názoru obliba automobilů s pohonem všech kol bude nadále pokračovat, jelikož v současné době se jedná o jakýsi trend mít vozidlo s tímto pohonem. Souvisí to i s výrazným rozvojem vozidel SUV, které se staly velice populárními nejen v prémiové třídě automobilů, ale i v nižších třídách a tyto vozidla bývají ve většině případů vybavena pohonem všech kol. Je to dáno zejména vyšší světlou výškou oproti klasickému osobnímu automobilu a i vyšší hmotností a robustností těchto vozidel, která je předurčuje pro pohyb i mimo zpevněné silnice. Mnoho majitelů těchto vozidel s nimi však nikdy neopustí běžné komunikace a tak jim robustnost a fakt, že sedí výše, než ve standardním osobním vozidle dávají pocit bezpečí.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY:

Literární zdroje:

- [1] JAN Z., ŽDÁNSKÝ B., *Automobily 1 Podvozky*. 3. vyd. Brno: Nakladatelství Avid s.r.o. Brno, 2004. 211 s.
- [2] JAN Z., ŽDÁNSKÝ B., *Automobily 2 Převody*. 3. vyd. Brno: Nakladatelství Avid s.r.o. Brno, 2004. 129 s.
- [3] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [4] DUFFY, J. *Modern automotive technology*. 8th ed. Tinley Park: The Goodheart-Willcox company, 2014. ISBN 978-1-61960-370-7.
- [5] GSCHEIDLE, R. *Příručka pro automechanika*. 2., upr. vyd. Praha: Sobotáles, 2002. ISBN 80-85920-83-2.
- [6] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [7] VLK, František. *Úlohy z dynamiky motorových vozidel: Jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řízení, ovladatelnost, stabilita*. 1.vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001, v, 221 s. ISBN 80-238-6574-9.
- [8] ČUPERA, J. *Pasivní ztráty vozidla*. *Autoservis*. 2006. č. 5, s. 38--41. ISSN 1210-8243.

Internetové zdroje:

- [9] ANONYM, *Automobile layout*. [online]. 2015 [cit. 16.2.2016] Dostupné na:
<https://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_layout>
- [10] Škoda Octavia, [online]. 2016 [cit. 10.4.2016] Dostupné na:
<<https://www.google.cz/search?q=%C5%A1koda+octavia>>
- [11] AUDI A6, [online]. 2016 [cit. 10.4.2016] Dostupné na:
<[https://www.google.cz/search?q=Audi+A6+\(C7\)+3.0+TDI](https://www.google.cz/search?q=Audi+A6+(C7)+3.0+TDI)>
- [12] ŠVÍGLER J., *Mechanika vozidel*. [online]. 2013 [cit. 17.2.2016] Dostupné na:
<<http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/468-mechanika-vozidel.pdf>>
- [13] ANONYM, *Introduction to the CFD course*. [online]. 2015 [cit. 18.2.2016]
Dostupné na: <<http://engineertomorrow.com/1-introduction-to-the-cfd-course/>>
- [14] Červenka M, *Pohon všech kol vozidel Škoda*. [online]. 2012 [cit. 22.2.2016]
Dostupné na: <<http://slideplayer.cz/slide/1908639/>>
- [15] Dittrich L, *Haldex V: co je nového?*. [online]. 2013 [cit. 23.2.2016] Dostupné
na:
<<http://www.autorevue.cz/haldex-v-co-je-noveho-doplneo/ch-47571>>
- [16] Čupera J, *Vozidlová zkušebna*. [online]. 2003 [cit. 12.3.2016] Dostupné na:
<<http://www.zkusebna.wz.cz/konstdyn.htm>>
- [17] *technické parametry Volkswagen*. [online]. 2016 [cit. 2.4.2016] Dostupné na:
<http://www.volkswagen.cz/modely/golf/ceniky_a_data/technicka_data>

SEZNAM OBRÁZKŮ:

| | |
|---|----|
| Obr. 1 – <i>Klasická koncepce osobního automobilu [9]</i> | 9 |
| Obr. 2 – <i>Škoda Octavia s pohonem přední nápravy [10]</i> | 10 |
| Obr. 3 – <i>Audi A6 s pohonem přední nápravy [11]</i> | 10 |
| Obr. 4 – <i>Automobil s pohonem přední nápravy [9]</i> | 11 |
| Obr. 5 – <i>Automobil s pohonem přední nápravy [9]</i> | 11 |
| Obr. 6 – <i>Automobil s pohonem zadní nápravy [9]</i> | 12 |
| Obr. 7 – <i>Automobil s pohonem všech kol [9]</i> | 13 |
| Obr. 8 – <i>Rozdíl mezi systémem pohonu 4WD a AWD[4]</i> | 14 |
| Obr. 9 – <i>Schéma pohonu 4x4 automobilu VW Golf Syncro [2]</i> | 16 |
| Obr. 10 – <i>Viskózní spojka [5][2]</i> | 16 |
| Obr. 11 – <i>Volnoběžka [2]</i> | 17 |
| Obr. 12 – <i>Diferenciál Torsen [4]</i> | 18 |
| Obr. 13 – <i>Schéma pohonu všech kol vybaveného systémem Viscomatic [2]</i> | 19 |
| Obr. 14 – <i>Schéma pohonu všech kol vybaveného spojkou Haldex [14]</i> | 19 |
| Obr. 15 – <i>Rozvodovka zadní nápravy se spojkou Haldex [14]</i> | 20 |
| Obr. 16 – <i>Soustava spojky Haldex V. generace [15]</i> | 21 |
| Obr. 17 – <i>Deformace pneumatik – rozložení měrných tlaků ve stopě [6]</i> | 22 |
| Obr. 18 – <i>Moment valivého odporu a valivý odpor na valícím se kole [7]</i> | 23 |
| Obr. 19 – <i>Deformační charakteristiky pneumatiky [12]</i> | 24 |
| Obr. 20 – <i>Vznik stojatých vln na obvodu diagonální pneumatiky [7]</i> | 25 |
| Obr. 21 – <i>Vzduchové poměry za vozidlem [13]</i> | 25 |
| Obr. 22 – <i>Součinitel aerodynamického odporu podle tvaru karoserie [6]</i> | 26 |
| Obr. 23 – <i>Zjištění čelní plochy vozidla projekcí [6]</i> | 27 |
| Obr. 24 – <i>Určení odporu stoupání [6]</i> | 28 |
| Obr. 25 – <i>Rotační části automobilu [6]</i> | 29 |
| Obr. 26 – <i>Vliv celkového převodu na součinitel rotačních částí [6]</i> | 31 |
| Obr. 27 – <i>Hnací síla na kolech k překonání jízdních odporů [6]</i> | 32 |
| Obr. 28 – <i>Hnací výkon na kolech k překonání jízdních odporů [6]</i> | 33 |
| Obr. 29 – <i>Výkon potřebný na překonání jízdních odporů [6]</i> | 33 |
| Obr. 30 – <i>Vozidlová zkušebna Mendelovy univerzity v Brně [16]</i> | 34 |
| Obr. 31 – <i>Schéma kompletní zkušebny [16]</i> | 35 |

| | |
|---|----|
| Obr. 32 – Schéma kompletní zkušebny - nákres [16] | 36 |
| Obr. 33 – Vozidlo VW Golf připravené k měření | 39 |
| Obr. 34 – Stanovení hmotnosti vozidla přenosnou automobilovou vahou | 40 |
| Obr. 35 – Škoda Octavia s pohonem přední nápravy připravená k měření | 41 |
| Obr. 36 – Zabezpečení vozidla proti ujetí z válců zkušebny | 43 |
| Obr. 37 – Editace parametrů motoru a převodového ústrojí | 43 |
| Obr. 38 – Pasivní ztráty měřeného automobilu VW Golf | 45 |
| Obr. 39 – Pasivní ztráty měřeného automobilu při rozdílném huštění pneumatik | 48 |
| Obr. 40 – Pasivní ztráty měřeného automobilu – Měření 1 a 4 | 49 |
| Obr. 41 – Pasivní ztráty Škoda Octavia Combi a Škoda Octavia Combi 4x4 | 50 |
| Obr. 42 – Ekonomické zhodnocení vozidel - Škoda Octavia Combi a Škoda Octavia Combi 4x4 | 52 |

SEZNAM TABULEK:

| | |
|---|----|
| Tab. 1 – <i>Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [7]</i> | 24 |
| Tab. 2 – <i>Součinitel aerodynamického odporu a čelní plochy [6]</i> | 28 |
| Tab. 3 – <i>Technické parametry dynamometru Mendelovy univerzity Brno [16]</i> | 37 |
| Tab. 4 – <i>Technické parametry zkoušeného vozidla Volkswagen Golf 1.2 TSI [17]</i> | 38 |
| Tab. 5 – <i>Hmotnost zkoušeného vozidla Volkswagen Golf 1.2 TSI</i> | 39 |
| Tab. 6 – <i>Technické parametry zkoušených vozidel Škoda Octavia Combi</i> | 41 |
| Tab. 7 – <i>Naměřené hodnoty – měření 1</i> | 45 |
| Tab. 8 – <i>Naměřené hodnoty – měření 2</i> | 46 |
| Tab. 9 – <i>Naměřené hodnoty – měření 3</i> | 47 |
| Tab. 10 – <i>Naměřené hodnoty – měření 4</i> | 47 |
| Tab. 11 – <i>Ekonomické porovnání pohonů</i> | 51 |