

Analýza brzdného účinku a valivého odporu osobního automobilu v závislosti na tlaku huštění pneumatik

Diplomová práce

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Adam Polcar, Ph.D.

Vypracoval:

Bc. Josef Vlach

Brno 2017



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Zpracovatel : **Bc. Josef Vlach**

Studijní program: Technické znalectví a expertní inženýrství

Obor: Technické znalectví a expertní inženýrství

Konzultant: Ing. Dušan Slimařík, Ph.D.

Název tématu: **Analýza brzdného účinku a valivého odporu osobního automobilu v závislosti na tlaku huštění pneumatik.**

Rozsah práce: 50-60

Zásady pro vypracování:

1. V literární rešerši zpracujte analýzu současného stavu konstrukce pneumatik.
2. Proveďte rozbor jízdních odporů vozidel.
3. Proveďte experimentální měření výstupních parametrů brzdové soustavy a valivého odporu osobního automobilu na válcovém dynamometru při různém tlaku huštění pneumatik.
4. Naměřené a vypočtené hodnoty tabulkově a graficky zpracujte.
5. Proveďte analýzu a formulujte závěry získaných výsledků.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci: Analýza brzdného účinku a valivého odporu osobního automobilu v závislosti na tlaku huštění pneumatik 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 a doplnění dalších zákonů (zákon 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. Zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne 26. 5. 2017

Poděkování

Rád bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Adamu Polcarovi, Ph.D. za jeho pomoc, čas, ochotu a cenné připomínky při zpracování této diplomové práce.

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá změnou pasivních ztrát v závislosti na měnícím se tlaku vzduchu v pneumatikách. Popisuje změny brzdného účinku a stanoví pasivní ztráty působící na vozidlo. V první části práce jsou definovány odpory, které na vozidlo při jízdě působí. V další části práce jsou rozděleny pneumatiky podle druhů, způsobů výroby a popis konstrukce pneumatik. Ve třetí části této práce jsou uvedeny brzdové soustavy automobilů. Dále jsou definovány jednotlivé úseky při brzdění, metodika měření valivého odporu kola, typy válcových zkušeben a popis části a princip funkce válcové zkušebny.

V praktické části je popsáno měření pasivních ztrát vozidla a analýza brzdného účinku v závislosti na tlaku huštění pneumatik. Naměřené průběhy hodnot jsou uvedeny v tabulkách a vhodně graficky zpracovány. Hodnoty naměřené při různých tlacích huštění byly statisticky porovnány a bylo zjištěno, zda mezi soubory naměřených hodnot existuje statisticky významný rozdíl.

Klíčová slova

valivý odpor, pneumatika, brzdy, brzdění, válcový dynamometr, tlak huštění pneumatik, ztrátový výkon, brzdny účinek

Abstract

This thesis concerns itself with the change of passive losses subject to the varying air pressure in tyres. It also describes the changes of braking effect and it determines the powers which have an effect on a car. In the first part of the thesis resistances which have an effect on a car during driving are defined. In the next part of the thesis tyres are categorised by their types and methods of production. The third part of the thesis addresses the types of braking systems found in cars and this is supported by a characterisation of the classes of braking systems in cars, the methodology used for measuring a wheel's rolling resistance, and a detailed explanation of cylinders' test rooms.

Keywords

Rolling resistance, tyre, brakes, braking pressure, loss of performance, cylindrical dynamometer, tyre inflation press, losing power, braking effect.

Obsah

1	Úvod	8
2	Cíle diplomové práce	9
2.1	Cíle teoretické části práce.....	9
2.2	Cíle praktické části práce.....	9
3	Materiál a metodika zpracování	10
3.1	Materiál a metodika zpracování teoretické části práce.....	10
3.2	Materiál a metodika zpracování praktické části práce.....	10
4	Teoretická část diplomové práce	11
4.1	Jízdní odpory	11
4.1.1	Ztrátové jízdní odpory.....	11
4.1.2	Spotřebované odpory	12
4.1.3	Užitečné odpory	13
4.2	Valivý odpor	14
4.2.1	Čisté valení.....	18
4.2.2	Valení s prokluzem	18
4.2.3	Valení se skluzem	19
4.2.4	Klouzání	19
4.3	Pneumatiky	19
4.3.1	Konstrukce pneumatiky	23
4.3.2	Značení pneumatik	24
4.4	Brzdy	27
4.4.1	Bubnové brzdy	28
4.4.2	Kotoučové brzdy	29
4.5	Brzdění.....	32

4.5.1	Reakční dráha.....	32
4.5.2	Brzdná dráha	32
4.6	Měření brzdného účinku a valivého odporu	36
4.6.1	Válcové zkušebny brzd	36
5	Praktická část a výsledky práce	39
5.1	Metodika měření.....	39
5.1.1	Měřené vozidlo.....	39
5.1.2	Vozidlový dynamometr.....	40
5.1.3	Příprava experimentálního měření	44
5.1.4	Popis měření.....	48
5.2	Výsledky práce	48
5.2.1	Analýza pasivních ztrát přední nápravy vozidla	48
5.2.2	Vyhodnocení brzdných účinků	53
6	Diskuze	58
7	Závěr	59
8	Seznam použité literatury	60
9	Seznam obrázků	63
10	Seznam tabulek	65

1 Úvod

Život bez automobilů si v dnešní době již naše společnost nedokáže představit. Jejich provozem ale dochází ke zhoršování životního prostředí, což má vliv i na lidské zdraví. Proto Evropská unie vydala předpisy pro všechny výrobce automobilů v EU, ke snížení škodlivých vlivů automobilů na životní prostředí. Jednou z možností snižování těchto škodlivých vlivů jsou i opatření vedoucí ke snižování pasivních ztrát. Výrobci vozidel neustále provádí úpravy ke snížení hmotnosti vozidel, využívání rekuperační energie při brzdění, vyvíjí nové pneumatiky s nízkým valivým odporem a hnací prvky s velkou účinností přenosu síly. Valivý odpor také negativně ovlivňuje spotřebu paliva automobilu. Pasivní ztráty jsou tvořeny valivým oporem kol, odporem vzduchu vozidla, odporem stoupání, odporem zrychlení a odporem přivěsu. Valivý odpor, kterým se práce zabývá, ovlivňuje několik faktorů. Tyto faktory jsou definovány v části 4.2 této diplomové práce.

Výrobci vozidel vyžadují, aby pneumatika dokázala přenést co největší boční a brzdě síly i co nejvíce výkonu, proto musí být zvětšována styčná plocha kola a vozovky nebo zatížení kol. Se zvětšující se plochou ale vzrůstá valivý odpor kola a tím i spotřeba vozidla. Z toho důvodu se výrobci pneumatik snaží změnou konstrukce pneumatik tyto dva protichůdné faktory zlepšit. Dále se tato práce zabývá analýzou brzdě síly v závislosti na tlaku huštění pneumatik. Osobní automobily se pohybují stále vyšší rychlostí, proto je důležité brát ohled i na brzdě účinek a přenos brzdě sil mezi kolem a vozovkou. V posledních letech se na automobilové trhu v ČR zvýšil prodej automobilů typu SUV. Z tohoto typu vozidla je lepší výhled i více prostoru pro nastupování a vystupování. Mají však vyšší pasivní ztráty, zvláště pokud jsou s pohonem všech kol. Mají také vyšší hmotnost. Všechny tyto faktory se projevují zejména na vyšší spotřebě pohonných hmot a zatížení životního prostředí emisemi. Navýšením hmotnosti vzniká i větší setrvačná síla při brzdě vozidla a brzdě systém musí být navržen tak, aby zabezpečil dostatečný brzdě účinek. Pro automobil vyšší střední třídy jsou naměřené brzdě síly uvedeny v kapitole 5.2.2.

2 Cíle diplomové práce

2.1 Cíle teoretické části práce

Cílem této diplomové práce je předat ucelený přehled o jízdních odporech, objasnit vznik a faktory ovlivňující valivý odpor včetně jeho výpočtů a uvedení vlivů působících na velikost tohoto odporu. Dále seznámení s používanými typy brzd a časovými úseky při brzdění. V další části práce je uvedena kategorizace pneumatik podle způsobu výroby, konstrukce pneumatik a jejich značení. Následně jsou definovány typy konstrukcí brzd a jednotlivé časové úseky při brzdění. V závěru teoretické části jsou popsány způsoby měření brzdné dráhy a valivého odporu, konstrukční provedení válcových zkušeben a způsoby měření na těchto zkušebnách.

2.2 Cíle praktické části práce

Praktická část je zaměřena na popis měření pasivních ztrát a analýzu brzdného účinku při různých tlacích huštění pneumatik. Popisuje měřicí přístroje, které jsou nutné k objektivnímu zhodnocení a definování prostředí, ve kterém měření probíhalo. Následně jsou v tabulkách uvedeny naměřené hodnoty včetně zobrazení průběhů hodnot v grafech. Naměřené hodnoty jsou statisticky porovnány a zjištěny závislosti mezi naměřenými hodnotami. Statistické porovnání ztrátových výkonů při různých tlacích huštění bylo provedeno pomocí Tukeyova testu. Při analýze brzdného účinku vozidla jsou naměřené hodnoty také uvedeny v tabulce. Pro srovnání hodnot při různých tlacích byl proveden krabicový graf a statistická závislost mezi soubory naměřených dat je zjištěna pomocí Tukeyova testu.

3 Materiál a metodika zpracování

3.1 Materiál a metodika zpracování teoretické části práce

K vypracování teoretické části byla využita doporučená literatura od vedoucího diplomové práce. Další informace byly získány z obdobných publikací zabývajících se touto tematikou. Byly čerpány informace z publikací Prof. Ing. Františka Vlka, DrSc. i další odborné literatury zabývajících se touto problematikou. Následně byly zjištěny a zakomponovány názory na tuto problematiku v zahraničních literaturách.

3.2 Materiál a metodika zpracování praktické části práce

Pro zpracování praktické části byly využívány poznatky z teoretické části. Praktická část se řídí podle platné metodiky. Technické parametry vozidla byly získány z dokumentace o vozidle. Specifikace vozidlového dynamometru byla převzata z internetových stránek Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně. Zafixování vozidla na válcovém dynamometru, získávání i vyhodnocení hodnot proběhlo přesně podle platné metodiky. Naměřené parametry byly uvedeny v tabulkách a graficky zpracovány. Pro statistické vyhodnocení byl použitý software Statistica 12. Výsledky byly porovnány krabicovými grafy a pomocí jednofaktorové analýzy rozptylu (ANOVA).

4 Teoretická část diplomové práce

4.1 Jízdní odpory

Jízdní odpory vznikají při každém pohybu vozidla. Lze je rozdělit do tří kategorií:

- ztrátové odpory
- spotřebované odpory
- užitečné odpory

4.1.1 Ztrátové jízdní odpory

Tyto jízdní odpory působí vždy proti pohybu vozidla.

Do této kategorie patří:

- **valivý odpor kol**- valivý odpor působí na vozidlo již při malých rychlostech
- **odpor vzduchu**- vzniká vlivem proudícího vzduchu, který musí projít pod vozidlem přes horní a stranovou část karoserie. Odpor vzduchu působí až při vyšších rychlostech, průběh působení tohoto odporu je v Obr. 1. Velikost odporu vzduchu záleží na rychlosti proudění vzduchu, velikosti čelní plochy vozidla a součiniteli vzdušného odporu. Změna měrné hmotnosti vzduchu má nepatrný vliv na výsledný odpor vzduchu. Rovnice pro výpočet vzdušného odporu- F_w je (Vlk, 2003; Semetko, 1986):

$$F_w = c_x \frac{\rho}{2} S_x v^2 \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

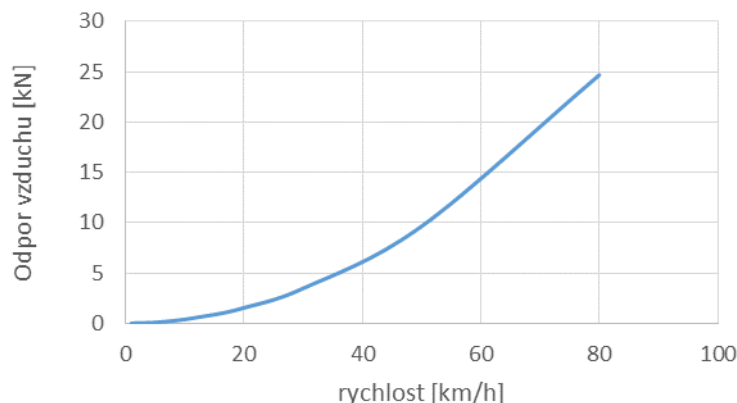
c_x - součinitel vzdušného odporu (pro osobní automobil 0,3-0,4) [-]

ρ - měrná hmotnost vzduchu závisí na teplotě a tlaku vzduchu (1,25) [kg/m^3]

S_x - čelní plocha vozidla, závisí na tvaru vozidla [m]

v - výsledná náporová rychlost proudění vzduchu [m/s]

Graf závislosti odporu vzduchu je uveden na Obr. 1, je z něho patrné jak působí tato síla na vozidlo. Průběh této síly má tvar exponenciály a výrazný vliv má zejména při vyšších rychlostech.



Obr. 1 Závislost odporu vzduchu na rychlosti

4.1.2 Spotřebované odpory

Nazývají se tak, protože k jejich překonání musí být spotřebováno určité množství energie. Do této skupiny odporů patří:

- **odpor stoupání**- je určen tíhou vozidla a úhlem vozovky vůči vodorovné rovině. Platí pravidlo, že při jízdě do svahu je smysl záporný a při jízdě z kopce se síla odporu změni na poháněcí sílu. Pro výpočet se použije rovnice

$$F_s = \pm G \cdot s \quad [\text{N}] \quad (4.2)$$

G - tíhová síla vozidla [N]

s - sklon stoupaní (častěji se vyjadřuje jako $\frac{h}{l} = \text{tg } \alpha$) [%]

- **odpor zrychlení**- tato síla působí na vozidlo proti směru pohybu při zrychlování. Odpor je složen z odporu zrychlení pohybujících se hmot a všech otáčejících se částí. Projeví se při zvýšení točivého momentu motoru na takovou hodnotu, která překoná moment pro zrychlení na hnacích kolech vozidla, rotujících částí motoru, rotujících částí převodovky a následně začne vozidlo zrychlovat. Vypočítá se pomocí vzorce (Vlk, 2003; Semetko, 1986):

$$F_z = m \cdot a + \frac{M_r}{r_d} = m \cdot a + \frac{1}{r_d} [(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum J_{Ki}] \frac{a}{r_K} \quad [\text{N}] \quad (4.3)$$

m - hmotnost vozidla [kg]

a - podélné zrychlení [m/s²]

r_d - dynamický poloměr kola [m]

J_m - hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru	[kg/m ²]
i_c - celkový převod mezi motorem a hnacími koly	[-]
J_p - hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí převodovky	[kg/m ²]
i_c - převod rozvodovky	[-]
η - účinnost přenosu síly	[-]
J_{Kt} - hmotnostní moment setrvačnosti rotujících kol	[kg/m ²]
r_K - valivý poloměr kola	[m]

4.1.3 Užitečné odpory

Do této skupiny odporů patří odpor přívěsu a odpory spotřebované pro pohon pracovních strojů.

- **odpor přívěsu**- je síla, která působí na tažný prostředek proti směru pohybu. Odpor přívěsu je součet valivého odporu, odporu vzduchu, odporu stoupání a odporu zrychlení. Vzdušný odpor se neurčuje samostatně, jak je uvedeno výše, ale společně s tažným vozidlem, tzn. jízdní soupravou (Semetko, 1986).

Celkový jízdní odpor se stanoví součtem jednotlivých odporů. Jestliže má automobil připojený přívěs, připočteme ještě odpor přívěsu (Vlk, 2003).

$$F_{celk.} = O_f + O_v + O_s + O_z \quad [N] \quad (4.4)$$

O_f - valivý odpor	[N]
O_v - odpor vzduchu	[N]
O_s - odpor stoupání	[N]
O_z - odpor zrychlení	[N]

4.2 Valivý odpor

Tato práce je zaměřena na stanovení brzdného účinku a valivého odporu. Proto valivý odpor bude více specifikován.

Valivý odpor je síla, která působí na vozidlo stále. Mění se pouze velikost působení této síly. Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky při pohybu kola po podložce. Tento pohyb se dělí na dva základní stavy (Semetko, 1986):

- **Valení pružného kola po tuhé podložce-** v tomto případě dochází pouze k deformaci pneumatiky. Podkladní vrstva zůstává stabilní bez známky deformace.
- **Valení pružného kola po měkké podložce-** dochází k deformaci pneumatiky i podkladní vrstvy. Valivý odpor je proti valení pružného kola po měkké podložce větší.

Tato práce je zaměřena na stav valení pružného kola po tuhé podložce. Nejmenší valivý odpor mají kolejová vozidla, protože deformace železného kola i kolejnice jsou minimální.

Plocha styku pneumatiky s podložkou se nazývá stopa pneumatiky. Valivý odpor vzniká v důsledku reakční síly. Velikost této síly je přímo úměrná zatížení daného kola a vypočítá se jako součin hmotnosti a gravitačního zrychlení (Semetko, 1986):

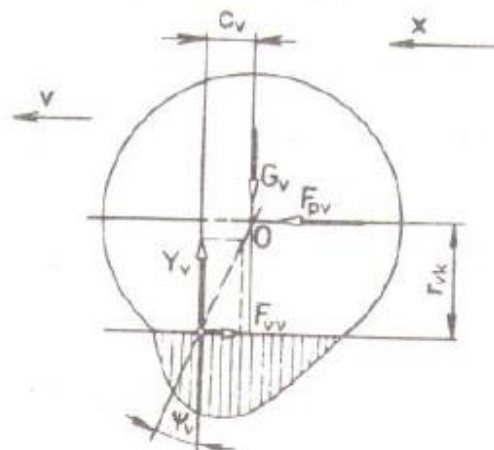
$$Y = G = m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (4.5)$$

m - hmotnost vozidla [kg]

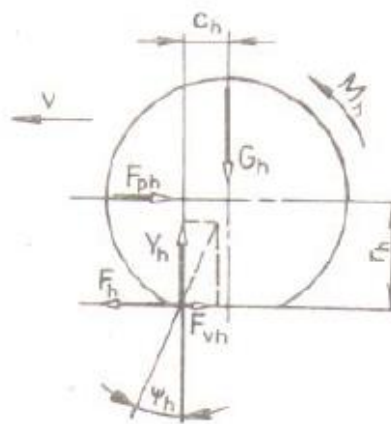
g - gravitační zrychlení ($g = 9,80665$) [m/s²]

Pokud není vozidlo v pohybu, výsledná síla působí v ose kola a je konstantní. V momentu, kdy je vozidlo v pohybu, je normálová reakce rozložena nerovnoměrně. V přední části stopy pneumatiky dochází vlivem zatížení ke stlačování obvodu pneumatiky. V zadní části pneumatiky se obvod opět vyrovnává do původního kruhového tvaru. Proto je výsledná normálová reakce předsunuta dopředu od osy kola. Působící síly na kolo jsou zobrazeny na Obr. 2 a Obr. 3. Vlivem deformace pneumatiky dochází ke ztrátám, které se mění v teplo. Normálovou reakci je možné přesunout do osy kola. Poté je nutné ještě zavést krouticí moment, který působí proti pohybu kola.

Na Obr. 2 jsou uvedeny síly působící na vlečené kolo vozidla, včetně směru působení těchto sil. Stejně tak jsou síly zobrazeny na Obr. 3 pro hnací kolo vozidla.



Obr. 2 Silová rovnováha vlečeného kola
Zdroj: (Semetko, 1986)



Obr. 3 Silová rovnováha hnacího kola
Zdroj: (Semetko, 1986)

Pro zjednodušení situace budeme uvažovat, že kolo se otáčí rovnoměrně a jeho pohyb je vodorovný. Na kolo působí síla normálové reakce Y a zatěžující síla vozidla G , která působí vertikálně v ose kola, dále posuvná síla F_p , která je přenášena z rámu vozidla a působí vodorovně v ose kola a síla odporu valení F_v . V případě, že se jedná o hnací kolo, působí na něj ještě hnací síla F_h ve směru pohybu kola a hnací moment přenášený od motoru. Na kolo ještě dále působí odpor sbíhavosti předních kol, odpor jízdy po nerovných vozovkách, odpor vznikající odvalováním kol se směrovými úchytkami, který vzniká při zatažení vozidla a vzdušný odpor kol. Tento odpor je obvykle přičítán ke vzdušnému odporu vozidla, ale vzniká otáčejícími se koly. Hodnoty těchto odporů jsou však zanedbatelné. Směr působení všech sil je vyobrazený na Obr. 3 (Vlk, 2003).

Pro zjednodušení je vhodné normálovou sílu v dotykové ploše nahradit jednou silou, která reprezentuje danou normálovou sílu, ale působí pouze v dotykovém bodě.

Síla odporu valení F_v vyjadřuje, jaký odpor klade pneumatika proti valení. Směr působení síly je od výsledné normálové síly do středu kola. Tuto sílu rozkládáme do dvou směrů podle osy X a Y . V ose Y je to normálová síla a v ose X je síla odporu valení F_v . Síla F_v působí vždy opačným směrem, než se kolo pohybuje. Velikost síly F_v udává konstrukce a hustící tlak pneumatiky, povrch vozovky a rychlost odvalujícího

se kola. Součinitel valivého odporu se označuje f a vypočítá se dle níže uvedeného vztahu (Semetko, 1986).

$$f = \frac{e}{r_d} \quad (4.6)$$

e - vzdálenost předsunutí normálové síly Y od osy kola [m]

r_d - dynamický poloměr kola [m]

Vztah pro výpočet valivého odporu- F_v je následující:

$$F_v = f * Y = f * G \quad [\text{N}] \quad (4.7)$$

f - součinitel valení [-]

Y - výsledná normálová síla na daném kole [N]

G - gravitační síla působící na daném kole [N]

Valivý odpor vozidla- F_{vc} se vypočítá jako součet sil odporů valení všech kol vozidla.

$$F_{vc} = \sum_{i=1}^n F_{vi} \quad [\text{N}] \quad (4.8)$$

F_{vi} - valivé odpory jednotlivých kol [N]

Deformace pneumatik způsobují tzv. hysterezní ztráty, které přeměňují spotřebovanou energii na teplo. Při vyšších rychlostech u osobních vozidel více jak 80 km/h a u nákladních více než 50 km/h nestačí pneumatika vyrovnávat deformace, které vznikají v přední části stopy. Proto v zadní části stopy vzniká menší měrný tlak a svislá reakce Y se posouvá více dopředu. Vlivem toho se zvyšuje i součinitel valivého odporu f . Při vysokých rychlostech se součinitel valivého odporu zvětšuje také vlivem ztrát vznikajících rozkmitáním bočních stěn pneumatik (Semetko, 1986).

Na pneumatikách vznikají vlivem vnějšího zatížení tangenciální, radiální a příčné deformace. Vlivem zatížení se tedy mění i průměr kola. Proto definujeme tři, respektive čtyři, základní poloměry kola (Semetko, 1986):

1. Volný poloměr kola

Je to skutečně naměřený rozměr nezatížené pneumatiky s veškerými nedostatky vzniklými v provozu kola nebo nepřesnostmi výroby pneumatiky.

2. Jmenovitý poloměr kola

Je to poloměr vypočítaný ze jmenovitých rozměrů pneumatiky. Je daný konstrukcí kola a pneumatiky. Je uveden v technické specifikaci vozu. Rovná se součtu poloměru disku kola a výšky pláště.

$$r_m = \frac{r_r}{2} + b \quad [m] \quad (4.9)$$

r_m – jmenovitý poloměr

r_r – průměr ráfku [m]

b – šířka pláště [m]

3. Statický poloměr kola

Vyjadřuje vzdálenost osy stojícího kola zatíženého normálovou silou od roviny podložky. Závisí na tlaku vzduchu v pneumatice, na zatížení kola a na druhu podložky.

4. Dynamický poloměr kola

Je vzdálenost osy pohybujícího se kola od výsledné reakce podložky, která na kolo působí. Když se kolo odvaluje pomalu po tvrdé podložce, tak se dynamický poloměr rovná statickému.

Velikost valivého odporu je v tomto případě závislá na (Celjak, 2001, online):

- rychlosti pohybu (při vysokých rychlostech dochází ke vzniku stojatého vlnění na obvodu pneumatiky)
- tlaku vzduchu v pneumatice
- poloměru pneumatiky
- vlastnostech směsi horní části běhounu a spodních vrstev běhounu (vnitřní hysterézní ztráty třením materiálu při deformaci pneumatiky)
- směsi nárazníkové vrstvy (v jaké míře je schopna absorbovat energii, resp. na její pružnosti)

- provedení dezénu běhounu (některé běhouny mají větší schopnost, tzv. „přísávání běhounu k vozovce“)
- provedení kostry pneumatiky, zda je provedení Steel (pneumatiky „G“ s celooceľovou vrstvou) nebo pouze s polyamidovou kostrou (označení Chemlon, Nylon), resp. s kombinovanou kostrou (Nylon/Steel)
- zda je nárazníková vrstva ocelokordová (Steel Belt)
- zatížení pneumatiky
- schopnosti odvádět vzniklé teplo do okolí
- tření v ložisku kola
- aerodynamickém odporu pneumatiky (při vysoké rychlosti)

Při přenosu sil mezi pneumatikou a podložkou nastávají i stavy, kdy se dopředná rychlost kola nerovná úhlové rychlosti, neplatí tedy vztah (Vlk, 2003; Semetko, 1986)

$$v = r \cdot \omega \quad [\text{m/s}] \quad (4.10)$$

v - dopředná rychlost

r - dynamický poloměr kola [m]

ω - úhlová rychlost [rad/s]

Mohou tedy nastat případy:

4.2.1 Čisté valení

Dopředná rychlost je stejná jako teoretická, nedochází ani ke skluzu, ani k prokluzu pneumatiky po podložce. Je dáno rovnicí:

$$v_k = r \cdot \omega \quad [\text{m/s}] \quad (4.11)$$

4.2.2 Valení s prokluzem

Je stav, kdy dopředná rychlost kola je nižší než úhlová a je snížena o skluzovou rychlost. Může nastat i v případě, že úhlová rychlost má hodnotu větší než nula, ale dopředná rychlost kola je nulová. V takovém případě se jedná o čistý prokluz. Nastává při akceleraci vozidla. Vzorec pro valení s prokluzem je:

$$v_k = r \cdot \omega + |v_\delta| \quad [\text{m/s}] \quad (4.12)$$

4.2.3 Valení se skluzem

V místě dotyku kola a vozovky nastává skluz, tzn. rychlost kola je vyšší než úhlová rychlost o hodnotu skluzové rychlosti kola. K tomuto jevu dochází při brzdění vozidla. Je vyjádřen vztahem:

$$v_k = r \cdot \omega + v_\delta \quad [\text{m/s}] \quad (4.13)$$

4.2.4 Klouzání

Klouzání je stav, kdy kolo nepřenáší žádnou boční sílu. Velikost skluzu se vyjádří pomocí vzorce:

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_t} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.14)$$

δ - hodnota skluzu

v - skutečná rychlost kola [m/s]

v_t - teoretická rychlost kola [m/s]

4.3 Pneumatiky

Zajišťují přenos sil mezi koly a vozovkou. Společně s diskem přenášejí hmotnost vozu, případně i nákladu a působí také jako primární odpružení. S diskem kola tvoří jeden celek. Rozdělují se podle několika kategorií (Vlk, 2006).

1. **Pneumatiky s duší**- ve vnitřní části této pneumatiky je umístěna duše, která zamezuje únik stlačeného vzduchu. Nároky na tvar a rozměry pneumatiky nejsou natolik důležité, protože spoj mezi patkou pneumatiky a ráfkem disku kola dotěsní duše. Na bočnici pneumatiky je označení TUBE TYPE. Tento typ pneumatiky se momentálně používá jen v náročných podmínkách. Osobní automobily tento způsob již nevyužívají.
2. **Bezdušové pneumatiky**- patka pneumatiky dosedá přesně do ráfku disku a společně vytváří uzavřený prostor, kde je stlačený vzduch. Na bočnici tohoto typu pneumatiky je vylisován nápis TUBELESS. Tyto pneumatiky jsou momentálně nejvíce používané u většiny osobních i nákladních vozidel.

Pneumatiky lze dělit podle několika kritérií.

Podle použití:

1. **Zimní pneumatiky**- mají jiný dezén uzpůsobený pro lepší odvádění vody, jsou vyrobeny ze speciálních druhů pryže, která vytváří měkčí směs. Do směsi se přidává větší množství sliky, která zabezpečuje dobré adhezní vlastnosti i při nízkých teplotách. Na bočnici pneumatiky je uveden nápis M+S, nebo znak horského masivu se sněhovou vločkou (BESIP, 2012, online).
2. **Letní pneumatiky**- mají větší styčnou plochu s povrchem vozovky a hůře odvádí vodu. Ideální teplota pro užití letních pneumatik je nad +7 °C. Při nižších teplotách se vyplatí použít zimní pneumatiky, protože u letních pneumatik dochází k rychlejšímu opotřebení a snížení přilnavosti s povrchem vozovky (Barum-pneu, 2017, online).
3. **Celoroční pneumatiky**- tento druh je kompromisem mezi letní a zimní pneumatikou. Celoroční pneumatiky mají horší vlastnosti než zimní pneumatiky v zimním období, ale i horší vlastnosti v letním období ve srovnání s letními pneumatikami v tomto období. Tyto pneumatiky jsou vhodnou alternativou pro zákazníky, u kterých není velká vytiženost vozidla, není nutné řešit výkyvy počasí nebo pokud se pohybují v místech, kde není předpoklad sněhových kalamit a námrazy, např. ve městech a podobně (AXA-pneu, 2017, online).

Podle dezénu:

1. **Symetrické pneumatiky**- mají na levé i pravé polovině stejný dezén, nezáleží tedy na směru montáže pneumatiky. Mají dobrou přilnavost, ale nedokáží vylepšit všechny jízdní vlastnosti, protože zlepšením vlastností v jednom režimu jízdy se zhoršují vlastnosti v jiném režimu. Je určena zejména pro kratší jízdy a městský provoz. Pneumatika je vyobrazena na Obr. 4 (Vlk, 2006).

Symetrická pneumatika, která je vidět na Obr. 4 má dezén z obou stran stejný. Nemusí být tedy brán zřetel na směr montáže pneumatiky.



Obr. 4 Symetrická pneumatika
Zdroj: (TestPneumatik.eu, 2017, online)

2. **Asymetrické pneumatiky-** mají rozdělený dezén na několik částí. Zpravidla ve střední části jsou otevřené pro rychlý odvod vody a po krajích jsou pneumatiky zpevněné pro lepší ovladatelnost a stabilitu při jízdě zatáčkou. U těchto pneumatik už je nutné brát zřetel na směr montáže. Jsou dražší než symetrické pneumatiky a jsou vhodné pro vozy střední a nižší třídy. Tvar dezénu je na Obr. 5 (Saidl, online).

Asymetrická pneumatika má pro co nejlepší vlastnosti dezén z každé strany jiný, jak je vidět na Obr. 5. Proto musí být dodržen směr montáže.



Obr. 5 Asymetrická pneumatika
Zdroj: (Continental, 2014, online)

3. **Směrové pneumatiky-** jsou to pneumatiky plně funkční zejména na mokřém povrchu. Dobře odvádí vodu a tím zvyšují přilnavost. Dobré vlastnosti vykazují i na zasněženém a zledovatěném povrchu, jsou ale hlučnější. Tento typ pneumatik se využívá i pro sportovní vozy.

Na Obr. 6 je zobrazena směrová pneumatika, která je má šípový dezén, při montáži této pneumatiky musí být také dodržen její směr.

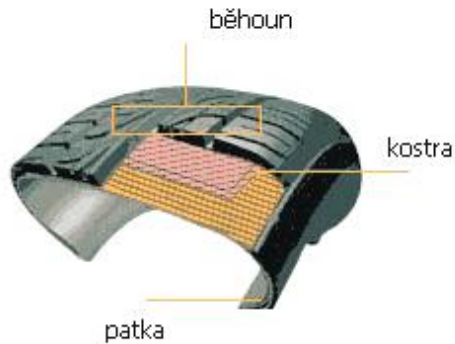


Obr. 6 Směrová pneumatika
Zdroj: (Rezulteo, 2017, online)

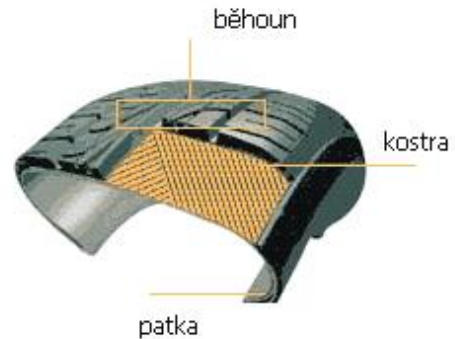
Podle provedení kostry se pneu dělí na:

1. **Radiální pneumatiky-** u těchto pneumatik kordové nitě kostry probíhají střední linií pod úhlem 90° , tj. od patky k patce. Obvodovou tuhost pneumatiky zajišťuje nárazníkový pás. Předností radiálních pneumatik je větší kontaktní plocha, větší přenášená síla, stabilizace dezénové figury nárazníkovým pásem a nízký valivý odpor. Radiální pneumatika umožňuje vyšší rychlost jízdy a poskytuje lepší tlumení vibrací od podložky než diagonální pneumatika. Směr vláken kostry radiální pneumatiky je vyobrazen na Obr. 7 (Vlk, 2006; Kulovaná, online).
2. **Diagonální pneumatiky-** U diagonálních pneumatik je počet kordových vložek větší než u radiálních. Kostra diagonálních pneumatik se skládá z pogumovaných kordových vláken, které se diagonálně kříží pod úhlem 30° až 40° od podélné osy běhounu. Vlákná jsou vyrobena z nylonu, chemlonu, rayonu apod. V oblasti pod běhounem mohou být i ocelová vlákna s označením: steel cord. Textilní i ocelová vlákna jsou napuštěna speciální směsí pryže a to v různých částech konstrukce pneumatiky různou směsí (nárazníková vrstva, ramena, bočnice, oblast patky). Typ kostry je uveden na bočnici pneumatiky. Předností diagonálních pneumatik je tuhá bočnice, odolná proti poškození v kamenitém terénu nebo jinak složitým terénu, např. provoz v lese apod. Uspořádání vláken v diagonální pneumatice je možné vidět na Obr. 8 (Vlk, 2006; Kulovaná, online).

Na Obr. 7 je uvedena radiální pneumatika, která má vlákna uložena napříč pneumatiky od patky k patce a na Obr. 8 je zobrazený řez diagonální pneumatikou.



Obr. 7 Radiální pneumatika
Zdroj: (Saidl, 2017, online)



Obr. 8 Diagonální pneumatika
Zdroj: (Saidl, 2017, online)

4.3.1 Konstrukce pneumatiky

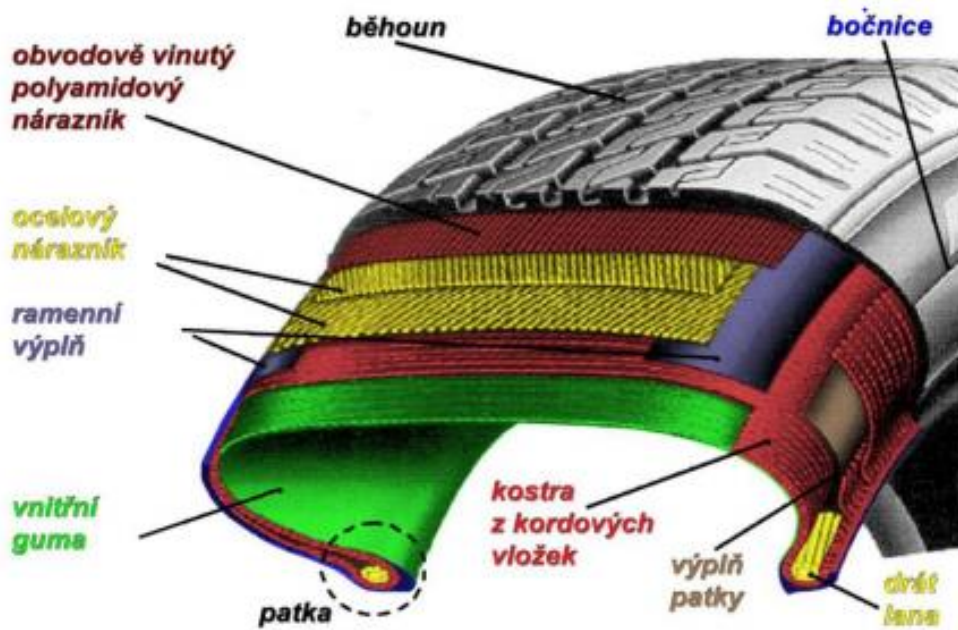
Pneumatika se skládá až z 30 přísad, z nichž se vytváří homogenní směs. Nejpočetnějšími přísadami jsou: pryž 80-85 %, textilní a jiná vlákna 12-15 % a ocelový kord 2-3 %. Základní surovinou pro výrobu pryže jsou kaučuky, které jsou velmi pružné. Pryž vzniká vulkanizací kaučuku, tj. teplem nebo urychlovači podporované reakcí vulkanizačního činidla. Tím vznikají disulfidické můstky. Čím déle vulkanizace probíhá, tím je pryž tvrdší. Vulkanizace i přísady se používají pro výrobu pneumatik bezdušových i pneumatik s duší (Wikipedia, 2017, online).

Pneumatika se skládá z následujících částí, které je možné vidět v řezu pneumatiky na Obr. 9 (Vlk, 2006):

1. **Běhoun-** zajišťuje styk kola s vozovkou. Má na povrchu vzorek, který zajišťuje odvádění vody pod pneumatikou a zajišťuje průchodnost terénem. Ovlivňuje i hlučnost pneumatik.
2. **Korunní kordová vrstva-** nárazník stabilizuje běhoun v obvodovém směru a zvyšuje odolnost pneumatiky proti průrazu. U osobních vozidel se obvykle používají 2 vrstvy nárazníku.
3. **Kostra-** radiální kordová vrstva určuje vlastnosti pláště. Vlákna jsou v pneumatice kladeny radiálně nebo diagonálně. Mohou být ocelová, nylonová nebo z jiných materiálů.

4. **Bočnice**- je vyrobená z kaučuku, zajišťuje odolnost proti průrazu z boku pláště.
5. **Vnitřní gumová vrstva**- zabraňuje úniku vzduchu z pneumatiky, u bezdušových pneumatik plní funkci duše.
6. **Patka**- je umístěna v dosedací ploše pneumatiky na ráfku a tvoří ji vysokopevnostní lano. Přenáší síly mezi ráfkem a pneumatikou.

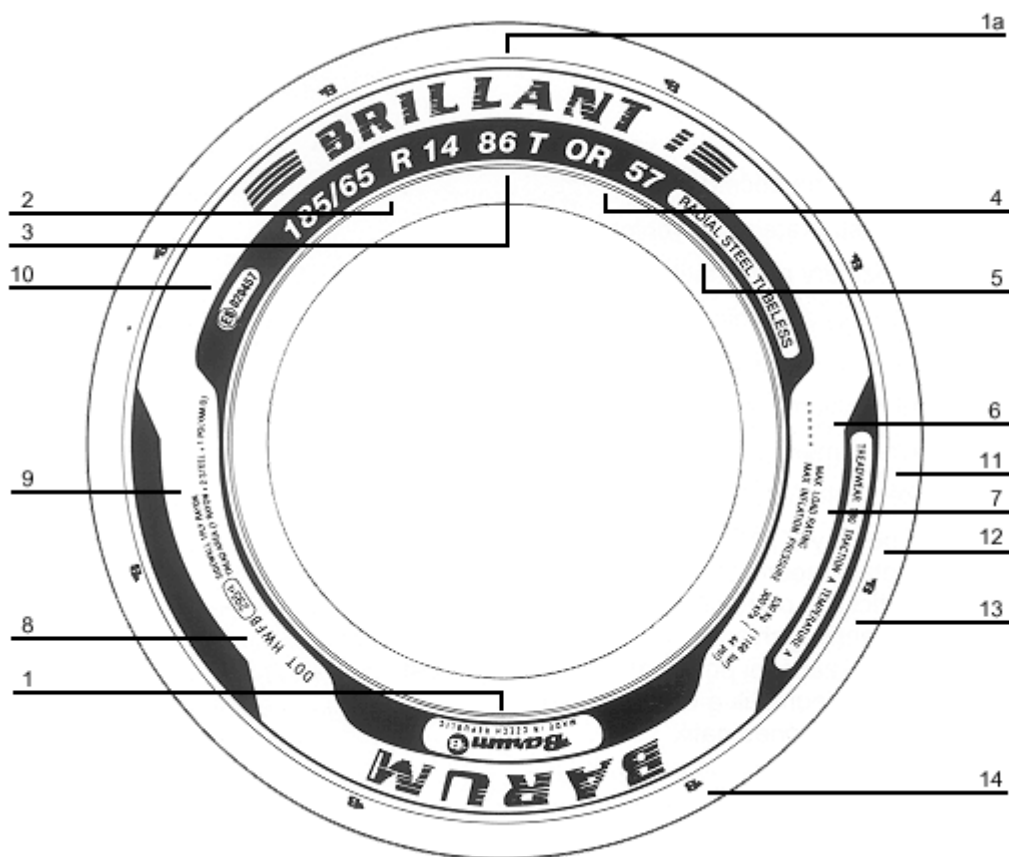
Na níže uvedeném Obr. 9 jsou popsány všechny konstrukční vrstvy pneumatiky.



Obr. 9 Konstrukční vrstvy pneumatiky
Zdroj:(ELCU, 2017, online)

4.3.2 Značení pneumatik

Na Obr. 10 je možné vidět standartní pneumatiku s popisem parametrů kola na bočnici. Pod tímto obrázkem jsou tyto symboly vysvětleny.



Obr. 10 Značení na bočnici pneumatiky
Zdroj: (PROFI-PNEU, 2017, online)

- 1- výrobce pneumatiky
- 1a- označení druhu pneumatiky
- 2- 185-šířka pneumatiky [mm]
- 65- profilové číslo- podíl výšky a šířky pneumatiky
- R 14- průměr pneumatiky [v palcích]
- 3- 88- nosnost pneumatiky, hodnoty označení jsou v Tab. 2
- 3- T- rychlostní index-hodnoty písmen jsou v Tab. 1
- 4- OR 57- označení dezénu pláště
- 5- RADIAL- plášť s radiální konstrukcí kostry STEEL - nárazník z ocelového kordu
- TUBELESS- bezdušové provedení pláště (TUBE TYPE - provedení pláště a duší)
- 6- T1- označení a pořadové číslo formy
- 7- nejvyšší dovolená nosnost pneumatiky v kg (lbs) a nejvyšší dovolené huštění pneumatiky v kPa (psi)

- 8- DOT - Department of Transportation - výrobní kód pneumatiky, který udává výrobce a poslední čtyři číslice vyjadřují datum výroby (např. 2905 je 29 = týden, 05 = rok 2005)
- 9- materiál kostry pláště a skutečný počet vložek v oblasti boku a běhounu
SIDEWALL 1PLY RAYON - oblast boku 1 vložka RAYON TREAD AREA
- oblast koruny
- 10- E8 = homologační znak a číslo země (ČR) podle EHK
- 11- odolnost běhounu proti opotřebení v procentech
- 12- velikost součinitele adheze A, B, C
- 13- odolnost proti dynamické únavě A, B, C
- 14- indikátor opotřebení (Tread Wear Indicators - TWI) minimální hloubka dezénu letních pneumatik je v ČR 1,6 mm a zimních 4 mm (PROFI-PNEU, online).

Tab. 1 Rychlostní index pneumatik
Zdroj: (Best Drive, 2017, online)

Symbol	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y	ZR
Max. rychlost [km/h]	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300	240

Tab. 2 Index nosnosti pneumatik
Zdroj: (Best Drive, 2017, online)

Index nosnosti	85	86	87	88	89	90	91	92	93
kg	515	530	545	560	580	600	615	630	650

Index nosnosti	94	95	96	97	98	99	100	101	102
kg	670	690	710	730	750	775	800	825	850

Index nosnosti	103	104	105	106	107	108	109	110
kg	875	900	925	950	975	1000	1030	1060

Tlak vzduchu v pneumatice je závislý na:

- rozměrech pneumatiky
- zatížení pneumatiky
- maximální rychlosti
- na velikosti styčné plochy pneumatiky s podkladní vrstvou
- na konstrukci pneumatiky

Všechny udávané tlaky vzduchu platí pro studenou pneumatiku, tedy po několika hodinách ve stavu klidu na volném prostranství bez silného slunečního svitu. Každá pneumatika má definováno zatížení v závislosti na hustícím tlaku a provozních podmínkách používání pneumatik.

Tlak vzduchu v pneumatice je přizpůsoben zatížení tak, aby deformace pneumatiky byla v rozmezí, při kterém splňuje všechny provozní požadavky, zejména záběr a životnost. Tlak vzduchu má vliv i na pohlcování rázů od vozovky, bezpečnost provozu, životnost pneumatiky a na schopnosti nést zatížení (Celjak, 2001, online).

Negativní projevy nízkého tlaku vzduchu (Celjak, 2001, online):

- nerovnoměrné opotřebení dezénu
- snížení poloměru otáčení
- zmenšení odolnosti bočnic pneumatiky proti poškození
- destrukce kostry v místech nadměrně přetěžovaných ohybem
- pneumatika sedí jen volně na ráfku a může se na něm protočit, tím je patka pneumatiky znehodnocena

4.4 Brzdy

Brzdění probíhá na základě tření dvou materiálů o sebe. Tření probíhá na koncích náprav a tyto síly se přenášejí mezi pneumatikami a vozovkou. Brzdové ovládací orgány jsou umístěny v blízkosti řidiče. Spojení ovládacích orgánů a třecích částí brzd je možné několika způsoby (Katedra dopravního stavitelství, 2017, online):

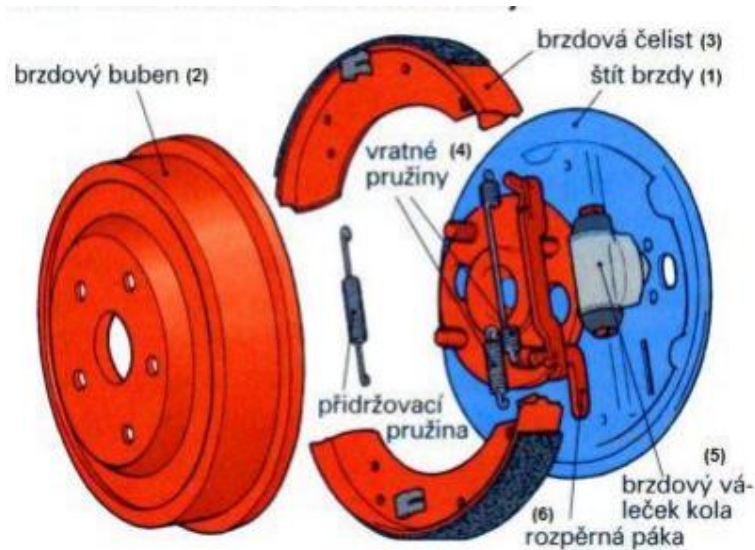
1. **Brzdové soustavy s mechanickým převodem-** jednoduchý přenos síly. Sílu vytváří řidič vozidla, pomocí lan a táhel se přenáší dále k brzdám. Tuto sílu nelze uměle zvětšovat.
2. **Brzdové soustavy kapalinové (hydraulické)-** přímočinný typ soustavy je závislý na velikosti síly, kterou řidič dokáže vyvinout. Pokud je v soustavě podtlakový nebo hydraulický posilovač, je síla řidiče zvýšena posilovačem. Brzdný účinek na kolech je podstatně větší než u předchozího typu.
3. **Vzduchotlaké brzdové soustavy-** jedná se o složitější systém, který se využívá zejména u vozidel s vyšší hmotností. Motor vozidla pohání kompresor, který stlačuje vzduch do vzduchojemu. Vedení je opatřeno regulátorem tlaku, pojistným ventilem, vysoušečem vzduchu a odkalovacím ventilem na vzduchojemu. Následně je stlačený vzduch přiváděn k dvouokruhovému brzdíči. Řidič sešlápnutím pedálu ovládá rozvod vzduchu k brzdovým válcům. Tlak působící na brzdové válce je omezován zátěžovým regulátorem.
4. **Vzducho-kapalinové brzdové soustavy-** tento typ se využívá u menších nákladních vozidel a u autobusů. Vyvíjení tlaku vzduchu a ovládání je totožné s předchozím systémem vzduchových brzd, ale na nápravách jsou umístěny převaděče. V převaděči je umístěna membrána, na kterou z jedné strany působí tlak vzduchu a na druhé straně se stlačuje brzdová kapalina, která působí na samotné brzdy.

Dle konstrukce brzd rozlišujeme:

4.4.1 Bubnové brzdy

Tyto brzdy mají větší styčnou plochu, jsou zakrytovány a tím odolávají znečištění. Méně se opotřebovávají, disponují bezproblémovou realizací parkovací brzdy. Mají však menší brzdný efekt, jsou náročné na prostor, více se zahřívají a neochlazují se. Velikost brzdného účinku se mění se smyslem otáčení. Požadovaná rozpěrná síla je tvořena pomocí hydraulického brzdového válečku pro provozní brzdu nebo mechanicky brzdovými klíny pro provozní i parkovací brzdu (Ždánský, 2001).

Popis jednotlivých částí je zobrazený na Obr. 10 včetně popisu jednotlivých součástí brzd.



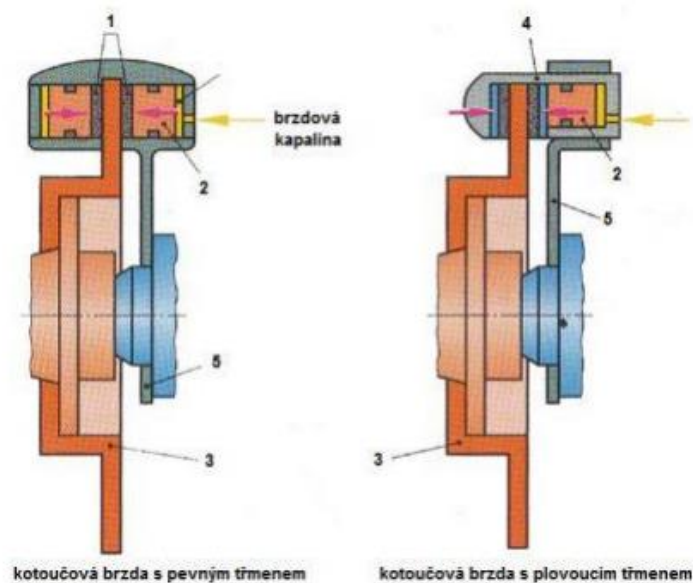
Obr. 11 Bubnová brzda
Zdroj: (Ždánský, 2001)

4.4.2 Kotoučové brzdy

Jsou účinnější než předchozí typ, dobře se chladí, mají samočinné seřizování vůle a malou třecí plochu. Velikost brzdného účinku se nemění se smyslem otáčení, ale dochází k většímu opotřebení, znečišťování, nemají samoposilující účinek a disponují složitou realizací parkovací brzdy. Používají se dva typy kotoučových brzd s pevným nebo plovoucím brzdovým třmenem, oba typy je možné vidět na Obr. 12 (Ždánský, 2001).

- **Pevný třmen-** má brzdové pístky na obou stranách kotouče, ty přitlačují brzdové desky z obou stran.
- **Plovoucí třmen-** má brzdové pístky pouze z jedné strany kotouče a jelikož je třmen posuvný, reakční síla působí stejnoměrně z obou stran kotouče.

Vlevo na Obr. 12 je uvedena kotoučová brzda s pevným brzdovým třmenem a napravo je zobrazena kotoučová brzda s plovoucím brzdovým třmenem.

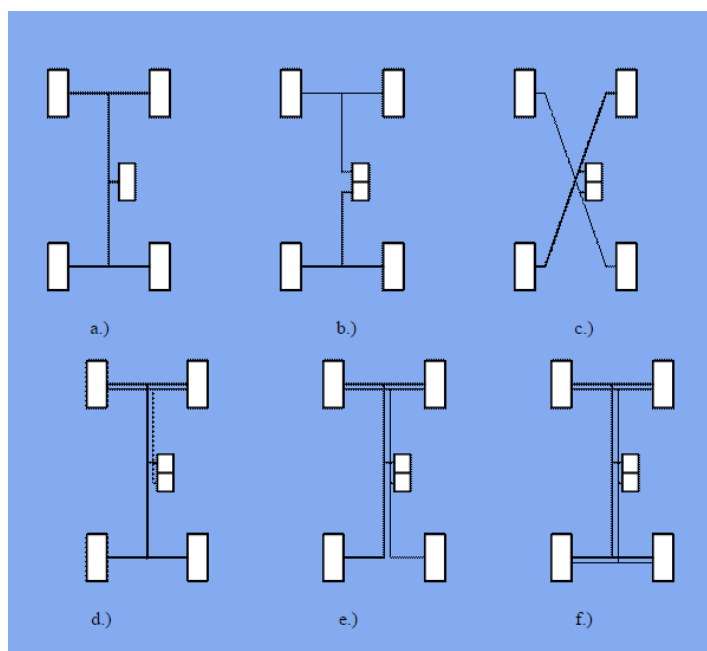


Obr. 12 Typy kotoučových brzd
 Zdroj: (Automonti s.r.o., 2017, online)

Podle zapojení dělíme brzdové soustavy na (Ždánský, 2001):

1. **Jednookruhové-** v dnešní době se z hlediska bezpečnosti jednookruhový systém již nepoužívá. V případě poruchy nelze vozidlo zastavit.
2. **Dvouokruhové zapojení přední/zadní „II“-** každý okruh brzdí jednu nápravu. Pokud dojde k poruše jednoho okruhu, sníží se brzdná síla a vozidlo brzdí pouze jednou nápravou. Rozdělení brzdné síly je v poměru 70 % přední : 30 % zadní náprava.
3. **Dvouokruhové zapojení diagonální „X“-** každý okruh brzdí jedno přední a protější zadní kolo. Rozdělení brzdné síly je v poměru 50 % 1. okruh : 50 % 2. okruh.
4. **Dvouokruhové zapojení „HT“-** jeden okruh ovládá přední a zadní nápravu, druhý ovládá jen přední. U přední nápravy musí být použity čtyřpístkové brzdové třmeny.
5. **Dvouokruhové zapojení „LL“-** každý okruh ovládá přední nápravu a jedno zadní kolo. U přední nápravy musí být použity čtyřpístkové brzdové třmeny. Rozdělení brzdné síly je v poměru 50 % 1. okruh : 50 % 2. okruh.
6. **Dvouokruhové zapojení „HH“-** každý okruh ovládá přední i zadní nápravu. Musí být použity čtyřpístkové brzdové třmeny.

Všechny typy brzd jsou zobrazeny na Obr. 13.



Obr. 13 Typy brzdových soustav

- a) *jednookruhová brzdová soustava*
- b) *dvouokruhová brzdová soustava- přední/zadní „II“*
- c) *dvouokruhová brzdová soustava- diagonální zapojení „X“*
- d) *dvouokruhová brzdová soustava- zapojení „HT“*
- e) *dvouokruhová brzdová soustava- zapojení „LL“*
- f) *dvouokruhová brzdová soustava- zapojení „HH“*

Zdroj: (Katedra dopravního stavitelství, 2017, online)

Podle způsobu ovládání (Ždánský, 2001):

1. **Ruční-** objevují se často na motocyklech a bicyklech. Přenos síly je veden od páčky v blízkosti řidiče k brzdám pomocí ocelových lanek, popř. táhel.
2. **Nožní-** používá se u všech standartních automobilů.
3. **Samočinné-** využívá se u přípojných vozidel. Samočinný tlakový systém brzdění, kdy při přerušení vedení dojde k zabrzdění přívěsu.

Podle účelu se dělí brzdové soustavy na (Ždánský, 2001):

1. **Provozní brzdová soustava-** snižuje rychlost vozidla a účinně zastaví při veškerých rychlostech, které přicházejí v úvahu při běžném provozu vozidla.
2. **Nouzová brzdová soustava-** slouží k zastavení vozidla při selhání provozních brzd. Soustava může být spojena s jiným typem brzd, např. druhým okruhem u dvouokruhových brzd nebo s parkovací brzdou.

3. **Parkovací brzdová soustava-** musí zabezpečit vozidlo při odstavení.
4. **Zpomalující brzdová soustava-** omezuje rychlost při jízdě ze svahu, aniž by se použila provozní, nouzová nebo parkovací soustava. Odlehčuje provozní brzdy a tím zabraňuje jejich přehřívání.

4.5 Brzdění

Brzdění je záměrné snižování rychlosti vozidla nebo zamezení rozjetí stojícího vozidla. Dráha potřebná pro zastavení vozidla se dělí na reakční dráhu a brzdnou dráhu. Každé nové vozidlo musí splňovat předpisy pro homologační zkoušky brzd. Tím se stane technicky způsobilé pro provoz na pozemních komunikacích. Při těchto zkouškách se hodnotí okamžitá rychlost vozidla, síla na brzdový pedál, čas brzdění a ujetá dráha (Ždánský, 2001; Vlk, 2003).

4.5.1 Reakční dráha

Je vzdálenost, kterou vozidlo urazí za čas, kdy řidič zpozoruje překážku a vyvodí potřebnou sílu na brzdový pedál. Tento časový interval označujeme jako reakční doba t_r . Jedná se o 1. časový úsek, který uplyne při každém brzdění. Vliv na tuto vzdálenost má rychlost vozidla a rychlost reakce řidiče.

4.5.2 Brzdná dráha

Je vzdálenost od počátku brzdění, kdy řidič začne působit na brzdový pedál a vozidlo se pohybuje počáteční rychlostí až po úplné zastavení. Skládá se z několika částí brzdění (Vlk, 2003):

1. **Dráha ujetá při technické prodlevě brzd-** v tomto čase dosedá brzdové obložení na třecí plochy, vymezí a překoná vůli v kloubech a v ložiskách. Vozidlo se pohybuje stále nezměněnou počáteční rychlostí v_0 . Tento interval končí ve chvíli, kdy se brzdná síla na kolech začne projevovat, označuje se t_p .
2. **Dráha náběhu brzdění-** je čas, kdy dochází k plnému brzdění a zpomalení vozidla se stane konstantním. Brzdný účinek dosáhne svého maximálního výkonu, tento interval se označuje t_n .

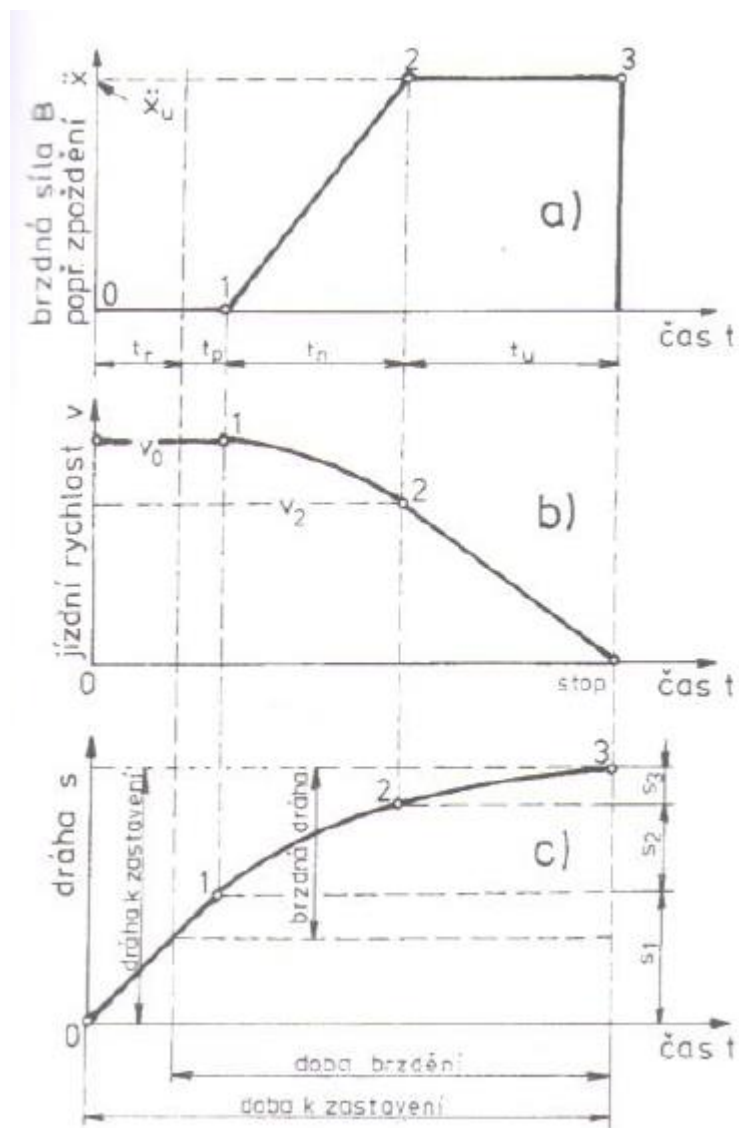
3. **Dráha účinného brzdění-** časový úsek je doba, kdy probíhá plné brzdění a jízdní rychlost konstantně klesá až do úplného zastavení vozidla. Tento úsek se označuje t_u .

Po zastavení kol vozidla dochází k odbrzdění vozidla.

Brzdový úsek se tedy skládá z (Vlk, 2003):

- 1) reakční doby řidiče- t_r
- 2) technické prodlevy brzd- t_p
- 3) dráhy náběhu brzd- t_n
- 4) dráhy účinného brzdění- t_u

Pro lepší přehlednost jsou na Obr. 14 uvedené jednotlivé brzdové úseky v čase. V horní části obrázku je uvedena velikost zpomalení v závislosti na čase. Uprostřed je uveden průběh rychlosti v závislosti na čase a ve spodní části obrázku je uvedena ujetá vzdálenost v závislosti na čase.



Obr. 14 Brzdňé úseky
Zdroj: (Vlk, 2003)

Délku brzdňé dráhy udávají i mezinárodní předpisy EHK č. 13 a národní předpis č. 102/1995 Sb., který byl novelizován na aktuálně platný zákon je 431/2014 Sb. Tyto předpisy také stanovují přípustné dráhy pro provozní a nouzové brzdění jednotlivých kategorií vozidel. Pro kategorii osobních automobilů je stanovena hodnota $v_0 = 80$ km/h. Zákonem předepsaný brzdňý účinek musí být dosažen bez skluzu kol. Parkovací brzdy musí být schopny zajistit vozidlo proti pohybu u osobních vozidel ve svahu nejméně 18 %, u autobusů a nákladních vozidel samostatných ve svahu 18 % a pokud se jedná o jízdní soupravu tak nejméně 12 %. Jakákoliv porucha brzdňového systému musí být signalizována řidiči. Výše uvedeným předpisem je stanovena hodnota minimálních li-

mitů zpomalení a maximální přípustné brzdné dráhy při provozním brzdění osobního automobilu. Vypočítá se vzorcem (Vlk, 2003):

$$s = t_1 \frac{v_0}{3,6} + \frac{v_0^2}{2a \cdot 3,6^2} = s_1 + s_2 \quad [\text{m}] \quad (4.15)$$

s- brzdná dráha	[m]
v ₀ - počáteční rychlost	[km/h]
a- brzdné zpomalení	[m/s ²]
s ₁ - první úsek dráhy	[m]
s ₂ - druhý úsek dráhy	[m]

Níže uvedená tabulka definuje délku brzdné dráhy v závislosti na počáteční rychlosti vozidla.

Tab. 3 Závislost rychlosti na brzdné dráze

Počáteční rychlost [km/h]	Vzdálenost brzdné dráhy [m]
30	9
50	21,7
70	39,7
100	76,7
130	125,7

Minimální brzdné zpomalení dle předpisu EHK č. 13 je (Vlk, 2003):

$$a = 6,43 \quad [\text{m/s}^2] \quad (4.16)$$

Minimální brzdny účinek u každého motorového vozidla musí splňovat podmínku danou zákonem, která je vyjádřena následující rovnicí:

$$\mu_v \leq (z + 0,07) / 0,85 \quad [-] \quad (4.17)$$

z- poměrné zpomalení	[m/s ²]
μ _v - přilnavost vozovky	

Výpočet rychlostí a ujetých vzdáleností v jednotlivých časových úsecích závisí na počáteční rychlosti v₀, době trvání časových úseků a na velikosti zpomalení vozidla. Celkový čas t_c se tedy vypočítá:

$$t_c = t_r + t_p + t_n + t_u \quad [\text{s}] \quad (4.18)$$

Celková dráha se vypočítá:

$$s_c = s_1 + s_2 + s_3 = v_0 \left(t_r + t_p + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2a_u} - \frac{a_u}{24} t_n^2 \quad [\text{m}] \quad (4.19)$$

4.6 Měření brzdného účinku a valivého odporu

Při měření brzdného účinku se hodnotí schopnost snížit rychlost vozidla, popř. zastavit nebo udržet danou rychlost při jízdě ze svahu. Brzdný účinek se zjišťuje měřením brzd-
né dráhy a středního brzdného zpomalení (Vlk, 2006).

Měření brzdného účinku se provádí (Vlk, 2006):

- při zkušební jízdě
- na setrvačnickové zkušebně brzd
- na plošinové zkušebně brzd
- na válcové zkušebně

Brzdnou dráhu ovlivňuje:

- technický stav celého systému brzd
- reakční doba řidiče
- technický stav pneumatik
- stav tlumičů
- povrch vozovky

4.6.1 Válcové zkušebny brzd

Pomocí přístrojů se v laboratorních podmínkách zjišťují brzdné vlastnosti vozidla. Pou-
žívají se dva typy válcových zkušeben:

- rychloběžné
- pomaloběžné- pro rychlost menší až 5 km/h

Každé kolo nápravy roztáčí jeden nebo dva válce, které jsou uloženy pod úrovní podla-
hy. Mají drsný povrch, aby lépe přenesly síly z otáčejícího kola vozidla na elektromo-
tor. Jeden z válců roztáčí samostatný elektromotor a druhý je poháněn řetězovým pře-

vodem od hnaného válce. Válce jsou různě rýhovány nebo obkládány vrstvou betonu, pryskyřice, křemíkem apod. Existují i typy zkušeben s jedním válcem velkého průměru místo dvou. Na vozidle se měří vždy dvě kola na stejné nápravě. Mezi elektromotor a hnaný válec je vložena redukční převodovka, která snižuje otáčky a zvětšuje sílu elektromotoru. Redukční převodovka je upevněna otočně a může se otáčet kolem podélné osy válců. Se zvyšující se brzdou silou se zvyšuje i reakční moment, který působí na převodovku. Na převodové skříně je upevněno rameno, které doléhá na snímač tlaku. Podle přenosu signálu ze snímače na registrační přístroj rozlišujeme (Vlk, 2006):

- **Mechanický způsob přenosu-** podle velikosti obvodové síly na pneumatice se přenáší síla na tlakový snímač a vyhodnocuje se na registračním přístroji.
- **Elektrický způsob přenosu-** redukční převodovka je uložena pevně a princip měření sleduje příkon elektromotorů při konstantních otáčkách válců a zvýšením brzdě síly vozidla. Měřicí přístroj je wattmetr.

Po rozběhu zkušebních válců se nechají kola volně protáčet. Vyhodnocené síly odpovídají pasivním ztrátám. Následně pomalu zvyšujeme brzdou sílu až do meze skluzu. Nárůst sledujeme na registračním zařízení, kde je sledován rozdíl brzdě síly mezi levou a pravou stranou vozidla, který musí být rovnoměrný s odchylkou maximálně 30 % (Vlk, 2006).

Na vozidle nesmí nikdy dojít k zablokování některého kola. Proto některé zkušebny mají systém sledování skluzu pneumatik a následné vypnutí pohonu válců. Snímač otáček je realizován jako třetí válec, který je uložen na výkyvném rameni a přitlačován k běhounu pneumatiky. Při rozdílných otáčkách snímače a válců systém vyhodnotí, že nastal skluz a vypne hnací elektromotory. Pro vypnutí pohonu elektromotorů musí být rozdíl otáček snímače a válců 20 %, ale tuto hodnotu si nastavuje každá laboratoř individuálně.

Pomaloběžné zkušebny neumožňují plně zjistit správnost funkce brzdové soustavy kvůli nízkým rychlostem otáčení kol. Slouží pouze k rychlé kontrole technického stavu brzd.

Ze záznamu válcové zkušebny je možné zjistit funkci brzd na jednotlivých kolech, souměrnost brzdění levé a pravé strany a rozdělení celkové brzdě síly na nápravy vozidla (Vlk, 2006). Zkušebny je možné rozdělit:

1. **Setrvačnickové válcové zkušebny brzd-** válce se roztáčí na stanovené otáčky. Při sešlápnutí brzdového pedálu se odpojí pohon elektromotorů. Brzdné síly maří energii akumulovanou v pohybu válců až do úplného zastavení. Přitom se počítají otáčky válců do úplného zastavení.

Zkoušení brzd v laboratorních podmínkách zabezpečuje opakovatelnost měření. Přesnost není ovlivněna vlhkostí ani nečistotami. Zkoušení brzd je možno provádět ve studeném i zahřátém stavu. Výsledkem je charakteristika průběhu brzdění a průběhu trakčního odporu. Měřit lze i vícenápravová vozidla s ověřením funkce posilovače brzd a kontrolou funkce ruční brzdy. Podle provedení se rozlišují na zkušebny s mechanickým simulováním setrvačných vlastností vozidla, nebo s elektrickým simulováním účinků (Vlk, 2006).

2. **Plošinové zkušebny brzd-** při tomto typu zkoušky dochází k dynamickému měření. Zkušební stolice je tvořena dvěma až čtyřmi plošinami, které měří reakční síly při brzdění kol. Plošiny jsou pohyblivé v horizontální rovině a při brzdění se pohybují ve směru jízdy. Tento pohyb snímá silový snímač a převádí ho na elektrický signál. Rychlost vozidla při nájezdu na plošinu je 10 - 15 km.h⁻¹, následně začne vozidlo brzdit. Rozjezdová dráha má být 8 - 10 m. Vyhodnocení je nejčastěji pomocí digitálního ukazatele na monitoru (Vlk, 2006).

3. **Válcové dynamometry**

Válcové dynamometry se skládají z:

- rámu
- dynamometru (třecí nebo elektrické brzdy)
- snímače rychlosti
- ventilátoru
- hardwaru a softwaru.

5 Praktická část a výsledky práce

5.1 Metodika měření

Měření bylo provedeno na vozidlovém dynamometru Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně. Měřené vozidlo bylo rovněž ve vlastnictví Mendelovi univerzity. Jednalo se o Škodu Superb druhé generace. Bližší specifikace vozidla i dynamometru je uvedena níže.

Nejdříve se zjistilo zatížení jednotlivých kol vozidla, poté se vozidlo zajistilo proti pohybu na válcové zkušební brzdě a následně proběhlo měření pasivních ztrát a měření brzdě síly na kolech vozidla. Naměřená data tvořila rozsáhlý soubor hodnot a bylo nutné je statisticky vyhodnotit. Statistické porovnání naměřených dat bylo provedeno pomocí krabicových grafů. K porovnání středních hodnot pasivních ztrát předních kol byla použita jednofaktorová analýza rozptylu (ANOVA). Naměřené výsledky jsou uvedeny v tabulkách a pro lepší vypovídající schopnost i graficky znázorněny.

5.1.1 Měřené vozidlo

Měření probíhalo na vozidle Mendelovi univerzity Škoda Superb 4x4 2.0 TDI 125 kW, rok výroby vozidla: 2009, VIN kód vozu: TMBCF83T1B9006002. Automobil má vznětový čtyřválcový motor přeplňovaný turbodmychadlem s mezichladičem vzduchu, objem motoru je 1968 cm³, vrtání motoru je 81 mm a zdvih pístu 95,5 mm. Maximální točivý moment motoru je 350 Nm při otáčkách 1700- 2500 ot. min⁻¹, maximální výkon je tedy 125 kW při 4200 ot. min⁻¹, kompresní poměr motoru je 16,5 : 1. Typ vstřikování je Common Rail, motor má 4 ventily na jeden válec. Palivová nádrž má objem 60 l. Pro snížení množství výfukových plynů motor používá EGR ventil a filtr pevných částic.

Převodovka vozidla je manuální šestistupňová. Rozdělení přenášené síly na všechna kola zajišťuje mezinápravová spojka Halex IV generace. Pojezdová spojka je třecí, hydraulicky ovládaná. Rozměry vozidla jsou uvedeny v Tab. 4.

Na vozidle byly namontovány letní pneumatiky Pirelli Pzero Rosso. Rozměr pneumatik je 225/45 R17, hloubka dezénu pneumatik je uvedena v Tab. 6. Jednalo se o bezdušové asymetrické pneumatiky vyrobené ve 24. týdnu 2009.

Základní rozměry měřeného vozidla Škoda Superb jsou uvedeny v Tab 4. Tyto rozměry bylo nutné znát pro správné nastavení válcového dynamometru.

Tab. 4 Technické parametry měřeného vozidla
Zdroj: (Hypermedia, 2017, online)

Parametr	Hodnota
Délka	4 838 mm
Šířka	1 817 mm
Výška	1 462 mm
Světlá výška	139 mm
Provozní hmotnost	1 647 kg
Celková přípustná hmotnost	2 210 kg
Rozvor	2 761 mm
Rozchod předních kol	1 545 mm
Rozhod zadních kol	1 518 mm

5.1.2 Vozidlový dynamometr

Měření bylo prováděno na vozidlovém dynamometru Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně. Byl použitý vozidlový dynamometr 4VDM E120-D. Konstrukce toho přístroje je odlišná, než bylo popsáno výše. Kolo vozidla místo dvou válců roztáčí pouze jeden o průměru 1,2 m a propojení válců s dynamometry zabezpečují ozubené řemeny. Dynamometr se skládá z tuhých rámu, stojin, které tvoří bloky. Přední blok je uložen pevně a zadní blok je možné posunout podle délky rozvoru vozidla. Základní rám je zalitý betonem na dně montážní jámy. Spojení levého a pravého válce zajišťuje frikční spojka, která je ovládaná elektronicky. Každý válec může být z bezpečnostních důvodů pneumaticky zabrzděn a umožňuje tím najetí vozidla na dynamometr. Každá válcová jednotka je vybavena nájezdovým zařízením a rolnami s ochranným krytem, které měří otáčky kol. Ty je možné vidět na Obr. 16.

K základnímu rámu jsou uchyceny i krycí podlahové plechy s kotvícími drážkami pro upevnění vozidla. Proud vzduchu pro chlazení elektromotorů v montážní jámě prostupuje uprostřed vozidla pod osami kol. Schématický náčrt vozidlové zkušebny je patrný z Obr. 15. Před vozidlem je umístěn ventilátor, který vytváří náporové chlazení

brzdové soustavy i chladičho systému vozidla (Mendelova univerzita v Brně, 2017, online).

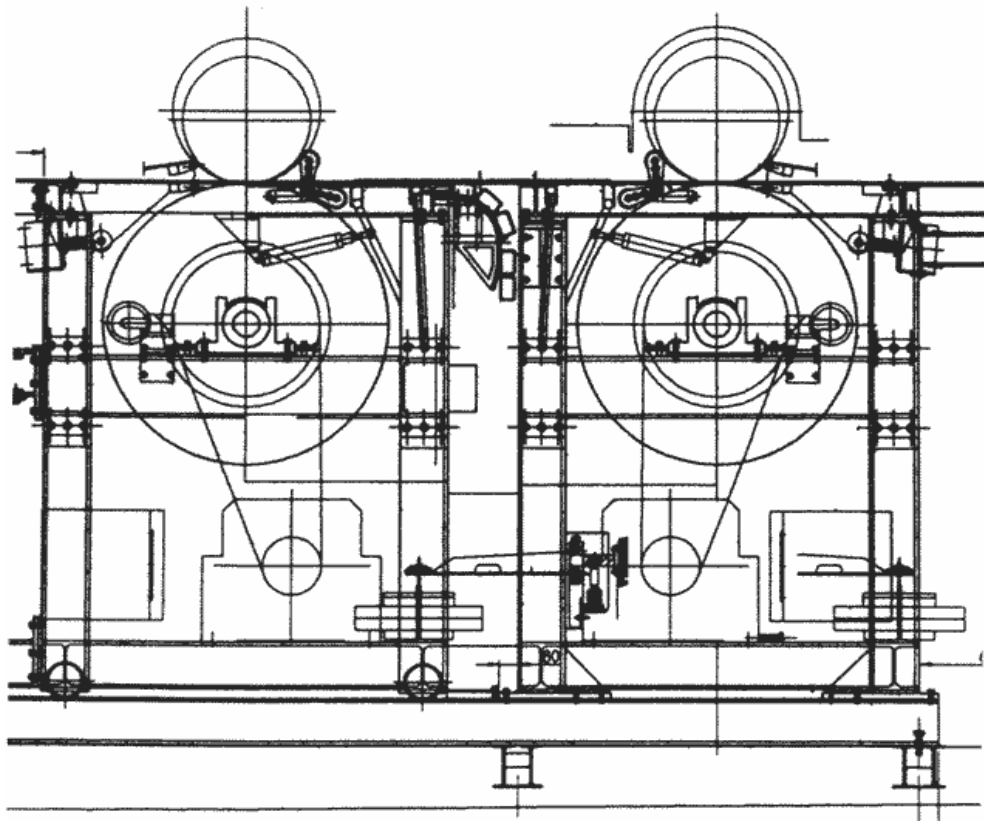
Přesné parametry válcového dynamometru Ústavu techniky a automobilové diagnostiky jsou uvedeny v Tab. 5.

Parametry dynamometru:

Tab. 5 Parametry vozidlového dynamometru MEZ 4 VDM E 120-D
Zdroj: (Mendelova univerzita v Brně, 2017, online)

Maximální 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
Zatížitelnost krytí	v místě jízdy [kg]	2000
	v místě chůze [kg]	500
Tlak vzduchu [bar]		min. 4
Rozsah měření rychlosti [km.h-1]		0 - 200
Rozsah měření sil [kN]		4x ± 5
Přesnost měření rychlosti		± 0,01
Přesnost měření sil [%]		± 0,25
Přesnost regulace rychlosti [%]		± 0,1
Přesnost regulace síly [%]		± 0,5

Ve schématu na Obr. 15 je zobrazen válcový dynamometr pro osobní vozidla, který byl využitý pro měření hodnot.



Obr. 15 Schéma zkušebny 4VDM E120-D
Zdroj: (Mendelova univerzita v Brně, 2017, online)

Jak je z obrázku 15 patrné, tak v horní části jsou schematicky vyobrazena kola vozidla se snímačem otáček, pod těmito koly se nachází válec, který má průměr 1,2 m což je uvedeno v kapitole 5.1.2. Obvodová část tohoto válce je rýhovaná pro lepší přenos sil.

Obrázek 16 popisuje situaci měření, vozidlové kolo měřeného automobilu stojí na válci dynamometru.



Obr. 16 Kolo vozidla na válci dynamometru s rolnou snímače otáček

Na výše uvedeném obrázku je vidět vozidlové kolo, které dosedá na rýhovaný válec zkušebny. Z levé strany obrázku na kolo vozidla doléhá snímač otáček.

Obrázek 17 uvádí typ měřicího přístroje, který byl použitý ke zjištění teploty v laboratoři. Jednalo se o teploměr VOLT CRAFT IR-1600A.



Obr. 17 Infračervený teploměr VOLT CRAFT IR-1600A

Zdroj: (Conrad, 2017, online)

Jak již bylo zmíněno, měření bylo realizováno v laboratoři. Teplota vzduchu při měření byla 21,1°C, barometrický tlak 100,3 kPa a vlhkost vzduchu 75 %. Ke zjištění teploty okolního prostředí byl použitý infračervený teploměr VOLT CRAFT IR-1600A, který je uvedený na Obr. 17. Tento přístroj je kalibrován a dokáže měřit s přesností na 0,1°C.

Při úpravě tlaku vzduchu v pneumatikách byl používán hustič WONDER EURODAINU s manometrem, který je zobrazený na Obr. 18.



Obr. 18 Hustič pneumatik WONDER EURODAINU
Zdroj: (V&W Morava, 2017, online)

Pro kontrolu a změny tlaku vzduchu v pneumatikách byl použitý hustič s manometrem WONDER EURODAINU. Tento přístroj je kalibrováný pro rozsah stupnice 0-12 bar a husticí hadice má délku 1,5 m. Typ tohoto hustiče je možné vidět na Obr. 18.

5.1.3 Příprava experimentálního měření

Ještě před ustavení vozidla na válcovou zkušebnu bylo nutné zvážit zatížení jednotlivých kol vozidla. Pod kola na levé straně vozidla byly vloženy elektronické váhy. Pod kola na pravé straně byly vloženy podložky, aby nebylo měření ovlivněno odkloněním vozidla. Tento postup se zopakoval i pro kola na pravé straně. Vážení vozidla je zobrazeno na Obr. 19 a Obr. 20. Před zkouškou brzdného účinku byla nejdříve provedena kontrola vyvážení kol, kontrola upevnění kol a tlaku vzduchu ve studených pneumatikách.

Na Obr. 23 a 24 je zobrazené vážení vozidla pomocí elektronických plošinových vah.



Obr. 19 Vážení kol vozidla

Pod koly na levé straně vozidla byly umístěny dvě plošinové váhy. Tyto váhy byly připojeny do monitoru, který je možné vidět vedle levého zadního kola vozidla na Obr. 19.



Obr. 20 Vážení kol vozidla

Z obrázku 20 je vidět, že pod koly na levé straně jsou umístěny plošinové váhy a pod koly na protější straně jsou umístěny podložky pro kompenzaci náklonu vozidla.

Zatížení jednotlivých kol vozidla

Aktuální hmotnost celého vozidla byla 1670 kg. Tato hmotnost byla naměřena s předepsaným množstvím provozních náplní a cca 12 litry paliva v nádrži. Hmotnost vozidla byla zjištěná bez řidiče a spolujezdců, úložný prostor byl prázdný. Hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Zatížení jednotlivých kol vozidla při měření

Kolo	Zatížení kola	Hloubka dezénu
Levé přední	478 kg	7,8 mm
Levé zadní	362 kg	7,9 mm
Pravé přední	472 kg	8,0 mm
Pravé zadní	357 kg	8,1 mm

Následovalo očištění dezénu pneumatik od nečistot, které by ovlivňovaly výsledky měření. Pneumatiky se nahustily na první měřený tlak 220 kPa na předních kolech a 230 kPa na zadních kolech vozidla. Proběhlo upevnění vozidla na vozidlový dynamometr. Vozidlo univerzity je pro účely měření na dynamometru upravené, má demontované nárazníky a v místech jejich uchycení je namontovaný rám pro upevnění vozidla na dynamometr. Tento rám je navrhnutý tak, aby se vozidlo nemohlo při zkoušce pohybovat podélně ani příčně. Rám upevněný na vozidle těsně doléhá na dvě rámové konstrukce, které jsou připevněny k podlaze laboratoře. Rámové konstrukce jsou opatřeny čtyřmi dorazy na každé straně. Jedna rámová konstrukce je před vozidlem a druhá je za vozidlem viz Obr. 21 a Obr. 22. Do programu vozidlové zkušebny byly zadány parametry vozidla, rozsah měření a poznámka, která definuje tlaky vzduchu v pneumatikách při konkrétním měření. Před započítáním měření bylo k vozidlu připojeno zařízení k odsávání spalin.

Obr. 21 upevnění vozidla proti pohybu z přední strany.



Obr. 21 Upevnění v přední části měřeného vozidla

Z Obr. 21 je patrné, jakým způsobem je vozidlo upevněno. V přední části je podlaze upevněný rám, na kterém jsou pěnové dorazy. Vozidlo je vystředěno pomocí těchto dorazů.

Na Obr. 22 je vidět rámová konstrukce a upevnění vozidla v zadní části.



Obr. 22 Upevnění v zadní části měřeného vozidla

V zadní části je vozidlo zajištěno proti vodorovnému i svislému pohybu pomocí dorazů. Jak je uvedeno v kapitole 5.1.3, rámová konstrukce je upevněna k podlaze a zamezuje pohybu vozidla.

5.1.4 Popis měření

Pasivní ztráty při valení kol byly měřeny pomocí kalibračního měření. Při měření pasivních ztrát se zjišťuje, jakou silou je nutné roztočit kola, aby byl překonán odpor trakční soustavy, tj. odpor vznikající valením kol, ztrátami v převodovce, rozvodovce, v mezinápravové rozvodovce, na kloubovém hřídeli a na ostatních částech hnacího ústrojí, které jsou v pohybu. Rozsah měření byl nastaven od $25 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ do $165 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Měření byla provedena na stejném typu pneumatik a na stejných discích kol, upravovaly se pouze tlaky vzduchu v pneumatikách. Při prvním měření byly přední pneumatiky nahuštěny na 220 kPa a zadní na 230 kPa. Při druhé zkoušce byly tlaky vzduchu v pneumatikách upraveny na 120 kPa na všech kolech vozidla. Naměřené tlaky jsou uvedeny v Tab. 7 a odpovídají postupu měření.

Tab. 7 Hodnoty tlaku vzduchu v pneumatikách

Měření číslo	Tlak vzduchu v předních pneumatikách [kPa]	Tlak vzduchu v zadních pneumatikách [kPa]
1.	220	230
2.	120	120

5.2 Výsledky práce

Měření probíhalo ve dvou vzájemně oddělených částech. Při měření vozidla v první části byly zjišťovány pasivní ztráty na kolech vozidla. Ve druhé části se prováděla analýza brzdného účinku.

5.2.1 Analýza pasivních ztrát přední nápravy vozidla

Vozidlový dynamometr nedokáže zjistit přímo valivý odpor kol automobilu, ale lze zjistit odpor celé trakční soustavy. Ten se skládá z valivého odporu kol, odporu ložisek, odporu otáčejících se kloubových hřídelů, odporu vznikajících z otáčejících se součástí převodovky a rozvodovky. Tyto odpory jsou však konstantní i při měnící se rychlosti. Pokud známe hodnoty těchto odporů, tak můžeme stanovit valivý odpor jednotlivých kol

a jeho průběh hodnot. V protokolu kalibrace jednotlivých kol, který je uvedený v části příloh je možné vidět, že hodnoty pasivního odporu předních kol mají vyšší hodnoty. Proti tomu pasivní odpor zadních kol je velmi malý a někdy je i záporný. Důvodem tohoto jevu je, že vozidlo má pohon všech čtyř kol. I když je pohon všech kol vypnutý, dochází k částečnému přenášení síly na zadní kola vozidla. Přední kola mají větší pasivní odpor, protože na ně působí odpor otáčejícího se kloubového hřídele, rozvodové skříně Haldex a dalších částí trakčního ústrojí. Z tohoto důvodu bude dále v práci vyhodnocován pouze pasivní odpor předních kol.

Jak je uvedeno v kapitole 5.1.4 této práce pasivní odpor kol je vyjádřen silou proti směru valení kola. Ze získaných hodnot pasivního odporu byly pomocí rovnice 5.20 vypočítány ztrátové výkony jednotlivých kol při konkrétních rychlostech a tlacích vzduchu v pneumatikách.

$$P = F_o \cdot v \quad [\text{W}] \quad (5.20)$$

P- ztrátový výkon

F_o- pasivní odpor kola [N]

v- rychlost otáčení kola [m/s]

Tento ztrátový výkon je uveden v Tab. 8 a 9 a průběhy jsou uvedeny v grafu závislosti ztrátového výkonu na rychlosti při všech tlacích huštění Obr. 23.

Tab. 8 Hodnoty ztrátového výkonu při tlaku huštění 120 kPa

Rychlost [m/s]	5,6	11,1	16,7	22,2	27,8	33,3	38,9	44,4	50,0
Pv LP [kW]	1,5	2,5	3,7	4,9	6,1	7,6	9,1	11,0	13,3
Pv PP [kW]	0,8	1,8	3,0	4,4	6,0	7,4	8,9	10,4	11,7

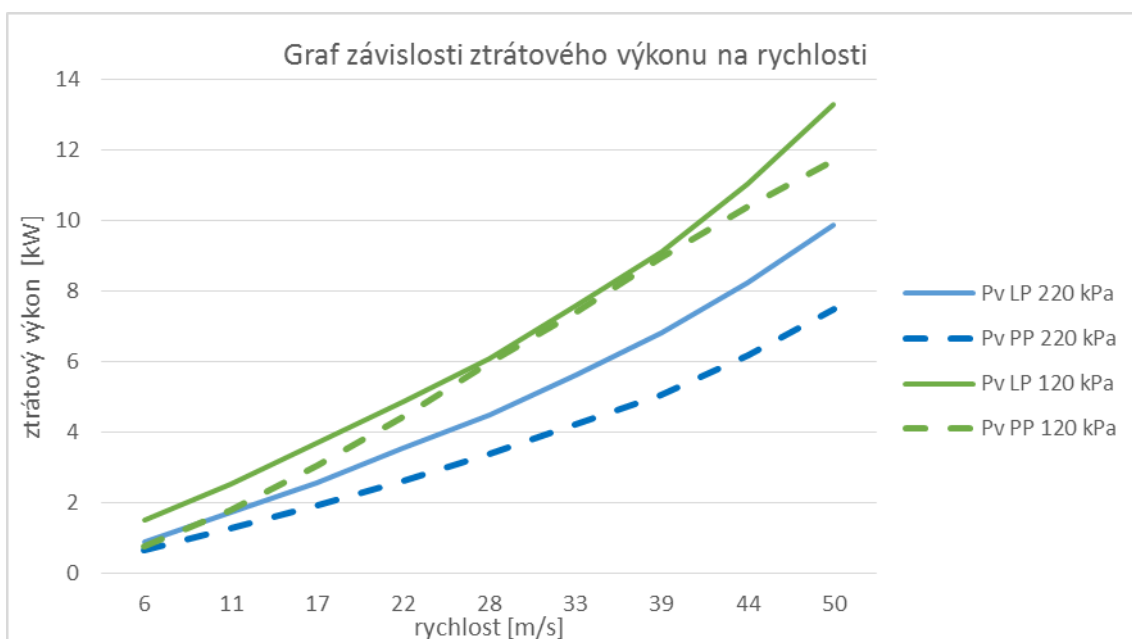
Jak je patrné z Tab. 8 největší ztrátový výkon byl naměřen při tlaku huštění 120 kPa, když rychlost dosáhla 50 m/s, tj. 180 km/h. Jeho hodnota byla 13,3 kW na levém předním kole a 11 kW na pravém předním kole. Rozdíl mezi těmito koly byl 12 %.

Tab. 9 Hodnoty ztrátového výkonu při tlaku huštění 220 kPa

Rychlost [m/s]	5,6	11,1	16,7	22,2	27,8	33,3	38,9	44,4	50,0
Pv LP [kW]	0,9	1,7	2,6	3,5	4,5	5,6	6,8	8,2	9,9
Pv PP [kW]	0,6	1,3	1,9	2,6	3,4	4,2	5,1	6,2	7,5

Jak je zřejmé z Tab. 9, největší ztrátový výkon byl naměřen také při rychlosti 180 km/h. Dosahoval podstatně nižší hodnoty proti ostatním měřeným tlakům, tedy 9,9 kW na levém předním kole a 7,5 kW na pravém předním kole. Rozdíl mezi těmito koly byl největší ze všech měření tj. 24 %.

V grafu závislosti ztrátového výkonu na rychlosti viz Obr. 23 jsou zobrazeny průběhy ztrátového výkonu při všech měřených tlacích. Je možné porovnávat průběhy stejných kol při různých tlacích i levého a pravého kola při stejném tlaku.

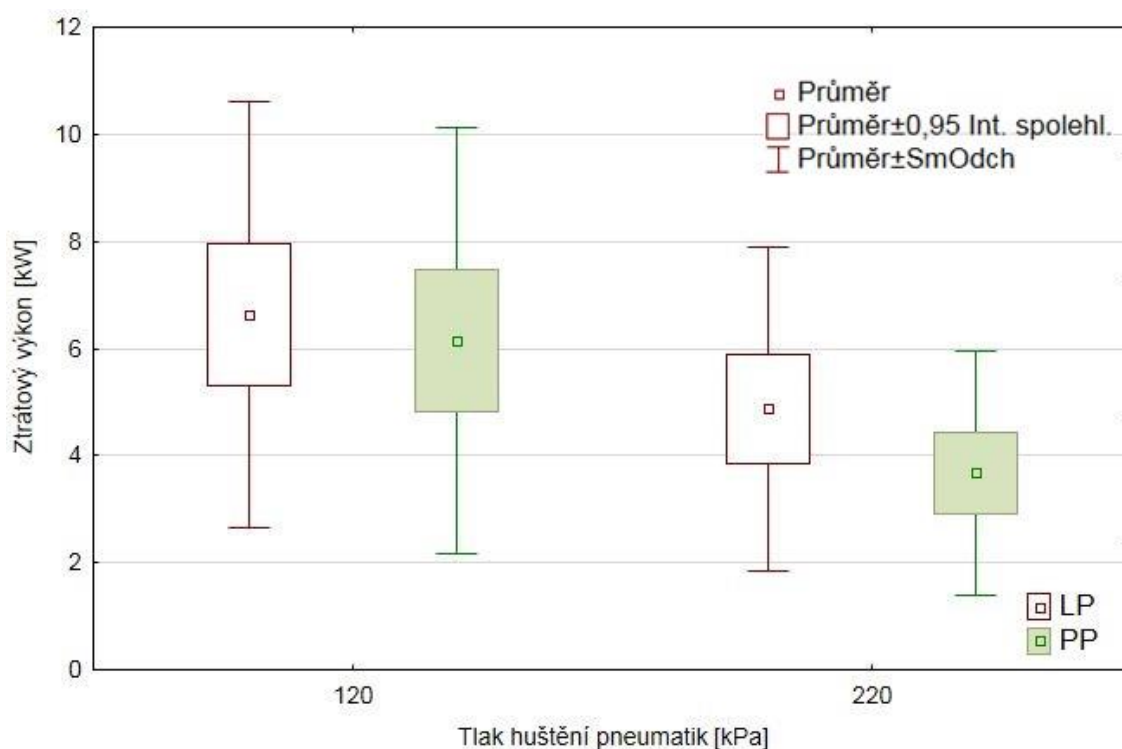


Obr. 23 Závislost ztrátového výkonu na rychlosti

Největší ztrátový výkon byl dosažen na levém předním kole při rychlosti 50 m.s⁻¹, při tlaku 120 kPa. Hodnoty levého i pravého kola se nejvíce vyrovnávaly při tlaku 120 kPa

a rychlosti od 30 m.s^{-1} do 40 m.s^{-1} . Nejnižší hodnoty ztrátového výkonu dosahovalo pravé přední kolo při tlaku huštění 220 kPa během celého rozsahu rychlosti měření.

Z grafu na Obr. 24 je možné vidět srovnání ztrátových výkonů předních kol při rozdílném tlaku huštění. Porovnání bylo provedeno programem Statistica 12 pomocí krabicových grafů.



Obr. 24 Krabicový graf pro porovnání hodnot kol přední nápravy

Ve výše uvedeném grafu je patné, že hodnota ztrátového výkonu se při snižujícím tlaku zvětšuje. Při tlaku 120 kPa narostl ztrátový výkon proti tlaku huštění 230 kPa. Průměrné hodnoty při tlaku 220 kPa dosahovaly většího rozdílu hodnot než průměrné hodnoty kol při tlaku 120 kPa. Průměrná hodnota tlaku levého kola byla 4,87 kW a pravého kola 3,68 kW. Rozdíl průměrů při tlaku 220 kPa je tedy 1,19 kW. Průměrná hodnota tlaku levého předního kola při tlaku huštění 120 kPa byla 6,63 kW a pravého kola 6,15 kW. Rozdíl mezi těmito průměry je pouze 0,48 kW.

Dále byl u hodnot získaných z protokolu kalibrace jednotlivých kol zjišťován statisticky významný rozdíl mezi soubory naměřených hodnot ztrátového výkonu při různých tlacích huštění pneumatik. Pro vyhodnocení tohoto měření byl použitý program

Statistica 12. Data se porovnávala pomocí Post-hoc testů, konkrétně Tukeyovým HSD testem. Pomocí něho se testuje nulová hypotéza H_0 , která tvrdí, že střední hodnoty pasivních ztrát levého předního kola a pravého předního kola se mezi jednotlivými soubory hodnot neliší. Alternativní hypotéza H_1 tvrdí, že střední hodnoty porovnávaných souborů naměřených pasivních ztrát se při různém tlaku huštění liší. Testové kritérium se porovnává s kritickou hodnotou. Pokud je hodnota testového kritéria menší než kritická hodnota, pak zamítáme nulovou hypotézu H_0 , která říká, že střední hodnoty se rovnají.

V Tab. 10 je uveden výsledek porovnání naměřených dat pomocí Tukeyova HSD testu.

Tab. 10. Výsledek porovnání hodnot Tukeyůva HSD testu

Č. buňky	Proměnná tlak	Proměnná kolo	{1} 5,7940	{2} 6,1527	{3} 4,8709	{4} 3,6791
1	120	LP		0,995650	0,933182	0,532515
2	120	PP	0,995650		0,830042	0,371547
3	220	LP	0,933182	0,830042		0,858233
4	220	PP	0,532515	0,371547	0,858233	

Z Tab. 10 je patrné, že byly porovnávány nejen data při různých tlacích huštění, ale i levé a pravé kolo mezi sebou. Mezi soubory naměřených hodnot ztrátového výkonu při různých tlacích huštění pneumatik není statisticky významný rozdíl.

5.2.2 Vyhodnocení brzdných účinků

Ve druhé části měření se zjišťoval průběh brzdění v závislosti na změně tlaku vzduchu v pneumatikách. Vycházelo se z dat naměřených v protokolech monitorování funkce ABS. Prováděla se pouze dvě měření, první při tlaku 220 kPa na předních pneumatikách a 230 kPa na zadních pneumatikách. Další měření při tlaku 120 kPa na předních i zadních pneumatikách. Pro každý tlak huštění pneumatik byla provedena dvě měření, aby se vyloučilo ovlivnění měření náhodnými chybami a aby výsledky byly co nejobektivnější. Jelikož při měření bylo nastaveno přesné vzorkování a datový soubor byl příliš obsáhlý, musela být data nejdříve vybrána tak, aby nedošlo ke zkreslení brzdné síly na obvodu kol. Hodnoty z obou měření při stejném tlaku byly zprůměrovány a vytvořeny dva typy grafů. Závislosti rychlosti kola na čase a závislosti brzdné síly na čase. Naměřené hodnoty jsou uvedeny vždy pro přední nápravu v Tab. 11 a Tab. 12. Průběhy těchto hodnot jsou uvedeny v grafu Obr. 25 a v grafu Obr. 26.

V Tab. 11 jsou uvedeny hodnoty rychlostí měřených v závislosti na čase.

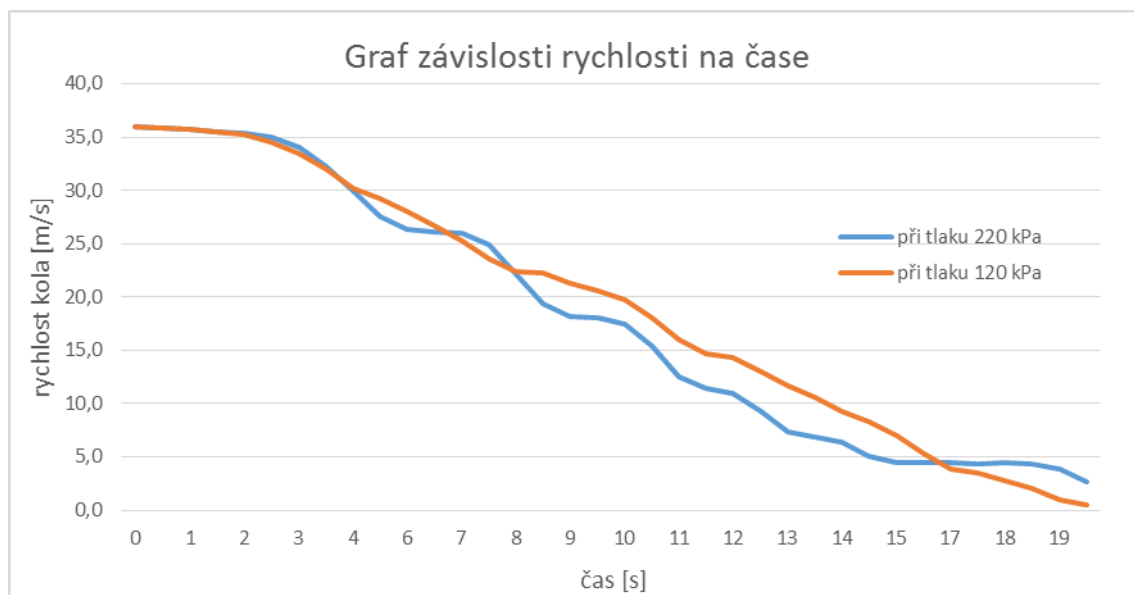
Tab. 11 Hodnoty rychlostí kol v závislosti na čase

Čas[s]	0,07	2,84	5,59	8,33	11,08	13,83	16,57	19,32
Rychlost [m/s] při tlaku 220 kPa	36,00	34,99	26,32	19,36	12,51	6,82	4,44	2,67
Rychlost [m/s] při tlaku 120 kPa	36,01	34,58	28,01	22,22	16,01	10,64	3,92	0,56

Tab. 11 znázorňuje průběh rychlosti od počátku brzdění až po zastavení kola. Nejdříve byly vozidlové kola rozpohybovány na rychlost $36 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ tj. $130 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a poté se začaly kola brzdit. Hodnoty rychlostí kola od počátku brzdění jsou v uvedené tabulce výše.

Při porovnání hodnot v této tabulce je patrné, že větší zpomalení u obou kol bylo při vysokých rychlost, když se rychlost snížili, snížila se i velikost zpomalení.

Graf níže znázorňuje závislost rychlosti kola na čase.



Obr. 25 Závislost rychlosti kola na čase

V grafu na Obr. 25 je vidět, že průběh rychlosti kola byl konstantnější při tlaku huštění 120 kPa. Největší rozdíl mezi hodnotami rychlosti rychlostí kol byl v čase 14 s, kdy rozdíl dosahoval hodnoty $3,82 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Naopak minimální rozdíl byl zejména z počátku brzdění a s postupem času se hodnoty stále více odlišovaly.

V Tab. 12 jsou zobrazeny hodnoty brzdné síly při tlaku huštění 220 a 120 kPa v závislosti na čase. Rozsah měření byl nastaven od 0 až 19,32 s. Pokud by se měřilo déle kola vozidla by měla nulovou rychlost.

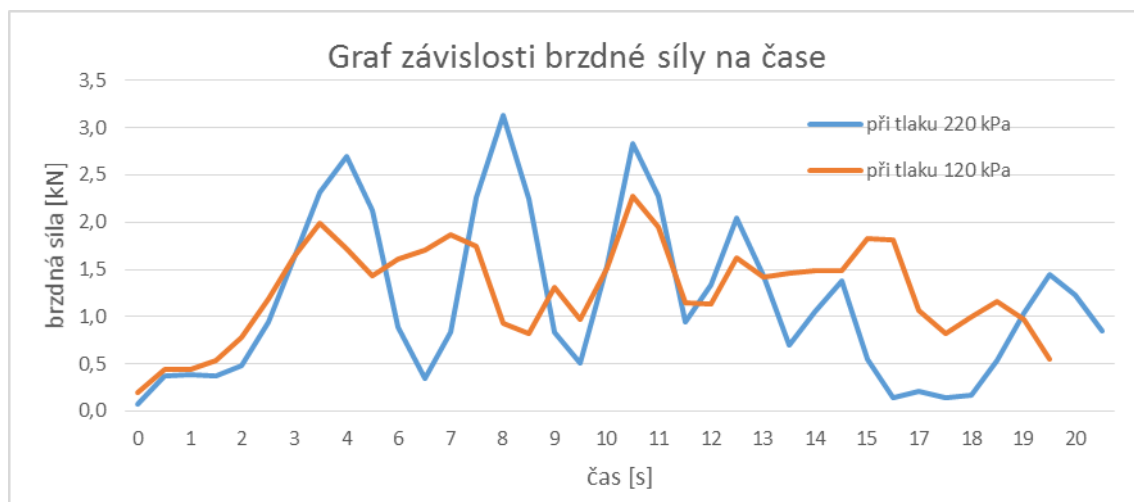
Tab. 12 Hodnoty naměřených brzdných sil v závislosti na čase

Čas[s]	0,07	2,84	5,59	8,33	11,08	13,83	16,57	19,32
Brzdná síla [kN] při tlaku 220 kPa	0,08	0,94	0,89	2,25	2,27	0,70	0,21	1,44
Brzdná síla [kN] při tlaku 120 kPa	0,20	1,19	1,61	0,82	1,94	1,46	1,06	0,55

Tab. 12 znázorňuje průběh brzdné síly od počátku brzdění až téměř k úplnému zastavení kol. Jelikož byly hodnoty měřeny po stejných časových intervalech, lze zjistit kdy

došlo k největšímu a nejmenšímu nárůstu brzdné síly. Největší nárůst bylo při tlaku 220 kPa v čase 6 s, jeho hodnota byla 1,36 kN. Při tlaku 120 kPa byl největší nárůst brzdné síly v 8 s, jeho hodnota byla 1,12 kN. Výsledné zpomalení kol však bylo větší u tlaku huštění 120 kPa, protože tato síla byla konstantní a neměla takové výkyvy jako při tlaku 220 kPa.

V grafu na Obr. 26 jsou výše uvedené hodnoty lépe zřetelné.

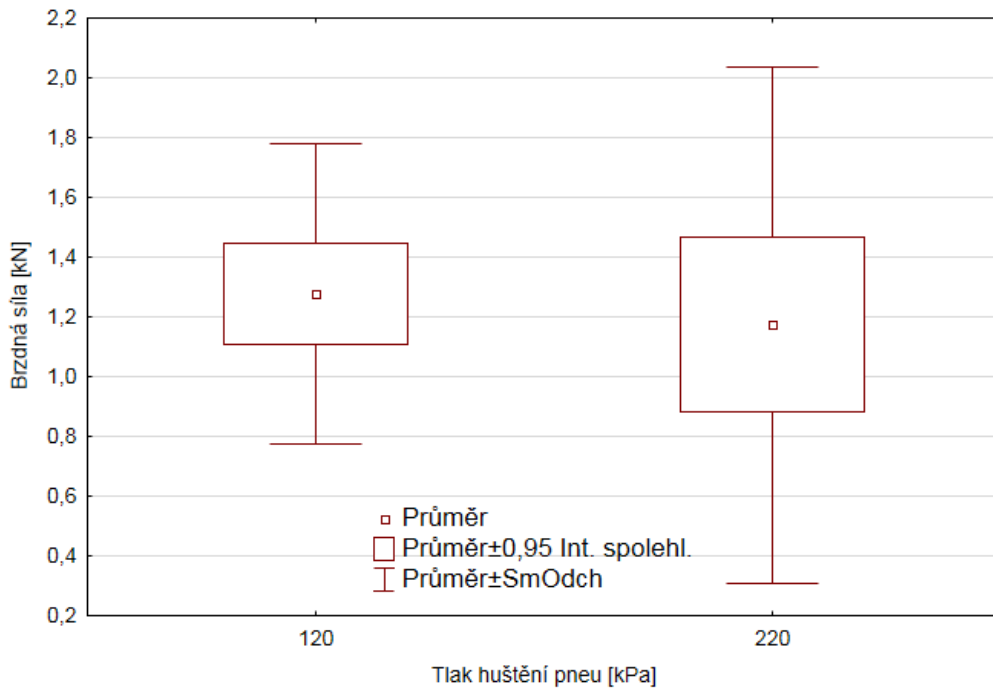


Obr. 26 Graf závislosti brzdné síly na čase

Jelikož při tlaku huštění 220 kPa docházelo k velkému nárůstu a následnému poklesu brzdné síly byl výsledný součet těchto sil roven hodnotě 8,7 kN. U tlaku huštění 120 kPa byl tento součet 8,63 kN. Výsledný rozdíl mezi těmito tlaky byl minimální, ale jak je uvedeno v grafu, průběh hodnot při nižšího tlaku neměl takové kolísání.

Jelikož z grafu na Obr. 26 se hůře porovnávají výsledky brzdných sil při různých tlacích huštění, byla provedeno statistické porovnání těchto sil pomocí krabicových grafů uvedených na Obr. 27

Obr. 27 Závislost brzdné síly na čase



Obr. 28 Krabicový graf srovnání brzdné síly při různých tlacích
V tomto grafu můžeme vidět, že naměřené hodnoty při tlaku 220 kPa mají podstatně větší rozptyl, ale průměry těchto souborů hodnot se natolik neliší.

Statistický test uvedený v Tab. 13 se použil ke zjištění, zdali existuje statisticky významný rozdíl u hodnot brzdných sil získaných z Protokolu měření funkce ABS. Pro porovnání hodnot naměřených při měření brzdné síly byl použitý T-test.

Tab. 13 Porovnání hodnot brzdných sil pomocí T-testu

Proměnná	Průměr 120	Průměr 220	t	sv	p	Poč. plat 120
Brzdná síla	1,27768	1,17337	0,62524	70	0,53385	36

Proměnná	Poč. plat 220	Sm. odch. 120	Sm. odch. 220	F- poměr Rozptyly	p Rozptyly
Brzdná síla	36	0,50317	0,86535	2,95764	0,00186

Výsledky T-testu jsou uvedeny v Tab. 13. Tímto testem se testuje nulová hypotéza na základě vypočteného aritmetického průměru a směrodatné odchylky. Na základě T-testu nebyl zjištěný statisticky významný rozdíl (na hladině významnosti 95 %) průměrné brzdné síly viz hodnoty tabulka 13.

6 Diskuze

Podobnou práci na téma pasivní ztráty vozidla zpracovával také Pavel Horčíčka z Univerzity Pardubice, Ing. Ivo Celjak z Katedry zemědělské, dopravní a manipulační techniky Jihočeské univerzity ve článku pro Mechanizaci zemědělství a také Ing. Ondřej Doležal z Agronomické fakulty Mendelovy univerzity ve své diplomové práci.

Srovnáním naměřených výsledků ztrátového výkonu s prací Ing. Doležala, kdy je porovnáván automobil Škoda Octavia II. generace se Škodou Superb je možné vidět, že naměřené hodnoty u Škody Superb jsou výrazně vyšší než hodnoty uvedené Ing. Doležalem. Důvodem je, že automobil měřený v této práci má pohon všech kol a Škoda Octavia má pohon pouze 4x2. I když při měření byl pohon 4x4 vypnutý, docházelo k částečnému přenášení síly a tím se na předních kolech projevuje odpor všech rotujících částí hnací soustavy. Dalšími faktory pro zvýšení pasivních ztrát je, že vozidlo Škoda Superb je o 180 kg těžší než Octavia, šířka pneumatik je větší a tím je i styčná plocha kola a vozovky větší. V příloze práce je v protokolu kalibrace jednotlivých kol vidět, jak pohon všech kol ovlivňuje hodnoty pasivního odporu zadních kol. Tyto hodnoty jsou velmi malé, někdy i záporné. To znamená, že byly poháněny hnací soustavou.

Obě vozidla jsou porovnána s letními pneumatikami a stejnými nebo podobnými tlaky huštění pneumatik. První měření u Superbu probíhalo při tlaku 120 kPa, měření u Octavie probíhalo při tlaku 100 kPa, proto tyto hodnoty nelze přesně porovnat. Při tlaku huštění 230 kPa byl u Octavie naměřený ztrátový výkon 3,8 kW na levém předním kole. U Superbu byl při tlaku huštění 220 kPa zjištěn výkon na levém předním kole 8,2 kW a to vždy při rychlosti 44,4 m.s⁻¹. Z naměřených hodnot je možné říct, že se zvyšujícím se tlakem se snižuje ztrátový výkon kola. Tudíž Octavia má v tomto srovnání výhodu, ale s určitostí lze stanovit, že vozidlo s pohonem 4x4 má jednonásobně větší ztrátový výkon na kole. Proto mají vozidla s pohonem 4x4 větší spotřebu paliva než vozidla s pohonem 4x2.

7 Závěr

V teoretické části práce jsou popsány veškeré odpory působící na vozidlo při jeho provozu. Valivý odpor je definován podrobněji, jelikož v praktické části je prováděno měření valivého odporu letních pneumatik při třech různých tlacích huštění. Následně byly v práci uvedeny výsledné hodnoty měření brzdných sil při dvou různých tlacích huštění pneumatik. V první části byly odděleně porovnány tři různé tlaky na levém a pravém předním kole a statisticky vyhodnoceny faktory ovlivňující průběhy pasivního odporu. Při menším tlaku v pneumatikách byl naměřen větší valivý odpor a kratší brzdná dráha. Při větším tlaku byl naměřen menší valivý odpor a delší brzdná dráha. Dále se teoretická část zaměřuje na používané typy brzd u osobních a nákladních automobilů. V praktické části této práce byly zjišťovány průběhy brzdných sil u kapalinových kotoučových brzd s vyhodnocením závislosti jednotlivých vozidlových kol při různém tlaku huštění pneumatik. Změnou tlaku huštění pneumatik dochází ke změně velikosti přenosu brzdné síly mezi kolem vozidla a podložkou. Velikost změny brzdné síly se promítá i do délky brzdné dráhy, což ovlivňuje bezpečnost provozu. Měření proběhlo v laboratorních podmínkách na válcovém dynamometru u stejného vozidla s pneumatikami jednoho výrobce stejného typu a data výroby.

Moderní vozidla jsou vybavena množstvím brzdových, prokluzových a pomocných asistentů, bez kterých si provoz vozidla ani nedokážeme představit. Systémy dokáží vozidlo nejen bezpečně zastavit, ale i udržet ve směru jízdy a to bez zásahu řidiče. Brzdové asistenty jsou primárně navrženy pro běžné podmínky provozu. V ojedinělých případech může vzniknout situace, kdy tento systém nesprávně vyhodnotí provozní podmínky a zareaguje chybně. Typickým příkladem je brzdění na zledovatělém povrchu vozovky, kdy systém ABS omezuje brzdný účinek vozidla, takže vozidlo nezastaví. K tomuto jevu může dojít např. při pomalé jízdě na zledovatělé vozovce nebo při stání z kopce. Proto je nutné tyto systémy neustále vyvíjet a zdokonalovat.

Změna tlaku huštění pneumatik ovlivňuje přenesenou brzdou sílu i pasivní ztráty na vozidlovém kole. Rozdíl však není natolik významný.

8 Seznam použité literatury

- Brzdové ústrojí. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SILNIČNÍCH VOZIDEL V MHD* [online]. Ostrava: Katedra dopravního stavitelství, Fakulta stavební VŠB-TU Ostrava, 2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://kds.vsb.cz/mhd/konstrukce-brzdy.htm>
- CELJAK, Ivo. *Tlak vzduchu v pneumatikách. Mechanizace zemědělství* [online]. Praha: Profi Press, 2001 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://mechanizaceweb.cz/tlak-vzduchu-v-pneumatikach/>
- Celoroční pneumatiky. AXA- pneu* [online]. Brno: AXA AUTO, 2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.axa-pneu.cz/clanky/ze-sveta-pneumatik/celorocni-pneumatiky-ano-nebo-ne>.
- Continental ContiWinterContact TS 810. Continental* [online]. Praha: Continental, 2014 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://pneu-continental.cz/continental-contiwintercontact-ts-810/>
- Eurodainu pneuhustič. In: V&W Morava, s.r.o.* [online]. Brodek u Prostějova: V&W Morava, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <https://www.vawobchod.cz/eurodainu-pneuhustic-07-11-bar>
- Index nosnosti a kategorie rychlosti. Best Drive* [online]. Praha: ContiTrade Services, 2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <https://www.bestdrive.cz/poradimevam/technicky-radce/index-nosnosti-a-kategorie-rychlosti.html> Tlak vzduchu v pneumatice
- Kaučuk. In: Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Kaučuk>
- KULOVANÁ, Eliška. *Tlak vzduchu v pneumatikách. Mechanizace zemědělství* [online]. Praha 2: Profi Press, 2001 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://mechanizaceweb.cz/tlak-vzduchu-v-pneumatikach/>
- Letní pneumatiky. Barum-pneu* [online]. Kravaře: Barum-Pneu.cz - Schindler s.r.o, 2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.barum-pneu.cz/letni-pneumatiky>.

- Pirelli Cinturato P6*. TestPneumatik.eu [online]. Praha: TestPneumatik.eu, 2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.testpneumatik.eu/pirelli-cinturato-p6>
- Pneumatiky*. Automonti s.r.o. [online]. Pardubice: Automonti, 2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://automonti.cz/pdf/brzdy-brzdovy-system.pdf>
- Pneumatiky*. ELUC [online]. Olomouc: ELUC, 2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1489>
- SAIDL, Jan. *Asymetrické pneumatiky*. Autolexicon.net [online]. Praha: Autolexicon.net, 2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/asymetricke-pneumatiky/>
- SAIDL, Jan. *Radiální pneumatika*. Autolexicon.net [online]. Praha 2: autolexicon.net, 2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/radialni-pneumatika/>
- SEMETKO, Jozef. *Mobilné energetické prostriedky*. 2. vyd. Bratislava: Príroda, 1986. Poľnohospodárska mechanizácia a výstavba. Veda na pomoc poľnohospodárskej veľkovýrobe.
- Symetrické, asymetrické, smérové pneumatiky: jak si vybrat?* Rezulteo [online]. Lyon France: Lizeo online media group, 2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.rezulteo-pneumatiky.cz/pruvodce-pnemautilk/dobre-koupit-pneumatiky/symetricke-asymetricke-smerove-pneumatiky-jak-si-vybrat-23680>
- Škoda Superb Combi 2.0 TDI CR DPF 125kW Ambition*. Katalog automobilů.cz [online]. Praha: HyperMedia, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://skoda.katalog-automobilu.cz/automobil/skoda-superb-combi-20-tdi-cr-dpf-125kw-ambition>
- Válcový dynamometr pro osobní automobily*. Ústav techniky a automobilové dopravy [online]. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.utad.cz/valcovy-dynamometr-pro-osobni-automobily/>
- Válcový dynamometr pro osobní automobily*. Ústav techniky a automobilové dopravy [online]. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.utad.cz/valcovy-dynamometr-pro-osobni-automobily/>

- VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel: [diagnostické testery, motortestery, brzdové soustavy, geometrie řízení, tlumiče, kontrola podvozku, diagnostické linky]*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-7064-x.
- VLK, František. *Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd.* Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- VLK, František. *Dynamika motorových vozidel. 2. vyd.* Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- Voltcraft IR-365 RF*. In: Conrad [online]. UK: Conrad, 2017 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.conrad-electronic.co.uk/ce/en/product/100908/Voltcraft-IR-365-RF-Infrared-Thermometer-Optics-301-50-to-1050-C-C>
- Zimní pneumatiky v zimě, letní jen v létě!*. BESIP [online]. Praha: BESIP, 2012 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cz/ridic/zasady-bezpecnejizdy/zimni-pneumatiky-v-zime-letni-jen-v-lete>.
- Značení pneu*. PROFI-PNEU [online]. Troubsko-Veselka: PROFI-PNEU, 2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.profi-pneu.cz/informace/znaceni-pneu.html>

9 Seznam obrázků

Obr. 1	Závislost odporu vzduchu na rychlosti	12
Obr. 2	Silová rovnováha vlečeného kola	15
Obr. 3	Silová rovnováha hnacího kola	15
Obr. 4	Symetrická pneumatika	21
Obr. 5	Asymetrická pneumatika	21
Obr. 6	Směrová pneumatika	22
Obr. 7	Radiální pneumatika	23
Obr. 8	Diagonální pneumatika	23
Obr. 9	Konstrukční vrstvy pneumatiky	24
Obr. 10	Značení na bočnici pneumatiky	25
Obr. 11	Bubnová brzda	29
Obr. 12	Typy kotoučových brzd	30
Obr. 13	Typy brzdových soustav	31
Obr. 14	Brzdné úseky	34
Obr. 15	Schéma zkušebny 4VDM E120-D	42
Obr. 16	Kolo vozidla na válci dynamometru s rolnou snímače otáček	43
Obr. 17	Infračervený teploměr VOLTCRAFT IR-1600A	43
Obr. 18	Hustič pneumatik WONDER EURODAINU	44

Obr. 19	Vážení kol vozidla	45
Obr. 20	Vážení kol vozidla	45
Obr. 21	Upevnění v přední části měřeného vozidla	47
Obr. 22	Upevnění v zadní části měřeného vozidla	47
Obr. 23	Závislost ztrátového výkonu na rychlosti	50
Obr. 24	Krabicový graf pro porovnání hodnot kol přední nápravy	51
Obr. 25	Závislost rychlosti kola na čase	54
Obr. 26	Graf závislosti brzdné síly na čase	55
Obr. 27	Závislost brzdné síly na čase	56
Obr. 28	Krabicový graf srovnání brzdné síly při různých tlacích	56

10 Seznam tabulek

Tab. 1	Rychlostní index pneumatik	26
Tab. 2	Index nosnosti pneumatik	26
Tab. 3	Závislost rychlosti na brzdě dráze	35
Tab. 4	Technické parametry měřeného vozidla	40
Tab. 5	Parametry vozidlového dynamometru MEZ 4 VDM E 120-D	41
Tab. 6	Zatížení jednotlivých kol vozidla při měření	46
Tab. 7	Hodnoty tlaku vzduchu v pneumatikách	48
Tab. 8	Hodnoty ztrátového výkonu při tlaku huštění 120 kPa	49
Tab. 9	Hodnoty ztrátového výkonu při tlaku huštění 220 kPa	50
Tab. 10	Výsledek porovnání hodnot Tukeyůva HSD testu	52
Tab. 11	Hodnoty rychlostí kol v závislosti na čase	53
Tab. 12	Hodnoty naměřených brzdících sil v závislosti na čase	54
Tab. 13	Porovnání hodnot brzdících sil pomocí T-testu	56

Přílohy



Protokol monitorování funkce ABS

Zkušebna Br4VDM MEZservis VSETÍN

zkouška / #16

Vozidlo: SPZ:

Operátor:

Datum:

Čas:

Poznámka 1:

Zkušební rychlost: km/h

Zkoušená náprava:

Poznámka 2:

LP kolo

Fb_max	<input type="text" value="3.334"/>	kN
Max.skluz lokal	<input type="text" value="17.0"/>	%
Max skluz global	<input type="text" value="26.8"/>	%

PP kolo

Fb_max	<input type="text" value="3.226"/>	kN
Max.skluz lokal	<input type="text" value="1.2"/>	%
Max skluz global	<input type="text" value="27.5"/>	%

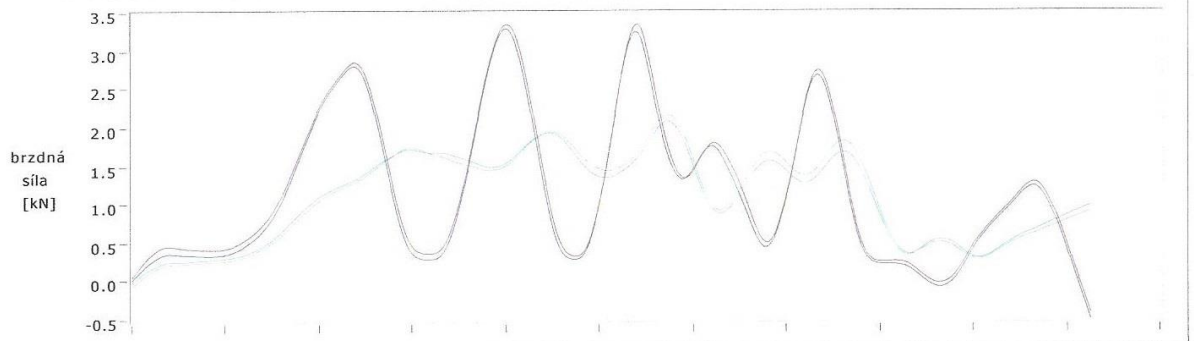
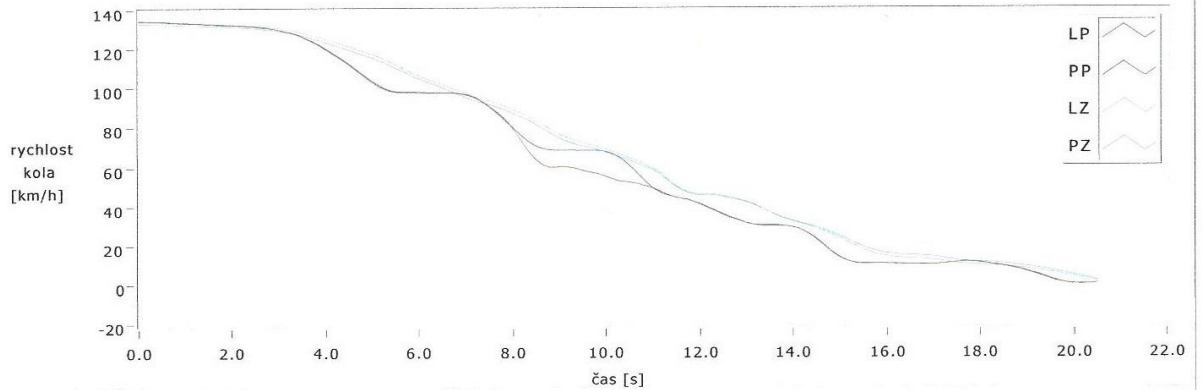
Integrální diference

LZ kolo

Fb_max	<input type="text" value="1.685"/>	kN
Max.skluz lokal	<input type="text" value="5.8"/>	%
Max skluz global	<input type="text" value="18.5"/>	%

PZ kolo

Fb_max	<input type="text" value="1.623"/>	kN
Max.skluz lokal	<input type="text" value="6.1"/>	%
Max skluz global	<input type="text" value="21.7"/>	%





Protokol kalibrace jednotlivých kol

Zkušebna Br4VDM MEZservis VSETÍN

20

Vozidlo: Superb

SPZ:

Operátor: Ing. Podlipný

Datum: 19:54:19 / 14.11.2016

Rozsah: 25,0 + 165,0 km/h

Poznámka: p. 129/r. 20

LP kolo

A kN
 B kN/(km/hod)
 C kN/(km/hod)²
 D kg

Kalibrace Rolny

LP	-0.1008	0.9573
PP	-0.2514	0.9614
LZ	84.5419	0.0172
PZ	-0.1001	0.9743

PP kolo

A kN
 B kN/(km/hod)
 C kN/(km/hod)²
 D kg

LZ kolo

A kN
 B kN/(km/hod)
 C kN/(km/hod)²
 D kg

PZ kolo

A kN
 B kN/(km/hod)
 C kN/(km/hod)²
 D kg

