

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Měření brzdných účinků experimentální  
metodou**

diplomová práce

Vedoucí práce: **doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.**

Autor práce: **Bc. Tomáš Fuksa**

Praha 2019



#### ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Autor práce:  
Studijní program:  
Obor:

Bc. Tomáš Fuksa  
Technika a technologie v dopravě a spojích  
Silniční a městská automobilová doprava

Vedoucí práce:  
Garantující pracoviště:  
Jazyk práce:

doc. Ing. Martin Peza, Ph.D.  
Katedra jakosti a spolehlivosti strojů  
Čeština

Název práce:  
Název anglicky:  
Cíle práce:

**Měření brzdného účinku experimentální metodou**  
**Measurement of braking effect by experimental method**  
Cílem práce je realizovat pilotní měření na návrhu experimentální válčové zkušebny. Měření bude zaměřeno na problematiku opakovatelnosti, která bude statisticky vyhodnocena.

Metodika:

- 1) Úvod
- 2) Rozbor současného stavu (konstrukce brzd a způsoby měření brzdného účinku)
- 3) Cíl práce
- 4) Metodika
- 5) Výsledky (pilotní měření a ověření opakovatelnosti)
- 6) Závěr

Doporučený rozsah práce:

50-60

Klíčová slova:

brzdný účinek, zkušebna, opakovatelnost

Doporučené zdroje informací:

1. HALDERMAN, J D. – MITCHELL, C D. *Automotive brake systems*. Upper Saddle River, New Jersey: b Pearson/Prentice Hall, 2004. ISBN 978-0131142077.
2. HALDERMAN, J D. – MITCHELL, C D. *Diagnosis and troubleshooting of automotive, electrical, electronic, and computer systems*. Upper Saddle River: Pearson/Prentice Hall, 2006. ISBN 0-13-113327-6.
3. Předpisy, normy a periodika.
4. VLK, F. *Dynamika motorových vozidel : jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
5. VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel : výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, říditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

Předběžný termín obhajoby:

2018/19 LS - TF

Konzultant:

Ing. Daniel Mader

Elektronicky schváleno: 29. 10. 2018  
doc. Ing. Martin Peza, Ph.D.  
Vedoucí katedry

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: Měření brzdného účinku experimentální metodou vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom, že se na moji diplomovou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze dne: 29.3.2019

Podpis: \_\_\_\_\_ (T. Fuksa)

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Martinovi Pexovi, Ph.D. za odborné rady a celkovou pomoc poskytnutou během zpracovávání zvoleného tématu, rodině děkuji za podporu.

## **Abstrakt:**

Cílem této diplomové práce bylo realizovat pilotní měření na návrhu experimentální válcové zkušebny. V úvodu práce byla nastíněna problematika řešeného tématu a očekávané výsledky. V kapitole Rozbor současného stavu jsou popsány brzdové soustavy, brzdný účinek a způsoby jeho měření. V kapitole Cíl práce je zmíněný účel této práce, její zaměření a jednotlivé dílčí cíle. Poté následuje kapitola Metodika, v které je představen provedený postup měření, experimentální prototyp zkušebny a použité zkušební vozidlo. Následující kapitola Výsledky obsahuje popis pilotního měření a hodnocení opakovatelnosti měření. V Závěru práce jsou hodnoceny získané výsledky.

**Klíčová slova:** brzdny účinek, zkušebna, opakovatelnost

## **Measurement of braking effect by experimental method**

### **Summary:**

The aim of this thesis was to implement pilot measurements on the design of experimental cylindrical testing laboratory. Problems of the theme and expected results were outlined in the introduction to this work. In the chapter Current state analysis are described the brake systems, the braking effect and the methods of its measurement. The purpose of this work and individual sub-goals are mentioned in the chapter Objective of Work. Then follows a chapter Methodology, in which is presented measurement procedure, experimental test room prototype and used test vehicle. The following chapter Results contains a description of pilot measurement and measurement repeatability evaluation. In Conclusion are evaluated obtained results.

**Key words:** braking effect, test room, repeatability

# Obsah

1	Úvod .....	1
2	Rozbor současného stavu .....	2
2.1	Brzdová soustava .....	2
2.1.1	Brzdové okruhy .....	4
2.1.2	Brzdná dráha.....	6
2.2	Konstrukce brzd .....	8
2.2.1	Třecí brzdy – kotoučové .....	8
2.2.2	Třecí brzdy – bubnové .....	10
2.3	Vývojové tendence .....	11
2.3.1	Elektrohydraulický převod brzd .....	11
2.3.2	Materiál brzdového obložení .....	12
2.3.3	Regenerativní brzdění.....	12
2.4	Právní předpisy .....	14
2.5	Brzdný účinek .....	16
2.5.1	Střední brzdné zpomalení .....	16
2.5.2	Brzdný sklon.....	17
2.5.3	Přípustné ovládací síly .....	17
2.5.4	Brzdná síla .....	17
2.7	Způsoby měření brzdného účinku.....	18
2.7.1	Hodnocení stavu brzdové soustavy .....	19
2.7.2	Metody zkoušek brzdného účinku .....	20
2.7.2	Druhy zkoušek brzd.....	20
2.7.3	Jízdní zkoušky .....	26
2.7.4	Plošinová zkušebna brzd .....	28

2.7.5	Válcová zkušebna brzd – pomaloběžná.....	29
2.7.6	Válcová zkušebna brzd – rychloběžná .....	31
3	Cíl práce.....	33
4	Metodika.....	34
4.1	Zkušební vozidlo.....	34
4.1.1	Brzdová soustava.....	35
4.2	Prototyp zkušebního zařízení.....	38
4.3	Frekvenční měnič TECO INVERTER 7300 CV .....	39
5	Výsledky.....	41
5.1	Pilotní měření.....	42
5.2	Hodnocení opakovatelnosti.....	43
5.2.1	Zadní kolo – pravé.....	43
5.2.2	Zadní kolo – levé .....	45
5.2.3	Přední kolo – pravé.....	47
5.2.4	Přední kolo – levé.....	48
5.3	Hodnocení brzdného účinku .....	50
5.3.1	Souměrnost brzdného účinku .....	50
5.3.2	Vliv posilovače brzdného účinku .....	50
6	Závěr.....	51
7	Seznam použité literatury .....	53
8	Seznam obrázků.....	56
9	Seznam tabulek.....	58

# 1 Úvod

Protipólem kola, jednoho z nejvýznamnějších lidských objevů, jsou v oblasti vozidel bezpochyby brzdy. Představují nejdůležitější bezpečnostní prvek, který se v primitivní formě objevoval již na koňských spřeženích. Co se týče dopravních nehod, největší množství (přibližně polovinu) má na svědomí nepozornost řidičů. Z tohoto důvodu existují v automobilovém odvětví dlouhodobé tendence potlačit lidský rizikový faktor, nejčastěji pomocí autonomních bezpečnostních systémů vozidla, viz autonomní brzdění.

Závady brzdové soustavy mohou každoročně za desítky dopravních nehod, přesto nemají bezpečnostní složky státu žádnou efektivní možnost dynamické kontroly průběhu brzdění přímo na silnicích. V důsledku toho se na pozemních komunikacích vyskytuje nezanedbatelné množství vozidel, jež nejsou technicky způsobilá k jízdě.

Obecně musí dokonalá brzdová soustava zastavit pohybující se vozidlo během každé provozní situace na zákonem stanovené brzdné dráze, jež závisí především na rychlosti jízdy, reakcích řidiče a součiniteli adheze.

Ověření brzdové soustavy vozidla se zpravidla provádí prostřednictvím jízdních zkoušek nebo laboratorních zkoušek na válcové či plošinové zkušebně. Prototyp mobilní válcové zkušebny popsany v této práci by měl v budoucnosti umožnit diagnostiku brzdných účinků vozidla přímo v provozu, bez zbytečného odkladu nebo nákladů.

Očekávaným výsledkem teoretické části této práce je srozumitelné seznámení s problematikou stavby brzdové soustavy, vznikajících brzdných účinků a jejich měření. V praktické části je cílem zhodnocení funkčnosti experimentální válcové zkušebny z hlediska opakovatelnosti a schopnosti zaznamenat nesouměrnost brzdného účinku na obou kolech téže nápravy. Zároveň bude posouzen vliv posilovače brzd na vypočtený brzdný účinek.



## 2 Rozbor současného stavu

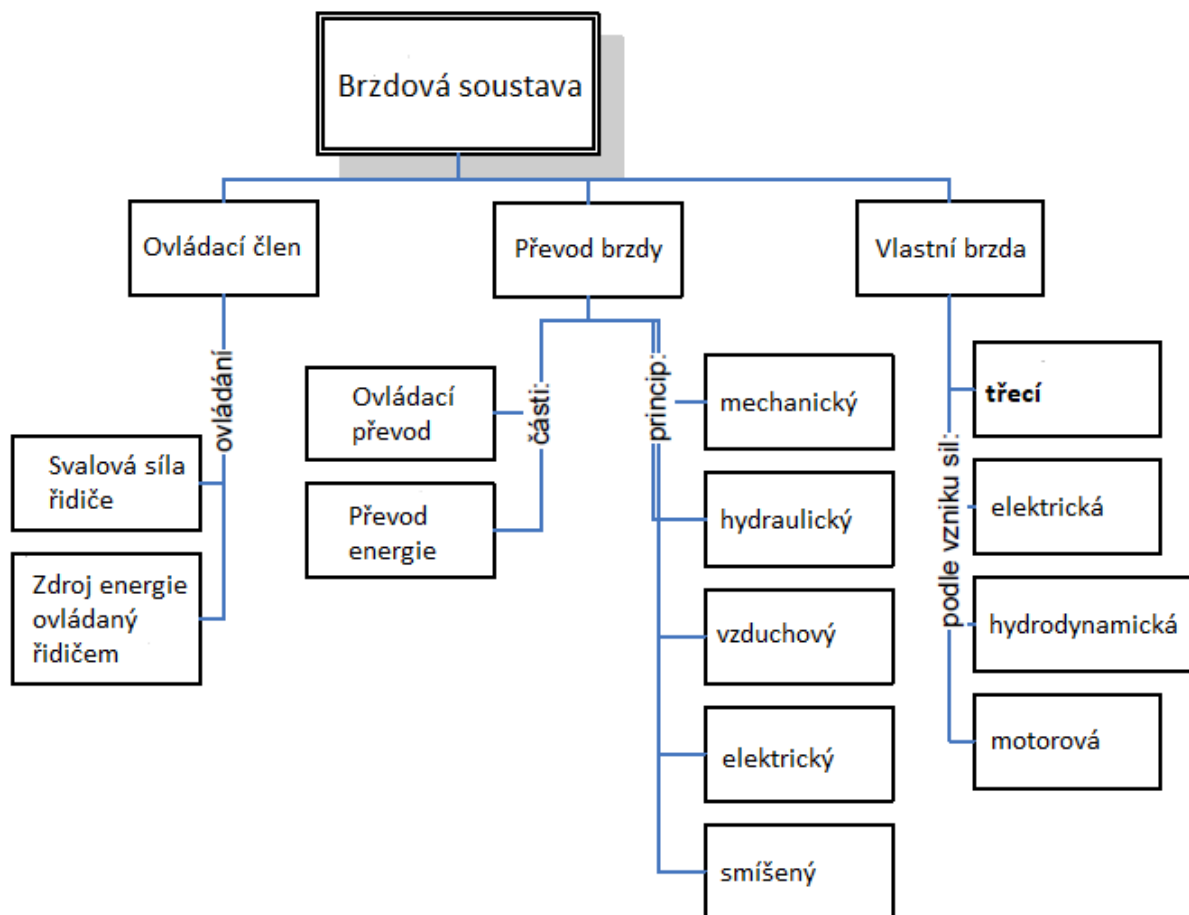
Proces brzdění představuje záměrné snižování rychlosti vozidla nebo zabránění rozjetí vozidlu, které stojí. Tohoto efektu je dosaženo skrze brzdové soustavy. [Vlk, 2000].

Historicky se začaly první brzdové soustavy objevovat na vozech tažených koňmi. Využívaly jednoduchého pákového mechanismu, kdy došlo (po stisknutí páky) k přitisknutí dřevěného hranolu potaženého kůží na ráfek kola a následnému zpomalení taženého vozu. Dalšího pokroku bylo dosaženo v 1. průmyslové revoluce použitím špalíkových a posléze pásových brzd, které však přinášely řadu komplikací, především v souvislosti s výskytem vlhkosti a nečistot. Významným katalyzátorem vývoje brzdových systémů se v r. 1846 stal objev pneumatiky, který koncem 19. století přinesl vznik kotoučových a bubnových brzd [Mašek, 2015].

Krátce před začátkem První světové války představil Malcolm Loughead, spoluzakladatel letecké firmy Lockheed, hydraulickou brzdovou soustavu, která byla účinnější a snáze ovladatelná než původní soustavy. Její systém využíval brzdovou kapalinu, která přenášela brzdné síly mezi hydraulickým pedálem, pístem a brzdovým mechanismem na jednotlivých kolech. Významnou modernizaci hydraulické brzdové soustavy přinesl v 2. pol. 20. st. objev protiblokovacího brzdícího systému neboli ABS. V současné době jsou bubnové brzdy na ústupu před brzdami kotoučovými [Mašek, 2015].

### 2.1 Brzdová soustava

Brzdová soustava se skládá ze součástí, jež mají za úkol realizaci brzdění, viz Obrázek 1. Skrze ovládací člen řidič určuje množství energie proudící do převodů brzd, jež oddělují ovladače brzd a brzdy. Funkcí ovladačů je tedy řízení činnosti brzd a dodávání potřebné energie. Vlastní brzdy (v případě silničních motorových vozidel) obvykle využívají principu vzájemného tření svých rotujících a pevných částí, čímž dochází za účasti brzdové kapaliny k přeměně pohybové energie na energii tepelnou, ta je pak odváděna do ovzduší. Jedná se o tzv. třecí brzdy. Ostatní druhy brzd, využívající např. hydrodynamické odpory vířící kapaliny, se nejčastěji používají ve zpomalovacích brzdových soustavách těžkých vozidel [Široký, 2009].



Obrázek 1. Rozdělení částí brzdové soustavy [6]

Brzdové soustavy se dělí vždy podle zdroje energie na přímočinné, s posilovačem a nepřímochinné [Vlk, 2006].

#### **Přímochinná brzdová soustava:**

- brzdnu sílu generuje vlastní síla řidiče,
- přenos této síly zajišťuje převod brzdy.

#### **Brzdová soustava s posilovačem:**

- tzv. polostrojní brzdová soustava,
- nedostatečnou sílu řidiče zvyšuje hydraulický nebo podtlakový (vakuový) posilovač.

#### **Nepřímochinná brzdová soustava:**

- brzdného účinku je dosaženo jiným zdrojem energie, jenž je ovládán řidičem.

Dále je možné brzdové soustavy dělit dle účelu na provozní, nouzové, parkovací a zpomalovací [Vlk, 2007].

**Provozní brzdová soustava:**

- při provozu umožňuje ovládnutí pohybu vozidla a jeho účinné, rychlé zastavení při všech zatíženích, rychlostech a na všech svazích,
- brzdného účinku je dosaženo přivedením brzdného momentu na kola vozidla, čímž je mezi koly a povrchem silnice vyvolána vodorovná reakce směřující proti směru jízdy.

**Nouzová brzdová soustava:**

- tzv. sekundární brzdový systém (není to samostatná soustava),
- umožňuje zastavit vozidlo při poruše provozního brzdění.

**Parkovací brzdová soustava:**

- umožňuje udržet vozidlo ve svahu (i při řidičově nepřítomnosti),
- měřítkem její účinnosti je tzv. brzdný sklon.

**Zpomalovací brzdová soustava:**

- umožňuje redukovat rychlost vozidla podle potřeby (například na dlouhých svazích),
- neslouží k zastavení vozidla.

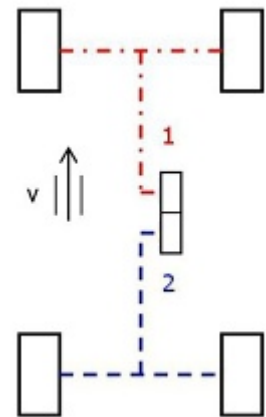
### **2.1.1 Brzdové okruhy**

Na základě vyhlášky Ministerstva dopravy a spojů č. 341/2014 Sb., musí být brzdné okruhy osobních vozidel tzv. dvouokruhové. To znamená, že v případě poruchy jednoho okruhu převezme brzdící funkci okruh druhý, splňující požadavek nouzového brzdění.

Existuje mnoho různých druhů zapojení, např. standardní zapojení TT, diagonální zapojení K, zapojení HT, zapojení LL a zapojení HH [Sajdl, 2017].

zapojení **TT**:

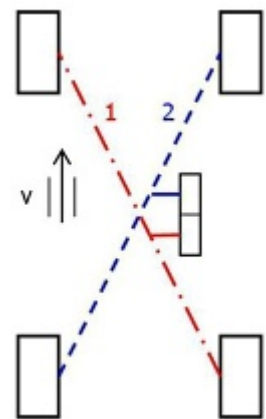
- u každého vzájemně odděleného okruhu dochází k brzdění jedné nápravy,
- spolu se zapojením K je v praxi nejběžněji používané.



Obrázek 2. TT zapojení [9]

zapojení **K**:

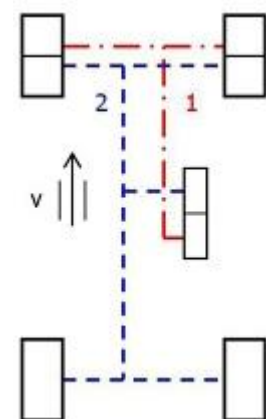
- u každého okruhu dochází k brzdění jednoho předního a jedno zadního kola, vždy diagonálně,
- brzdná síla je mezi okruhy rozdělena v poměru 50 % : 50 %.



Obrázek 3. K zapojení [9]

zapojení **HT**:

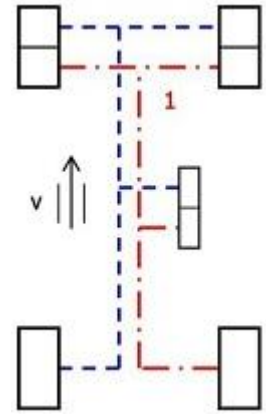
- první okruh ovládá pouze přední nápravu, druhý okruh brzdí přední a zadní nápravu.



Obrázek 4. HT zapojení [9]

zapojení **LL**:

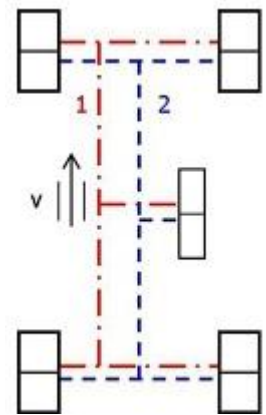
- každý okruh brzdí přední nápravu a jedno zadní kolo,
- brzdná síla je mezi okruhy rozdělena v poměru 50 % : 50 %.



Obrázek 5. LL zapojení [9]

zapojení **HH**:

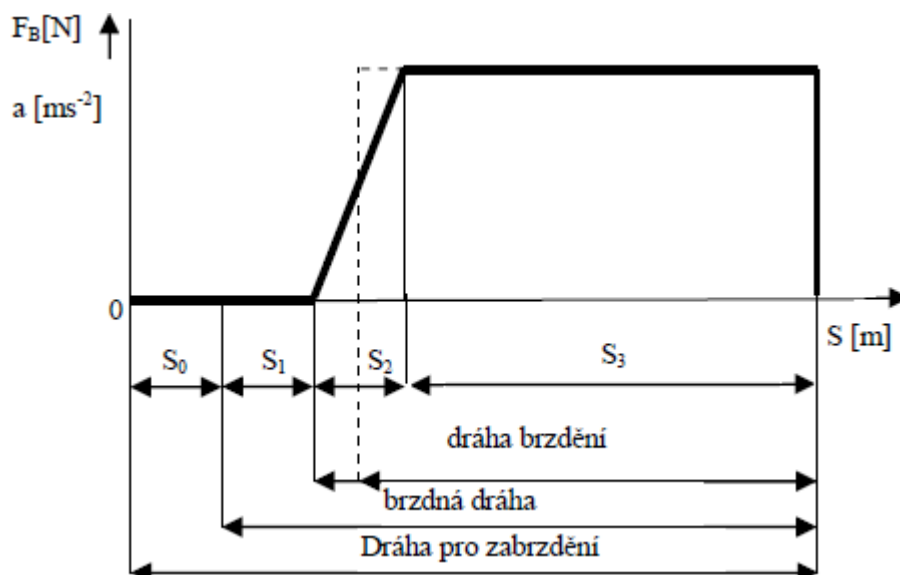
- oba okruhy brzdí všechna kola,
- technicky nejdokonalejší, avšak velmi nákladné zapojení.



Obrázek 6. zapojení HH [9]

### 2.1.2 Brzdná dráha

V případě rychlého zastavení je možné kvalitu brzdové soustavy posuzovat podle délky brzdné dráhy. Tato délka závisí především na průběhu brzdění (Obrázek 7.) a vznikajících brzdných silách, viz Obrázek 123. [Vlk, 2007].



Obrázek 7. Závislost brzdné síly a zpomalení na brzdné dráze [8]

Celková brzdná dráha vozidla se tedy podle Obrázku 7. skládá z těchto dílčích úseků:

- $S_0$ 
  - dráha uražená vozidlem během reakční doby řidiče,
  - obvykle je jí dosaženo za  $t_r = 0,8$  s
- $S_1$ 
  - dráha uražená vozidlem během prodlevy brzd,
  - obvykle je jí dosaženo za  $t_p = 0,05 - 0,15$  s.
- $S_2$ 
  - dráha uražená vozidlem při náběhu brzdění,
  - obvykle je jí dosaženo za  $t_n = 0,03$  s.
- $S_3$ 
  - dráha uražená vozidlem za plného brzdění,
  - jedná se o rovnoměrně zpoždění pohyb [Vlk, 2007].

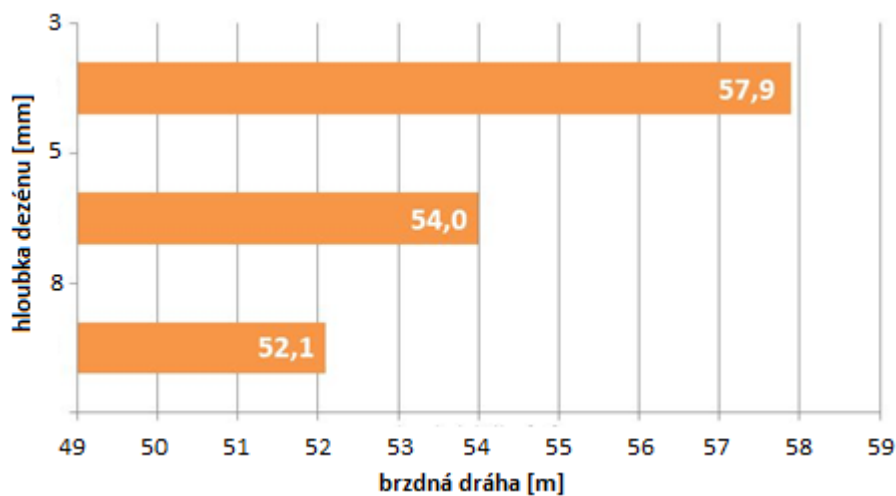
Výpočet brzdné dráhy při nezahrnutí reakční doby řidiče je možné provést dle následujícího vztahu č. 1:

$$s \approx v_0 \left( t_p + \frac{t_n}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2|a_u|} [m] \quad (1)$$

$v_0$  = počáteční rychlost [km.h<sup>-1</sup>]

$a_u$  = ustálené brzdné zpomalení [km.h<sup>-1</sup>]

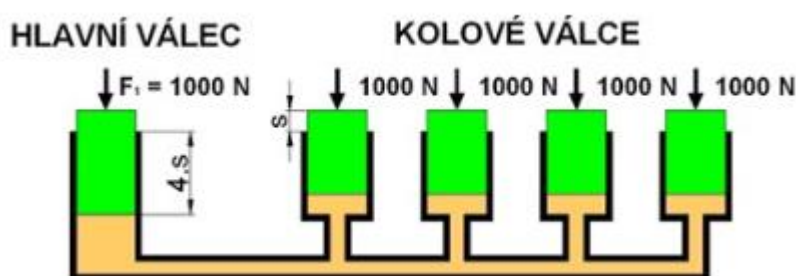
Brzdnou dráhu dále ovlivňuje rychlost vozidla, součinitel adheze (přilnavosti)  $\mu$ , stav tlumičů pérování a typ pneumatiky, viz Obrázek 8. [Vlk, 2001].



Obrázek 8. Brzdná dráha s  $v_0 = 80$  km/h na mokrém povrchu [23]

## 2.2 Konstrukce brzd

Osobní silniční vozidla jsou nejběžněji vybavena třecími brzdami s podtlakovým posilovačem, který redukuje množství potřebné ovládací síly generované řidičem. Převod brzd je obvykle hydraulický, je tedy využíváno *Pascalova zákona* (viz Obrázek 9.) a působící síly jsou ve stejném poměru jako je poměr velikosti ploch jejich pístků. Ovládací síla je od řidiče k brzdám vozidla přenášena přes posilovač působením brzdové kapaliny, viz Obrázek 10. Brzdný účinek těchto soustav je výrazně závislý na součiniteli tření materiálu stykových ploch brzd a adhezi k povrchu vozovky.

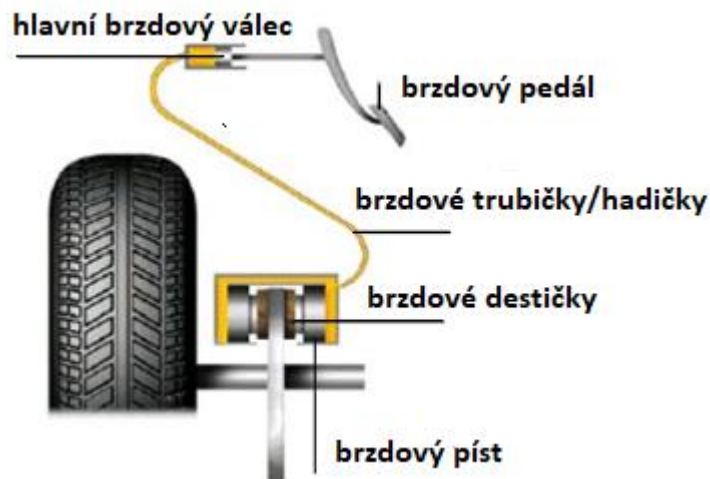


Obrázek 9. Pascalův zákon – hydraulické brzdy [11]

Podle směru působící brzdné síly je možné brzdy obecně dělit na *radiální* (bubnové, pásové) a *axiální* (kotoučové, čelistové, kuželové). Vzhledem k charakteru práce jsou uvedeny pouze brzdy kotoučové a bubnové.

### 2.2.1 Třecí brzdy – kotoučové

Jejich princip spočívá v přitlačování třecích segmentů (třecích destiček) na třecí plochy (boky rotačního kotouče z legované litiny) umístěné na náboji kola, viz Obrázek 10. Díky tomu dochází k přeměně kinetické energie vozidla prostřednictvím tření na energii tepelnou. Požadovaný přítlak třecích destiček zajišťuje třmen brzdy. U osobních vozidel se používá hydraulický převod brzd, u nákladních vozidel a autobusů převod vzduchový. V porovnání s bubnovými brzdami jsou výhodnější – dobře odvádějí teplo, mají lineární charakteristiku, malé rozměry a hmotnost, nedochází u nich k tzv. vadnutí brzd, probíhá u nich samočisticí účinek díky působícím odstředivým silám a snadno se s nimi manipuluje [Vala M. – Tesař M., 2003].

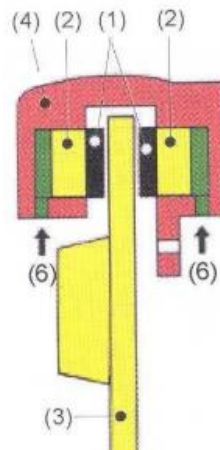


Obrázek 10. Třecí brzda – kotoučová [11]

Třecí brzdy je možné dělit podle jejich třmene, který je *pevný* nebo *plovoucí*, viz Obrázek 11. [Vala M. – Tesař M., 2003].

Třecí brzda kotoučová s **pevným třmenem**:

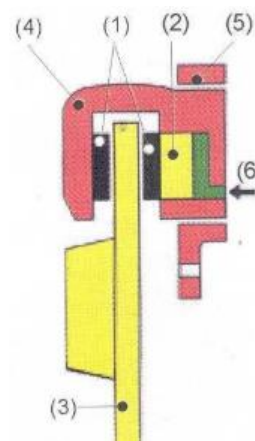
- je to nejjednodušší možná konstrukce kotoučové brzdy,
- třmen brzdy má dva brzdové válce (na obou stranách kotouče),
- těleso třmenu se nehýbe, je přichyceno na těhlici kola.



Obrázek 11. Kotoučová brzda s pevným /plovoucím třmenem (1) brzdové obložení (2) pístek (3) brzdový kotouč (4) třmen brzdy, (5) držák brzdového třmenu (6) přívod tlaku [13]

Třecí brzda kotoučová s **plovoucím třmenem**:

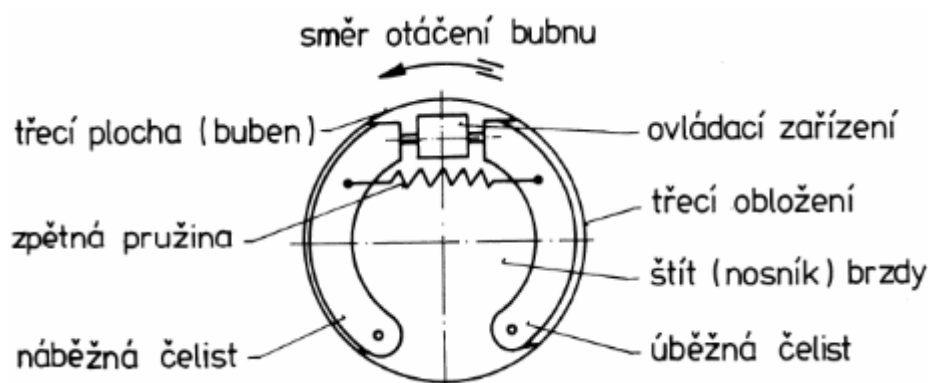
- nejčastěji používané brzda u osobních vozidel,
- zajišťuje stejný, rovnoměrný přítlak třecích segmentů,
- těleso třmenu je rozděleno na posuvné tělo a pevný rám.





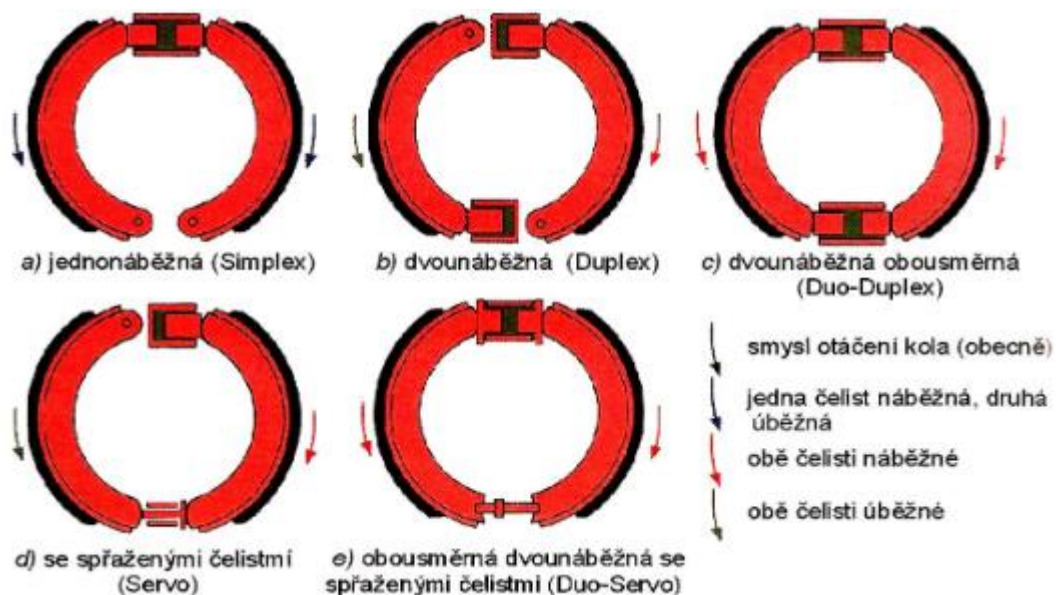
## 2.2.2 Třecí brzdy – bubnové

U bubnových brzd dochází (na rozdíl od brzd kotoučových) vlivem tepla vzniklého dlouhodobým brzděním k vadnutí brzd. Jejich výhodou je tzv. servoúčinek, během něhož je náběžná čelist vlivem krouticího momentu přitlačována intenzivněji než úběžná čelist, viz Obrázek 12. Díky své složitější konstrukci jsou dobře chráněné před působením nečistot, mají také výbornou životnost díky menším měrným tlakům působícím mezi třecí plochou a obložení. Materiál bubnu se volí s ohledem na předpokládané zatížení brzdy [Vlk, 2005].



Obrázek 12. Bubnová brzda [14]

Na základě řešení čelistí se bubnové brzdy dělí na: jednonáběžné (**Simplex**), dvounáběžné (**Duplex**), obousměrné dvounáběžné (**Duo - plex**), brzdy se spřaženými čelistmi (**Servo**) a obousměrné se spřaženými čelistmi (**Duo - servo**), viz Obrázek 13. [Jandová, 2015].



Obrázek 13. Rozdělení bubnových brzd [15]

## 2.3 Vývojové tendence

Za účelem optimalizace brzdných soustav dochází k jejich neustálému vývoji. Tyto snahy se týkají především převodu brzd, materiálu brzdového obložení a tzv. regenerativního řízení [Sajdl, 2016].

### 2.3.1 Elektrohydraulický převod brzd

Kvůli zisku okamžitého brzdného účinku a možnosti optimálního rozdělování brzdné síly u jednotlivých kol existují snahy o skloubení hydraulického převodu brzd s převodem elektronickým. [Jandová, 2015].

V důsledku toho byly firmou Bosch vyvinuty hybridní brzdové soustavy *EHB* a *EMB*.

#### **EHB**

Po sešlápnutí pedálu brzdy (nebo při stabilizačním zásahu ESP) řídicí jednotka EHB na základě změřené rychlosti a síly sešlápnutí generuje řídicí signály pro tzv. modulátory brzdného tlaku, umístěné u kol. Každý ze čtyř modulátorů má vypouštěcí a napouštěcí ventil, který je řízen elektronickým koncovým stupněm. EHB zvyšuje komfort brzdění a umožňuje integraci dalších bezpečnostních a komfortních funkcí, jež například zabraňují samovolnému rozjezdu vozidla na svahu. Díky zachování hydraulického okruhu je možné v případě výpadku systému EHB brzdit klasicky přes hydraulický válec [Vlk, 2002]

#### **EMB**

U elektromagnetické brzdové soustavy neexistuje hydraulický okruh. Na základě pohybu brzdového pedálu přenáší elektrický okruh řídicí pokyny do výkonových jednotek, tzv. aktuátorů. Aktuátory jsou elektromotory instalované v jednotlivých kolech, vyvíjející požadovanou brzdnu sílu. Velkou nevýhodou těchto soustav je jejich nefunkčnost při výpadku systému, výroba jejich komponentů je navíc velmi náročná [Vlk, 2002].

### 2.3.2 Materiál brzdového obložení

Materiál brzdového obložení určují především požadavky na koeficient tření, tepelnou vodivost a cenu. Nejpoužívanější jsou díky své nízké ceně organické minerální materiály, podléhající vadnutí brzd. Obecně by brzdové obložení mělo odolat teplotám do 800 °C při třecím součiniteli o větší hodnotě než 0,4 [Vlk, 2006].

V současné době se testují především tyto materiály:

- **karbon – keramické**
  - téměř nepodléhají procesu vadnutí brzd,
  - mají nízkou váhu, dobrou tepelnou vodivost a výborný součinitel tření.
- **karbon – kevlarové**
  - mají nízkou váhu a dobrou odolnost proti abrazivnímu opotřebení.
- **sintrované**
  - jedná se o směsi tvrdých spékaných kovů,
  - výborně odolávají mechanickému a tepelnému opotřebení,
  - mají vysoký třecí součinitel.

### 2.3.3 Regenerativní brzdění

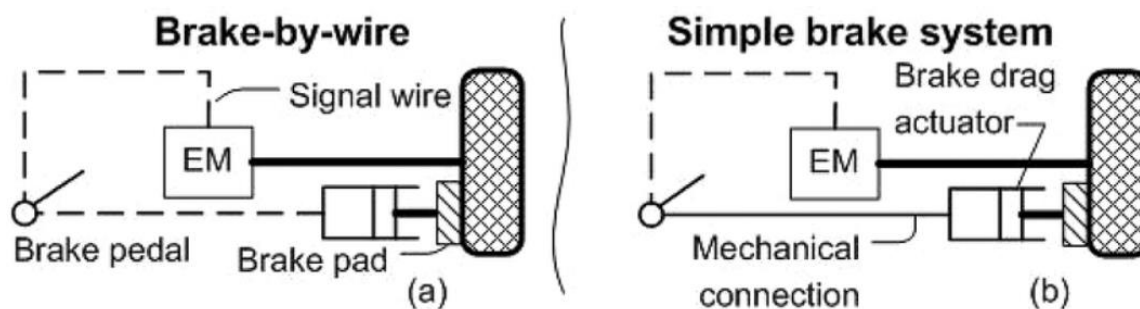
Při regenerativním brzdění dochází k rekuperaci brzdné energie. Kinetické energie vozu (obvykle zmařena, třecími brzdami přeměněna na teplo) je zadržována a později opět využita. Další možností je přímé využití kinetické energie prostřednictvím setrvačnicků, viz systémy KERS. Důvodem tohoto úsilí je zejména cena pohonných hmot a snaha o ekologičnost. [Sajdl, 2016].

Nejčastěji se však zmařená kinetická energie uchovává uvnitř vysokonapěťových baterií nebo kondenzátorů ve formě elektrické energie. Regenerační brzdící proces zvyšuje efektivitu spotřeby vozidla, zejména v přerušovaném provozu [Jones & Bartlett, 2014].

V souvislosti s kombinací standardních třecích brzd a regenerativního brzdění se u hybridních vozidel a elektromobilů stále častěji objevuje tzv. brake-by-wire technologie, léta využívaná v leteckém a závodním (F1) průmyslu. Širšímu uplatnění v automobilovém průmyslu dosud bránil zejména odpor a nedůvěra řidičů k by-wire řízení nejdůležitějšího bezpečnostního prvku vozidla – brzd. Tento problém je vyřešen existencí záložního hydraulického brzdného okruhu, který v případě poruchy přebere funkci brzdění [Palmer, 2018].

Brake-by-wire tedy představuje elektricky řízenou brzdovou soustavu, umožňující lepší kontrolu brzdného účinku a maximální regeneraci výkonu při nižší hmotnosti a složitosti brzdného zařízení. Pokud řidič sešlápne brzdový pedál, řídicí jednotka přeneše (podle tlaku zjištěného čidly) odpovídající sílu na všechny brzdy prostřednictvím hydraulické kapaliny z hlavního válce. Potřebného tlaku kapaliny je dosaženo skrze masivní brzdový posilovač, který dokáže vyvinout potřebnou hodnotu až třikrát rychleji než běžné posilovače brzd. Dalším výhodou této technologie je schopnost přizpůsobovat tuhost pedálu jednotlivým jízdním režimům [Palmer, 2018].

Porovnání klasické brzdové soustavy a by-wire brzdové soustavy je na Obrázku 14. [Hellgren, J. - Jonasson, E., 2007].



Obrázek 14. Porovnání brzdových soustav [30]

## 2.4 Právní předpisy

Právní předpisy platné pro území České republiky, které se týkají technického stavu brzd, definuje:

### **Zákon č. 193/2018 Sb.**

- týká se podmínek provozu vozidel na pozemních komunikacích a pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla v platné znění.

### **Prováděcí vyhláška dopravy č. 341/2014 Sb.**

- týká se schvalování technické způsobilosti a technických podmínek provozu vozidel na pozemních komunikacích v platném znění,
- provozní brzdy vozidla musí být schopny zastavit na dráze dané níže uvedenou rovnicí [MDCR, 2015].

$$s \leq v_0 \left( t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2 \times a} = K_1 \times v_0 + \frac{v_0^2}{K_2} \quad (2)$$

$s$	je brzdná dráha	(m)
$v_0$	je počáteční rychlost	(km.h <sup>-1</sup> )
$t_1$	je doba prodlevy brzd	(s)
$t_2$	je doba náběhu působení brzdného účinku	(s)
$a$	je brzdné zpomalení	(m.s <sup>-2</sup> )
$K_1, K_2$ jsou konstanty		

$$K_1 = \left( t_1 + \frac{t_2}{2} \right) \times \frac{1}{3,6} \quad (3)$$

$$K_2 = \frac{1}{2 \times a} \times \frac{1}{3,6^2} \quad (4)$$

Konstanty K1 a K2 nabývají hodnot na základě vyhlášky č. 341/2014 Sb. Konstanta K1 má v případě vozidel s mechanickými nebo hydraulickými brzdami hodnotu 0,1. Konstanta K2 má při brzděném zpomalení např.  $a = 5,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  hodnotu 150 [MDCR, 2015].

### Mezinárodní předpis OSN EHK č. 13

- týká se vozidel kategorie M<sub>1</sub> a N<sub>1</sub>,
- určuje metodiku a limity pro jednotlivé typy zkoušek brzd, viz Tabulka 1. [EHK OSN, 2015].

$V_0 [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}]$	$s [\text{m}]$	$a_{bs} [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
zkouška provozního brzdění typu 0 s odpojeným motorem		
100	$\leq 0,1 \cdot V_0 + 0,0060 \cdot V_0^2$	$\geq 6,43$
zkouška provozního brzdění typu 0 se zapojeným motorem		
$80\%V_{\text{max}} \leq 160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	$\leq 0,1 \cdot V_0 + 0,0067 \cdot V_0^2$	$\geq 5,76$
zkouška nouzového brzdění typu 0 s odpojeným motorem		
100	$\leq 0,1 \cdot V_0 + 0,0158 \cdot V_0^2$	$\geq 2,44$

Tabulka I. Zkoušky brzdění vozidel kategorie M1 dle EHK č. 13 [6]

### Mezinárodní předpis OSN EHK č. 78

- týká se testování a zkoušení typu systémů pro brzdění vozidel s dvěma/třemi koly kategorie L [EHK OSN, 2015].

### Mezinárodní předpis OSN EHK č. 90

- týká se zkoušení a schvalování náhradních částí s brzdovým obložením, které jsou určeny k použití v třecích brzdách vozidel [EHK OSN, 2015].

## 2.5 Brzdny účinek

Účinek brzdové soustavy je možné definovat za pomoci brzdne dráhy a středního brzdneho zpomalení, při stání prostřednictvím tzv. brzdneho sklonu. Moderní laboratoře vybavené válcovými zkušebnami navíc umožňují zjistit:

- rovnoměrnost působení brzd na jednotlivých kolech vozidla,
- závislost brzdneho účinku na ovládací síle,
- adhezní vlastnosti pneumatik,
- oteplení brzd,
- náběh tlaků v brzdové soustavě,
- valivý odpor [First et al., 2008].

### 2.5.1 Střední brzdne zpomalení

Brzdne zpomalení představuje pokles rychlosti vozidla za 1 sekundu vlivem účinku brzd. Rozlišuje se střední brzdne zpomalení a okamžité brzdne zpomalení, zjistitelné z přímého měření či diagramů získaných zvláštními měřicími přístroji [Miler, 2011].

Střední brzdne zpomalení se měří (mimo jiné) těmito přístroji:

- decelometr,
- decelograf Motor – Meter,
- vlečné kolo s kadránovým závěsem,
- měřicí přístroj XL Meter,
- optoelektronický snímač Correvitu [Vémola, 2006].

Výpočet středního brzdneho zpomalení se provádí podle vztahu č. 5 [Široký, 2009]:

$$a_{bs} = \frac{V_{0,8}^2 - V_{0,1}^2}{2 \times 3,6^2 \times (s_{0,1} - s_{0,8})} [m \times s^{-2}] \quad (5)$$

$V_0$	[km·h <sup>-1</sup> ]	počáteční rychlost při brzdění
$V_{0,8}$	[km·h <sup>-1</sup> ]	rychlost vozidla odpovídající 80 % $V_0$
$V_{0,1}$	[km·h <sup>-1</sup> ]	rychlost vozidla odpovídající 10 % $V_0$
$s_{0,8}$	[m]	dráha vozidla mezi rychlostí $V_0$ a $V_{0,8}$
$s_{0,1}$	[m]	dráha vozidla mezi rychlostí $V_0$ a $V_{0,1}$

## 2.5.2 Brzdňý sklon

Jedná se o sklon stoupajícího nebo klesajícího svahu, na kterém se musí udržet stojící naložené vozidlo za pomoci parkovacího brzdění. U vozidel kategorie M, L, O odpojená, A je brzdňý sklon svahu 18 %, v případě soupravy je sklon svahu 12 % [Vémola, 2006].

## 2.5.3 Přípustné ovládací síly

Při dosažení předepsaného minimálního brzdňého účinku nesmí dojít k překročení největší přípustné ovládací síly vyvinuté na ovládací orgán brzdy (pedál nebo páka), viz limity v Tabulce 2. [Vémola, 2006].

Druhy brzd	Způsob ovládací	Kategorie vozidel – ovládací síla [N]			
		M <sub>1</sub>	L <sub>5</sub>	L <sub>1,2,3,4</sub>	O ostatní
Provozní	nožně	500	500	350	700
	ručně	-	200	200	-
Nouzová	nožně	500	-	-	700
	ručně	400	-	-	600
Parkovací	nožně	500	500	500	700
	ručně	400	400	400	600 (0)

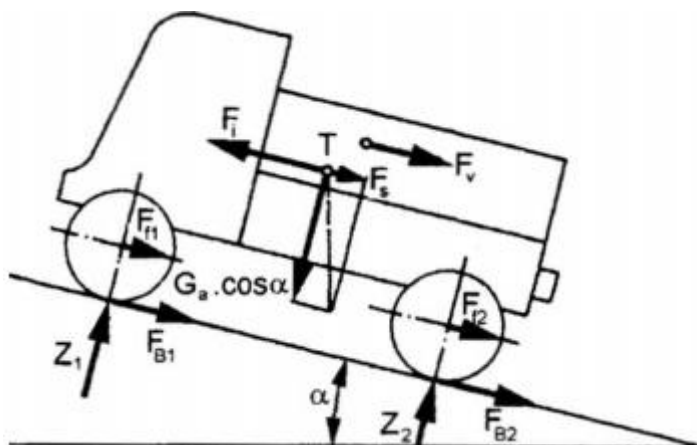
Tabulka II. Přípustné ovládací síly [22]

## 2.5.4 Brzdná síla

Celková brzdná síla působící na vozidlo v provozu je součtem jízdňích odporů ( $F_f$ ,  $F_v$ ,  $F_s$ ,  $F_i$ ) a brzdňých reakcí  $F_B$  na jednotlivých kolech, viz Obrázek 15. Laboratorní zkoušky brzdových agregátů motorových vozidel v současnosti umožňují exaktně posoudit a snadno porovnat různé varianty zkušebňích stavů při plně reprodukovatelných podmínkách, včetně simulace jízdňích odporů. [Vala M. - Tesař M., 2003].



Rozdělení celkové brzdné síly na přední a zadní nápravu určuje stabilitu pohybu brzděného vozidla [Vlk, 2000].



Obrázek 15. Síly působící na vozidlo při brzdění [8]

## 2.7 Způsoby měření brzdného účinku

Během zkoušení brzd se zjišťuje účinek brzdové soustavy a nesouměrnost působení brzd na shodné nápravě. Vyhláška č. 302/2001 Sb. stanovuje, že nesouměrnost nesmí přesáhnout 30 % z vyšší hodnoty změřené brzdné síly. Zároveň by nemělo docházet ke kolísání brzdné síly v důsledku ovality, deformace nebo opotřebení brzdných kotoučů o více jak 10 % vůči střední hodnotě  $F_B$  [Vlk, 2001].

Velikost brzdné síly kola  $F_{Bk}$  mezi vozovkou a pneumatikou se odvíjí od okamžitého radiálního zatížení kola  $G_k$  a součinitele adheze  $\mu$  podle vztahu č. 6:

$$F_{Bk} = G_k \cdot \mu [N] \quad (6)$$

Obdobně lze získat vztah č. 7 pro výpočet brzdné síly vozidla  $F_{Bv}$ , v němž  $G_v$  popisuje tíhu vozidla:

$$F_{Bv} = G_v \cdot \mu [N] \quad (7)$$

Brzdnou sílu lze díky charakteru setrvačné síly vypočítat taktéž podle vztahu č. 8, kde  $a_x$  představuje podélné zrychlení vozidla a  $m$  hmotnost vozidla [Panáček, 2012]:

$$F_{Bv} = m \cdot a_x [N] \quad (8)$$

## 2.7.1 Hodnocení stavu brzdové soustavy

Vyhláška č. 302/2001 Sb. o pravidelných technických prohlídkách silničních vozidel určuje rozsah technických prohlídek, které se provádějí v souvislosti s hodnocením stavu brzdové soustavy. Prověřuje se:

- mechanický stav všech zásadních dílů brzdové soustavy, tedy stav brzd, kotoučů, bubnů, brzdového obložení, hadic, potrubí a brzdových válců,
- hodnoty tlaku v provozních okruzích a spojovacích hlavicích pro přípojné vozidlo,
- seřízení regulátoru tlaku a zátěžového regulátoru,
- těsnost brzdové soustavy,
- signalizace správné funkce antiblokovacího systému brzd,
- hodnota zdvihu páky parkovací brzdy,
- hodnota zdvihu pedálu (především jeho mrtvého chodu),
- činnost posilovače brzd,
- výstražná signalizace poklesu tlaku vzduchu pod určenou hodnotu v provozních okruzích a okruhu pružinové brzdy (vzduchové brzdy),
- doba náběhu tlaku na spojovacích hlavicích pro přípojné vozidlo (vzduchové brzd),
- výstražná signalizace poruchy části kapalinového převodu brzdy nebo poklesu zásob brzdové kapaliny na nepřijatelnou hodnotu (kapalinové brzdy),
- doba náběhu tlaku v brzdových válcích (kapalinové brzdy) [Motejl a Horejš, 1998].

Uvedené úkony je nutno provést před kontrolou účinku provozní a parkovací brzdy, která probíhá na válcové zkušební brzd, zároveň je nutné ověřit vyhovující nahuštění pneumatik a funkci systémů, např. ABS a ASR [Vlk, 2001].

## 2.7.2 Metody zkoušek brzdného účinku

V souvislosti se zkoušením brzdného účinku se uplatňují dvě metody – *trvalé* a *doběhové* zkoušky [Vlk, 2001].

Trvalé zkoušky:

- realizují se jako brzdění při konstantní rychlosti s (nejčastěji) konstantní intenzitou,
- takové zkoušky simulují poměry při brzdění vozidla na dlouhém táhlém svahu.

Doběhové zkoušky:

- uskutečňují se náhlým zabrzděním setrvačných rotujících součástí,
- takto provedené zkoušky nahrazují zabrzdění vozidla až k úplnému zastavení.

Homologační zkoušky brzd dle EHK č. 13 je nutné provádět za těchto podmínek:

- vozidlo je ověřováno při hmotnostech, jež jednotlivé typy zkoušek vyžadují,
- vozidlo je ověřováno při  $v_0$ , jež jednotlivé typy zkoušek vyžadují,
- vyvinutá ovládací síla nesmí být větší než hodnota určená dané kategorii vozidla,
- zkušební vozovka musí dosahovat předepsaných adhezních vlastností a sklonu,
- na začátku zkoušky musí být pneumatiky vozidla studené a nahuštěné na tlak odpovídající statickému zatížení kola při zkoušce,
- povětrnostní podmínky nesmí ovlivnit výsledek zkoušky,
- předepsaného brzdného účinku musí být dosaženo bez vibrací, zablokování kol (existují výjimky) a bez vybočení z vytyčené dráhy [Motejl K. - Horejš V., 1998].

## 2.7.2 Druhy zkoušek brzd

Brzdný účinek vozidla lze zjistit jízdními zkouškami nebo laboratorními zkouškami na diagnostických zařízeních. Jízdní zkoušky probíhají v silničním provozu nebo na zkušební dráze, tzv. polygonu. Laboratorní zkoušky brzdného účinku se uskutečňují na válcové (pomaloběžná, rychloběžná) nebo plošinové zkušebně [Panáček, 2012].

## Provozní brzdění:

a) zkouška typu „0“

- je to základní zkouška brzdného účinku prováděná za studena, tj. teplota kotouče nebo bubnu na začátku zkoušky nesmí přesahovat hodnotu 100 °C [Vémola, 2005]
- provádí se pro celkovou hmotnost uvedenou výrobcem a pro pohotovostní hmotnost,
- zkoušku tvoří dvě části: zkoušky s odpojeným motorem a zkoušky se zapojeným motorem při různých rychlostech, viz Tabulka III. [Vlk, 2001].

Kategorie vozidla		M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	N <sub>1</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>3</sub>
Typ zkoušky		0, I	0, II	0, I, II	0, I	0, I	0, I, II
Typ 0 s odpojeným motorem	$v_j$	80	60	60	80	60	60
	$s \leq$	$0,1v + \frac{v^2}{150}$	$0,15v + \frac{v^2}{150}$				
	$s_j$	50,7	36,7	36,7	61,2	36,7	36,7
	$dm \geq$	5,8	5,00				
Typ 0 se zapojeným motorem	$v = 0,8 v_{max}, ale \leq$	160	100	90	120	100	90
	$s \leq$	$0,1v + \frac{v^2}{130}$	$0,15v + \frac{v^2}{103,5}$				
	$s_j$	212,9	111,6	91,8	157,1	111,6	91,8
	$dm \geq$	5,0	4,0				
$F \leq$		50	70				

Tabulka III. Předpisy – provozní brzdění [22]

- $v$  = skutečná počáteční rychlost změřená při zkoušce [km.h<sup>-1</sup>]  
 $v_j$  = jmenovitá počáteční rychlost [km.h<sup>-1</sup>]  
 $s$  = brzdná dráha [m]  
 $s_j$  = jmenovitá brzdná dráha [m]  
 $d_m$  = střední hodnota brzdného zpomalení [m.s<sup>-2</sup>]  
 $F$  = ovládací síla [daN]  
 $v_{max}$  = max. konstrukční rychlost vozidla [m.h<sup>-1</sup>]

b) zkouška typu „I“

- jedná se o zkoušku ztráty brzdného účinku [Vémola, 2005],
- jejím cílem je ověření brzdného účinku vozidla s celkovou hmotností prostřednictvím za sebou jdoucích brzdění s navazujícím rozjezdem na předepsanou rychlost,
- po provedení pro každou kategorii definovaného cyklu se uskuteční zkouška brzdného účinku při stejných podmínkách jako během zkoušky typu „0“ s odpojeným motorem,
- při následném porovnání výsledku s brzdným účinkem zjištěným zkouškou brzd za studena nesmí dojít k poklesu pod stanovené procento [Vlk, 2001].

c) zkouška typu „II“

- představuje zkoušku chování vozidla při dlouhých klesáních [Vémola, 2005],
- prokazuje se při ní účinnost brzdové soustavy během jízdy zcela naloženého vozidla, pohybujícího se střední rychlostí na dráze s 6% klesáním o délce 6 km,
- při zkoušce musí být zařazen vhodný převodový stupeň, odlehčovací brzda zůstává ve funkci (pokud je ve výbavě vozidla),
- po jízdě dojde ke zkoušce brzdného účinku při podmínkách odpovídajících zkoušce typu „0“ s odpojeným motorem,
- při následném porovnání musí výsledek převyšovat daný limit [Vlk, 2001].

d) zkouška typu „IIA“

- jedná se o zkoušku brzdného účinku během sjíždění dlouhého svahu při absenci provozního, parkovací a nouzového brzdění [Vémola, 2005].
- její provedení je předepsáno pro některá vozidla kategorie M<sub>3</sub> namísto zkoušky typu II [Vlk, 2001].

e) zkouška typu „III“

- zkouška tohoto typu se provádí za účelem zjištění brzdného účinku u vozidel kategorie O<sub>4</sub>,
- ohřevu se dosáhne opakovaným brzděním [First et al., 2008].

f) alternativní zkoušky typu „I“ a „III“

- využívají se pro brzdy přípojných vozidel,
- tyto zkoušky je možné provádět na vozovce, setrvačnickovém stavu nebo na válcovém dynamometru [First et al., 2008].

Zbývající brzdňý účinek musí v případě poruchy části převodu soustavy generovat brzdňou dráhu a střední brzdňé zpomalení o minimálně stejných hodnotách jako v Tabulkách IV. a V.

Typ prováděné zkoušky je „0“ s odpojeným motorem, přičemž vyvinutá ovládací síla nesmí přesáňovat 700 [N] [Vémola, 2005].

Kategorie	$v_j$	Naložené vozidlo $s \leq$	$d_m$	Nenaložené vozidlo $s \leq$	$d_m$
$M_1$	80	$0,1v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{150}$ $s_j = 150,2$	1,7	$0,1v + \frac{100}{25} \times \frac{v^2}{150}$ $s_j = 178,7$	1,5
$M_2$	60	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{130}$ $s_j = 101,3$	1,5	$0,15v + \frac{100}{25} \times \frac{v^2}{130}$ $s_j = 119,8$	1,3
$M_3$	60	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{130}$ $s_j = 101,3$	1,5	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{130}$ $s_j = 101,3$	1,5

Tabulka IV. Zbývající brzdňý účinek – kategorie M [22]

Kategorie	$v_j$	Naložené vozidlo $s \leq$	$d_m$	Nenaložené vozidlo $s \leq$	$d_m$
$N_1$	70	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{115}$ $s_j = 152,5$	1,3	$0,15v + \frac{100}{25} \times \frac{v^2}{115}$ $s_j = 180,9$	1,1
$N_2$	50	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{115}$ $s_j = 80$	1,3	$0,15v + \frac{100}{25} \times \frac{v^2}{115}$ $s_j = 94,5$	1,1
$N_3$	40	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{115}$ $s_j = 52,4$	1,3	$0,15v + \frac{100}{30} \times \frac{v^2}{115}$ $s_j = 52,4$	1,3

Tabulka V. Zbývající brzdňý účinek – kategorie N [22]

### Nouzové brzdění:

- zkouška soustavy pro nouzové brzdění se uskutečňuje při stejných podmínkách jako zkouška typu „0“ s odpojeným motorem,
- jsou stanoveny počáteční rychlosti pro různé kategorie vozidel a limitní ovládací síly,
- brzdný účinek, resp. brzdná dráha a střední brzdné zpomalení, nesmí být nižší než stanovené hodnoty, viz Tabulka VI. [Vlk, 2001],
- vozidla kategorie O mají nouzové brzdění definováno jako automatické v případě poruchy, hodnotící kritérium je síla na obvodě brzděných kol, která nesmí být menší než 13,5 % síly odpovídající maximální hmotnost stojícího vozidla [First et al., 2008].

Kategorie	$v_j$	$s \leq$	$d_m$	$s_j$
$M_1$	80	$0,1v + 2 \times \frac{v^2}{150}$	2,9	93,3
$M_2, M_3$	60	$0,1v + 2 \times \frac{v^2}{130}$	2,5	64,4
$N_1$	70	$0,1v + 2 \times \frac{v^2}{115}$	2,2	95,7
$N_2$	50			51,0
$N_3$	40			33,8

Tabulka VI. Předpisy – nouzové brzdění [22]

### Parkovací brzdění:

- při daném sklonu stoupajícího nebo klesajícího svahu musí zůstat naložené vozidlo nebo souprava stát,
- kritériální hodnoty vozidel daných kategorií jsou v Tabulce VII. [First et al., 2008].

Kategorie	sklon vozovky [%]
$M_1$	20
$M_1 + O$	12
$M, N$	18
$(M, N) + O$	12
L	18
O	18

Tabulka VII. Předpisy – parkovací brzdění [20]

### Statické zkoušky brzd:

- dochází při nich k hodnocení vybraných parametrů brzdových soustav, jež podstatně ovlivňují celkový brzdný účinek vozidla,
- u soustav se vzduchovými brzdami představuje tyto parametry zejména:
  - o doba náběhu tlaku do brzdového válce, při jejíž maximální předepsané hodnotě musí tlak v brzdovém válci dosáhnout 75 % asymptotické hodnoty,
  - o objem vzduchojemů, zajišťující minimální předepsané brzdné účinky i po stanovené sumě zabrzdění,
  - o výkonnost energetického zdroje (kompresoru), způsobujícího nahuštění vzduchojemů brzd na předepsanou hodnotu tlaku.
- analogické požadavky platí pro kapalinové brzdové soustavy [Vlk, 2001].

### Doba náběhu tlaku

- její kriteriální hodnoty vyjádřené v sekundách jsou odlišné pro různé kategorií vozidel a konstrukce brzdových systémů, viz Tabulka VIII. [First et al, 2008]

podmínky	kategorie L	ostatní vozidla	vozidla - vzduch. brzdy	přípojná vozidla - vzduch. brzdy
A	neuveдено	0,6	-	-
B		-	0,2	-
C		-	0,4	-
D		-	-	0,4

Tabulka VIII. Kriteriální hodnoty náběhu tlaku [20]

- A = doba od počátku působení na ovládací orgán do doby, kdy má brzd. síla na nápravě optimální hodnotu
- B = doba od počátku působení na ovládací orgán do doby, kdy tlak v potrubí dosáhne 10 % své asympt. h.
- C = doba od počátku působení na ovládací orgán do doby, kdy tlak v potrubí dosáhne 75 % své asympt. h.
- D = doba, která uplyne od okamžiku, kdy tlak vyvozený simulátorem dosáhne 0,65 baru do okamžiku, kdy tlak v brzdovém válci dosáhne 75 % své asymptotické hodnoty



### 2.7.3 Jízdní zkoušky

Jízdní zkoušky jsou obvykle součástí homologačních zkoušek vozidel, v diagnostice je jejich použití ojedinělé. Představují nepřesnou a složitou metodu, při které se měří brzdná dráha z počáteční rychlosti. Při měření se využívají decelometry, decelografy a tzv. vlečné (páté) kolo, značkovací zařízením pro měření brzdné dráhy [Motejl K. - Horejš V., 1998].

Na úseku zvoleném pro jízdní zkoušku se nesmí vyskytovat zbytky vody, oleje ani písku. Počáteční rychlost při těchto zkouškách je obvykle 40 či 80 km/h [Srinivasan, 2003].

Jízdní zkoušky brzdného účinku musí být v souladu s ČSN 30 0550. Jízdní zkouška „brzdění v přímém směru“ za účelem:

- kontroly předpisem určených brzdných drah,
- ověření funkce omezovačů brzdného účinku a posilovačů brzdné soustavy,
- ověření funkce protiblokovacího zařízení apod.

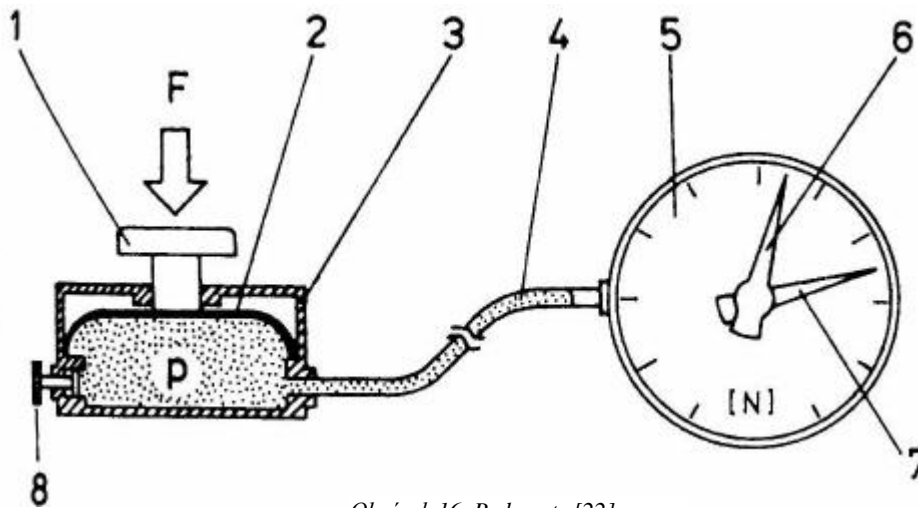
Taktéž se provádějí zvláštní zkoušky za účelem zjištění směrové stability vozidla, například u působení nesouměrného brzdného účinku na stranách stejné nápravy [Vlk, 2001].

Přímé měření brzdné dráhy:

- spočívá ve zjištění brzdné dráhy nebo doby brzdění z určité rychlosti, střední zpomalení se vypočítá přes známé vzorce [Vémola, 2005].

Měření brzdné dráhy prostřednictvím značkovacího zařízení:

- při tomto způsobu měření jsou vystřelovány barevné značky na vozovku, přičemž je měřen čas a vzdálenost mezi značkami,
- je využíváno odpalovacího mechanismu, pedálového snímače, elektrických stopek a dalších prvků umístěných uvnitř vozidla
- při zkoušce je využíván snímač ovládací síly působící na pedál, tzv. pedometr zobrazený na Obrázku 16. [Vémola, 2005].



Obrázek 16. Pedometr [22]

- |   |                                      |
|---|--------------------------------------|
| 1 | = tlačný píst propojený s pedálem    |
| 2 | = membrána                           |
| 3 | = skříň                              |
| 4 | = hadice                             |
| 5 | = manometr v [N]                     |
| 6 | = ukazatel okamžité hodnoty          |
| 7 | = vlečný ukazatel                    |
| 8 | = šroub pro nastavení nulové hodnoty |

#### Měření brzdné dráhy za pomoci stopek a pásma

- vyznačí se úsek zkušební dráhy (A-B) s délkou  $s_1 = 20$  m
- během zkoušky se nezbytná spolupráce řidiče a spolujezdce, jenž provádí měření,
- vozidlo v úseku A-B udržuje konstantní rychlost, přičemž u značky B začne brzdit,
- spolujezdec zaznamenává dobu průjezdu skrze úsek ( $t_1$ ) a dobu brzdění ( $t_2$ ),
- jakmile se vozidlo zastaví, odměří se brzdná dráha  $s_2$
- přesný okamžik počátku a konce měření je nutné vztáhnout k určité části vozidla,
- pro počáteční, stálou rychlost platí vztah č. 9, střední brzdné zpomalení lze vypočítat podle vztahu č. 10 [Vémola, 2005].

$$v_0 = \frac{s_1}{t_1} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (9)$$

$$a = \frac{v_0}{t_2} \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (10)$$

Vzhledem k použití různých metod měření brzdné dráhy s odlišnými okrajovými podmínkami je často obtížné objektivně zvážit výsledky jednotlivých testů. Obecně by měl na praxi orientovaný způsob reprodukovatelného měření brzdné dráhy pracovat se čtyřmi základními faktory (*vozovka, pneumatika, brzdová soustava, řidič*). V souvislosti s faktory *vozovka* a *řidič* nemá konstruktér automobilu možnost jakékoliv kontroly – je nutná důkladná údržba komunikací vlastníky (na špatné vozovce s koeficientem tření 0,5 a méně je při rychlosti okolo 100 km/h brzdná dráha více než 80 m namísto obvyklých cca. 40 m) a osobní zodpovědnost řidiče (zdvojnásobení rychlosti vozidla má za následek čtyřnásobnou brzdou dráhu) [Spielmann, W. - Reuter, M., 2002].

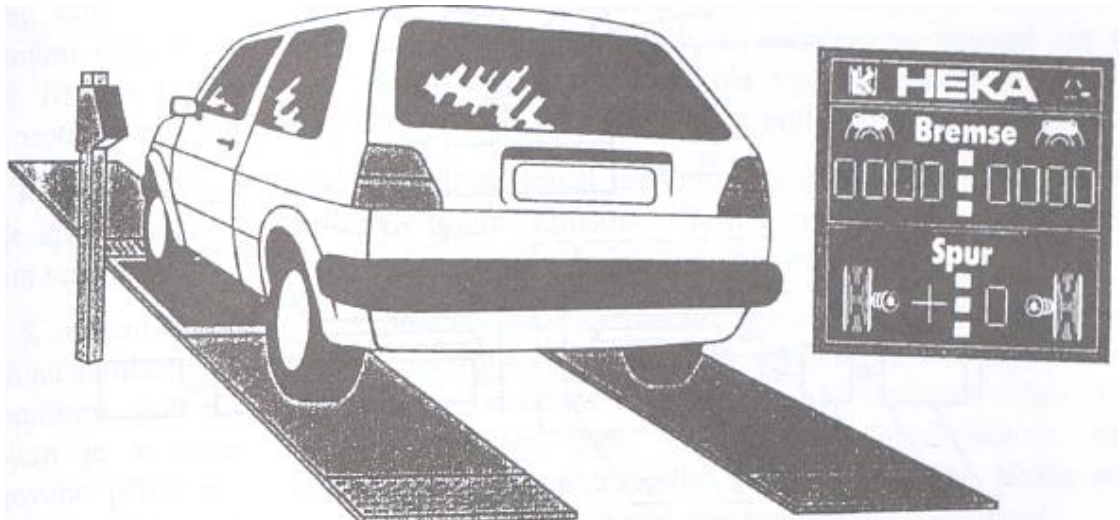
#### 2.7.4 Plošinová zkušebna brzd

Zkušebna slouží ke zkoušení brzd nákladních a osobních automobilů. Průběh je takový, že prověřované vozidlo najede na měřicí plošinu rychlostí cca 10 km/h (u zkoušky systému ABS je přípustná větší rychlost), kde začne řídící osoba zprudka brzdit. Brzdné síly na kolech se přenesou za pomoci snímačů skrze zkušební plošinu do elektronické jednotky, která vyhodnotí získané údaje. Na obrazovce jednotky je možné sledovat např.:

- 1) brzdné zpomalení,
- 2) poměr brzdných sil na předních a zadních kolech,
- 3) nesouměrný brzdný účinek kol jedné nápravy,
- 4) činnost omezovače brzdných sil na zadních kolech,
- 5) sbíhavost kol,
- 6) diagram brzdných sil, z něhož je možné zjistit účinnost brzdové soustavy a potenciální poruchy [Vémola, 2005].

Měření brzdných účinků na plošinové zkušebně složí jako vstupní, informační diagnostika celkového stavu vozidla před opravou. Pro přesnější stanovení a odhad příčin poruch je tento druh zkoušky nevhodný [First et al., 2008].

Výhodu těchto zařízení z pohledu dynamických účinku působících na vozidlo představují podmínky blízké provozu. Jako příklad lze uvést plošinovou zkušebnu Heka, viz Obrázek 17. [Vémola, 2005].



Obrázek 17. Plošinná zkušebna Heka [22]

### 2.7.5 Válcová zkušebna brzd – pomaloběžná

Během zkoušek na válcové pomaloběžné zkušebně se brzdný účinek vyhodnocuje na základu poměrného brzdného zpomalení, tzv. zbrzdění při rychlostech do 10 km/h. Zpomalení lze vypočítat podle vztahu č. 11, kde  $G$  představuje tíhu vozidla a  $F_b$  součet brzdných sil na obvodech jednotlivých kol při stejné velikosti ovládací síly [Vémola, 2005]:

$$Z = \frac{\sum F_b}{G} \cdot 100 = \frac{\sum F_b}{m \cdot g} \cdot 100 \quad [ms^{-2}] \quad (11)$$

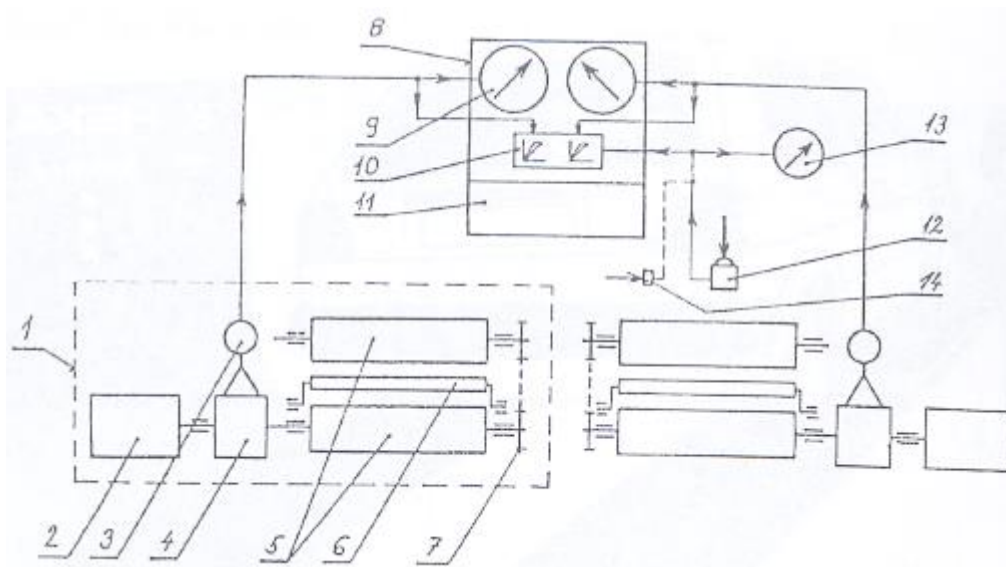
Podle změřených hodnot  $F_b$  se dá jednoduše a rychle prověřit:

- funkce brzd,
- rozdělení celkové brzdné síly na nápravy,
- souměrnost brzdění na levé a pravé strany téže nápravy.

To je důvodem využití těchto zařízení ve stanicích STK a v opravárnách. Celkovou brzdnou sílu lze při této zkoušce vypočítat vztahem č. 12, přičemž  $a$  je střední brzdné zpomalení,  $m$  značí celkovou hmotnost vozidla a  $g$  je tíhové zrychlení:

$$F_{Bcelk} = \sum F_b = m \cdot a = G \cdot \frac{a}{g} \quad [N] \quad (12)$$

Pomaloběžná válcová zkušebna pro měření brzdných sil je na Obrázku 18. Dvě dvojice hnacích válců jsou uloženy uvnitř základové konstrukce, zabudované pod úroveň podlahy. Uložení obou párů válců v rámech je rotační, přičemž jeden válec pohání samostatný elektromotor a druhý válec se otáčí působením válečkového řetězu. Elektromotor a poháněný válec odděluje převodová skříň s konstantním redukčním převodem. Převodovka se může natáčet kolem své podélné osy, totožné s osou poháněného válce. Momentové rameno, připevněné na převodové skříni, je v kontaktu se snímačem takové síly. Během měření brzdného účinku najíždí vozidlo tak, aby kola přední nebo zadní nápravy stála na obou párech měřicích válců. Při zkoušení je motor vozidla zastaven a kola se roztočí na počáteční, stálou rychlost skrze elektromotorem poháněné měřicí válce. Tato tzv. zkušební rychlost zůstává při brzdění konstantní. Dochází ke vzniku reakčního momentu vlivem brzdné síly, působící na obvodu brzděného kola. Tento moment je úměrný brzdné síle kola a působí proti smyslu rotačního pohybu měřicího válce. Vlivem reakčního momentu se natočí hnací jednotka, čímž dojde k přitlačení ramene na snímač, spojený s registračním přístrojem [Vémola, 2005].



Obrázek 18. Schéma válcové zkušebny [22]

- |    |                            |    |                               |
|----|----------------------------|----|-------------------------------|
| 1  | = válcové pohonná jednotka | 2  | = elektromotor                |
| 3  | = snímač brzd. síly        | 4  | = převodovka                  |
| 5  | = hnací válec              | 7  | = válečkový řetěz             |
| 8  | = přístrojový panel        | 9  | = ukazatel brzd. síly         |
| 10 | = zapisovač                | 11 | = elektrický rozvod zkušebny, |
| 12 | = snímač pedometru         | 13 | = ukazatel síly na pedometru  |
| 14 | = přípojka na měření tlaku |    |                               |

V souvislosti s měřením brzdné síly na válcové zkušebně se rozlišuje *mechanický* a *elektrický* způsob [Vémola, 2005].

Mechanický způsob:

- dochází při něm k měření reakce skříně převodovky.

Elektrický způsob:

- principem je zvětšení brzdných sil za současného zvětšení příkonu hnacích elektromotorů, potřebného pro zajištění konstantní rychlosti rotace měřicích válců,
- přístroj měřící příkon elektromotorů je wattmetr,
- válcové jednotky takových stanic jsou jednodušší na výrobu než v případě mechanických stanic a jejich díly nepodléhají takovému opotřebení.

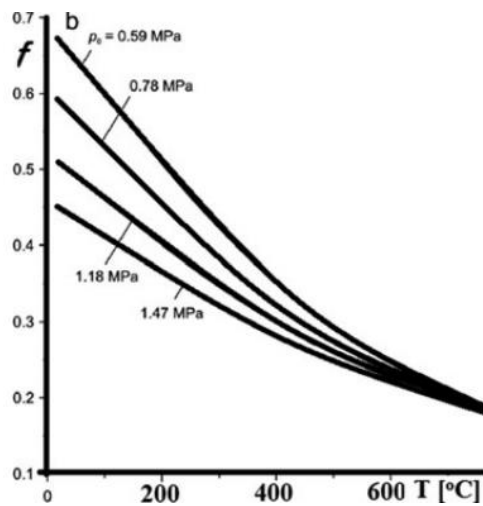
## 2.7.6 Válcová zkušebna brzd – rychloběžná

Při zkouškách na válcové rychloběžné zkušebně se brzdný účinek vyhodnocuje měřením brzdné dráhy při rychlosti až 200 km/h. Zkušební podmínky jsou blízké skutečným podmínkám na vozovce. Princip spočívá ve zpomalování a následném zastavení elektromotorem poháněného páru litinových válců včetně kol nápravy, na níž jsou brzdy testovány. Brzdy následně maří energii akumulovanou uvnitř setrvačné hmoty, přičemž moment setrvačnosti válců je známý. V důsledku sešlápnutí pedometru se automaticky odstaví pohon litinových válců a otáčkoměr zaznamená počet otáček do zabrzdění, z něhož je poté stanoven brzdý účinek, viz Obrázek 19. Měření nepočítá s účinkem klopného momentu, odskakováním kol apod., tudíž není zcela srovnatelné s jízdní zkouškou [Vémola, 2005].



Obrázek 19. Průběh brzdění vozidla při dynamické zkoušce brzdného účinku [3]

Při extrémních podmínkách jako je přílišné zatížení, vysoká teplota (viz Obrázek 20.) nebo rychlost může dojít k tzv. třecí katastrofě. Jedná se o abnormální situaci, při které náhle poklesne součinitele tření mezi brzdovými destičkami a kotoučem, což má za následek výrazné snížení brzdného účinku [Mădălin-Florin P. - Nicolae-Vlad B., 2019].



Obrázek 20. Závislost teploty a součinitele tření v rozmezí 20-800 °C [28]

### 3 Cíl práce

Cílem práce je realizovat pilotní měření na návrhu experimentální válcové zkušebny. Měření je zaměřeno na problematiku opakovatelnosti, která bude statisticky vyhodnocena.

Dílčí cíle představuje:

- analýza úhlového zpomalení válců zkušebny na jednotlivých kolech,
- posouzení statistické variability průměrných hodnot úhlového zpomalení,
- porovnání souměrnosti brzdného účinku na obou kolech téže nápravy,
- zjištění vlivu posilovače brzd na brzdný účinek.



## 4 Metodika

Měření uskutečněné na prototypu zařízení pro měření brzdných účinků umožňuje prostřednictvím získaných dat a jejich analýzy posouzení stavu brzdové soustavy vozidla.

Vlastní měření probíhá vždy na jednom kole, které je nejprve za pomoci zdviháku nadzvednuto a umístěno na válce zkušebního zařízení. Oba elektromotorem poháněné válce jsou v rámu uloženy rotačně a mají za úkol roztočit kolo vozidla na tzv. měřicí rychlost, která je při brzdění konstantní. Při sešlápnutí brzdového pedálu je snímačem impulzů zaznamenáno pořadí impulzů a odpovídající čas, na jejichž základu je skrze následné výpočty vyhodnocen účinek brzdové soustavy v podobě záporného zrychlení (zpomalení) rotujících válců zkušebny při měření na jednotlivých kolech.

### 4.1 Zkušební vozidlo

Při měření byl použit automobil Škoda Octavia II. 2,0 TDI-PD, jenž má motor o výkonu 103 kW s šestistupňovou ručně řazenou převodovkou, viz Obrázek 21. Vozidlo je vybaveno zimními pneumatikami Barum Polaris 5 195/65 R15 91T.



Obrázek 21. Zkušební vozidlo Škoda Octavia II. [32]

### 4.1.1 Brzdová soustava

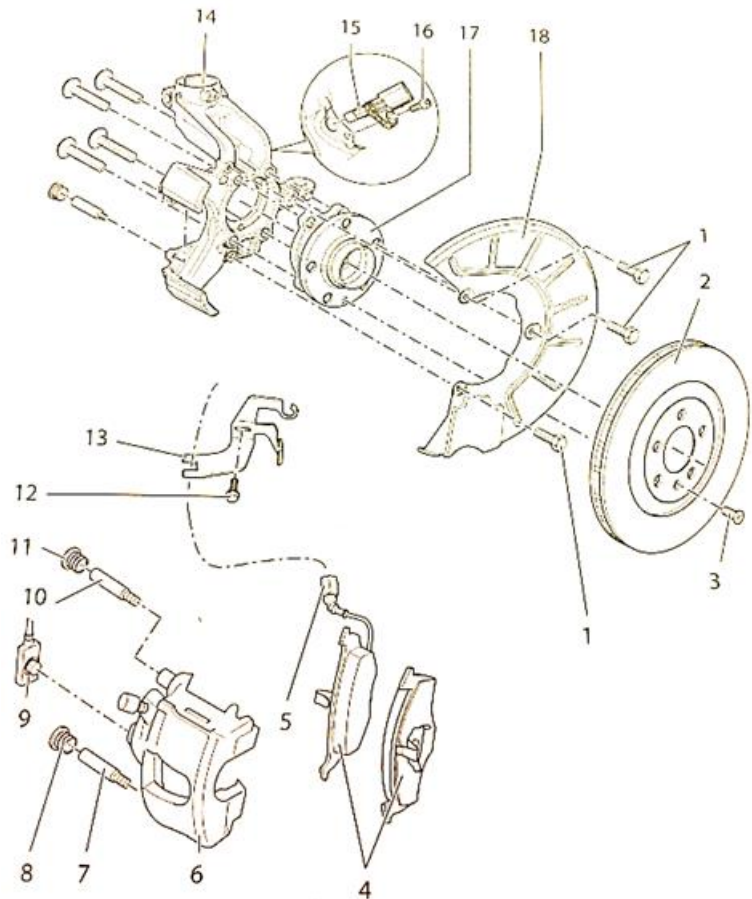
Provozní brzdy automobilů Škoda Octavia II. jsou kapalinové, dvouokruhové. Brzdný okruh (I. + II.) má diagonální zapojení K, při kterém okruh I. brzdí levé přední a pravé zadní kolo, zatímco okruh II. brzdí pravé přední a levé zadní kolo. Brzdy předních kol jsou kotoučové s vnitřní chlazení kotoučů, brzdy zadních kol jsou kotoučové bez vnitřního chlazení. Brzdný systém je vybaven bezazbestovými segmenty a samočinným seřizováním provozní vůle brzdících prvků. Provozní brzdy jsou vybaveny podtlakovým posilovačem brzdného účinku s funkcí Dual-Rate, který při sešlápnutí brzdového pedálu v kritických situacích zajišťuje nárůst posilovacího účinku a systémem ABS. Nádobka na zásobní brzdovou kapalinu je spojena s hlavním brzdovým válce v jeden montážní celek. Parkovací brzda působí na zadní kola, přičemž spojení mezi ruční pákou a brzdovými prvky zadních kol je zprostředkováno lany v lanovodech [Schwarz, 2006].

Rozvod tlakové brzdové kapaliny od hlavního tandemového brzdového válce, případně od hydraulické a elektrické řídicí jednotky ABS, je zajištěn vysokotlakými pryžovými hadicemi a ocelovými trubkami, případně jejich kombinací. Tyto trubky jsou ocelové (pozinkované) s další vnější ochrannou vrstvou z plastu a mají průměr 5,2 mm. Jsou vytvářeny a upevněny tak, aby se nedostaly do kontaktu s jinými součástkami vozidla. Spojení trubek, hadic a tlakových válců je konstrukčně řešeno kuželovými dosedacími plochami a speciálními převlečnými maticemi, které mají jemný závit (M12x1 nebo M10x1) a šestihran pro klíč 11 mm. Hadice mají u šroubení šestihran a zápich pro upevňovací pružnou sponu [Schwarz, 2006].

#### Kotoučové brzdy předních kol

Kotoučové brzdy na předních kolech jsou třmenové, jednopístové, čepové (s plovoucími čelistmi), konkrétně typ FS – III, viz Obrázek 22. Opotřebení brzdového třecího obložení se signalizuje příslušnou kontrolkou v panelu přístrojů, přičemž je nutné vyměnit obložení obou předních brzd současně. Brzdové třmeny jsou spojeny s hydraulickou soustavou vysokotlakými hadicemi, které se v případě potřeby mění jako celek, včetně šroubení [Schwarz, 2006].

- 1 šroub
- 2 brzdový kotouč
- 3 šroub
- 4 třecí segmenty
- 5 svorkovnice
- 6 třmen brzdy
- 7 vodící čep
- 8 krytka
- 9 brzdová destička
- průtokový šroub
- 10 vodící čep
- 11 krytka
- 12 šroub
- 13 držák
- 14 hlava ložisku čepu kola
- 15 snímač otáček ABS
- 16 šroub
- 17 uložení kola/ jednotka hlavy kola
- 18 krycí plech

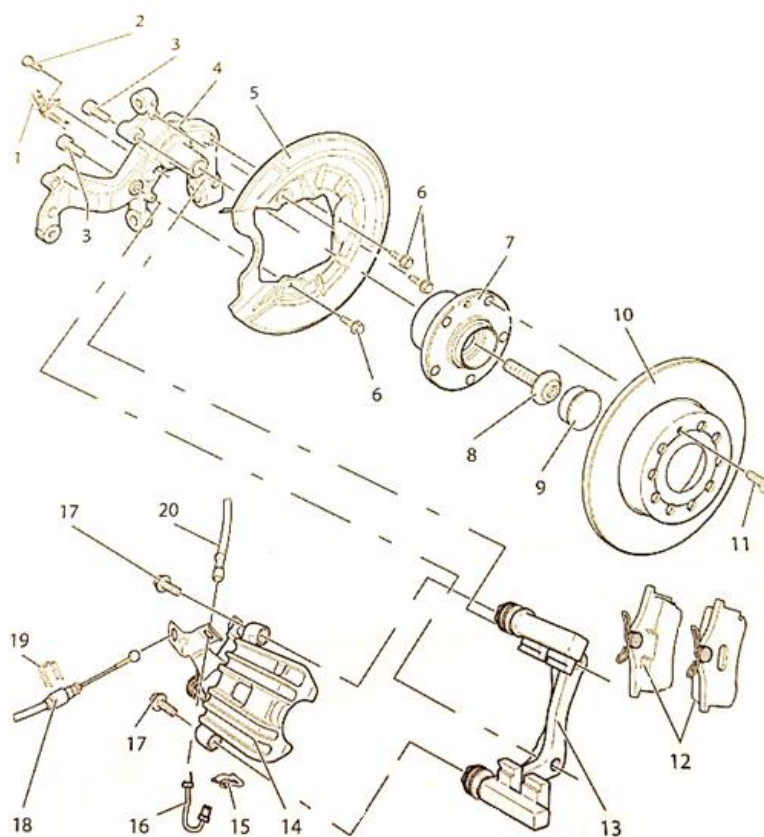


Obrázek 22. Součástky kotoučové brzdy (FS – III) předního kola [34]

### Kotoučové brzdy zadních kol

Zkušební vozidlo má zadní kola osazena kotoučovými brzdami typu CI 38 (viz Obrázek 23.), jež jsou obdobně jako brzdy na předních kolech třmenové, jednopístové, čepové (s plovoucími čelistmi). Třmen těchto brzd je upevněn dvěma samojistými šroubky ke kotevní desce čepu kola na zadním konci vlečeného ramene. Na třmeně zadních brzd je, kromě hydraulického ramene, navíc páka, jež rozpíná funkční ústrojí třmenu během zatažení lan parkovací brzdy [Schwarz, 2006].

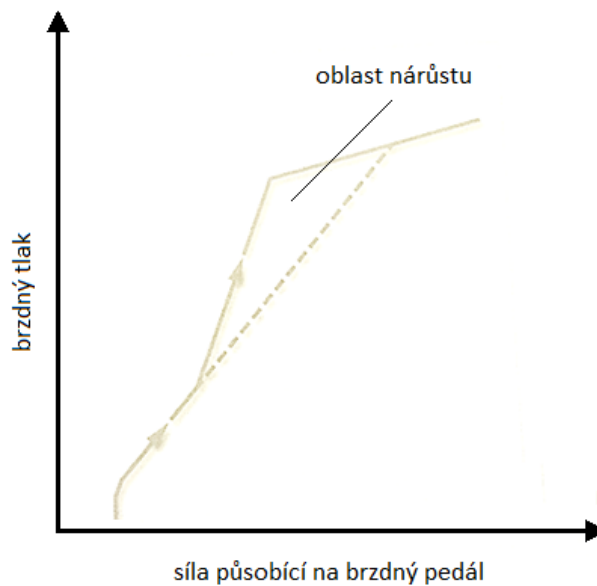
- 1) snímač otáček ABS
- 2) šroub
- 3) šroub
- 4) hlava ložiska čepu kola
- 5) krycí plech
- 6) šroub
- 7) uložení kola/jednotka hlavy kola
- 8) šroub
- 9) prachová krytka
- 10) brzdový kotouč
- 11) šroub
- 12) třecí segmenty
- 13) držák třmenu
- 14) třmen brzdy
- 15) držák hadičky
- 16) brzdové vedení
- 17) samojistný šroub
- 18) lanko ruční brzdy
- 19) pružná svorka
- 20) brzdová hadička



Obrázek 23. Součástky kotoučové brzdy (CI 38) zadního kola [34]

## Podtlakový posilovač brzdného účinku

Vozidlo je vybaveno podtlakovým posilovačem od firmy Continental-Teves s činným průměrem 254 mm. Posilovač zvyšuje tlak na píst HTV (hlavní tandemový brzdový válec) v závislosti na délce zdvihu při stlačení brzdového pedálu. Již zmíněná funkce Dual-Rate způsobuje, že charakteristika posilovače má dvoustupňový průběh. Při prudkém sešlápnutí brzdového pedálu se brzdný tlak nezvyšuje v celém rozsahu lineárně, ale od určité velikosti síly působící na pedál roste hodnota brzdného tlaku rychleji než u běžného posilovače, viz Obrázek 24. Posilovač je součástí montážního kompletu HTV. Pracuje díky podtlaku, který se odebírá ze sacího potrubí, přičemž funguje jen při pracujícím motoru [Schwarz, 2006].



Obrázek 24. Porovnání funkce Dual-Rate a konvenčního posilovače [34]

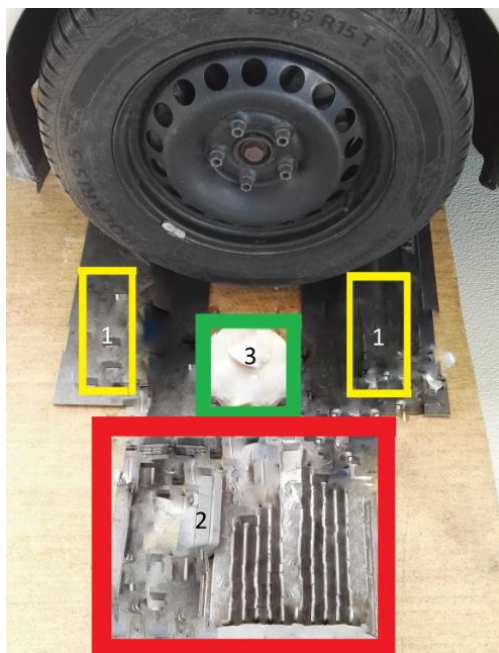
Co se stavby týče, podtlakový posilovač má utěsněnou komoru sestávající se ze dvou pevně spojených ocelových výlisků – dna a víka. Uvnitř komory je sestava úplného pístu, který se skládá z plastového pístu, ovládacího ventilu s ocelovými segmenty, opěrky a podložky, zajišťující progresivitu funkce posilovače. Další součástky úplného pístu představuje tlačítko působící na píst HTV, píst s membránou a pružina, která vrací komplet úplného pístu do výchozí polohy po odbrzdění vozidla [Schwarz, 2006].

## 4.2 Prototyp zkušebního zařízení

Experimentální válcová zkušebna (viz obrázek 25.), na které došlo k pořízení dat pro tuto práci, je tvořena následujícími částmi:

- dvojice rotačních ocelových válců,
  - válce jsou uloženy ve valivých ložiscích,
- snímač impulzů,
- dvojice klínových řemenů,
- elektromotor Indukta,
  - výkon indikovaný pro měření na předních kolech omezený měničem: 2,4 kW,
  - výkon indikovaný pro měření na zadních kolech omezený měničem: 2 kW,
- bezpečnostní pojistka pro případ uvolnění kola z rotujících válců.

- 1) rotační válce
- 2) elektromotor
- 3) bezpečnostní pojistka



Obrázek 25. Experimentální válcová zkušebna [32]

Vzhledem k probíhajícímu procesu získání patentu nebudou v rámci zkušebního prototypu dílčí součásti blíže specifikovány.

### 4.3 Frekvenční měnič TECO INVERTER 7300 CV

Obecně mají měniče TECO série 7300 CV možnost nastavení skalárního řízení U/f nebo vektorového řízení v otevřené zpětnovazební smyčce, přičemž při konstrukci jsou použity nejnovější polovodičové součásti. Výstupní napětí je pulsně šířkově modulováno (PWM), jako výstupní výkonový prvek se používají inteligentní výkonové tranzistorové bloky typu IGBT. Výstupní proud napájející motor je blízký sinusovému průběhu.

Pro dosažení správné účinnosti a garantované životnosti měniče je třeba zabránit působení:

- nevhodné teploty (mimo  $-10\text{ °C}$  až  $+40\text{ °C}$ ) a nadměrných vibrací (nad 1 G),
- přímého slunečního záření,
- vlhkosti (ochrana odpovídá prostředí AB4 dle ČSN 33 2000-3),
- prachu (ochrana odpovídá prostředí AE1 a AF1 dle ČSN 33 2000-3).

Při měřeních v rámci této práce byl použit frekvenční měnič TECO s výrobním označením JNTHBCBA 7R50 BE-UF s trojfázovým napájením 3 x 400 V/50 Hz. Základní parametry pro sílovou část tohoto měniče jsou uvedeny v Tabulce IX.

Typ měniče	0001	0002	0003	0005	7R50	0010	0015
Výkon (HP)	1	2	3	5	7,5	10	15
Jmenovitý výkon motoru (kW)	0,75	1,5	2,2	3,7	5,5	7,5	11
Jmenovitý proud (A)	2,3	3,8	5,2	8,8	13	17,5	25
Jmenovitý výstup (KVA)	1,7	2,9	4,0	6,7	9,9	13,3	19,1
Vstupní napětí	3 fáze, 380 – 440V +10%, -15%, 50/60Hz						
Maximální výstupní napětí	3 fáze, 380 – 480 V						
Vstupní proud (A) (Maximální)	4,2	5,6	6,0	10,2	15	20,5	30,2
Váha (kg)	1,2	1,2	1,8	1,8	5,6	6,6	6,6
Povolený výpadek napájení max. (s)	1,0	1,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

Tabulka IX. Měniče série JNTHBCBA xxxx BE-UF [33]

## 5 Výsledky

K zaznamenání průběhu pilotního měření byl použit specializovaný diagnostický software (viz Obrázek 26.), umožňující vykonávat brzdové, výkonnostní a emisní zkoušky.

Obrázek 26. SW pro zkoušky vozidel [32]

Výstup tohoto záznamu představují dva sloupce dat ve formátu prostého textu (.txt), z nichž jeden obsahuje číslo (pořadí) impulsu a druhý jemu odpovídající čas. Následně byla data zpracována prostřednictvím programu MS Excel, čímž byly zjištěny hodnoty úhlového zrychlení válců experimentální zkušebny, viz Tabulka X.

Čas impulsu	Pořadí impulsu	Otáčky válců [ $\text{.min}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlové zrychlení [ $\text{rad.s}^{-2}$ ]
3611024539	3497674	X	X	X
3611479509	3497676	6,154376377	0,644484787	X
3611999455	3497679	7,141999819	0,747908472	10,78119374
3612487630	3497682	8,230154306	0,861859743	16,03426704
3613020092	3497686	10,26751634	1,075211796	19,59700175
3613539491	3497691	12,16700879	1,274126181	14,23273311
3614104993	3497697	13,21655043	1,384033924	11,19822597
3614629034	3497703	14,49721835	1,518145155	11,65484861
3615098287	3497709	15,42753558	1,615567748	2,491270516
3615640213	3497716	14,97833491	1,568527564	-7,221419734
3616219907	3497723	13,88060897	1,453573972	-13,94252204
3616764083	3497729	11,98566514	1,255135919	-31,1634851
3617221103	3497733	7,921703393	0,829558839	-42,87312389
3617824461	3497736	3,303116697	0,345901572	-21,82414917
3618674276	3497737	1,864725073	0,195273553	0,708830943

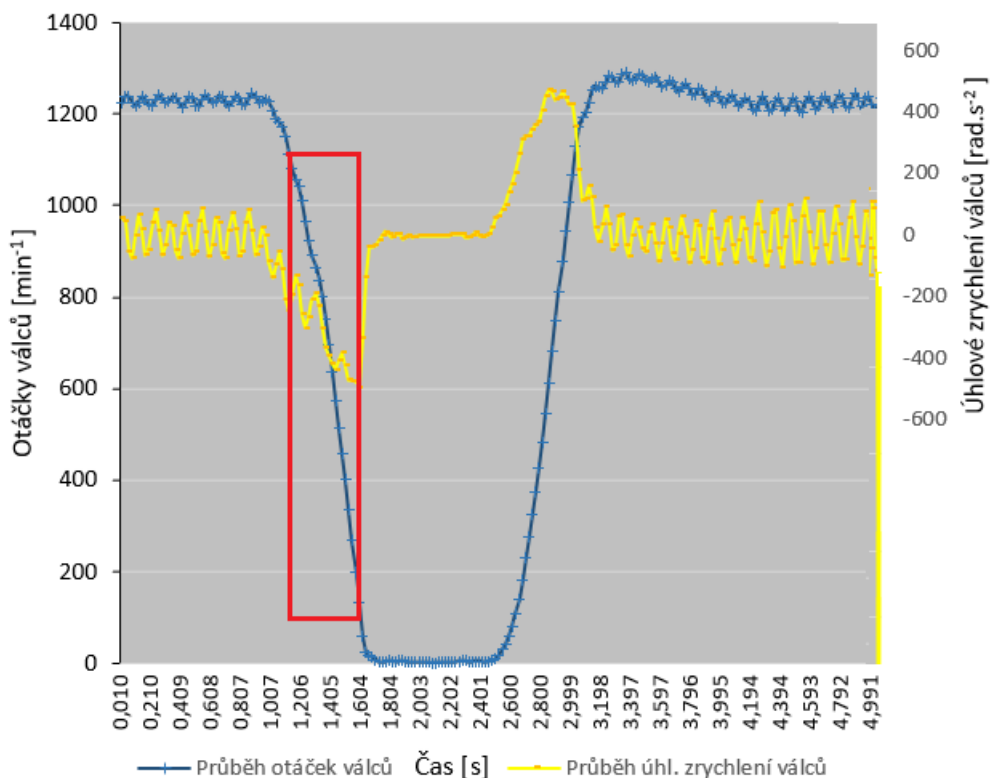
Tabulka X. Zpracování dat v MS Excel [32]



Pro určení času impulsů v sekundách bylo nutné naměřené hodnoty vynásobit konstantou 0,00000002. Reálná frekvence snímání byla 10,4 ms. Během výpočtu brzdného zpomalení válců zkušebny byla použita Metoda klouzavých průměrů, jež umožňuje vyhladit průběh trendu. Vzhledem k probíhajícímu procesu získání patentu pro experimentální zkušebnu nebudou výpočetní postupy blíže specifikovány.

## 5.1 Pilotní měření

Pilotní měření se uskutečnilo na všech čtyřech kolech zkušebního vozidla Škoda Octavia II. 2,0 TDI-PD, a to při činném i nečinném posilovači brzdného účinku. Nastavená frekvence snímání byla v průběhu celého měření 10 ms. Při měřeních brzdných účinků na zadních kolech byl indikovaný, měničem omezený výkon elektromotoru 2 kW, zatímco při měření na předních kolech byl omezený výkon elektromotoru nastaven na hodnotu 2,4 kW z důvodu obtížnějšího rozběhu válců zkušebny. Kvůli vyloučení zkreslených výsledků měření v důsledku konstrukčních nedostatků prototypu zkušebny (prokluz řemenů, vibrace válců zkušebny) byl analyzován průběh úhlového zpomalení pouze v rozsahu 1100 až 100 n válců, viz červeně ohraničená oblast na Obrázku 27.



Obrázek 27. Průběh rychlosti a zrychlení válců zkušebny při brzdění v MS Excel [32]

## 5.2 Hodnocení opakovatelnosti

Při hodnocení opakovatelnosti byla analyzována statistická variabilita aritmetických průměrů úhlového zpomalení válců zkušebny, vypočtených pro jednotlivá sešlápnutí brzdového pedálu mezi 1100 až 100 n válců experimentální zkušebny. Hodnoty těchto průměrů byly vypočítány v rámci pětičlenné série brzdění, která se uskutečnila na všech kolech vozidla při činném a nečinném posilovači brzd.

Opakovatelnost měření byla zkoumána v programu MS Excel prostřednictvím směrodatné odchyly (funkce SMODCH.P) a variačního koeficientu. Směrodatná odchylnka umožňuje změřit míru rozptýlení hodnot od jejich průměru. Pokud je rovna nule, znamená to, že má soubor nulovou variabilitu a všechna data jsou stejná. Variační koeficient je v procentech vyjádřený poměr směrodatné odchyly a průměru, přičemž slouží k posouzení relativní míry rozptýlenosti dat vzhledem k průměru.

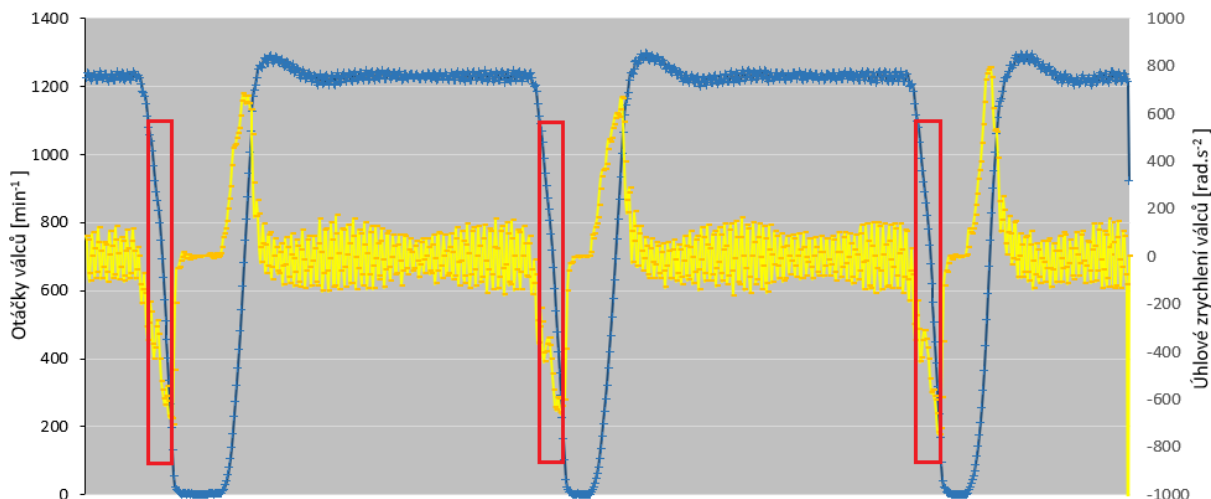
### 5.2.1 Zadní kolo – pravé

Měření dat pro výpočet úhlového zrychlení válců zkušebny při brzdění pravého zadního kola proběhlo nejprve bez aktivního posilovače brzdného účinku, posléze s ním. Frekvence snímání impulzů byla nastavena na hodnotu 10 ms, reálná frekvence snímání však byla (dle výpočtů) 10,4 ms. Data změřená při pěti po sobě jdoucích sešlápnutích brzdového pedálu byla následně zpracována prostřednictvím MS Excel, viz Tabulka XI.

Čas impulsu	Pořadí impulsu	Otáčky válců [ $\text{.min}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlové zrychlení [ $\text{rad.s}^{-2}$ ]
6652068188	5105896	1090,93927	114,2428933	-215,4502013
6652592240	5106369	1070,944342	112,1490292	-276,3765385
6653116982	5106832	1035,579696	108,4456521	-407,200248
6653640928	5107274	989,3883807	103,6085089	-441,4595852
6654166115	5107697	947,1245961	99,18265577	-400,6668541
6654689998	5108102	909,1117269	95,20195741	-366,539172
6655214171	5108491	873,756667	91,4995842	-343,2984958
6655737887	5108865	840,4066927	88,00718306	-340,4617501
6656262235	5109225	805,6079775	84,36307013	-373,1645067
6656786536	5109569	765,6703478	80,18081133	-430,4981703

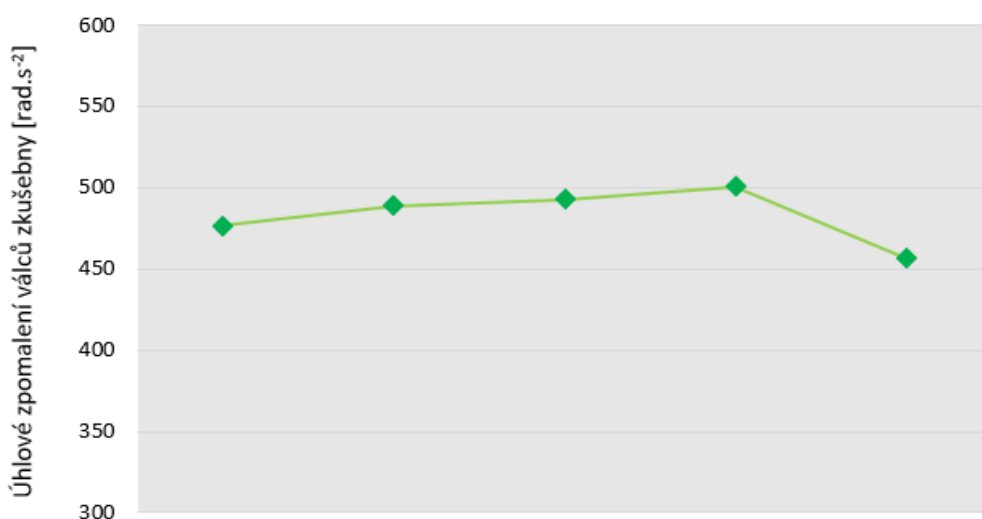
Tabulka XI. Zpracovaná data – pravé zadní kolo bez posilovače [32]

Průběhy úhlové rychlosti a zrychlení válců zkušebny při třech z celkově pěti po sobě jdoucích sešlápnutích brzdového pedálu jsou na Obrázku 28. Červeně ohraničené oblasti, odpovídající procesu brzdění mezi 1100 až 100 n válců zkušebny při nečinném posilovači brzd, byly předmětem statistického hodnocení opakovatelnosti měření.



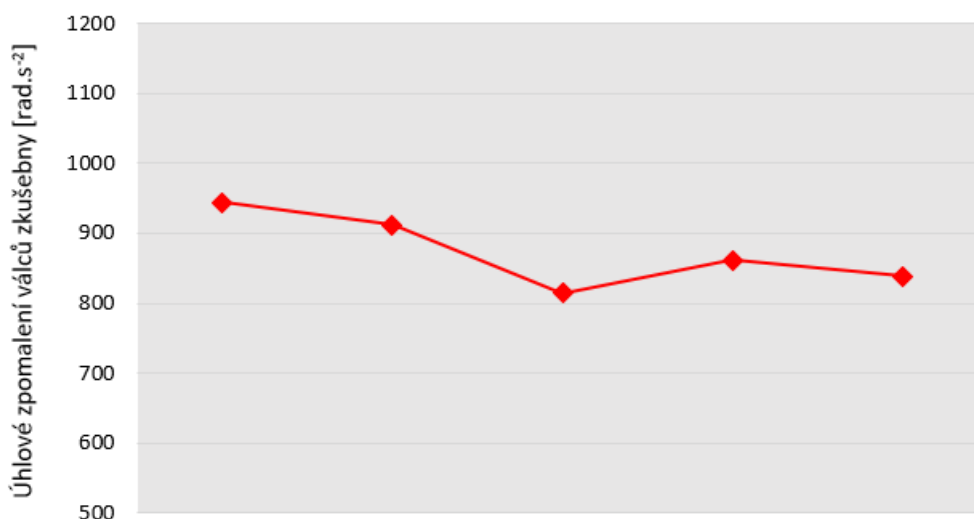
Obrázek 28 Průběh rychlosti a zrychlení válců zkušebny – zadní kolo bez posilovače [32].

V rámci hodnocení byly vypočítány průměrné hodnoty úhlového zrychlení válců v červených oblastech, odpovídající jednotlivým sešlápnutím. Pro posouzení opakovatelnosti měření byly změny těchto aritmetických průměr (viz Obrázek 29.) následně statisticky posouzeny prostřednictvím směrodatné odchylky, která vyšla 15, 345  $\text{rad.s}^{-2}$  a variačního koeficientu, který byl 3,177 %. Zjištěné průměrné zpomalení válců zkušebny při všech pěti sešlápnutích brzdového pedálu bylo 482, 945  $\text{rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 29. Variabilita jednotlivých průměrů brzděného zpomalení [32]

Po obdobném zpracování naměřených dat následovalo statistické hodnocení opakovatelnosti měření při činném posilovači brzdného účinku, opět prostřednictvím posouzení změn průměrného úhlového zpomalení válců během pěti posloupných sešlápnutí brzdového pedálu, viz Obrázek 30. V tomto případě měla zjištěná směrodatná odchylka hodnotu 47,334  $\text{rad.s}^{-2}$  a variační koeficient byl 5,416 %, přičemž průměrné úhlové zpomalení válců zkušebny v rámci celé série bylo 873, 889  $\text{rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 30. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]

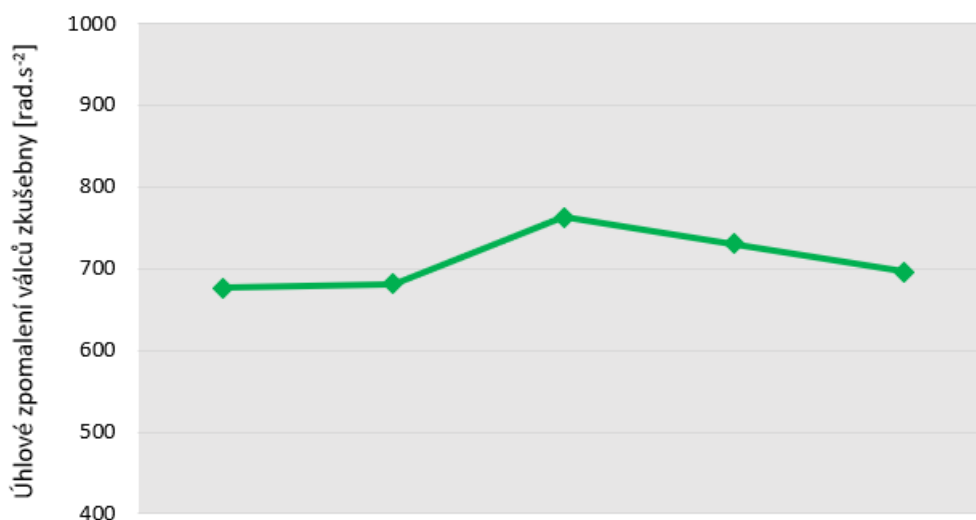
### 5.2.2 Zadní kolo – levé

Měření dat pro výpočet úhlového zrychlení válců zkušebny při brzdění levého zadního kola proběhlo obdobným způsobem jako při měření dat pro pravé kolo téže nápravy – při aktivním i neaktivním posilovači brzdného účinku. Frekvence snímání impulzů byla nastavena na hodnotu 10 ms, reálná frekvence snímání byla 10,4 ms. Data změřená při pěti po sobě jdoucích sešlápnutích brzdového pedálu byla následně zpracována prostřednictvím MS Excel, viz Tabulka XII.

Čas impulsu	Pořadí impulsu	Otáčky válců [ $\text{.min}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlové zrychlení válců [ $\text{rad.s}^{-2}$ ]
9149350177	4692055	1084,055306	113,5220061	-444,6567549
9149874532	4692518	1037,698072	108,667488	-458,3411207
9150399037	4692962	992,2415561	103,9072928	-453,7562303
9150923067	4693385	946,8309214	99,15190223	-483,7847021
9151447165	4693789	895,3986458	93,76592693	-552,2016567
9151972432	4694168	836,162005	87,5626804	-601,400375

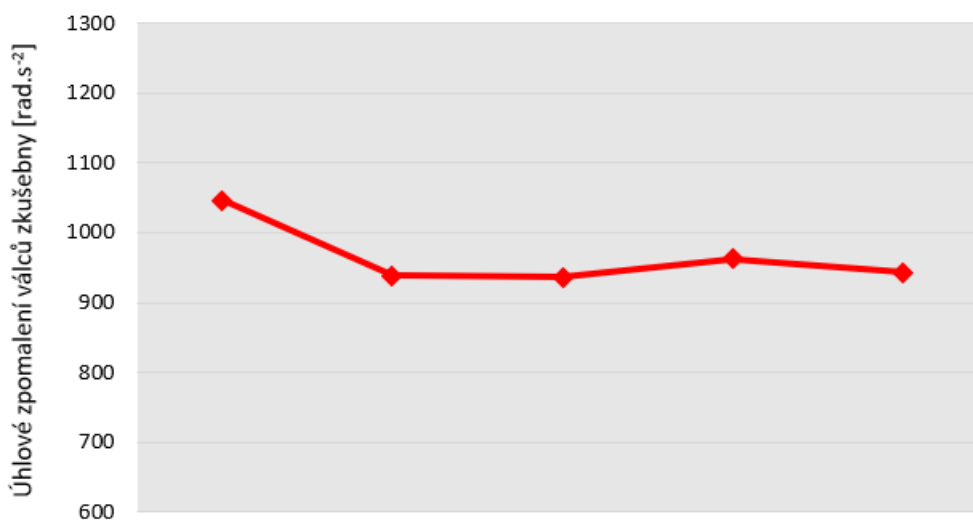
Tabulka XII. Zpracovaná data – levé zadní kolo bez posilovače [32]

V rámci hodnocení opakovatelnosti měření byly opět vypočítány průměrné hodnoty úhlového zpomalení válců zkušebny, odpovídající jednotlivým sešlápnutím brzdového pedálu v rámci pětičlenné série opakování. Změny těchto průměr (viz Obrázek 31.) byly následně statisticky posouzeny prostřednictvím směrodatné odchylky, která vyšla  $32,649 \text{ rad.s}^{-2}$  a variačního koeficientu, který byl 4,603 %. Průměrné úhlové zpomalení válců zkušebny bylo v rámci všech pěti opakování  $709,201 \text{ rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 31. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]

Po totožném zpracování naměřených dat následovalo statistické hodnocení opakovatelnosti měření při činném posilovači brzdného účinku, obdobně prostřednictvím posouzení změn průměrů úhlového zpomalení válců při pěti sešlápnutích brzdového pedálu, viz Obrázek 32. Tentokrát měla vypočtená směrodatná odchylka hodnotu  $41,333 \text{ rad.s}^{-2}$  a variační koeficient byl 4,283 %, průměrné úhlové zpomalení válců zkušebny v rámci pětičlenné série bylo  $965,047 \text{ rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 32. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]

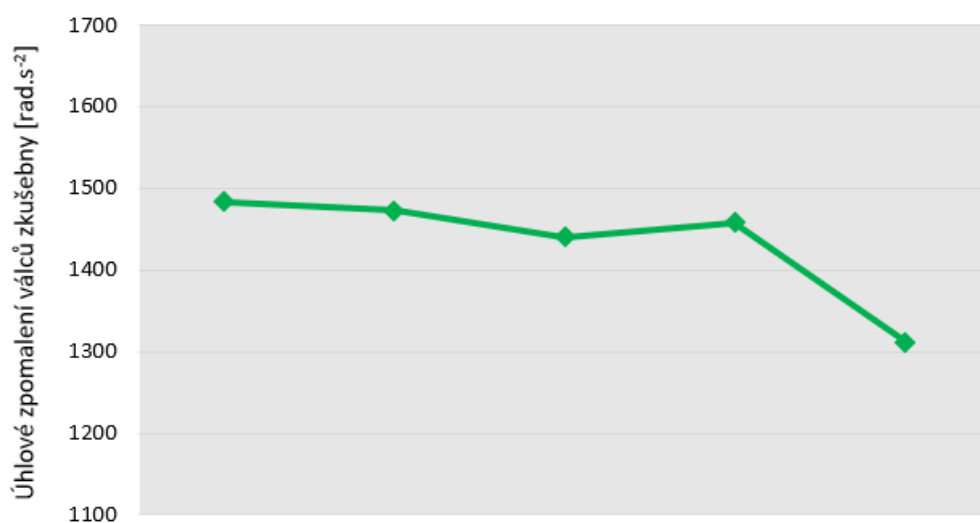
### 5.2.3 Přední kolo – pravé

Zaznamenání dat pro výpočet úhlového zrychlení válců zkušebny při brzdění pravého předního kola proběhlo stejným způsobem, jako při měření na zadních kolech zkušebního vozidla, tedy s aktivním a neaktivním posilovačem brzdného účinku. Frekvence snímání impulzů byla nastavena na hodnotu 10 ms, ve skutečnosti pracoval snímač s frekvencí 10,4 ms. Data změřená v rámci pěti za sebou jdoucích sešlápnutích brzdového pedálu byla opět zpracována prostřednictvím MS Excel, viz Tabulka XIII.

Čas impulsu	Pořadí impulsu	Otáčky válců [ $\text{.min}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlové zrychlení válců [ $\text{rad.s}^{-2}$ ]
7395869638	17259103	1097,911395	114,9730124	-739,0475882
7396393671	17259566	1012,696854	106,0493665	-999,3579977
7396918323	17259988	897,7558962	94,0127776	-1362,53047
7397442954	17260351	739,6480756	77,45576535	-1780,402096
7397966389	17260634	541,3801768	56,69319954	-2045,752927
7398493602	17260825	329,1493653	34,46844093	-2013,220502
7399020014	17260923	136,2647429	14,26961051	-1266,484504

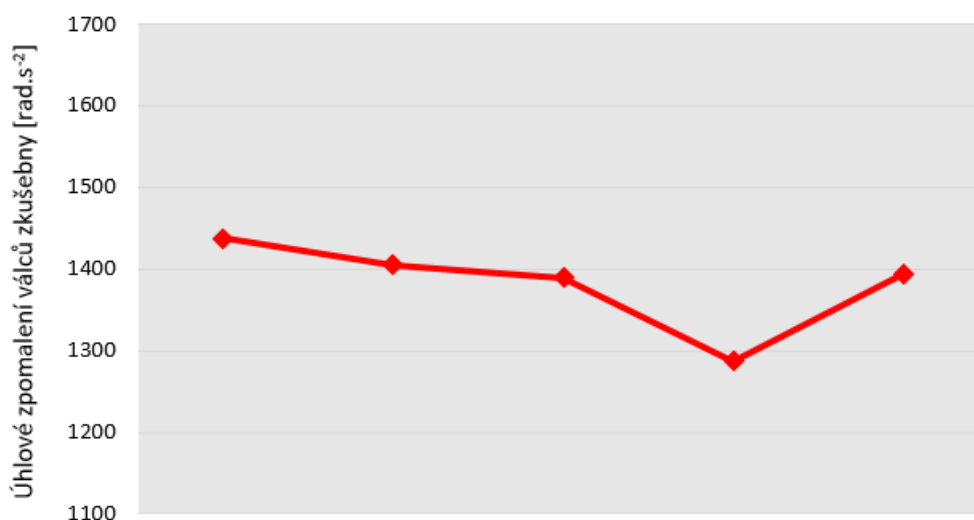
Tabulka XIII. Zpracovaná data – pravé přední kolo bez posilovače [32]

Při hodnocení byly vypočítány průměrné hodnoty úhlového zpomalení válců, odpovídající jednotlivým brzděním. Během posouzení opakovatelnosti měření byly změny těchto průměr (viz Obrázek 33.) statisticky posouzeny za využití směrodatné odchylky, která vyšla 62, 347  $\text{rad.s}^{-2}$  a variačního koeficientu, který byl 4,350 %. Průměrné úhlové zpomalení válců bylo v rámci celé série brzdění 1433, 201  $\text{rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 33. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]

V souvislosti s předním pravým kolem následovalo obdobné zpracování naměřených dat a posléze vyhodnocení opakovatelnosti měření při činném posilovači brzdného účinku, opět skrze statistickou analýzu změn průměrů úhlového zpomalení válců během pěti sešlápnutí brzdového pedálu, viz Obrázek 34. Vypočítaná směrodatná odchylka měla hodnotu  $50,468 \text{ rad.s}^{-2}$  a variační koeficient byl 3,650 %, přičemž průměrné úhlové zpomalení válců (mezi 1100 až 100 n válců) při pěti zabrzděních bylo  $1382,662 \text{ rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 34. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]

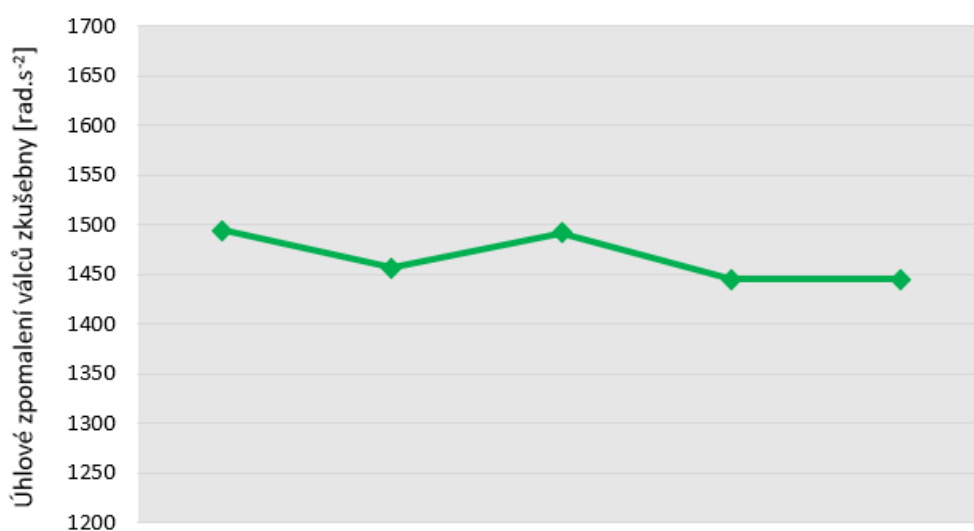
## 5.2.4 Přední kolo – levé

Data týkající se levého předního kola byla opět pořízena v rámci pětinasobné řady sešlápnutí brzdového pedálu při aktivním a neaktivním posilovači brzd, přičemž nastavená frekvence snímání měla hodnotu 10 ms (reálně 10,4 ms). Poté byly získané údaje zpracována prostřednictvím MS Excel, viz Tabulka XIV.

Čas impulsu	Pořadí impulsu	Otáčky válců [ $\text{.min}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlové zrychlení válců [ $\text{rad.s}^{-2}$ ]
4636083022	12243360	1099,232446	115,1113525	-715,4617342
4636606892	12243824	1016,993798	106,4993415	-970,6534725
4637130816	12244248	904,9911808	94,77045484	-1354,269795
4637655742	12244615	745,7124394	78,09082404	-1819,14612
4638180014	12244900	540,4669383	56,59756543	-2124,054763
4638705945	12245088	319,6822827	33,47705036	-2029,329634
4639238565	12245182	130,2007167	13,63458717	-1179,955268

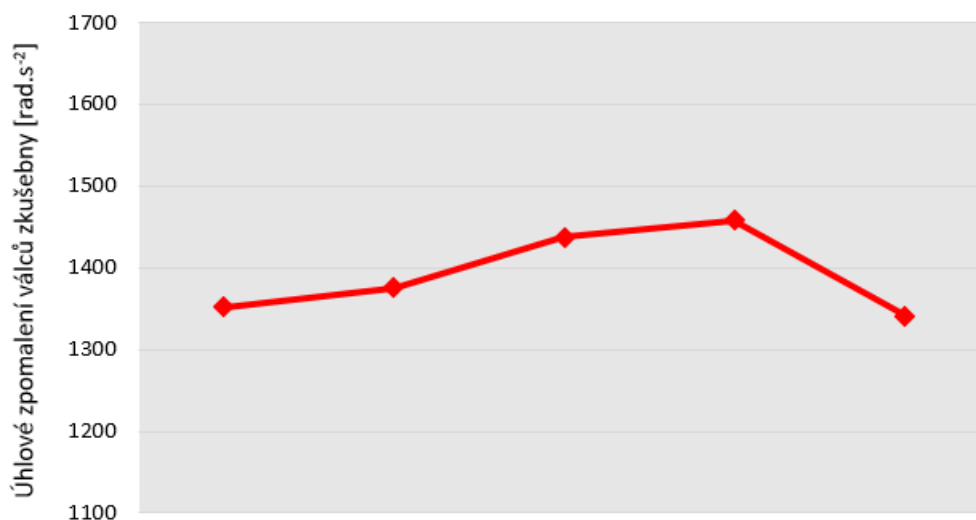
Tabulka XIV. Zpracovaná data – levé přední kolo bez posilovače [32]

Při hodnocení opakovatelnosti měření byly znovu vypočítány průměrné hodnoty úhlového zrychlení válců zkušebny, jež odpovídají jednotlivým sešlápnutím brzdového pedálu v rámci série měření. Změny těchto průměr (viz Obrázek 35.) byly vyhodnoceny prostřednictvím směrodatné odchylky ( $21,895 \text{ rad.s}^{-2}$ ) a variačního koeficientu (1,493 %), průměrná hodnota úhlového zpomalení válců v rozmezí 1100 – 100 n při všech pěti sešlápnutí brzdového pedálu byla  $1466,301 \text{ rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 35. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]

Stejným způsobem bylo provedeno zpracování naměřených dat a vyhodnocení opakovatelnosti měření při aktivním posilovací brzdného účinku v rámci pěti za sebou jdoucích měření, viz Obrázek 36. Pro statistické vyhodnocení zjištěných hodnot byla (stejně jako v předchozích případech) vypočítána směrodatná odchylka ( $46,701 \text{ rad.s}^{-2}$ ) a variační koeficient (3,352 %). Průměrné úhlové zpomalení válců mezi 1100 až 100 n bylo v rámci celého měření  $1392,859 \text{ rad.s}^{-2}$ .



Obrázek 36. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení [32]



## 5.3 Hodnocení brzdného účinku

Nesouměrnost brzdné síly nesmí dle Vyhlášky č. 302/2001 přesáhnout 30 % z vyšší hodnoty změřené brzdné síly. V rámci zpracování naměřených výsledků byla jako alternativa této síly posouzena souměrnost úhlového zpomalení válců zkušebny na kolech téže nápravy v intervalu 1100 - 100 n. Zároveň byly analyzovány změny brzdného účinku (ve stejném intervalu otáček válců) pro jednotlivá kola při aktivním a neaktivním posilovači brzd.

### 5.3.1 Souměrnost brzdného účinku

Prostřednictvím MS Excel byl vypočítán rozdíl úhlového zpomalení válců zkušebny na kolech stejných náprav při aktivním a neaktivním posilovači brzd. Nesouměrnost brzdného účinku se více projevila na zadní nápravě zkušebního vozidla, přičemž v případě neaktivního posilovače brzd byla překročena její mezní hodnota (30 %), viz Tabulka XV.

Aktivní posilovač brzdného účinku				
	Levé kolo	Pravé kolo	Povolený rozdíl	Skutečný rozdíl
<b>Přední náprava</b>	1392,9	1382,7	417,9	33,1
<b>Zadní náprava</b>	965,1	873,9	289,5	91,2
Neaktivní posilovač brzdného účinku				
	Levé kolo	Pravé kolo	Povolený rozdíl	Skutečný rozdíl
<b>Přední náprava</b>	1466,3	1433,2	439,89	33,1
<b>Zadní náprava</b>	709,2	482,9	<b>212,76</b>	<b>226,26</b>

Tabulka XV. Nesouměrnost úhlového zpomalení válců [32]

### 5.3.2 Vliv posilovače brzdného účinku

Hodnoty úhlového zpomalení válců zkušebny se při měření na levém kole zadní nápravy zvýšily vlivem posilovače brzd o 36,1 %, u pravého kola stejné nápravy bylo zjištěné navýšení dokonce 80,9 %. Co se týče přední nápravy zkušebního vozidla, kleslo úhlové zpomalení válců při aktivním posilovači brzd o 5 % na levém kole a 3,8 % na kole pravém.

## 6 Závěr

Podstatou diplomové práce byla realizace pilotního měření na návrhu experimentální válcové zkušebny a následné posouzení zjištěných brzdných účinků z hlediska souměrnosti a opakovatelnosti měření. Vyvozené závěry by měly umožnit posouzení prototypu jako možného způsobu kontroly brzd přímo v provozu. Teoretická část práce popisuje současný stav brzdových soustav, brzd a vývojových tendencí s nimi souvisejících. V praktické části práce se statisticky hodnotila opakovatelnost měření, souměrnost brzdného účinku a jeho změny při aktivním posilovači brzd.

V rámci analýzy opakovatelnosti měření byla posuzována variabilita aritmetických průměrů úhlového zpomalení válců zkušebny mezi 1100 až 100 otáčkami v rámci pětičlenné série brzdění, a to prostřednictvím směrodatné odchylky a variačního koeficientu. Na snímači impulsů byla nastavena frekvence 10 ms, reálná frekvence snímání byla dle výpočtů 10,4 ms. Rozsah 1100 – 100 n válců zkušebny byl zvolen kvůli absenci chybných údajů, vzniklých v důsledku konstrukčních nedokonalostí prototypu zkušebny (prokluz klínových řemenů, vibrace rotačních válců při zastavení), případné potlačení těchto vlivů bude předmětem zájmu konstruktérů, kteří by se zařízením dále zabývali.

Zákonem předepsaná nesouměrnost brzdné síly na kolech těžé nápravy nesmí přesáhnout hodnotu 30 % z vyšší naměřené síly. V rámci této práce bylo jako alternativa posuzováno úhlové zpomalení válců zkušebny, zároveň byl hodnocen vliv posilovače brzd na tento brzdný účinek.

Během vyhodnocování výsledků bylo zjištěno, že při měření na pravém kole zadní nápravy vozidla byl variační koeficient průměrů úhlového zpomalení válců 5,416 % (směrodatná odchylka 47,334 rad.s<sup>-2</sup>) při aktivním posilovači brzd a 3,177 % při neaktivním (směrodatná odchylka 15,345 rad.s<sup>-2</sup>). Na levém kole stejné nápravy byl variačních koeficient průměrů 4,283 % při funkčním posilovači (směrodatná odchylka 41,333 rad.s<sup>-2</sup>) a 4,603 % bez něj (směrodatná odchylka 32,649 rad.s<sup>-2</sup>). Z výsledků dále vyplývá, že aktivita posilovače brzdného účinku zvětšila změřené brzdné zpomalení válců přibližně o 50 %.

Při zpracování hodnot změřených na kolech přední nápravy se ukázalo, že vliv posilovače brzd na velikost brzdného zpomalení válců je minimální, došlou pouze k jeho mírnému poklesu.

Co se týče variačního koeficientu průměrů zpomalení v rámci pěti následných zabrzdění, u pravého kola se změnil z 4,350 % na 3,605 %, u levého kola z 1,493 % na 3,352 %. Úhlové zpomalení válců zjištěné na přední nápravě je výrazně vyšší v porovnání se zpomalením změřeným na zadní nápravě. To je zapříčiněno celkovou koncepcí brzd, kdy při brzdění působí větší část váhy vozidla na jeho předek, náprava se dotíží a umožní přenesení větší síly na silnici.

Při hodnocení souměrnosti brzdného účinku bylo zjištěno, že mezní hodnota ( $212,76 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ) byla překročena ( $226,26 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ) pouze během měření na zadní nápravě při neaktivním posilovači brzd. Toto měření bylo uskutečněno jako první, a proto mohou být jeho výsledky ovlivněny např. změnou adheze řemenu vlivem zahřátí nebo jinou ovládací silou vyvinutou na brzdový pedál.

Souhrnně bych opakovatelnost měření na experimentální válcové zkušební ohodnotil jako dobrou, variační koeficient byl při měřeních na všech kolech typicky kolem 4 % s maximem 5,4 % na pravém kole při aktivním posilovači brzdného účinku.

Vzhledem k absenci zařízení, které by umožňovalo např. PČR rychlou dynamickou kontrolu stavu brzdové soustavy vozidel přímo na silnicích, bych do budoucna doporučil další vývoj prototypu zkušebního zařízení popsaného v této práci. Uplatnění by mohlo najít i v autoservisech a zkušebnách silničních vozidel, které nejsou vybaveny běžnou válcovou zkušebnou.

## 7 Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 1. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6
- [2] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. 1. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001. ISBN 80-238-6573-0
- [3] POŠTA, J. – PEJŠA L. Diagnostika účinku vozidlových brzd na rychloběžných válcech. In: Sborník z mezinárodní konference SPOLEHLIVOST 2001, VA, Brno, 2001, s. 149, ISBN 80-85960-30-3
- [4] SLOTTA, Josef. Brzdy a brzdový systém automobilu [online]. Vystaveno 11. 6. 2016 [cit. 2018-12-16].  
Dostupné z: <https://www.automonti.cz/pdf/brzdy-brzdovy-system.pdf>
- [5] MAŠEK, František. Brzdy anebo zastavit se nakonec musí (7. díl) [online]. Vystaveno 12. 3. 2015 [cit. 2018-12-14]. Dostupné z: <https://www.tipcars.com/magazin/nase-tema/co-mozna-nevite-o-svem-automobilu-brzdy-aneb-zastavit-se-nakonec-musi-7-dil.html>
- [6] ŠIROKÝ, Jaromír. Přehled podkladů předmětu „Mechanika kolejové dopravy“ [online]. Vystaveno 8. 5. 2009 [cit. 2018-12-14]. Dostupné z: [http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/6\\_1.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/6_1.pdf)
- [7] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [8] VALA, M. – TESAŘ M. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN isbn80-7194-503-x.
- [9] SAJDL, Jan. Dvouokruhová brzdová soustava [online]. Vystaveno 25. 4. 2017 [cit. 2018-12-14]. Dostupné z:  
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/dvouokruhova-brzdova-soustava/>
- [10] HOREJŠ, K. – MOTEJL V. Příručka pro řidiče a opraváře automobilů. Vyd. 4. Brno: Littera, 2008. ISBN isbn978-80-85763-42-3.
- [11] HAJNÝ, Vladislav. Hlavní brzdové válce [online]. Vystaveno 6. 8. 2016 [cit. 2018-12-15]. Dostupné z: <https://player.slideplayer.cz/46/11724856/#>

- [12] VALA, M. – TESAŘ M. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.
- [13] JAN, Z. – ŽDÁNSKÝ B. – VÉMOLA A. Automobily. I, Podvozek a převodná ústrojí. Brno: Akadem. nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-7204-262-9.
- [14] MĀDĀLIN-FLORIN P. – NICOLAE-VLAD B. (2019) Study of Brake System Parameters for Commercial Vehicles. In: Burnete N., Varga B. (eds) Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018). Springer, Cham, 2009. ISBN 978-3-319-94408-1
- [15] JANDOVÁ, Eva. Brzdy motorového vozidla: základní pojmy [online]. Vystaveno 20. 7. 2015 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/6854319-Brzdy-motoroveho-vozidla-zakladni-pojmy.html>
- [16] SAJDL, Jan. Regenerativní brzdění [online]. Vystaveno 10. 4. 2016 [cit. 2018-12-18]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/regenerativni-brzdeni/>
- [17] VLK, František. Elektronické systémy motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2002. ISBN 80-238-7282-6.
- [18] JONES & BARTLETT, Brakes: Fundamentals of Automotive Technology. Burlington: Jones & Bartlett Learning, 2014. ISBN 978-1284023206
- [19] Vyhláška Ministerstva dopravy č. 341/2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích v platném znění [online]. Vystaveno 18. 2. 2016 [cit. 2018-12-19] Dostupné z: <https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=2002s341>
- [20] SRINIVASAN, S. Automotive mechanics. New Delhi: Tata McGrave-Hill, 2003. ISBN 0-07-049491-6
- [21] FIRST, Jiří et al., Zkoušení automobilů a motocyklů. Praha: ČVUT, 2008. ISBN 978-80-254-1805-5
- [22] PALMER, Z. Why Brake-By-Wire is coming to your car. [online]. Vystaveno 12. 7. 2018 [cit. 2019-3-8]. Dostupné z: <https://www.popularmechanics.com/cars/car-technology/a22126727/brake-by-wire/>

- [23] SAJDL, Jan. Brzdná dráha [online]. Vystaveno 31. 2. 2016 [cit. 2019-2-14]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/brzdna-draha/>
- [24] MOTEJL, V. – HOREJŠ K. Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů. Brno: Littera, 1998. ISBN 80-85763-00-1.
- [25] HELLGREN, J. – JONASSON, E. Maximisation of brake energy regeneration in a hybrid electric parallel car. International Journal of Electric and Hybrid Vehicles, 2007. vol. 1, no. 1, s. 95.
- [26] MILER, Petr. Vozidlové mechanismy [online]. Vystaveno 18. 5. 2011 [cit. 2019-2-12] Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/11228692/>
- [27] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 13 [online]. Vystaveno 18. 2. 2016 [cit. 2018-12-19] Dostupné z: [https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42016X0218\(01\)](https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42016X0218(01))
- [28] VLK, František. Lexikon moderní automobilové techniky. Brno: František Vlk, 2005. ISBN 8023954164.
- [29] VÉMOLA, Aleš. Diagnostika automobilů I. Brno: Littera, 2005. ISBN 978-80-85763-31-7
- [30] PANÁČEK, Vladimír. Zkoušení vozidel. Brno: VUTBR, 2012. ISBN 978-80-214-4569-7
- [31] SPIELMANN, W. – REUTER, M. Braking distances as a standard of comparison between brake systems. ATZ Worldw, 2002. vol. 104, no. 5, s. 11-14.
- [32] Autor diplomové práce
- [33] ELPRIM-TECH s.r.o. Uživatelský manuál Frekvenčních měničů TECO INVERTER 7300 CV [online]. Vystaveno 7. 1. 2007 [cit. 2019-3-21]. Dostupné z: [http://www.elprim.cz/katalogy/7300\\_CV\\_leden\\_2007.pdf](http://www.elprim.cz/katalogy/7300_CV_leden_2007.pdf)
- [34] SCHWARZ, Jiří. Automobily Škoda Octavia II: Octavia, Octavia Combi, 4 x 4. Praha: Grada, 2006. ISBN 80-247-1141-9.

## 8 Seznam obrázků

Obrázek 1. Rozdělení částí brzdové soustavy .....	3
Obrázek 2. TT zapojení .....	5
Obrázek 3. K zapojení .....	5
Obrázek 4. HT zapojení.....	5
Obrázek 5. LL zapojení .....	6
Obrázek 6. HH zapojení .....	6
Obrázek 7. Závislost brzdné síly a zpomalení na brzdné dráze.....	6
Obrázek 8. Brzdná dráha s $v_0 = 80$ km/h na mokřem povrchu .....	7
Obrázek 9. Pascalův zákon – hydraulické brzdy .....	8
Obrázek 10. Třecí brzda – kotoučová.....	9
Obrázek 11. Kotoučová brzda s pevným /plovoucím třmenem .....	9
Obrázek 12. Bubnová brzda .....	10
Obrázek 13. Rozdělení bubnových brzd.....	10
Obrázek 14. Porovnání brzdových soustav .....	13
Obrázek 15. Síly působící na vozidlo při brzdění .....	18
Obrázek 16. Pedometr .....	27
Obrázek 17. Plošinová zkušebna Heka .....	29
Obrázek 18. Schéma válcové zkušebny .....	30
Obrázek 19. Průběh brzdění vozidla při dynamické zkoušce brzdného účinku.....	31
Obrázek 20. Závislost teploty a součinitele tření v rozmezí 20-800 °C .....	32
Obrázek 21. Zkušební vozidlo Škoda Octavia II.....	34
Obrázek 22. Součástky kotoučové brzdy (FS – III) předního kola .....	36
Obrázek 23. Součástky kotoučové brzdy (CI 38) zadního kola .....	37
Obrázek 24. Porovnání funkce Dual-Rate a konvenčního posilovače .....	38

Obrázek 25. Experimentální válcová zkušebna.....	39
Obrázek 26. SW pro zkoušky vozidel .....	41
Obrázek 27. Průběh rychlosti a zrychlení válců zkušebny při brzdění v MS Excel .....	42
Obrázek 28. Průběh rychlosti a zrychlení válců zkušebny – zadní kolo bez posilovače .....	44
Obrázek 29. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	44
Obrázek 30. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	45
Obrázek 31. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	46
Obrázek 32. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	46
Obrázek 33. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	47
Obrázek 34. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	48
Obrázek 35. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	49
Obrázek 36. Variabilita jednotlivých průměrů brzdného zpomalení .....	49



## 9 Seznam tabulek

Tabulka I. Zkoušky brzdění vozidel kategorie M1 dle EHK č. 13.....	15
Tabulka II. Přípustné ovládací síly.....	17
Tabulka III. Předpisy – provozní brzdění.....	21
Tabulka IV. Zbývající brzdný účinek – kategorie M.....	23
Tabulka V. Zbývající brzdný účinek – kategorie N.....	23
Tabulka VI. Předpisy – nouzové brzdění.....	24
Tabulka VII. Předpisy – parkovací brzdění.....	24
Tabulka VIII. Kriteriaální hodnoty náběhu tlaku.....	25
Tabulka IX. Měníče série JNTHBCBA xxxx BE-UF .....	40
Tabulka X. Zpracování dat v MS Excel .....	41
Tabulka XI. Zpracovaná data – pravé zadní kolo bez posilovače .....	43
Tabulka XII. Zpracovaná data – levé zadní kolo bez posilovače .....	45
Tabulka XIII. Zpracovaná data – pravé přední kolo bez posilovače .....	47
Tabulka XIV. Zpracovaná data – levé přední kolo bez posilovače .....	48
Tabulka XV. Nesouměrnost úhlového zpomalení válců .....	50