

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Brzdové soustavy motorových vozidel

Diplomová práce

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Hromádko, Ph.D.

Diplomant: Bc. Milan Pořádek

PRAHA 2014

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Pořádek Milan

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Brzdové soustavy motorových vozidel

Anglický název

Brake systems of motor vehicles

Cíle práce

Cílem práce je analyzovat zkoušky brzdových soustav motorových vozidel.

Metodika

- prostudovat základní literaturu v oblasti brzdových soustav motorových vozidel
- provést literární rešerši v dané problematice
- experimentálně ověřit některé zkoušky brzdových soustav
- návrh doporučení a předpokládaný vývoj v dané oblasti

Osnova práce

1. Úvod
2. Současný stav řešení problematiky
3. Cíl a metodika diplomové práce
4. Vyhodnocení experimentu
5. Doporučení a závěr

Rozsah textové části

50 - 60 stran formátu A4

Klíčová slova

brzdové soustavy, zátěžový regulátor, zkoušky brzd, brzdné zpomalení

Doporučené zdroje informací

1. Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2007, ISBN: 8023900242
2. Vlk, F.: Diagnostika motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2006, ISBN: 802397064X
3. Pošta, J.: Oprávenství a diagnostika, Nakladatelství Informatorium, 2000, ISBN: 978-80-7333-058-3
4. SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2009/40/ES ze dne 6. května 2009 o technických prohlídkách motorových vozidel a jejich přípojných vozidel
5. Firemní literatura Bosch AG

Vedoucí práce

Hromádko Jan, Ing., Ph.D.

Termín zadání

listopad 2012

Termín odevzdání

duben 2014

doc. Ing. Boleslav Kadleček, CSc.

Vedoucí katedry



prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan fakulty

V Praze dne 16.1.2014

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Hromádka, Ph.D. a použil jen pramenů citovaných v příložené bibliografii.

V Českých Budějovicích dne: 23. 3. 2014

Bc. Milan Pořádek

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Janu Hromádkovi, Ph.D. za vedení a užitečné poznámky při vypracování této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval provoznímu řediteli společnosti Ivesur Česká republika, a.s. Ing. Michalu Cucovi za umožnění měření brzdových soustav na homologovaných válcových zkušebnách v reálném provozu na pobočkách této společnosti.

Abstrakt:

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí brzdových soustav a jejich zkouškami. Cílem práce je na základě studia doporučené a jiné relevantní odborné literatury charakterizovat konstrukci brzdových systémů a dále experimentálně ověřit některé zkoušky brzdových soustav.

Úvodní část práce je věnována rozvoji dopravy a jejím dopadům na životní prostředí. Dále je stručně popsána platná legislativa spjatá s brzdovými systémy. V dalších kapitolách je pozornost zaměřena na rozdělení a konstrukci brzdových systémů. Praktická část se zabývá kontrolou brzdových soustav osobních automobilů a jejich vyhodnocením.

Klíčová slova: Brzdové soustavy, zátěžový regulátor, zkoušky brzd, brzdné zpomalení.

Brake systems of motor vehicles

The abstract:

This thesis deals with the design of braking systems and their tests. The aim of this work is to study recommendations and other relevant scientific literature to characterize the design of braking systems and experimentally verify some test braking systems.

The first part is devoted to the development of transport and its impact on the environment. The following briefly describes the valid legislation connected with braking systems. In other chapters, attention is focused on the distribution and design of braking systems. The practical part deals with the control of brake systems of cars and their evaluation.

Keywords: Brake system, load controller test the brakes, deceleration.

Obsah

1	Úvod	1
2	Současný stav řešené problematiky	3
2.1	Přehled platné legislativy.....	3
2.2	Základní pojmy teorie brzdění vozidel.....	4
2.2.1	Brzdná síla na kolech vozidla.....	4
2.2.2	Trvání brzdění.....	5
2.2.3	Dráha brzdění	6
2.2.4	Brzdná dráha.....	6
2.2.5	Brzdná síla	6
2.2.6	Brzdné zpomalení	7
2.3	Rozdělení brzdových soustav	7
2.3.1	Rozdělení podle účelu použití	8
2.3.2	Rozdělení podle zdroje energie	8
2.3.3	Rozdělení podle počtu okruhů.....	23
2.4	Hlavní konstrukční provedení brzdových segmentů	24
2.4.1	Bubnové brzdy.....	25
2.4.2	Kotoučové brzdy	30
2.4.3	Odlehčovací brzdy (zpomalovací).....	35
2.5	Teorie měření na válcových zkušebnách brzd.....	37
3	Cíl a metodika diplomové práce	42
3.1	Cíl diplomové práce	42
3.2	Metodika diplomové práce	42
4	Vyhodnocení experimentu	43
4.1	Měření č. 1	43
4.2	Měření č. 2.....	53
4.3	Měření č. 3	55
5	Doporučení a závěr	59
	Seznam literatury	60
	Seznam obrázků.....	63
	Seznam grafů	64
	Seznam tabulek.....	64
	Seznam symbolů.....	65
	Seznam příloh.....	66
6	Přílohy	I

1 Úvod

Nedávno, před padesáti lety, si v industriálně vyspělých zemích začali obyvatelé stěžovat na mimořádně hustý silniční provoz s rozsáhlými dopady na zdraví lidí, na působení exhalací, hluku a prachu, na životní prostředí – a také – na nízkou spolehlivost technického vybavení vozidel, v první řadě pak na brzdovou soustavu. Předpovídali také totální dopravní kolaps do následujících třiceti let.

Naštěstí se mýlili. Čas plynul a se stoupající kupní silou obyvatel se v průmyslově vyspělých zemích exponenciálně rozvíjel i automobilový průmysl. Nové technologie umožnily zvyšovat výkon automobilových motorů, efektivněji dopravovat, dosud nemyslitelná, množství nákladů i osob prakticky odkudkoliv kamkoliv. Stoupalo znečišťování životního prostředí, zvyšoval se dramaticky počet nehod s důsledky na lidské zdraví a život.

Pod obecným tlakem veřejnosti, a i vlivem značné kupní síly potenciálních zákazníků, začal automobilový průmysl vynakládat ohromné prostředky na vývoj aktivních i pasivních systémů, které měly za cíl omezovat dopady na lidské zdraví i životní prostředí. Mezi nejdůležitější systémy patřily a patří brzdová soustava.

Hledaly a dodnes se hledají cesty vedoucí ke zvýšení účinnosti brzdové soustavy, nové materiály, které negativně neovlivňují životní prostředí, podpůrné prostředky, které omezí pozdní reakci a selhání lidského faktoru.

Na základě mnoha pokusů a testů došlo k nesmírně efektivnímu zvýšení účinnosti brzdových soustav a k úplnému vyloučení materiálů negativně ovlivňujících životní prostředí z výroby brzdových soustav.

Technickou aplikací měření, kterými se zabývá i tato práce, došlo k prolnutí mechanického principu konstrukce brzdových soustav s principy elektronickými, které dnes významným způsobem ovlivňují chování vozidla na různých površích vozovek, při různých meteorologických podmínkách, při různé hustotě provozu. I když elektronická část brzdové soustavy nesmírně zefektivňuje působení brzdové soustavy, mechanická část je tou rozhodující částí, která v konečném důsledku svého působení rozhoduje o tom, zda vozidlo skutečně zastaví.

Komplexním měřením brzdových účinků vybraných vozidel a jejich extrapolací na podmínky standardního provozu se dále zabývá i tato práce.

Dnes jsme o padesát let dále. Veřejnost je daleko informovanější než dříve, její tlak na zvýšení ochrany životního prostředí a bezpečnost silničního provozu stále sílí. Spirála se stále

rozevívá. Chtěl bych i svým dílem přispět k tomu, aby se bezpečnost silničního provozu zvýšila a zároveň, aby to nebylo na vrub poškozování životního prostředí.

2 Současný stav řešené problematiky

2.1 Přehled platné legislativy

Brzdová soustava a její účinek má přímý vliv na aktivní bezpečnost, a proto musí splňovat všechny požadavky z hlediska funkce i spolehlivosti. Brzdný účinek soustav se v České republice v rámci stanic technické kontroly důsledně zkouší podobně jako některé jiné zkoušky vozidel. Veškeré požadavky na brzdné zkoušky a jejich parametry jsou stanoveny zákonnými předpisy. Pro zkoušky brzdných vlastností a jejich hodnocení platí předpisy Evropské hospodářské komise OSN, zákony a vyhlášky Ministerstva dopravy a spojů České republiky.

Bezpečnost během provozu zajišťuje pravidelná prohlídka technického stavu vozidel ve stanicích technických kontrol, které se provádí v souladu se zákonem 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, naposledy novelizován zákonem č. 186/2004 Sb., a dále s vyhláškou č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Zákonné předpisy v případě vozidlových brzd vycházejí z mezinárodních předpisů EHK-OSN č. 13, 78, 90.

U brzdových systémů vozidel jsou předpisem EHK č. 13 předepsané limity pro jednotlivé typy zkoušek brzd, a to hodnotou maximálně povolených brzdných drah a minimálně nutných limitů zpomalení. Předpis rovněž určuje metodiku těchto zkoušek. Zkoušky požadované předpisem EHK č. 13 jsou prováděny při homologačních zkouškách, jež jsou podmínkou pro schválení příslušného vozidla k provozu na veřejných komunikacích.

[19] [20] [23]

V následujícím přehledu je uvedena platná legislativa související s brzděním:

Předpisy EHK/OSN č.:

- 13 - brzdění vozidel kategorií M, N a O,
- 13H - brzdění vozidel kategorie M₁,
- 78 - Brzdění motocyklů - kategorie L,
- 90 - náhradní brzdová obložení.

Směrnice EHS/ES č.:

- 71/320; 74/132; 75/524; 79/489; 85/647; 88/194; 91/422; 98/12 - brzdění vozidel kategorie M, N, O,
- 93/14 - brzdění vozidel kategorie L.

Normy:

- ISO 611:1980(E) - Brzdění motorových vozidel a přívěsů,
- ISO 6597:1980(E) - Brzdové systémy osobních vozidel - měření brzdového výkonu,
- ISO 7975:1985(E) - Zkoušky brzdění při nepřímé jízdě.

Pozn.: s brzdovými komponenty souvisí řada dalších norem ISO. Týkají se převážně vlastností a kompatibility brzdových částí. [12]

2.2 Základní pojmy teorie brzdění vozidel

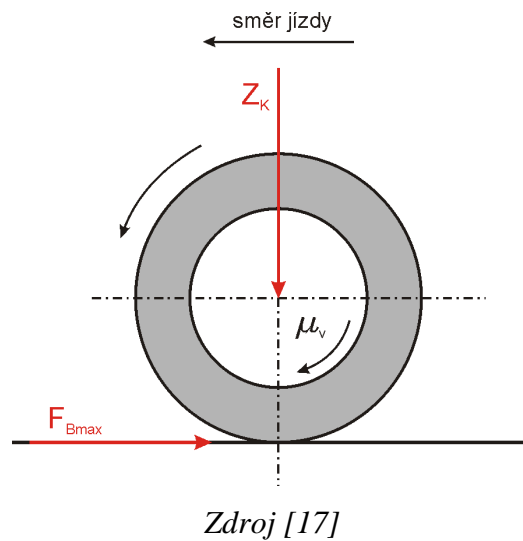
2.2.1 Brzdná síla na kolech vozidla

Maximální možná přenositelná síla na kole vozidla F_B závisí na zatížení kola Z_K a na velikosti tření mezi pneumatikou a vozovkou viz obr.1. Tření mezi vozovkou a pneumatikou se vyjadřuje pomocí součinitele valivé přilnavosti (adheze) μ_v (v podélném směru valení pneumatiky). [15]

$$F_{Bmax} = \mu_v \cdot Z_K \text{ [N]} \quad (1)$$

Největší součinitel adheze μ_v je na suché betonové nebo asfaltové vozovce ($\mu_v = 0,7$ až $1,00$), nejmenší na ledě ($\mu_v = 0,05 - 0,1$). Voda a nečistoty snižují hodnotu součinitele adheze. Vysoká rychlost vozidla a nízký součinitel adheze mohou při intenzivním brzdění způsobit zablokování kola. Blokující kolo nemůže přenést žádnou boční sílu a vozidlo se stává neřiditelným. V odborné literatuře se ztráta tření mezi pneumatikou a vozovkou nazývá skluz.

Obr. 1 Brzdná síla na kole



2.2.2 Trvání brzdění

Doba brzdění t je doba, která uplyne od okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdu vozidla (brzdovou soustavu), až do okamžiku, kdy účinek brzdy pomine nebo kdy se vozidlo zastaví viz obr. 2.

Reakční doba t_R je doba, kterou potřebuje řidič od zjištění nebezpečí (překážky) až k sešlápnutí brzdového pedálu.

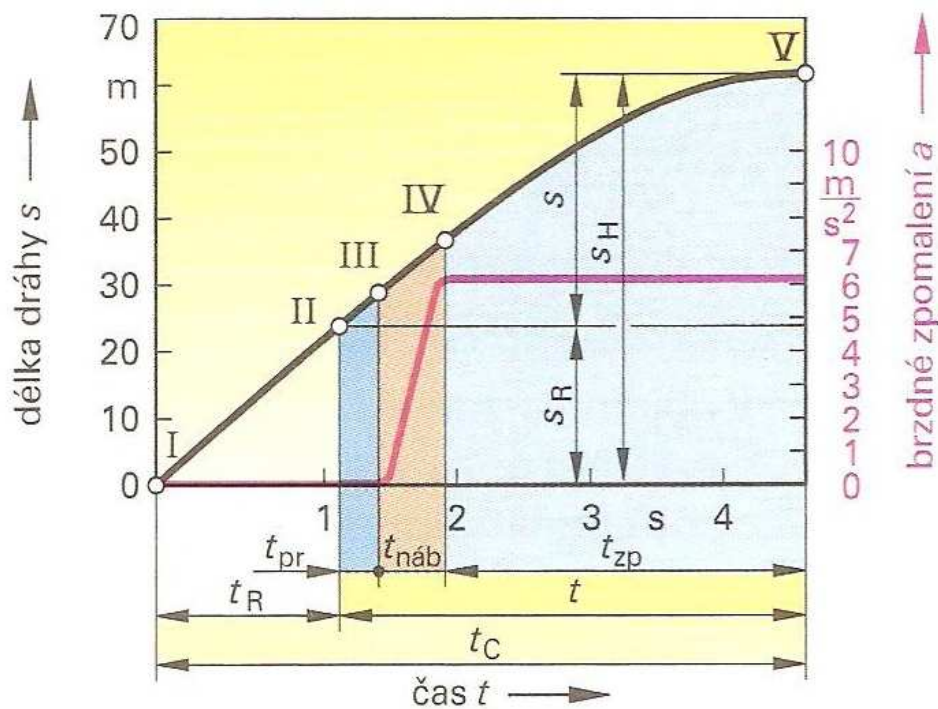
Doba technické prodlevy brzdy t_{pr} je doba, která uplyne od okamžiku, kdy řidič začne působit na brzdu vozidla, až do okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat. Vzniká vůlí v brzdovém systému, např. u dráhy pedálu.

Doba náběhu brzdění $t_{náb}$ je doba, která uplyne od okamžiku, kdy se účinek brzdy začne projevovat, až do okamžiku, kdy dosáhne plné výše.

Doba plného zpomalení t_{zp} je doba, kdy zpomalení zůstává konstantní až do zastavení vozidla.

Doba doběhu brzdění je doba, která uplyne od okamžiku, kdy řidič přestane působit na brzdu vozidla, až do okamžiku, kdy účinek brzd pomine.

Obr. 2 Složky brzdění



- | | |
|-----------------------------|----------------------|
| I : zjištění nebezpečí | IV: plný účinek brzd |
| II : řidič začíná brzdít | V : vozidlo stojí |
| III: brzdy začínají působit | |

Zdroj [4]

2.2.3 Dráha brzdění

Dráha brzdění je dráha, kterou vozidlo ujede v době brzdění.

Dráha brzdění má tyto složky:

dráha technické prodlevy brzdy je dráha, kterou vozidlo ujede v době prodlevy brzdy,

dráha náběhu brzdění je dráha, kterou vozidlo ujede v době náběhu brzdění,

dráha účinného brzdění je dráha, kterou vozidlo ujede v účinné době brzdění,

dráha doběhu brzdění je dráha, kterou vozidlo ujede v době doběhu brzdění.

2.2.4 Brzdná dráha

Brzdná dráha je dráha brzdění vozidla až do zastavení.

2.2.5 Brzdná síla

Brzdná síla je vyvozena účinkem brzdové soustavy a působí proti směru pohybu vozidla.

2.2.6 Brzdné zpomalení

Brzdné zpomalení je úbytek rychlosti vozidla za 1 s způsobený účinkem jakékoli brzdy. Brzdné zpomalení je střední nebo okamžité. Okamžité brzdné zpomalení se zjistí z přímého měření nebo z diagramů získaných zvláštními měřicími přístroji. Střední brzdné zpomalení se vypočítá ze vztahu (2). [1] [3]

$$a = \frac{v^2}{25,9 \cdot s} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (2)$$

Veličiny a jednotky brzdění

- zpomalení a , b [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$],
- rychlost v , V [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$],
- hmotnost m [kg],
- síla F [N],
- dráha s [m,]
- čas t [s].

2.3 Rozdělení brzdových soustav

Každá brzdová soustava motorového vozidla musí zajišťovat brzdění provozní, nouzové (při poruše některé části soustavy) a parkovací. Může být doplněna ještě brzdou odlehčovací.

Při brzdění je mařena kinetická energie vozidla a je přeměněna nejčastěji na tepelnou. Nejčastěji se využívá tření; jen brzdy odlehčovací využívají jiných druhů odporu, např. výfuková brzda pracuje s přetlakem uzavřených výfukových plynů, elektromagnetická brzdí pomocí vířivých proudů, kapalinová využívá hydraulický odpor proudění, aerodynamická zvýšený odpor vzduchu.

Brzdová soustava je zařízení ke zmenšování rychlosti jedoucího vozidla, popř. k jeho zastavení či k zajištění stojícího vozidla. Mezi základní požadavky na brzdovou soustavu patří včasné zastavení vozidla s předepsanou účinností a ovládací silou. Tento proces musí být opakovatelný, vozidlo nesmí ztratit stabilitu a nemělo by ohrozit ostatní účastníky dopravního provozu.

V následující části je uvedeno několik kritérií dělení dle zákona č. 56/01 a z něho vycházející vyhlášky č. 341/02 rozdělující brzdové soustavy do jednotlivých skupin. [12] [13]

2.3.1 Rozdělení podle účelu použití

Provozní brzda je brzdová soustava ovládaná nohou řidiče vozidla. Používá se obvyklé jízdě vozidla pro snižování rychlosti, popřípadě k jeho úplnému zastavení. Účinek provozního brzdění musí být regulovatelný a musí působit na všechny kola.

Nouzová brzda je brzdová soustava ovládaná řidičem vozidla a je schopná zastavit vozidlo při selhání provozní brzdy. Musí působit alespoň na jedno kolo z každé strany vozidla. Za nouzovou brzdovou soustavu lze pokládat fungující jeden brzdový okruh dvouokruhové brzdové soustavy nebo parkovací brzdovou soustavu.

Parkovací brzda je brzdová soustava určená k tomu, aby zabraňovala stojícímu vozidlu, zejména na svahu, dát se do pohybu, zvláště za nepřítomnosti řidiče.

Odlehčovací „zpomalovací“ brzda je brzdová soustava, která může snížit rychlost vozidla dle potřeby, aniž se použije brzda provozní, nouzová nebo parkovací. Slouží zejména při sjíždění dlouhých svahů. Úkolem těchto brzd není vozidlo zastavit. Příkladem je motorová, hydrodynamická a elektromagnetická brzda. Této problematice bude věnována samostatná kapitola *Odlehčovací „zpomalovací“ brzdy*. [2] [3] [6]

2.3.2 Rozdělení podle zdroje energie

Přímočinné brzdy - jsou brzdové soustavy, v nichž působí jen svalová síla řidiče. Podle druhu použitého převodu se člení na brzdy s mechanickým převodem (mechanické brzdy), které se dnes již u automobilů nepoužívají (používají se u malých motocyklů), a na brzdy s hydraulickým převodem (kapalinové brzdy).

Mechanické brzdy přímočinné

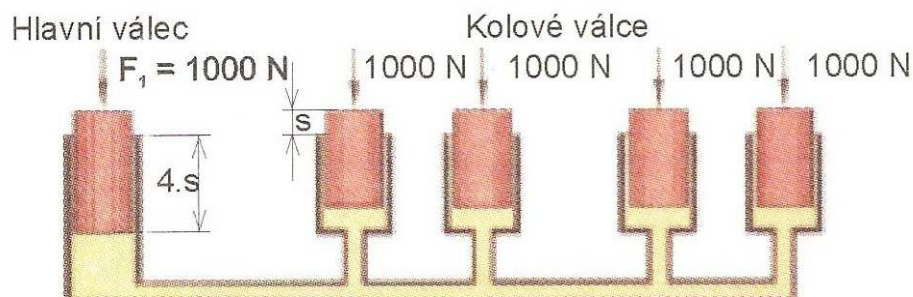
Nejjednodušším druhem přímočinných brzd jsou brzdy mechanické, které se již dnes uplatňují pouze jako brzdy ruční, popř. jsou tyto brzdy použity u jednostopých vozidel s malým výkonem a hmotností. Tyto brzdy pracují s mechanickým pákovým převodem a k přenosu se síly využívá táhel, ocelových lanek, tyčí, vzpěr apod.

Kapalinové brzdy přímočinné

Přímočinné kapalinové, někdy též nazývané hydraulické brzdy, využívají principu hydraulického převodu viz obr. 3, který pracuje na základě Pascalova zákona: „Tlak vyvolaný vnější silou, která působí na povrch kapaliny v uzavřené nádobě, je ve všech místech kapaliny

stejný“. Tlak se navíc šíří rychlostí zvuku, tím se zkracuje doba náběhu brzdění a také celková brzdná dráha.

Obr. 3 Hydraulický převod

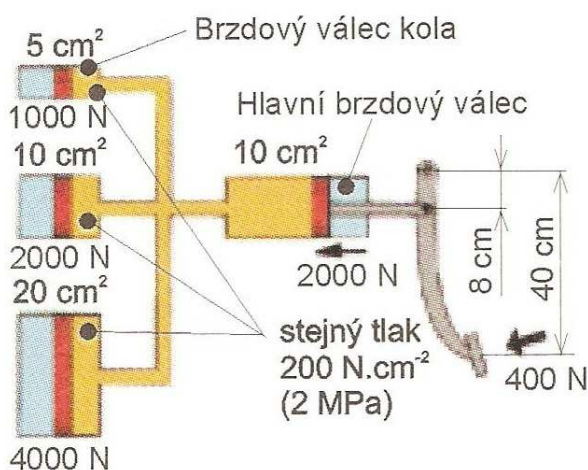


Zdroj [2]

Princip činnosti

Pomocí pákového mechanismu působíme na hlavní brzdový válec. Je zde vytvořen tlak, který dále přenáší tlakovou sílu na pístky v kolových brzdových válečkách, přičemž obvykle vytváří i příslušný převod viz obr. 4.

Obr. 4 Princip činnosti kapalinových brzd



Zdroj [2]

Polostrojní brzdy jsou brzdové soustavy, v nichž spolu se svalovou silou řidiče působí ještě jiné zdroje energie pomocí zvláštního ústrojí tzv. posilovače brzd, pracující na přetlakovém či podtlakovém principu. Tato polostrojní zařízení se při poruše nebo při jeho vyřazení z činnosti chovají jako přímočinná, ale vzhledem ke konstrukčnímu předpokladu

posilovacího účinku strojního zařízení vyžaduje brzdění v takovém případě značně větší ovládací sílu. Tato síla by neměla být větší než 800 N.

Hlavním úkolem polostrojných brzd je snížit potřebnou ovládací sílu řidiče na pedál brzdy. Výsledkem je menší únava řidiče, která vznikala při častém brzdění u přímočinných brzd. Ovládací síla se ze stovek newtonů řádově snížila na desítky newtonů.

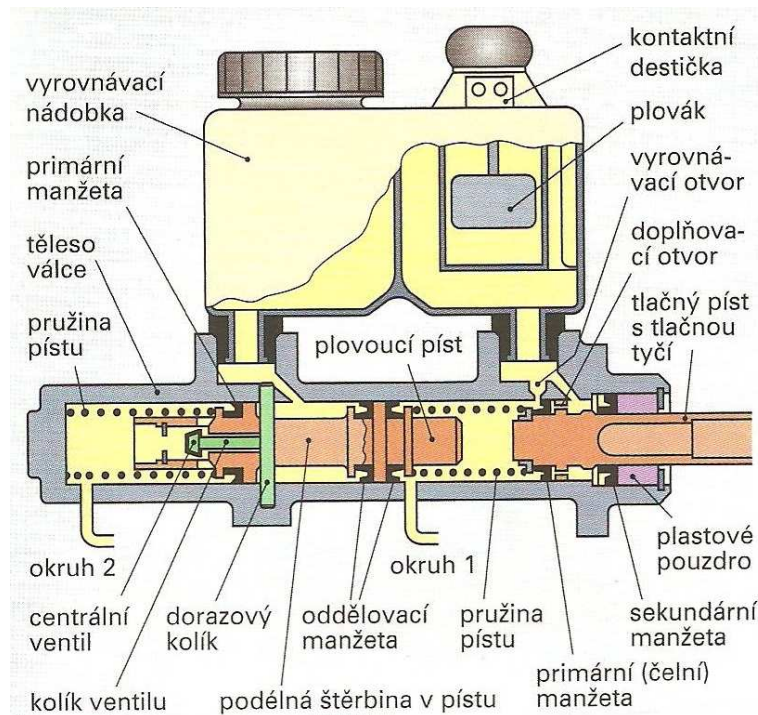
Hlavní části kapalinové polostrojní brzdy

Hlavní brzdový válec - pro zajištění dvouokruhovosti se výhradně používá tandemový (dvoukruhový, dvojité) hlavní válec se dvěma na sobě nezávislými okruhy.

Hlavním úkolem brzdového válce je rychlý nárůst tlaku v každém brzdovém okruhu, rychlý pokles tlaku pro rychlé uvolnění brzd a vyrovnávání objemu brzdové kapaliny při změnách teploty a při zvětšení posuvu brzd naprázdno způsobeného opotřebením obložení.

Na obr. 5 je znázorněno konstrukční provedení tandemového hlavního válce, které obsahuje tyto hlavní segmenty: dva za sebou uspořádané píсты, tlačný píst a plovoucí píst. Písty vytvářejí v tělese válce dva oddělené tlakové prostory. Oba tyto písty jsou provedeny jako písty dvojité, tzn. mezi předním a zadním utěsněným dílem pístu je vždy prstencovitý doplňovací prostor. Ten je doplňovacím otvorem stále plněn brzdovou kapalinou. Primární manžeta je vpředu na každém pístu a utěsňuje tlakový prostor. Tlačný píst je zezadu utěsněn sekundární manžetou. Dvě oddělovací manžety utěsňují plovoucí píst proti okruhu s tlačnou tyčí. Ten má podélnou štěrbinu, do níž zepředu ústí centrální otvor. V tomto otvoru je umístěn centrální ventil. Dorazový kolík, který prochází podélnou štěrbinou plovoucího pístu, drží tento kolík ve válci a tvoří přední a zadní doraz. Také existují tandemové hlavní válce, které mají centrální ventil na obou pístech. [10] [14]

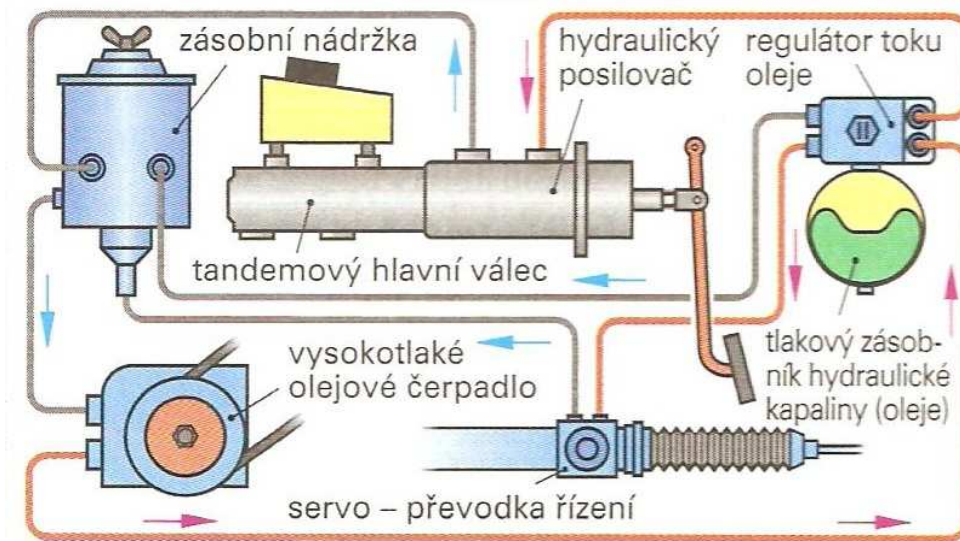
Obr. 5 Tandemový hlavní válec



Zdroj [10]

Podtlakový posilovač brzd - vřazením tohoto prvku mezi ovládací pedál a hlavní brzdový válec brzdy, dosáhneme potřebného snížení ovládací síly. U převážné většiny dnešních osobních a lehkých užitkových vozidel je použit podtlakový posilovač. Tento posilovač využívá ke své činnosti podtlak. U vozidel s benzinovým motorem je podtlak odebírán ze sacího potrubí, u vznětových motorů se podtlak vyrábí pomocí vakuového čerpadla poháněným od motoru. Velikost podtlaku se pohybuje od 50 kPa až do 90 kPa. Vlastní posilovač, jehož konstrukce je patrná z obr. 6, proporcionálně zvyšuje ovládací sílu od pedálu brzdy až na mezní hodnotu, při níž je dosahováno blokování kol přední nápravy. Dále již od této hodnoty nedochází k dalšímu posílení.

Obr. 7 Hydraulický posilovač brzdné síly



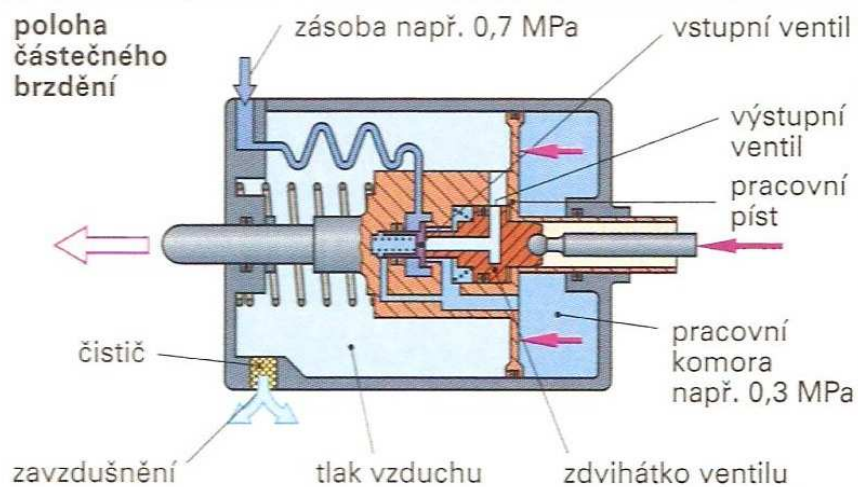
Zdroj [10]

Princip činnosti

Vysokotlaké olejové čerpadlo dopravuje olej do tlakového zásobníku hydraulické kapaliny. Zde olej stlačuje přes membránu dusík a plní zásobník tlakem až 15 MPa. Posilovač brzdné síly a prostor oleje tlakového zásobníku hydraulické kapaliny jsou spojeny vedením. [10] [14]

Pneumatický posilovač brzd - u vozidel s kombinovaným pneumaticko-hydraulickým brzdným systémem se mohou používat pneumatické posilovače brzdné síly viz obr. 8. Pracovním tlakem asi 0,7 MPa lze vytvořit velké posilovačí síly při malé konstrukční velikosti.

Obr. 8 Pneumatický posilovač brzdné síly



Zdroj [10]

Princip činnosti

Při sešlápnutí brzdy se zdvihátko ventilu posune pístní tyčí. Zdvihátko se dostane na talíř ventilu a uzavře tak výstupní ventil. Zároveň se talíř ventilu zvedne a otevře se vstupní ventil. Zásobní tlak proudí do pracovní komory a vytváří sílu na pracovním pístu posilovače. Posunující se pracovní píst opět uzavře vstupní ventil, díky čemuž se dosáhne plynulé posilovací síly v závislosti na síle pedálu. Pokud síla pedálu poleví, uzavře zdvihátko ventilu vstupní ventil a otevře výstupní ventil. Tlak v pracovní komoře klesne a pracovní píst se působením vratné pružiny vrátí do výchozí polohy. [10] [14]

Omezovač brzdného tlaku - brzděním při přímé jízdě dochází v důsledku klopného momentu k nerovnoměrnému zatížení náprav. Přední kola jsou zatížena více a zadní kola se odlehčují. Při velmi silném brzdění se mohou zadní kola zablokovat a vozidlo může dostat smyk. Toto nebezpečí odstraňují omezovače brzdného tlaku, které se u motorových vozidel používají bez ABS. U osobních vozidel bývá brzdový systém vybaven omezovačem brzdného tlaku, který je vřazen do okruhu zadní nápravy. Jeho hlavním úkolem je omezení hydraulického tlaku v okruhu zadních náprav tak, aby nedocházelo k jejímu blokování.

Omezovač tlaku v brzdovém systému bez regulace - modrá přímká ukazuje průběh brzdných tlaků při skutečném brzdění. Na přední a zadní nápravě působí do bodu přepnutí (např. při 4 MPa) stejný brzdný tlak. Od bodu přepnutí se další nárůst brzdného tlaku na zadní nápravě snižuje. Brání se blokování zadní nápravy. Brzdění je optimální v případě, že brzdný tlak na zadní nápravě na začátku brzdění stoupá rychleji než na přední nápravě. Na obr. 9 je optimální brzdění znázorněno pro naložené a nenaložené vozidlo. U naloženého vozidla jsou síly působící na kola větší a umožňují i silnější brzdné síly, které se vytvářejí vyššími brzdnými tlaky v brzdových válečcích.

Obr. 9 Omezovač brzdného tlaku bez regulace



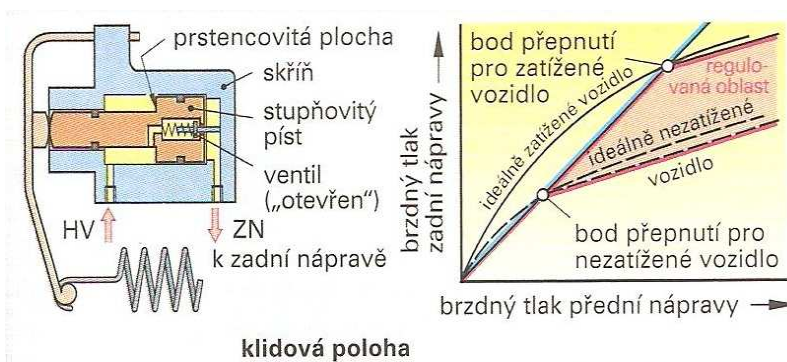
Zdroj [10]

Omezovač tlaku v brzdovém systému s regulací

Princip činnosti

Spočívá v regulaci tlaku brzdové kapaliny přicházející od hlavního brzdového válce k brzdám zadní nápravy. Děje se tak obvykle mechanickými táhly v závislosti na zatížení nápravy dané vzdáleností např. podlahy vozidla od zadní nápravy.

Obr. 10 Omezovač brzdného tlaku závislý na zatížení



Zdroj [10]

Na obr. 10 je vidět rozdíl regulace v závislosti na zatížení vozidla. Pokud zatížíme zadní nápravu, bod přepnutí se posouvá po modré přímce, díky čemuž se přizpůsobí brzdny tlak v regulované oblasti.

Strojní brzdy jsou brzdové soustavy, v nichž působí jiné zdroje energie než svalová síla řidiče. Zde je k brzdění využívána tlaková energie kapaliny, vzduch nebo jejich kombinace. Současné nákladní automobily, kromě lehkých mají zařízení pro tažení přívěsů, kde vzniká nutnost přenosů energie pro samostatné brzdění přívěsů. Také jsou zde kladeny

podmínky přímo na parametry provozního a nouzového brzdění stanovené pro samostatný automobil s celkovou hmotností odpovídající celkové hmotnosti soupravy (nákladní automobil + přívěs) a podmínky na parkovací brzdění stanovené pro soupravu. V takovém případě je zde vždy nutno použít samostatný okruh nouzové brzdy. Nejpoužívanějším z výše zmíněných systémů je systém pneumatický, který se dnes využívá u středních a těžkých užitkových vozidel. [1] [2] [3] [6]

Dvouokruhový dvouhadicový pneumatický brzdový systém

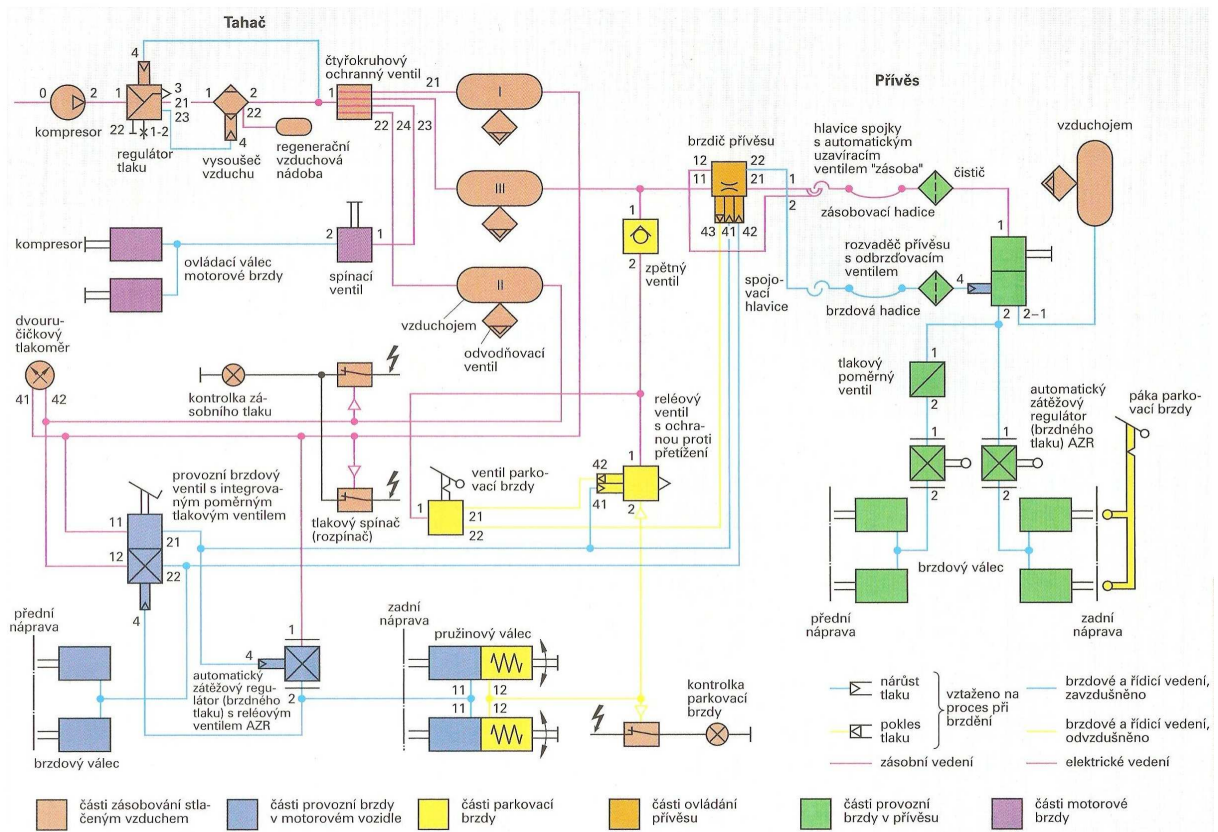
Na obr. 11 je celkové zobrazení dvouokruhového dvouhadicového pneumatického brzdového systému odpovídající příslušné normě EU pro brzdové systémy. Celý tento systém splňuje podmínky úplné nezávislosti okruhu předních brzd. To znamená, že porucha jednoho, jakéhokoli okruhu, nevyřadí z činnosti okruh jiný. V takovémto uspořádání je kompresor, regulátor tlaku a vysoušeč vzduchu s regenerační vzduchovou nádobou společné pro oba přitom nezávislé okruhy. Hlavní brzdíč je dvouokruhový proto, aby jeho funkce také zabezpečila brzdění obou okruhů při poruše jedno z okruhů. Celý tento systém se skládá ze čtyř okruhů, které jsou pro lepší orientaci barevně odlišeny:

- okruh I (21) provozní brzda - zadní náprava,
- okruh II (22) provozní brzda - přední náprava,
- okruh III (23) parkovací brzda, přívěs,
- okruh IV (24) motorová brzda, vedlejší spotřebiče.

Přístroje stejné přístrojové skupiny jsou na obr. 11 též barevně odlišeny:

- systém pro zásobování stlačeným vzduchem (běžová),
 - části motorové brzdy (fialová),
 - části parkovacího systému (žlutá),
 - části provozní brzdy v motorovém vozidle (modrá),
 - části ovládání přívěsu (oranžová),
 - části provozní brzdy přívěsu (zelená). [6] [13]

Obr. 11 Dvouokruhový dvouhadicový pneumatický brzdový systém nákladní soupravy



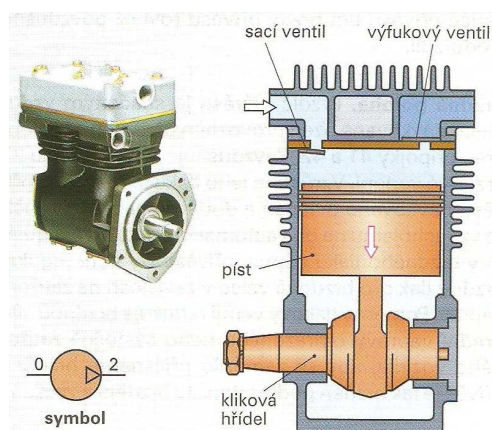
Zdroj [10]

Hlavní části pneumatického brzdového systému a jejich funkce

Kompresor

Jeho funkcí v systému je stlačování vzduchu a zásobování brzdového zařízení. Kompresor je poháněn buď ozubeným kolem od rozvodových kol, nebo klínovými řemeny od řemenice na klikovém hřídeli. Řemenový převod má výhodu v tom, že umožňuje vhodnější umístění kompresoru. Může však dojít ke spadnutí řemenu, a tím i zastavení kompresoru. Proto je třeba stále sledovat ukazatel tlaku vzduchu. Při sacím zdvihu nasává přes čistič vzduchu čerstvý vzduch a stlačuje jej. Destičkové ventily v hlavě válce řídí vstup a výstup vzduchu. Mazání je většinou připojeno k tlakovému oběžnému mazání motoru. Symbol pro kompresor a jeho zjednodušený průřez viz obr. 12.

Obr. 12 Kompresor

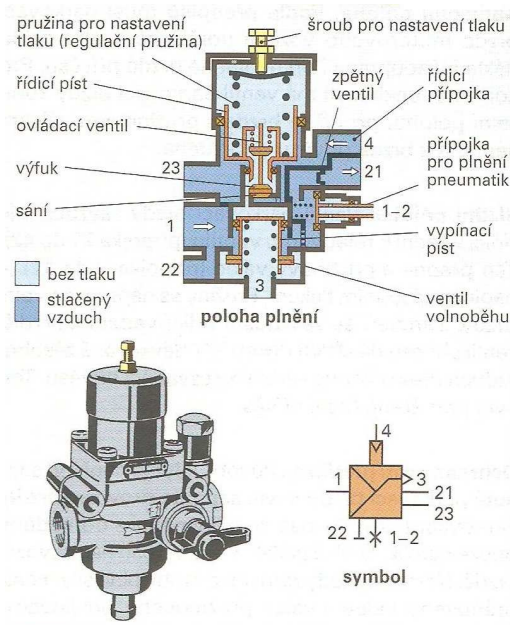


Zdroj [10]

Regulátor tlaku

Úkolem regulátoru je automatická regulace tlaku v rozmezí hodnot např. 0,7 až 0,81 MPa. Další funkcí kompresoru je odvod stlačeného vzduch do vzduchojemů nebo ven do ovzduší. Tímto vpouštěním přebytku tlaku do atmosféry je tlak regulován na požadovaný provozní tlak v soustavě. V regulátoru může být zabudovaný plnič pneumatik, který hustí pneumatiky vozidla dle potřeby. Na obr. 13 je vidět konstrukce regulátoru a používaný symbol. V podstatě se jedná o kombinaci regulační jednotky, plnicího zařízení, pojistného a zpětného ventilu. [6] [13]

Obr. 13 Regulátor tlaku

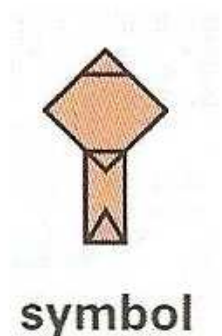


Zdroj [10]

Vysoušeč vzduchu

Čistí dodávaný stlačený vzduch přes čistič a zbavuje jej vodních par. Vzduch je přitom veden přes sušící prostředek, na jehož povrchu zůstává zachycená vlhkost. Dále může být použit přes čtyřokruhový ventil do jednotlivých vzduchojemů.

Obr. 14 Vysoušeč vzduchu

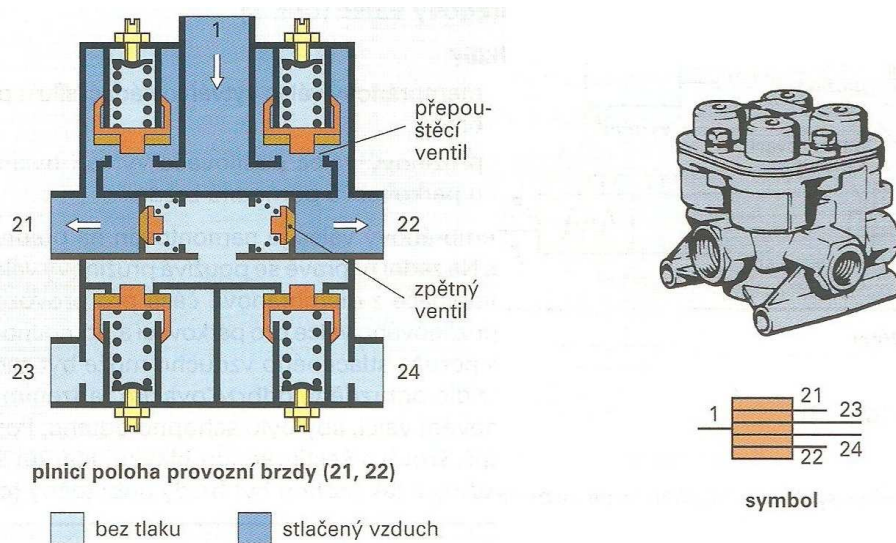


Zdroj [W1] [10]

Čtyřokruhový jisticí ventil

Pojistný ventil slouží k rozdělování stlačeného vzduchu do čtyř brzdových okruhů. Dále zjišťuje tlak v neporušeném okruhu při poklesu tlaku v jednom nebo více brzdových okruzích. Je nastaven tak, aby s eventuelní předností zavzdušňoval okruh provozní brzdy.

Obr. 15 Čtyřokruhový ventil

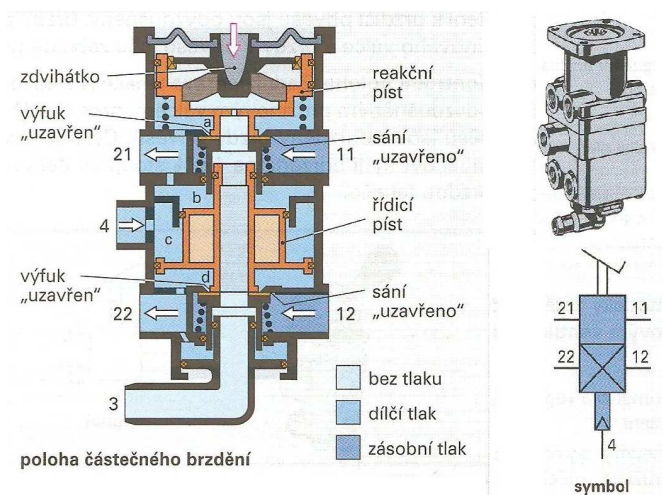


Zdroj [10]

Hlavní brzdič s poměrovým tlakovým ventilem

Toto zařízení je přímo ovládáno pedálem. Pracují zde dva za sebou umístěné ventily viz obr. 16. Tyto ventily mají za úkol jemně dávkovat zavzdušňování a odvzdušňování dvoukruhové provozní brzdové zařízení v tahači. Řídí brzdiče přívěsu, případně v kombinaci s poměrovým tlakovým ventilem řídí brzdný tlak přední nápravy závislém na zatížení. [6] [13]

Obr. 16 Hlavní brzdič s poměrovým tlakovým ventilem v poloze částečného brzdění

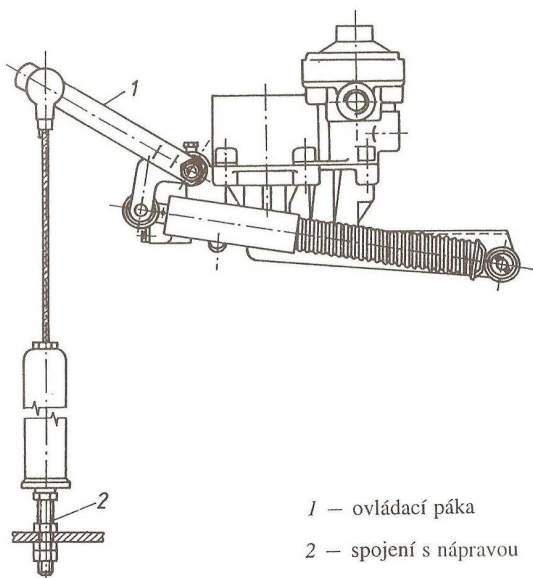


Zdroj [10]

Automatický zátěžový regulátor brzdné síly mechanický AZR

Automatický zátěžový regulátor mechanický (dále jen AZR) viz obr. 17 slouží k regulaci brzdového tlaku v brzdových válcích v závislosti na zatížení vozidla. Změny brzdového tlaku jsou úměrné ke změnám polohy ovládací páky. K těm dochází při propérování listových per vozidla. Ovládací páka regulátoru připevněného na rám vozidla je pomocí ovládací pružiny spojena s nápravou. Čím větší je zatížení, tím je vychýlení páky menší. Při plném zatížení nebo propérování k regulaci brzdového tlaku nedochází. Při regulaci dochází k omezování vpouštění přetlaku vzduchu od hlavního brzdiče k brzdovým válcům. Brzdný tlak je v určitém poměru regulován. [6] [13]

Obr. 17 Automatický zátěžový regulátor brzdné síly mechanický

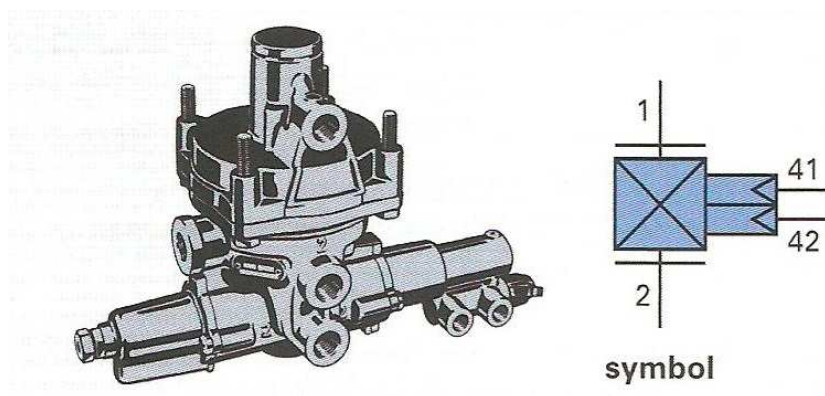


Zdroj [6]

AZR brzdné síly s reléovým ventilem a pneumatickým pérováním

U vozidel se vzduchovým pérováním se používá AZR k regulaci brzdného přetlaku v brzdových válcích v závislosti na přetlaku ve vzduchovém pérování, který souvisí se zatížením vozidla. Na obr. 18 je znázorněn AZR brzdné síly s reléovým ventilem pro pneumatické pérování. Tento regulátor pracuje s reléovým ventilem pro rychlé zavzdušnění a odvzdušnění soustavy. Při nezatíženém vozidle je brzdný tlak snížen např. na 5:1, tzn. při brzdném tlaku 0,6 MPa působí na válce kol pouze 0,12 MPa, při plném zatížení působí 0,6 MPa. [6] [13]

Obr. 18 Automatický zátěžový regulátor brzdné síly s reléovým ventilem a pneumatickým pérováním

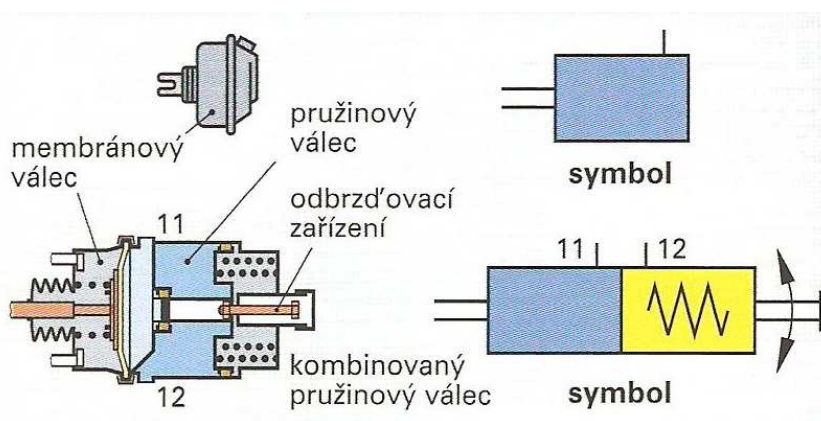


Zdroj [10]

Brzdový válec

Membránový válec vytváří ovládací sílu u provozní brzdy a je namontován na přední nápravě. Pružinový válec posilovače vytváří ovládací sílu u parkovací a pomocné brzdy, a je pouze na zadní nápravě. Celé zařízení je kombinace membránové části pro provozní brzdou a pružinového válce pro parkovací a pomocnou brzdou. Při poruše stlačeného vzduchu může být zabrzděné vozidlo odbrzděno odbrzd'ovací zařízení na pružinovém válci, aby bylo schopno odtahu. Používá se např. šroub s šestihlannou hlavou, kterým se stlačí pružiny a tak mohou být brzdy odbrzděny. [6] [13]

Obr. 19 Brzdový válec

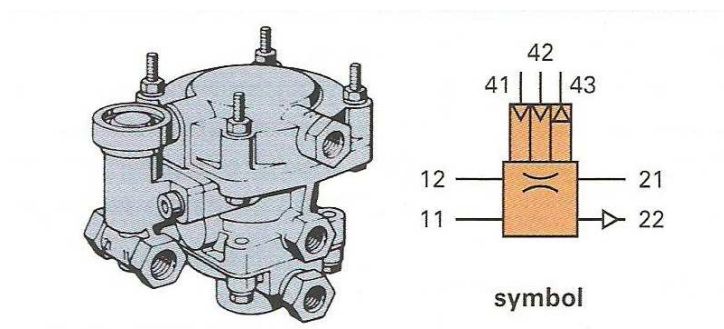


Zdroj [10]

Brzdič přívěsu

Tento segment viz obr. 20 řídí brzdový systém přívěsu přes provozní brzdový systém motorového vozidla. Dále zajišťuje řízení brzdového systému přívěsu přes ventil parkovací a pomocné brzdy a dále také zásobuje brzdový systém přívěsu stlačeným vzduchem. [6] [13]

Obr. 20 Brzdič přívěsu se škrtícím ventilem



Zdroj [10]

2.3.3 Rozdělení podle počtu okruhů

Dělí brzdové systémy podle počtu „nezávislých“ brzdových okruhů. Do tohoto dělení nejsou zahrnuty mechanické brzdy, které mají pouze jeden stálý okruh.

Jednookruhové – používaly se u nás zhruba do sedmdesátých let ve vozech starší konstrukce ve spojení s bubnovými brzdami na obou nápravách. V současnosti se nevyužívá vzhledem k předpisům, které vyžadují dvouokruhovou.

Dvouokruhové – v současnosti nejvyžívanější systém splňující legislativní požadavky. Jeho výhodou oproti jednookruhovému je značné snížení rizika v případě poruchy jednoho brzdového okruhu. Tato výhoda je nezanedbatelná i přes větší složitost.

Dvouokruhové systémy se dále dělí podle zapojení okruhu:

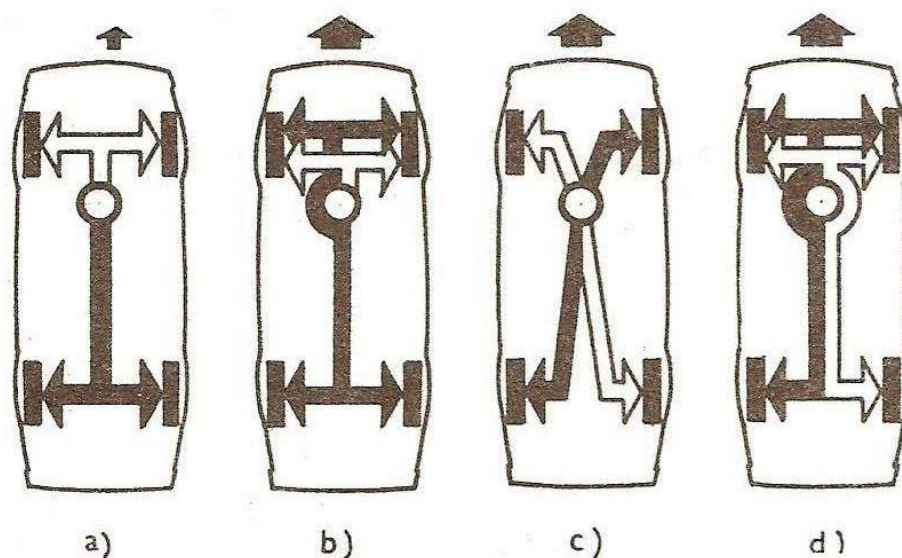
a) **klasické** – první okruh ovládá přední nápravu, která je většinou osazena kotoučovými brzdami. Druhý okruh ovládá zadní nápravu, kde mohou být jak bubnové tak i kotoučové brzdy viz obr. 21a.

b) **klasické se zdvojeným okruhem přední nápravy** – první okruh ovládá brzdy obou náprav, druhý okruh slouží pouze pro přední nápravu. U tohoto systému, stejně jako u křížového zdvojeného se na přední nápravě používají brzdové třmeny s více brzdovými pístky. Každý z okruhu pak ovládá část pístku v brzdovém třmenu viz obr. 21b.

c) **diagonální** – má první okruh pro kotoučovou brzdu pravého (levého) předního kola a bubnovou brzdu levého (pravého) zadního kola, druhý okruh pro brzdu levého (pravého) předního kola a brzdu pravého (levého) zadního kola viz obr. 21c.

d) **diagonální se zdvojeným okruhem přední nápravy** - se vyznačuje tím, že první okruh ovládá brzdové válečky brzd prvního okruhu na přední nápravě a jedno zadní kolo. Druhý okruh pak ovládá brzdové válečky brzd druhého okruhu na přední nápravě a druhé kolo zadní nápravy viz obr. 21d.

Obr. 21 Možnosti zapojení dvoukruhových brzdových soustav



Zdroj [13]

Víceokruhové – používá se u nákladních vozidel, které mají tři samostatné okruhy. Jde především o zvýšení bezpečnosti, rovněž o zvýšení zastavovacího účinku celého brzdového systému těchto hmotných vozidel. [1] [2] [3] [6]

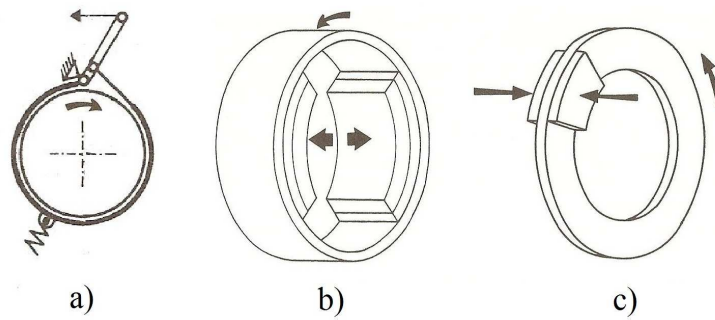
2.4 Hlavní konstrukční provedení brzdových segmentů

Automobily mají převážně třecí brzdy, kde mezi pevnou a otáčející se částí vzniká třením brzdný moment, a tím se kinetická energie mění v teplo. Nejčastěji je vlastní brzda zpravidla umístěna přímo v kole automobilu a otáčející se část je spojena s nábojem kola. Konstrukce provozních brzd vozidel se vyvíjela od nejprostší pásové přes bubnovou s vnějšími, později s vnitřními třecími segmenty až po nejmodernější kotoučové brzdy, které jsou nejpoužívanější a patří k charakteristickým konstrukčním prvků moderních motorových vozidel. Následující kapitoly budou věnovány současným typům konstrukcí třecích brzd. [3] [13]

Podle tvaru brzděných prvků viz obr. 22 dělíme na brzdy:

- a) pásové,
- b) bubnové,
- c) kotoučové.

Obr. 22 Tvary brzdových prvků

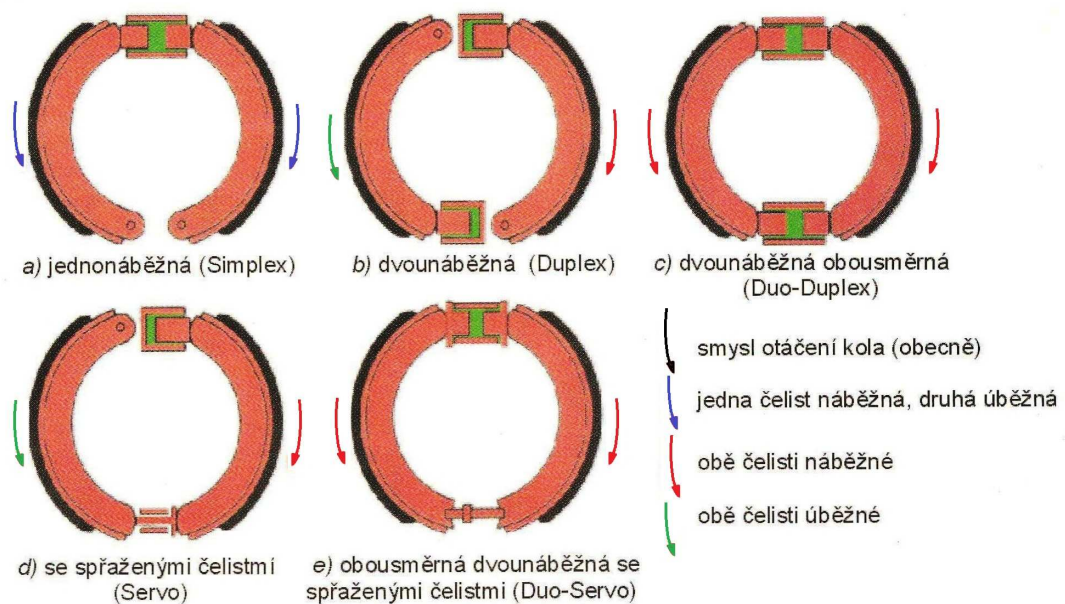


Zdroj [7] [13]

2.4.1 Bubnové brzdy

Tato konstrukce brzdy je historicky nejstarší. Postupně se vyvíjela od původní brzdy pásové až k dnešním vysoce účinným brzdám s různými typy ovládání vnitřních brzdových čelistí. Bubnové brzdy se dnes používají převážně pro brzdění zadních náprav jak u osobních, tak i u užitkových vozidel. Avšak stále více jsou v současné době postupně nahrazovány kotoučovými brzdami. V dnešních konstrukcích vozidel mají význam hlavně bubnové brzdy s vnitřními čelistmi, které jsou přitlačovány na vnitřní povrch rotujícího bubnu různými mechanismy. Podle konstrukce uspořádání čelistí a způsobu jeho ovládání dělíme bubnové brzdy následovně viz obr 23. [6] [14]

Obr. 23 Druhy bubnových brzd podle uspořádání čelistí

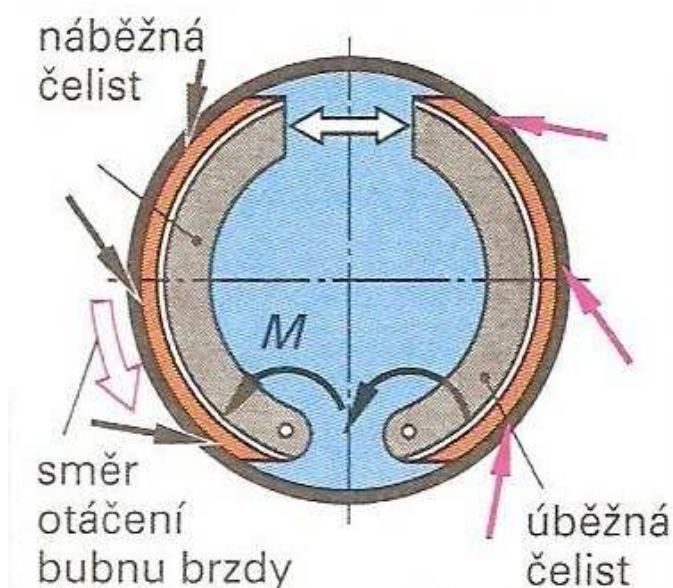


Zdroj [2]

Bubnová brzda typu Simplex (jednonáběžná)

Jedná se o nejjednodušší typ bubnové brzdy, která je tvořena náběžnou a úběžnou brzdovou čelistí viz obr. 23a. Přítlačná síla obou čelistí je vytvářena společným rozpěrným zařízením, např. dvojčinným brzdovým válečkem, brzdovou vačkou, rozpěrným klínem nebo pákou (klíčem). Každá čelist má svůj otočný čep nebo opěrnou plochu. Brzdy Simplex mají při jízdě vpřed i vzad stejnoměrný účinek, ale malý samoposilovací účinek. Opotřebení obložení je nerovnoměrné. V důsledku samozesílení na náběžné čelisti viz obr. 24.

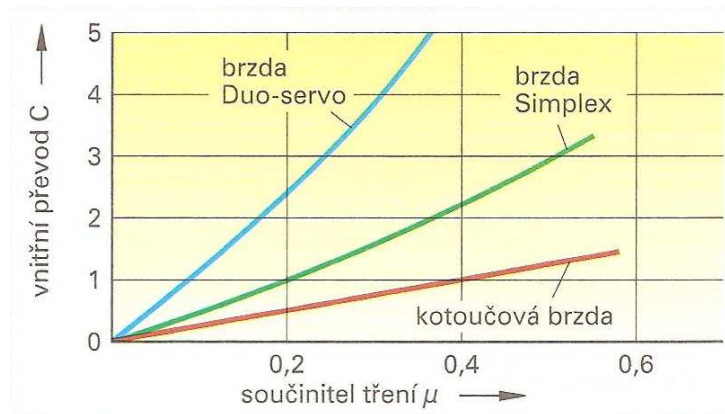
Obr. 24 Samozesílení bubnové brzdy typu Simplex



Zdroj [10]

Tření mezi náběžnou čelistí a bubnem vytváří točivý moment, který náběžnou čelist vtahuje do bubnu a zesiluje i brzdný účinek. Přítlak úběžné čelisti se snižuje. Tento jev byl nazván „samozesílení“ a vyjadřuje se vnitřním přerodem C. Na obr. 25 je porovnání vnitřního převodu C u dvou různých typů bubnových brzd s brzdou kotoučovou.

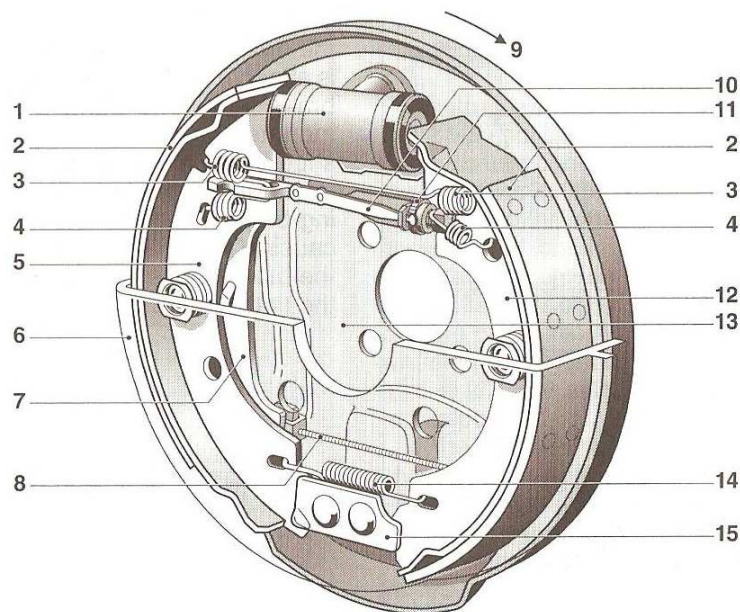
Obr. 25 Vnitřní převod C



Zdroj [10]

Tuto brzdou lze jednoduše doplnit o rozpěrné zařízení, které umožní, aby pracovala současně i jako brzda parkovací. Detailněji je zobrazena konstrukce na obr. 26. [2] [10]

Obr. 26 Bubnová brzda Simplex s integrovanou parkovací brzdou



Zdroj [9]

1 - brzdový váleček, 2 - brzdové obložení, 3 - tažná pružina (brzdové čelisti), 4 - tažná pružina (seřizovač), 5 - vlečné brzdové čelisti, 6 - brzdový buben, 7 - páka parkovací brzd, 8 - lanko parkovací brzd, 9 - směr otáčení bubnu, 10 - termočlánek (seřizovač), 11 - seřizovací kolečko, 12 - přední brzdové čelisti, 13 - brzdová kotevní deska, 14 - tažná pružina (brzdové čelisti), 15 - kryt pro čepy čelistí.

Bubnová brzda typu Duplex (dvounáběžná)

Při jízdě vpřed má brzda obě čelisti náběžné, což vyžaduje rozpěrné zařízení pro každou čelist zvlášť viz obr. 23b. Nejčastěji se používají dva jednopístkové brzdové válečky, přičemž každý váleček tvoří současně opěrku pro druhou čelist. Brzdný účinek je při jízdě vpřed větší než u brzdy typu Simplex, ale při jízdě vzad pracují obě čelisti jako úběžné. [2] [14]

Brzda typu Duo-duplex (dvounáběžná obousměrná)

Tato brzda má dva dvoupístkové brzdové válečky viz obr. 23c, tzn., že brzdný účinek je v obou směrech jízdy stejný.

Brzda typu Servo (se spřaženými čelistmi)

Zde jsou čelisti propojeny tak, že na sebe působí navzájem viz obr. 23d. Při jízdě vpřed působí obě čelisti jako náběžné, při jízdě vzad jako úběžné.

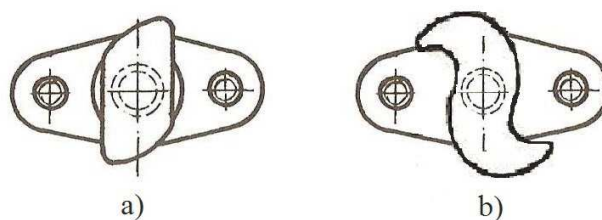
Brzda typu Duo-servo (dvounáběžná obousměrná se spřaženými čelistmi)

Vzhledem ke směru působení třecí síly a vytvořenému momentu se projeví samoposilovací účinek u obou čelistí. Opěrné uložení čelistí je plovoucí viz obr. 23e. Obě čelisti jsou spojené pohyblivou opěrkou a pracují v obou směrech otáčení bubnu jako náběžné. Brzda má při obou směrech jízdy stejný brzdný účinek. Slouží často také jako brzda parkovací, v tom případě místo brzdového válečku nastupuje lankem ovládané rozpěrné zařízení např. v podobě rozpěrného klíče.

Rozpěrné (rozevírací) zařízení

Úkolem těchto mechanismů je přitlačit brzdové čelisti k třecí ploše brzdového bubnu. U kapalinových brzdových soustav se používají nejčastěji kolové brzdové válečky, které budou podrobněji popsány v následující kapitole. U mechanicky ovládaných parkovacích brzd se rozevření čelistí provádí nejčastěji rozpěrnou pákou nebo klíčem viz obr. 27a. U vzduchotlakých brzd se používá obvykle evolventní klíč (S-vačka) viz obr. 27b.

Obr. 27 Brzdové klíče



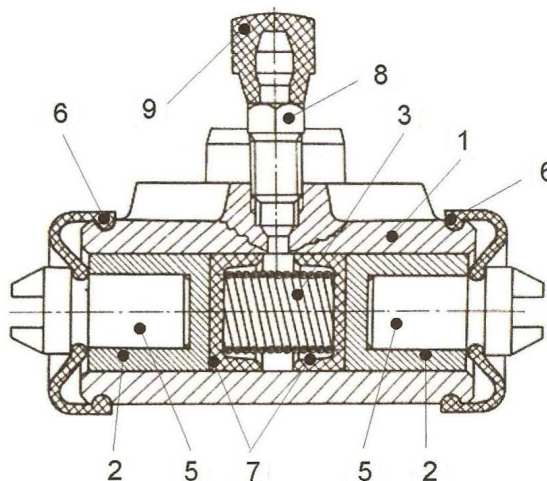
Zdroj [3] [14]

Brzdový váleček

Rozlišujeme váleček se dvěma pístký (dvojčinný), který má dva pístký proti sobě ve společném pracovním prostoru, kde každý z nich působí na jednu z čelistí viz obr. 28, nebo jednoduchý s jedním pístkem (jednočinný), který má oproti předešlému pouze jeden působící písteček.

U dvojčinného brzdového válečku viz obr. 28 působí tlak kapaliny vytvořený hlavním brzdovým válcem na oba pístký a vytváří rozpěrnou sílu. Pístký jsou utěsněny pryžovými manžetami. Protiprachové manžety brání vnikání nečistot. V nejvyšším místě je zašroubován ventil pro odvzdušnění brzdové soustavy. [3] [10]

Obr. 28 Dvojčinný brzdový váleček v podélném řezu



Zdroj [1]

1 - brzdový váleček, 2 - písteček, 3 - pružina, 4 - těsnicí kroužek (manžeta), 5 - tlačítko, 6 - protiprachová manžeta, 7 - hrníčková manžeta, 8 - odvzdušňovací ventil (šroub), 9 - ochranná pryžová čepička.

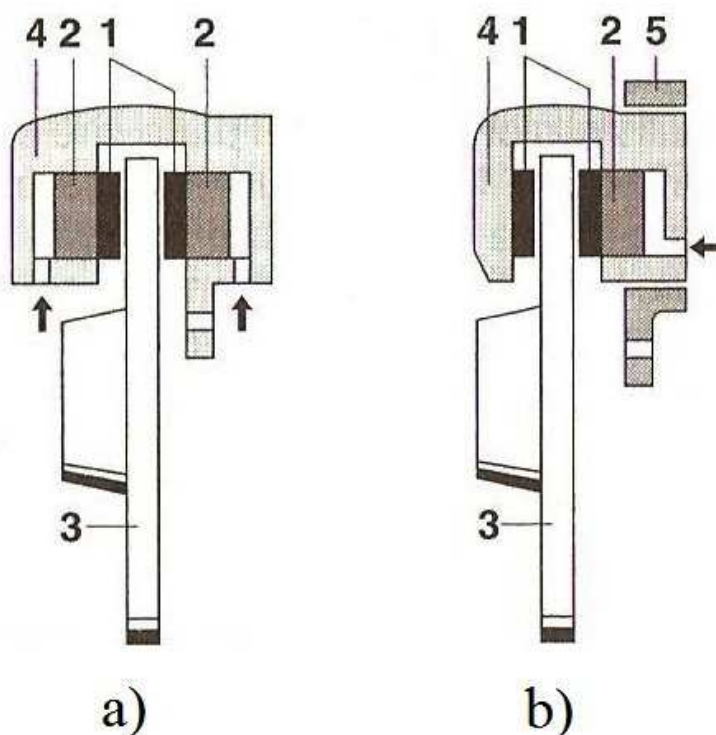
2.4.2 Kotoučové brzdy

V dnešní době je nejpoužívanějším typem brzdy brzda kotoučová. I přes skutečnost, že má při shodných zástavbových rozměrech ve srovnání s moderními bubnovými brzdami dokonce menší brzdňý výkon, nahradila zcela brzdu bubnovou. Mezi její hlavní přednosti patří jednoduchost, vysoká stabilita při vysokých teplotách, dobré chlazení, jednoduchá údržba a výměna třecích destiček.

Princip činnosti spočívá ve svírání třecích ploch. Brzdové destičky (segmenty, bloky) tlačí na obě strany rotujícího kotouče. Kotoučová brzda se skládá z kotouče upevněného šrouby na otáčející se hlavě kola a třmenu brzdy s čelistmi pevně spojeného s nápravou. Čelisti tvoří destičky s brzdovým obložením, které jsou uloženy na dvou čepech a svírané tlakem brzdové kapaliny v brzdových válečcích.

Podle konstrukčního provedení třmenu brzdy dělíme kotoučové brzdy na brzdy s pevným třmenem viz obr. 29a a s plovoucím třmenem viz obr. 29b. [9] [10] [14]

Obr. 29 Druhy konstrukce kotoučových brzd



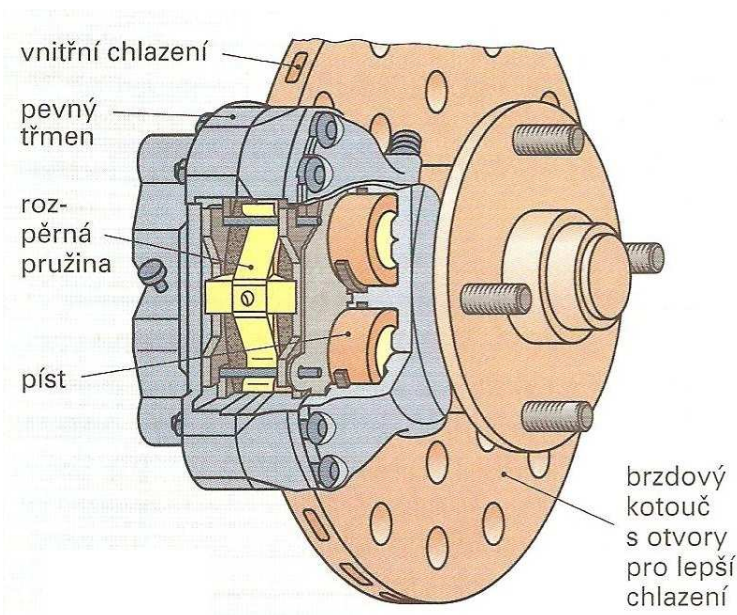
Zdroj [9]

1 - brzdové destičky, 2 - pístek, 3 - brzdový kotouč, 4 - brzdový třmen, 5 - uchycení a vedení třmenu.

Kotoučová brzda s pevným třmenem

U této konstrukce je pevný nosič brzdových válečků (pevný třmen) sešroubován se závěsem kola. Obklopuje ve tvaru kleští brzdový kotouč. Skládá se ze dvou částí. V každé části třmenu jsou brzdové válečky, které leží v párech proti sobě viz obr. 30. Obsahují brzdový píst s těsnicím kroužkem, ochrannou manžetu a svěrací kroužek. Brzdové válečky jsou spojeny kanálky. Nahoře na třmenu je odvzdušňovací šroub.

Obr. 30 Kotoučová brzda s pevným třmenem (čtyřpístová)



Zdroj [10]

Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

V současné době jsou používány výhradně kotoučové brzdy s plovoucími třmeny, protože právě tento typ brzdy má vynikající parametry v mnoha oblastech. Skládá se ze dvou částí plovoucího třmenu a držáku.

Vlastnosti:

- rovnoměrný a stejný přítlak destiček na obě strany kotouče,
- nízká hmotnost,
- malá konstrukční velikost,
- dobré odvádění tepla,
- velké plochy brzdových destiček,
- dobré odvádění nečistot.

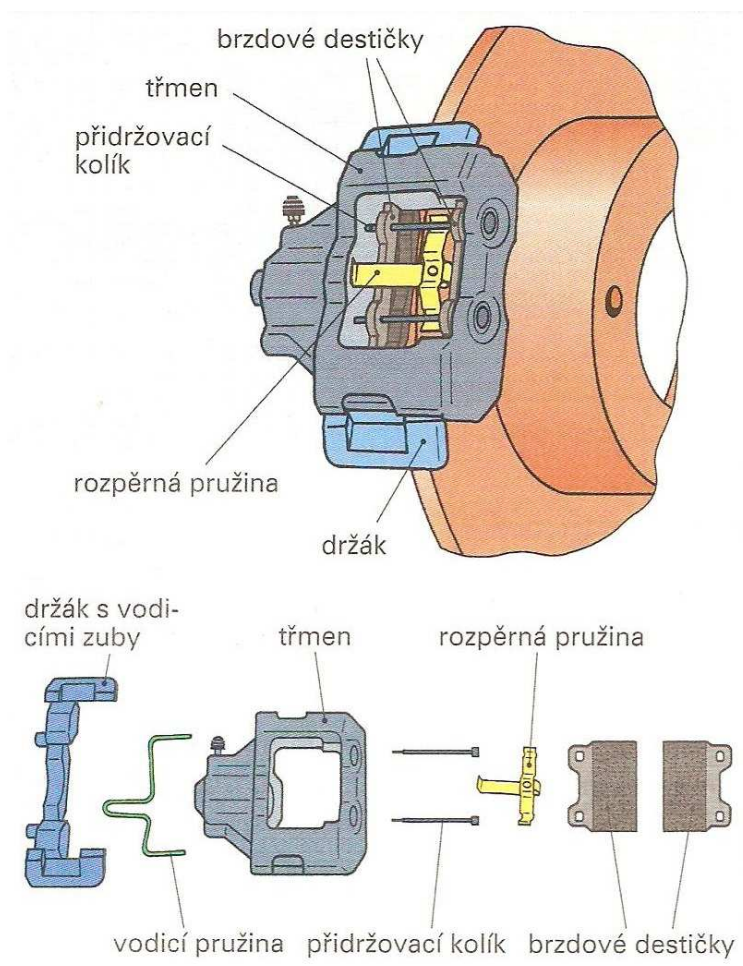
Dle rozdílného vedení plovoucího třmenu můžeme brzdy dělit na:

- vedení zuby,
- vedení čepem,
- kombinované vedení čepem a zuby,
- vedení čepem s výkyvným plovoucím třmenem.

Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením zuby

Konstrukce tohoto typu je zobrazena na obr. 31. Kde je držák konstruován tak, že má na obou koncích dva zuby. Vodicí pružina přitlačuje třmen k zubům držáku, aby nedocházelo ke klapání a třmen je dvěma polokruhovitými drážkami posuvně uložen na zubech držáku. Vnitřní destička se opírá přímo o držák, vnější působením obvodové síly o třmen.

Obr. 31 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením zuby



Zdroj [10]

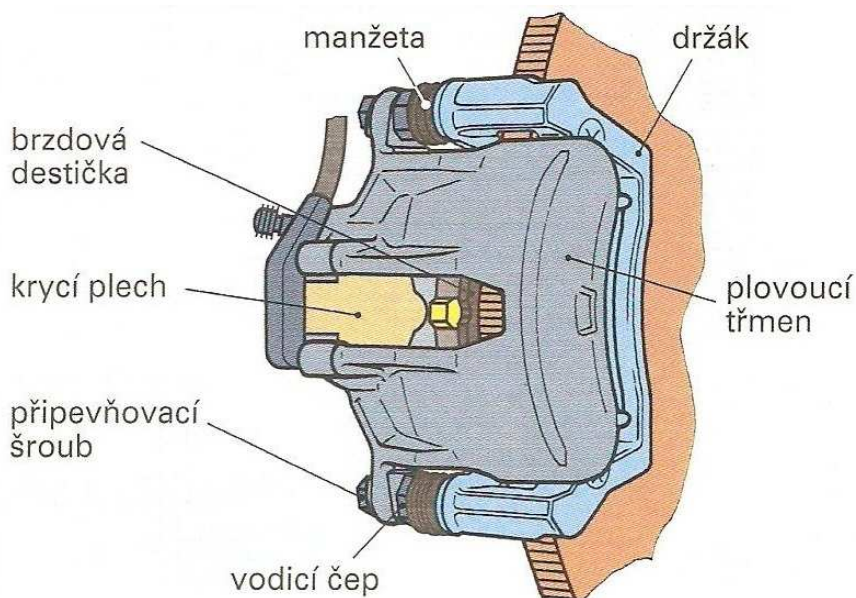
Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením čepem

U této brzdy viz obr. 32 jsou na straně držáku s válečkem dva vodící čepy které jsou našroubované na třmenu. Držák má dva otvory opatřené kluznou teflonovou vložkou. V těchto otvorech je posuvně uložen třmen s vodícími čepy.

Při brzdění se písty ve třmenu tlačí na vnitřní brzdovou destičku po překonání vůle proti brzdovému kotouči. Reakční síla poté třmen posune v opačném směru. Po překonání další vůle je nyní proti brzdovému kotouči tlačena také vnější brzdová destička.

U vedení čepem se obě brzdové destičky opírají o třmen. A při uvolnění brzdy zajišťuje vratná síla těsnicího kroužku s podporou rozpěrné pružiny znovu vytvoření vůle brzdy.

Obr. 32 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením čepem

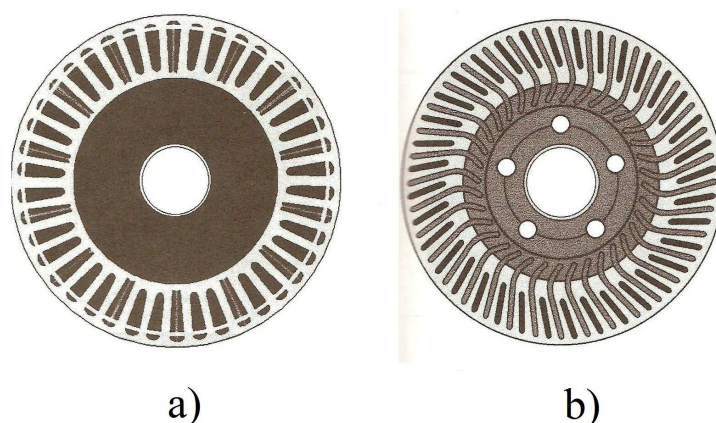


Zdroj [10]

Brzdový kotouč

Jelikož jsou u běžných vozidel rozdílně namáhány nápravy, proto i konstrukce kotoučů je rozdílná. Kotouče na přední nápravě nesou největší brzdné zatížení v rozmezí 75 % až 80 %, a proto se zde používají kotouče s vnitřním chlazením. Na obr. 33b je řez kotoučovou brzdou s vnitřním chlazením. U zadní nápravy bývá zatížení od 20 % do 25 % z celkového zatížení a postačují zde kotouče bez schopnosti vnitřního čerpání vzduchu viz obr. 33a. [8]

Obr. 33 Řez kotoučovými brzdami



Zdroj [8]

Na obr. 34 je zobrazeno různé tvarové provedení brzdových kotoučů. Zleva jsou vidět kotouče bez vnitřního chlazení; s drážkováním; vrtaný s drážkováním a na konec kotouč s vnitřním chlazením a zároveň vrtaný.

Obr. 34 Různé typy kotoučů



Zdroj [W2]

Standardní brzdový kotouč se vyrábí z litiny, ocelolitiny nebo temperované litiny. Ale u vozidel, které dosahují vysokých rychlostí a jsou nuceny velmi intenzivně brzdit, by tyto materiály nestačily. A proto jsou zde konstruktéři nuceni použít materiály, které vydrží vysoké tepelné a mechanické nároky. A právě pro tyto podmínky vyhovují moderní kompozitní materiály (keramicko-uhlíkové), ze kterých se abnormálně zatěžované brzdy vyrábí.

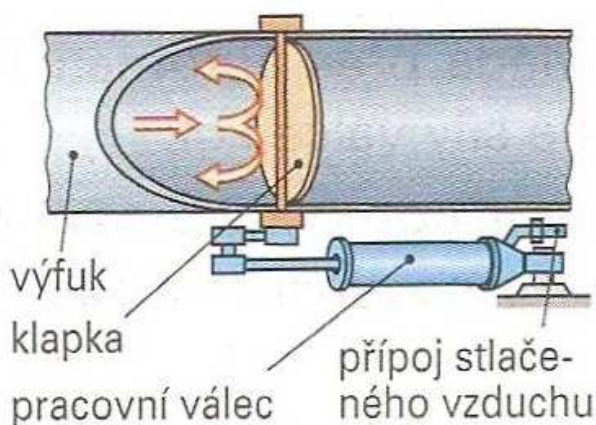
2.4.3 Odlehčovací brzdy (zpomalovací)

Odlehčovací brzdy (pomocné) odlehčují provozní brzdový systém vozidla, především při sjíždění dlouhých, táhlých svahů. Pracují bez opotřebení, protože přeměňují brzdovou energii na teplo bez tření (na rozdíl od brzd třecích). A tím snižují zahřívání a opotřebení brzdových segmentů. Pracují pouze tehdy, pokud se vozidlo pohybuje, nelze je tedy použít jako brzdy parkovací. Používají se zejména u těžkých užitkových vozidel, autobusů a jízdních souprav. Existuje celá řada konstrukcí těchto brzd, ale z hlediska praktického významu při konstrukci automobilů jsou již dnes nejvýznamnější následující typy.

Výfuková brzda

Tento druh zpomalovací brzdy patří k nejrozšířenějším. Bývá používána u vozidel vybavených vznětovými motory. Princip činnosti je v podstatě velmi jednoduchý viz obr. 35. Dochází zde k uzavření výfukových svodů klapkou nebo ventilem pneumaticky nebo elektricky ovládanými. Současně je vstřikovací čerpadlo motoru nastaveno do polohy nulové dodávky paliva. Uzavřením výfuku dojde k prudkému nárůstu tlaku ve sběrném výfukovém potrubí motoru, které způsobí otevření výfukových ventilů - písty motoru pracují s tímto protitlakem, což se projeví zvýšeným odporem a zpomalením vozidla.

Obr. 35 Výfuková brzda

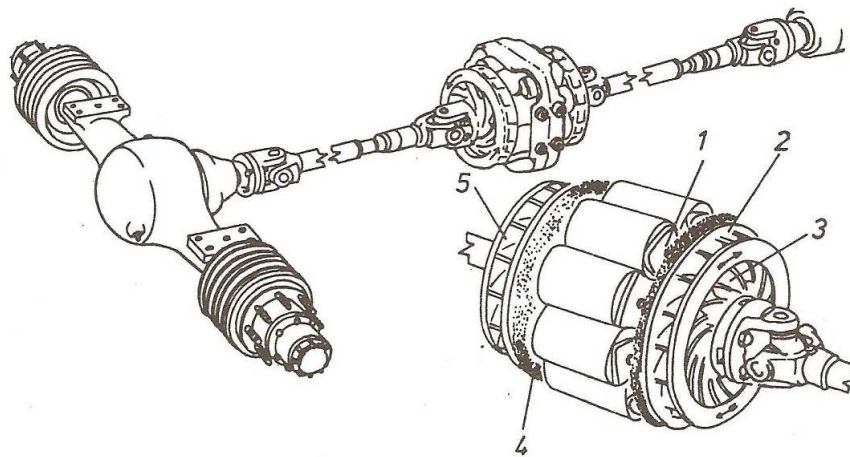


Zdroj [1]

Elektromagnetická brzda

Zde je brzdný účinek vyvolán využitím vířivých proudů mezi státorem opatřeným řadou elektromagnetických cívek a rotorem, kterým je jeden nebo více kotoučů z měkké oceli. Po přivedení elektrického proudu na cívky statoru se v kotoučích rotoru indukují vířivé proudy. Elektromagnetické pole statoru a rotoru působí proti sobě, a tím dochází ke vzniku brzdného momentu a zpomalení otáčení. Současně je vyvinuto velké množství tepla, které je nutno z brzdy odvést. Tyto brzdy nemají velké nároky na zástavbu, protože není nutná návaznost na systém chlazení motoru. [15] [16]

Obr. 36 Vzduchem chlazená elektromagnetická brzda

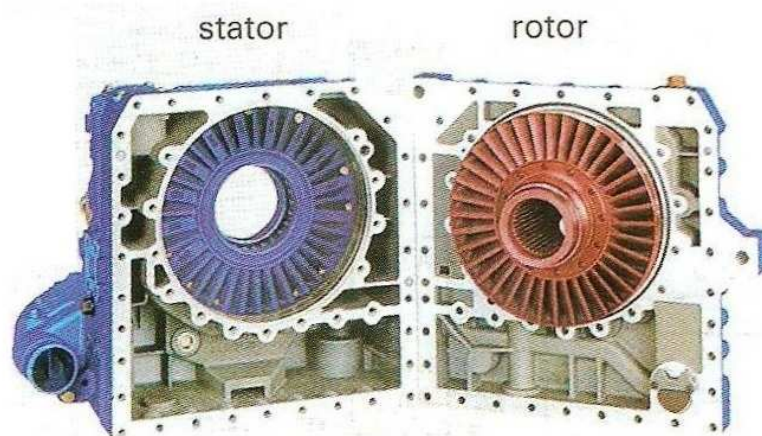


Zdroj [13]

Hydrodynamická brzda

Činnost této brzdy je založena na principu víření kapaliny v prostoru mezi státorem a rotorem. Obě tyto součásti jsou opatřeny lopatkami viz obr. 37. Při tomto víření dochází k brzdění vozidla a pohybové energie se mění na teplo, které ohřívá kapalinu v tělese brzdy. Brzda je zabudována obvykle buď již přímo jako součást převodovky vozidla, anebo na výstupní hřídel převodovky. Zde také bývá připojena na vodní chladicí systém motoru. Díky své konstrukci umožňuje další převodování - zvýšení otáček dorychla, takže už při nízké rychlosti vozidla je dosaženo vysokého brzdného momentu. Účinek brzdy je regulovatelný v několika stupních. [10] [13] [14]

Obr. 37 Vodou chlazená hydrodynamická brzda



Zdroj [10]

2.5 Teorie měření na válcových zkušebnách brzd

Účinek provozní brzdy

Naměřením jednotlivých brzdných sil na všech kolech určíme B , tedy součet brzdných sil při stejné ovládací síle F . K posouzení brzdného účinku, který jsou schopny vyvodit kolové brzdy vozidla se používá parametr nazývaný zbrzdění:

$$z = 100 \cdot \frac{B}{G} = 100 \cdot \frac{B}{m \cdot g} \quad [\%] \quad (3)$$

B - součet brzdných sil naměřených na všech kolech [N]

G - tíha vozidla [N]

g - tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$

m - hmotnost vozidla [kg]

Při předpokládaném minimálním plném brzdném zpomalení a_{pmin} by vozidlo mělo dosáhnout minimálně zbrzdění z_{pmin} dané vztahem:

$$z_{pmin} = 100 \cdot \frac{a_{pmin}}{g} \quad [\%] \quad (4)$$

Vzhledem k tomu, že podmínky zkoušení brzd na válcové zkušebně jsou jiné než při zkoušce na vozovce byl zaveden korekční koeficient k , který upravuje vzorec (3).

$$B_v = k \cdot B \quad [\%] \quad (5)$$

B - brzdná síla dosahovaná na vozovce [N]

B_v - brzdná síla změřená na válcové zkušebně při stejné velikosti ovládací síly jako při zkoušce na vozovce [N]

k - Pro osobní automobily a jejich varianty byl stanoven korekční koeficient $k = 1,15$.

Dosazením (5) do (3) dostáváme vzorec (6) který je analogický se (4)

$$z = 100 \cdot \frac{B_v}{k \cdot m \cdot g} = 100 \cdot \frac{a}{g} \quad [\%] \quad (6)$$

Ze vorce (4) můžeme na základě předpisu hodnoty plného brzdného zpomalení, stanovit nejmenší hodnotu zbrzdění, která bude kritériem pro posouzení brzdného účinku vozidla kontrolovaného pomocí válcové zkušebny. Pro osobní automobily kategorie M1 platí dle tab.1 $a_{pmin} = 5,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

$$z_{pmin} = 100 \cdot \frac{a_{pmin}}{g} = 100 \cdot \frac{5,8}{9,81} = 59\% \quad (7)$$

Tento účinek musí vyvodit brzdy vozidla, aniž by byla překročena nejvyšší přípustná ovládací síla pro osobní automobily 490 N.

Ze vztahu (6) můžeme pro mezní podmínky, stanovené předpisy, stanovit i minimální brzdou sílu, kterou musí vozidlo vyvodit.

$$B_{vmin} = \frac{1}{100} \cdot z_{pmin} \cdot k \cdot m \cdot g = a_{pmin} \cdot k \cdot m \quad [\text{N}] \quad (8)$$

Brzdou sílu B_{vmin} musí vozidlo vyvodit, aniž by byla překročena hodnota nejvyšší přípustné ovládací síly F_{pmax} .

Tab. 1 Požadavky na brzdňý účinek dle EHK č. 13

Kategorie vozidel podle EHK č. 13 (druh, maximální hmotnost)		Přeprava osob			Přeprava nákladů		
		Osobní automobily M1	Autobusy		Nákladní automobily		
			m ≤ 5t M2	m ≥ 5t M3	m ≤ 3,5t N1	3,5 ≤ m ≤ 12t N2	m ≥ 12t N3
Provozní brzdění	Počáteční rychlost v_0	80 km.h ⁻¹	60 km.h ⁻¹		70 km.h ⁻¹	50 km.h ⁻¹	40 km.h ⁻¹
	Max. brzdňá dráha s_c	$0,1 \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{150}$ $s_c = 50,7 \text{ m}$	$0,15 \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{130}$ $s_c = 36,7$		$0,15 \cdot v_0 + \frac{v_0^2}{115}$ $s_c = 53,1 \text{ m}$ $s_c = 29,2 \text{ m}$ $s_c = 19,9 \text{ m}$		
		Max. nožňí síla F_a	490 N	700 N		700 N	
	Max. prodleva t_p	0,36 s	0,54 s		0,54 s		
	Zpomalení a	5,8 m.s ⁻²	5 m.s ⁻²		4,4 m.s ⁻²		
Nouzové	Max. dráha s_c	$0,1 \cdot v_0 + \frac{2 \cdot (v_0)^2}{150}$ $s_c = 93,4 \text{ m}$	$0,15 \cdot v_0 + \frac{2 \cdot (v_0)^2}{130}$ $s_c = 64,4 \text{ m}$		$0,15 \cdot v_0 + \frac{2 \cdot (v_0)^2}{115}$ $s_c = 95,7 \text{ m}$ $s_c = 51,0 \text{ m}$ $s_c = 33,8 \text{ m}$		
		Max. ruční síla F_r	400 N	600 N		600 N	

Zdroj [18]

Souměrňost provozňí brzdy

Souměrňost působení provozňí brzdy se posuzuje porovňáním účinku každé nápravy samostatně. Rozdíl účinností jednotlivých kol na jedné nápravě by neměl být větší jak 30 %. Toto posouzení umožňuje válcová zkušebňá brzd pomocí relativňí hodnoty rozdílu brzdňých sil dosažených ve stejném okamžiku na protilehlých kolech nápravy. Nesouměrňost vyjadřujeme vztahem (9). [23]

$$n = 100 \cdot \frac{B_{v1} - B_{v2}}{B_{v1}} \quad [\%] \quad (9)$$

B_{v1} - větší brzdňá síla jedné strany nápravy [N]

B_{v2} - menší brzdňá síla druhé strany nápravy [N]

Účinek parkovací brzdy

Úkolem zkoušky na válcové zkušebně je zjistit, zda by se vozidlo udrželo na svahu o předepsaném sklonu 18 % bez protočení kol, aniž by byla překročena velikost přípustné ovládací síly.

Musí být splněna podmínka:

$$B_{v1}, B_{v2} \geq B_{v1min} \quad [N] \quad (10)$$

B_{v1}, B_{v2} - brzdné síly vyvozené parkovací brzdou na jednotlivých kolech [N]

B_{v1min} - průměrná brzdná síla na jedno kolo vypočtena ze vztahu (11)

$$B_{v1min} = \frac{B_{vmin}}{p} \quad [N] \quad (11)$$

Pro svah o sklonu 18 % platí:

$$B_{vmin} = 1,74 \cdot m_c \quad [N] \quad (12)$$

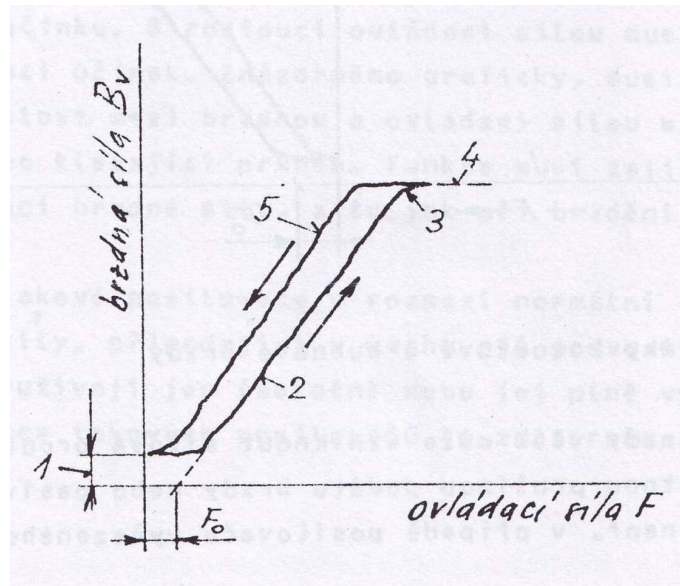
m_c - celková hmotnost vozidla [kg]

p - počet kol vozidla na které působí parkovací brzda [-]

Popis brzdové charakteristiky

U kapalinových brzd je brzdová charakteristika závislostí brzdné síly na síle ovládací, případně na tlaku kapaliny. Typický průběh brzdové charakteristiky získané záznamem brzdění kola na válcové zkušebně je na grafu 1. Blokem kola na válcích rozumíme bod vzestupné části brzdové charakteristiky, kdy prokluz kola dosáhne hodnoty přibližně 5 %. Přibližně v tomto bodě začíná charakteristika ztrácet svůj lineární charakter. Plocha mezi vzestupnou a sestupnou větví vyjadřuje hysterizi brzdy, která charakterizuje zpravidla pasivní odpory ovládání této brzdy. [23]

Graf 1 Obecný zápis brzdění z válcové zkušebny



Zdroj [23]

1 – pasivní odpory kola, 2 – char-ka brzdění (vzestupná část křivky), 3 - hranice bloku kola na válcích, 4 – blok kola, 5 – char-ka odbrzdění, F_0 – teoretický silový počátek náběhu brzdné síly.

3 Cíl a metodika diplomové práce

3.1 Cíl diplomové práce

Cílem této diplomové práce je porovnání statické a dynamické zkoušky brzdových soustav pro osobní automobily dané vyhláškou ministerstva dopravy č. 302/2001 Sb. Provedení analýzy lineární extrapolace. Dále provést kontrolu funkce omezovacích regulačních prvků.

3.2 Metodika diplomové práce

Metodika diplomové práce vychází z dané metodiky vydané Ústavem silniční a městské dopravy pro provádění kontrol brzdových soustav osobních automobilů na válcových zkušebnách.

Pro stacionární zkoušky byla využita pomaloběžná válcová zkušebna MOTEX 7553 N s použitím pedometru typu SRK-1, na které byly zjišťovány následující parametry:

- 1) hodnoty brzdných sil bez použití posilovače (motor vypnut),
- 2) hodnoty brzdných sil s použitím posilovače (motor zapnut),
- 3) hodnoty brzdných sil parkovací brzdy.

Grafické vyjádření pro podrobnější analýzu prezentuje tištěná podoba, kterou vytiskne válcová zkušebna bezprostředně po provedeném měření. Výstupem pro konečné hodnocení zkoušky slouží grafy závislostí dosažených brzdných sil při různých ovládacích silách na pedál. Podrobnější technické parametry válcové zkušebny a příslušenství jsou přiloženy v příloze 1. Osvědčení o schválení přístroje je v příloze 2.

Pro dynamickou zkoušku byl využit decelerometr VZM 100, který přímou metodou vyhodnocuje brzdné zpomalení v závislosti na čase během jízdni zkoušky. Vstup pro pedometr umožňuje současné měření ovládací síly na pedál. Zde je taktéž výstupem pro bližší analýzu naměřených parametrů tištěná forma výsledků. Podrobnější technické parametry tohoto zařízení jsou přiloženy v příloze 4.

4 Vyhodnocení experimentu

4.1 Měření č. 1

Pro stacionární měření brzdných účinků byl použit osobní automobil tovární značky Mazda, který je vybaven kotoučovými brzdami na přední i zadní nápravě. Při bližší vizuální kontrole brzdové soustavy bylo zjištěno, že automobil není osazen zátěžovým regulátorem. Na obr. 38 je Mazda 626 a její parametry jsou v tab. 2.

Tab. 2 Parametry Mazdy 626

rok výroby	2000
výkon	66 kW
obsah válců	1998 cm ³
maximální hmotnost	1795 kg
pohotovostní hmotnost	1365 kg

Zdroj [vlastní]

Obr. 38 Mazda 626



Zdroj [vlastní]

Specifikace měřících přístrojů

Měření bylo prováděno na homologované brzdové zkušebně MOTEX 7553 N, která se skládá z pohonné jednotky, skříně ukazatelů viz obr. 39, ovladače, pedometru typu SRK-1 viz obr. 40 a tiskárny.

Obr. 39 Pohled na pohonné jednotky a skříně ukazatelů



Zdroj [vlastní]



Podrobný popis funkcí jednotlivých tlačítek na ovladači, který ovládá brzdovou stanici je přiložen v příloze 3.

Obr. 40 Dálkový ovladač a pedometr







Zdroj [vlastní]

Postup měření:


Na brzdový pedál měřeného automobilu je namontován pedometr, který snímá ovládací sílu na pedál. Přední nápravou vjždíme do prostoru válců. Pomocí dálkového ovladače viz obr. 40 zapínáme pohon válcové zkušebny pomocí tlačítka  . Působením na brzdový pedál vyvozuje brzdny účinek, který vytváří odpor proti otáčení válců u levého a pravého kola odděleně. Vzniklé brzdné účinky jsou dále zaznamenávány pomocí tenzometrických snímačů síly do počítače válcové zkušebny. Takto počítač získává potřebné údaje o brzdných silách a ovládací síle. Analogový ukazatel brzdných sil, neboli soustředný zdvojený ručkový ukazatel, zobrazuje měřené veličiny v reálném čase. Vlastní měření veličin pro správné vykreslení brzdového diagramu se provádí při vypnutém motoru (bez posilovače) a zapnutém motoru (s posilovačem) viz další kapitoly.

Přední náprava (bez posilovače)



První fází měření je zjištění brzdné síly, při které dochází k blokaci kol na brzdových válcích. Dále provádíme měření už pouze pod tuto hranici. V druhé fázi měření volíme pomocí ovladače příslušnou nápravu tlačítkem , také volíme volbu bez posílení tlačítkem  a na konec zapínáme paměť válcové zkušebny tlačítkem  pro uchování

hodnot. Po tomto nastavení působíme pozvolně na brzdový pedál až těšně pod hranici bloku, kde ihned přestáváme na pedál působit. Následně deaktivujeme paměť opět tlačítkem  a vypínáme pohon válců tlačítkem .





Přední náprava (s posilovačem)


První fáze je totožná jako v předchozí kapitole. Druhá fáze měření je opět stejná jako v předešlé kapitole, s tím rozdílem že přednastavíme tlačítkem  na volbu s posílením a provedeme měření.

Zadní náprava (s posilovačem) i (bez posilovače)

Nyní změňme pozici vozidla a najedeme na válce zadní nápravou. Přednastavíme zadní nápravu tlačítkem . A dále provádíme měření stejným způsobem jako u přední nápravy až do bodu kdy vypínáme pohon tlačítkem .

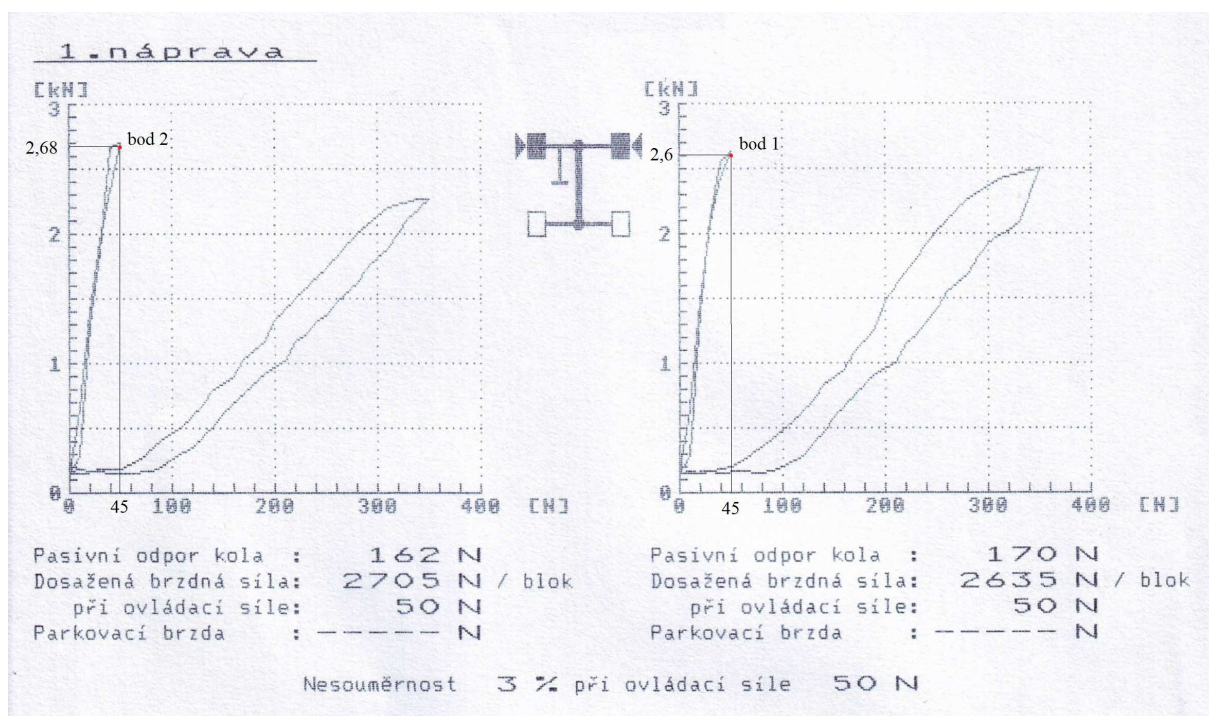
Zadní náprava (parkovací brzda)

Tlačítkem  nastavíme režim pro měření parkovací brzdy, kde se měří každé z kol samostatně. První fáze je opět shodná jako v kapitole pro přední nápravu. Zapínáme tedy pohon válců pro levé kolo tlačítkem , dále aktivujeme paměť tlačítkem  a provedeme měření. nyní deaktivujeme paměť opět tlačítkem . Stejně provedeme na pravém kole.

Pro vytištění diagramů použijeme tlačítko .

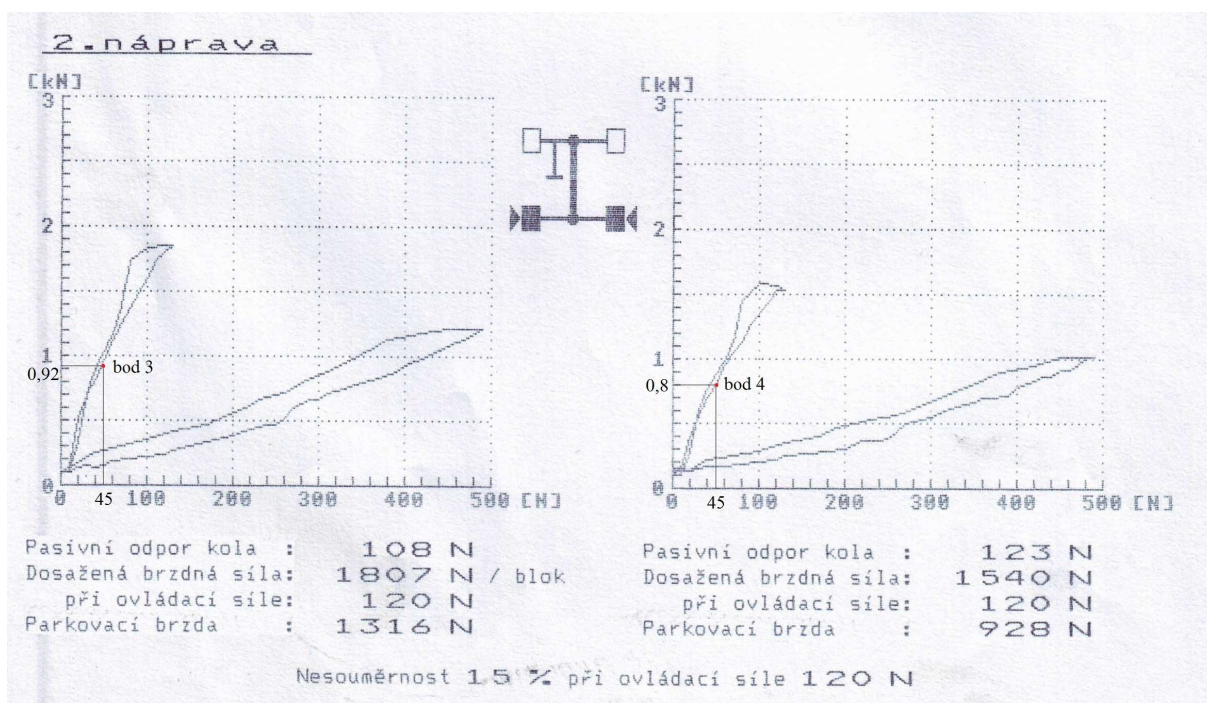
Po provedeném měření byly vytisknuty následující grafy, kde levý graf je pro levé kolo a pravý graf přísluší kolu pravému. Z těchto výstupních grafů odečteme potřebné hodnoty pro výpočty a provedeme diagnostiku zobrazených brzdových charakteristik.

Graf 2 Průběh brzdných sil na přední nápravě (Mazda)



Zdroj [Motex 7553 N]

Graf 3 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (nezatížená) (Mazda)



Zdroj [Motex 7553 N]

Matematické zpracování výsledků měření (účinek provozní brzdy)

Určíme velikost ovládací síly tak, aby tato síla byla schopna protnout graf u všech naměřených kol. Zde je tato síla rovna 45 N. Právě pro tuto sílu odečítáme hodnoty brzdných sil pro body 1 až 4.

Výpočet pro $F = 45$ [N]

$B_{v1} = 2680$ [N], $B_{v2} = 2600$ [N], $B_{v3} = 920$ [N], $B_{v4} = 800$ [N], $m = 1795$ [N], $g = 9,81$ [m.s⁻²],
 $k = 1,15$ [-], $z_{pmin} = 59$ [%], $F_{pmax} = 490$ [N], $F_0 = 0$ [N].

$$B_v = B_{v1} + B_{v2} + B_{v3} + B_{v4}$$

$$B_v = 2680 + 2600 + 920 + 800$$

$$B_v = 7000$$
 [N]

$$z = 100 \cdot \frac{B_v}{k \cdot m \cdot g} \quad [\%] \tag{6}$$

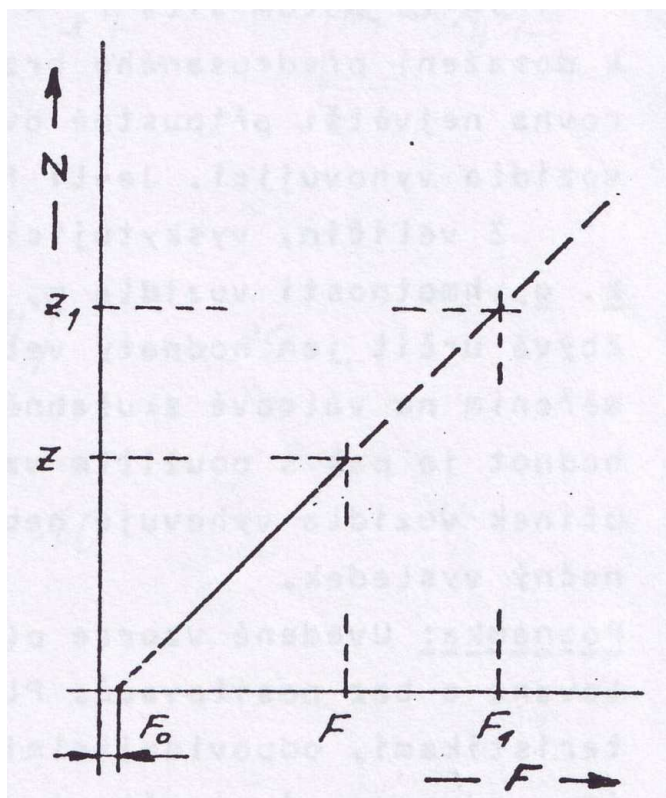
$$z = 100 \cdot \frac{7000}{1,15 \cdot 1795 \cdot 9,81}$$

$$z = 36$$
 [%]

Z vypočtených hodnot je patrné, že není zde splněna podmínka $z \geq z_{pmin}$.

Abychom mohli dát uspokojivou odpověď, musíme provést přepočtení naměřených hodnot na podmínky brzdění na vozovce. K tomuto přepočtu je využíváno praxí potvrzeného poznatku, že brzdná síla prakticky u všech typů kolových brzd je přímo úměrná ovládací síle. Vzhledem k tomuto poznatku je možno pro přepočtení využít matematické metody odhadu nazývané lineární extrapolace vycházející z podobnosti trojúhelníků viz graf 4.

Graf. 4 Lineární závislost zbrzdění na ovládací síle



Zdroj [23]

Vzorec (13) odvozený z grafu 4 .

$$\frac{z_1}{z} = \frac{F_1 - F_0}{F - F_0} \quad [-] \quad (13)$$

Výpočet F_1 , pro kterou chceme brzdňý účinek vypočítat

Pro následný výpočet dosadíme do (13) vyjádření z ze vzorce (6) a vyjádříme z_1 :

$$z_1 = 100 \cdot \frac{B_v}{k \cdot m \cdot g} \cdot \frac{F_1 - F_0}{F - F_0} \quad [\%] \quad (14)$$

Za z_1 dosadíme požadovanou minimální hodnotu zbrzdění z_{pmin} a dostáváme formuli:

$$F_1 = \frac{g \cdot k \cdot m \cdot z_{pmin}}{100 \cdot B_v} \cdot (F - F_0) + F_0 \quad [N] \quad (15)$$

$$F_1 = \frac{9,81 \cdot 1,15 \cdot 1795 \cdot 59}{100 \cdot 7000} \cdot (45 - 0) + 0$$

$$F_1 = 76,8 \text{ [N]}$$

Nyní je zjevné, že je splněna podmínka $F_1 \leq F_{pmax}$.

Na základě předešlých výpočtu lze konstatovat, že při ovládací síle 76,8 N by už vozidlo dosáhlo požadovaného minima zbrzdění 59 %. A proto vozidlo z hlediska brzdného účinku vyhovuje.

Souměrnost provozní brzdy

Naměřené hodnoty pro přední nápravu $B_{v1} = 2680 \text{ [N]}$, $B_{v2} = 2600 \text{ [N]}$.

$$n = 100 \cdot \frac{B_{v1} - B_{v2}}{B_{v1}} \text{ [%]} \tag{9}$$

$$n = 100 \cdot \frac{2680 - 2600}{2680}$$

$$n = 3 \text{ %}$$

Naměřené hodnoty pro zadní nápravu $B_{v1} = 920 \text{ [N]}$, $B_{v2} = 800 \text{ [N]}$.

$$n = 100 \cdot \frac{B_{v1} - B_{v2}}{B_{v1}} \text{ [%]}$$

$$n = 100 \cdot \frac{920 - 800}{920}$$

$$n = 13 \text{ %}$$

Účinek parkovací brzdy

Naměřené hodnoty: $B_{v3(1)} = 920$ [N], $B_{v4(2)} = 800$ [N], $m = 1795$ [N], $p = 2$.
K posouzení účinku parkovací brzdy použijeme vzorce (11) a (12).

$$B_{vmin} = 1,74 \cdot m_c \text{ [N]} \quad (12)$$

$$B_{vmin} = 1,74 \cdot 1795$$

$$B_{vmin} = 3123,3 \text{ [N]}$$

$$B_{v1min} = \frac{B_{vmin}}{p} \text{ [N]} \quad (11)$$

$$B_{v1min} = \frac{3123,3}{2}$$

$$B_{v1min} = 1561,7 \text{ [N]}$$

Výsledkem je $B_{v3(1)}; B_{v4(2)} < B_{v1min}$.

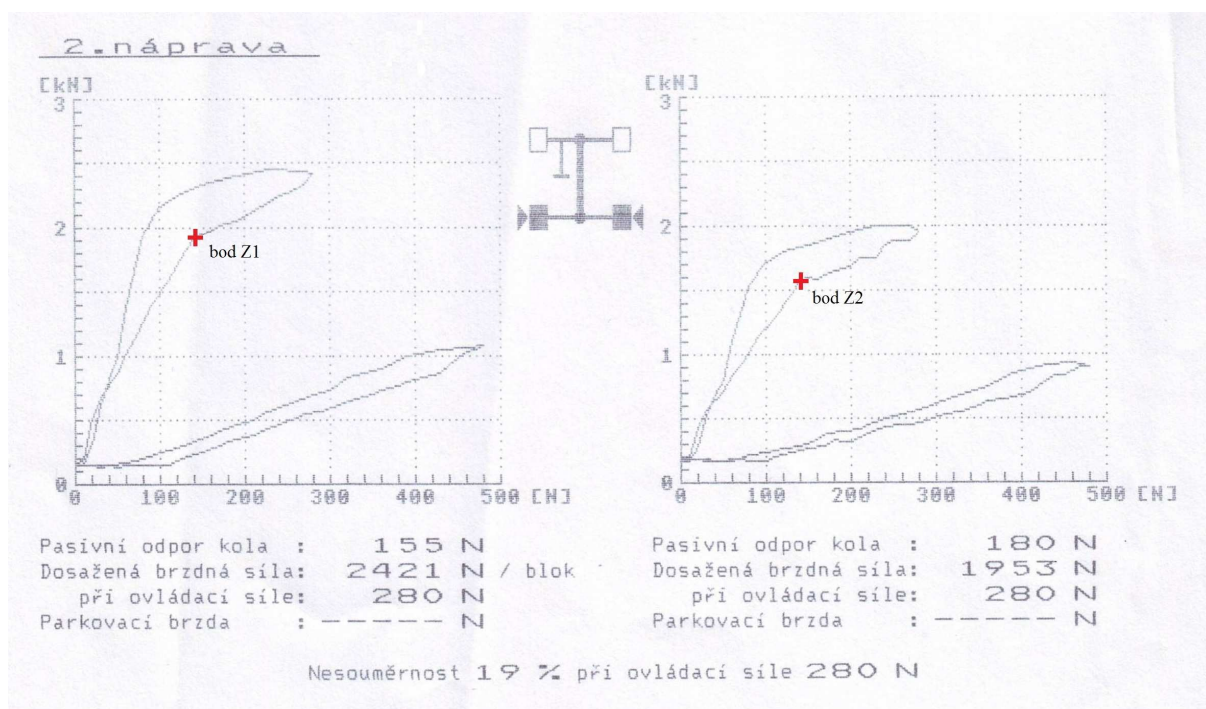
Jelikož nebyla splněna podmínka $B_{v1}, B_{v2} \geq B_{v1min}$ (10) ani u jednoho měřeného kola lze tvrdit, že parkovací brzda nevyhovuje.

Naměřené brzdové charakteristiky bez posilovače se k výpočtům nepoužívají. Slouží jen k posouzení činnosti kolových brzd automobilu, případně k identifikaci možné závady.

Kontrola funkce omezovacích prvků brzd (v okruhu zadní nápravy)

Pro tuto zkoušku byl měřený automobil zatížen přibližně 360 kg, pro zvýšení adheze na brzdových válcích. Tímto lze dosáhnout naměření větších brzdných sil, protože k blokaci kol dochází při vyšších hodnotách ovládací síly. V bodech Z1 na levém kole a v bodě Z2 na pravém kole došlo k výraznému zlomu křivky a tedy omezení brzdového tlaku viz graf 5. Na základě těchto skutečností můžeme potvrdit zásah omezovacích prvků do brzdové soustavy.

Graf 5 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (zatížená) (Mazda)



Zdroj [Motex 7553 N]

Pro komplexnější přehled vypočtených parametrů a jejich hodnocení jsem vytvořil výpočtový kalkulátor pro kapalinové brzdy pomocí Microsoft Exel 2007. Tento kalkulátor po vložení potřebných hodnot k výpočtům rovnou hodnotí výsledky přehledně na jedné stránce. V příloze 5 jsou vyhodnoceny výsledky pro Mazdu 626.

Dynamická zkouška

Pro tuto práci slouží tato zkouška pouze jako porovnávací. K měření brzdných zpomalení byl též použit osobní automobil tovární značky Mazda. Pomocí decelerometru VZM 100 viz technické parametry v příloze 4 byly při jízdách zkouškách naměřeny hodnoty středního zpomalení, které jsou dále porovnávány s předepsanými hodnotami.

Postup měření:

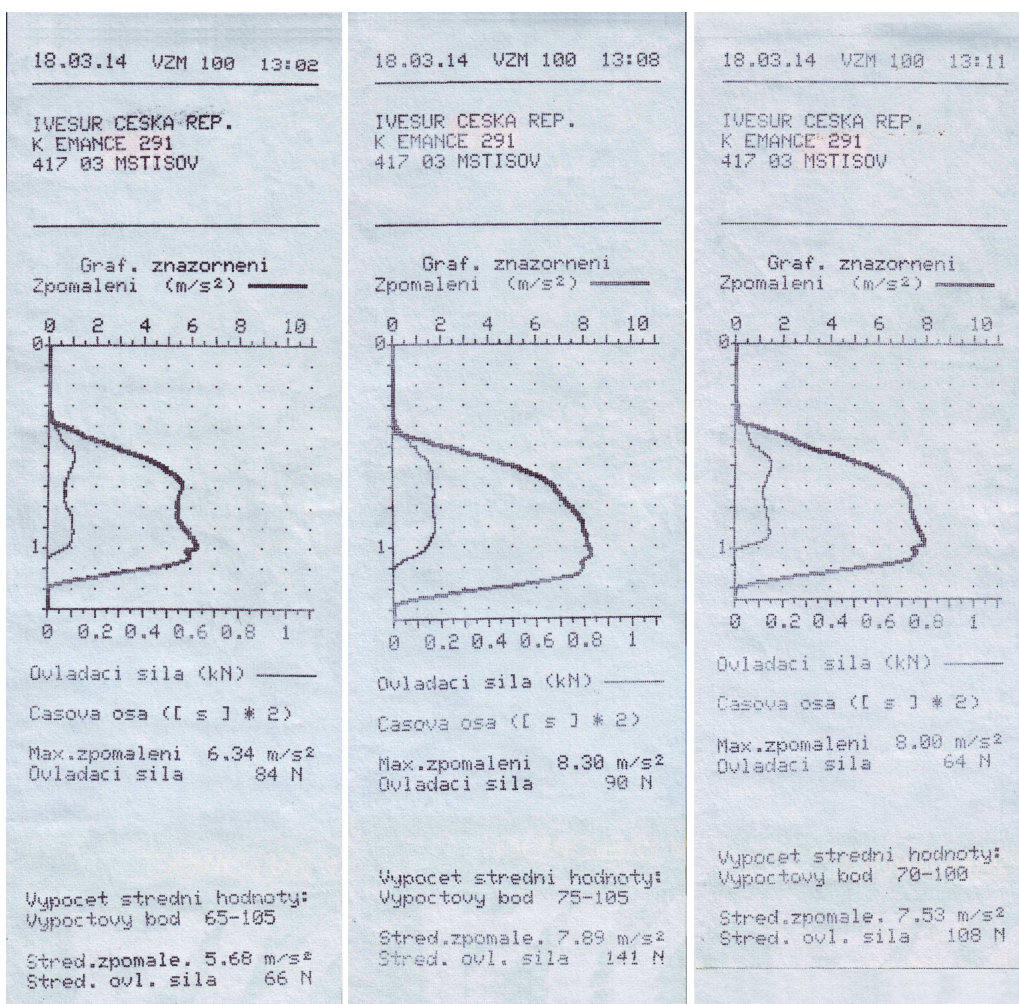
Přístroj umístíme na podlahu měřeného vozidla viz obr. 41 ve směru jízdy. Pomocí vodováhy a stavitelného šroubu uvádíme decelerometr do vodorovné polohy. Připevníme pedometr na brzdový pedál. Po instalaci přístrojů byly provedeny celkem tři jízdní zkoušky, při kterých bylo brzděno z rychlosti $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ do úplného zastavení vozidla. Bezprostředně po měření byly vytisknuty následující průběhy zpomalení viz graf 6.

Obr. 41 Instalovaný decelerometr VZM 100



Zdroj [vlastní]

Grafy 6 Průběhy zpomalení (Mazda)



a)

b)

c)

Zdroj [Decelerometr VZM 100]

Na grafu 6 jsou naměřené tři hodnoty zpomalení. Tyto hodnoty zprůměrujeme a porovnáme s předepsaným zpomalením $a_{pmin} = 5,8 \text{ m.s}^{-2}$.

$$a_p = \frac{a_{pa} + a_{pb} + a_{pc}}{3} \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad (16)$$

$$a_p = \frac{5,68 + 7,89 + 7,53}{3}$$

$$a_p = 7,03 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$$

Podmínka $a_{pmin} \leq a_p$ byla splněna.

Celkové hodnocení

Lze konstatovat, že vozidlo splnilo předepsané hodnoty zpomalení. Tímto se potvrdily i předešlé výsledky, které byly naměřeny stacionární zkouškou na válcové zkušebně. Mohu také konstatovat, že byla potvrzena účelnost matematické metody lineární extrapolace, která byla ověřena právě touto dynamickou zkouškou.

4.2 Měření č. 2

Pro další měření brzdných účinků byl použit osobní automobil tovární značky Škoda, který je vybaven kotoučovými brzdami na přední nápravě a bubnovými brzdami na zadní nápravě. Při bližší vizuální kontrole brzdové soustavy bylo zjištěno, že automobil není osazen zátěžovým regulátorem. Na obr. 42 je ilustrační foto měřeného vozidla Škoda Felicia, a jeho parametry jsou v tab. 3.

Obr. 42 Škoda Felicia

Tab. 3 Parametry Škoda Felicia

rok výroby	1996
výkon	55 kW
obsah válců	2198 cm ³
maximální hmotnost	1450 kg
pohotovostní hmotnost	975 kg

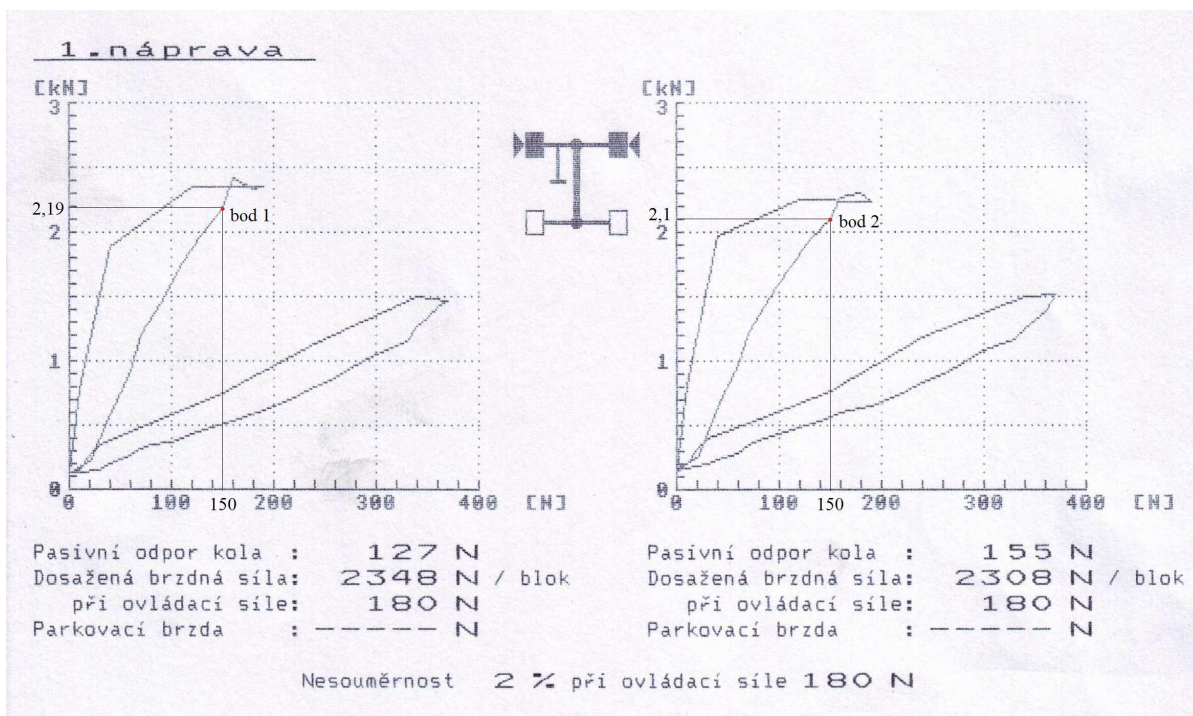
Zdroj [vlastní]



Zdroj [W3]

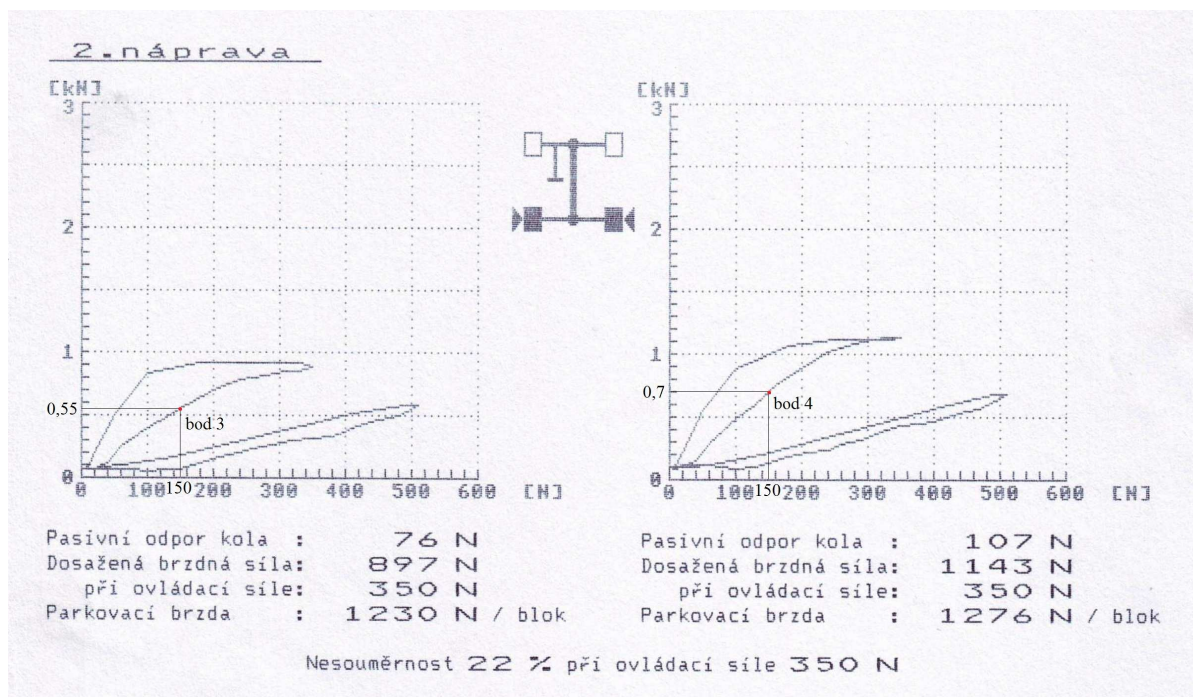
Postup měření byl totožný jako u měření č. 1. Jako výstupy máme opět k dispozici následující grafy 7 a 8. Z těchto grafů byly odečteny potřebné hodnoty pro výpočtový kalkulátor. Přehled výsledků je v příloze 6.

Graf 7 Průběh brzdných sil na přední nápravě (Škoda Felicia)



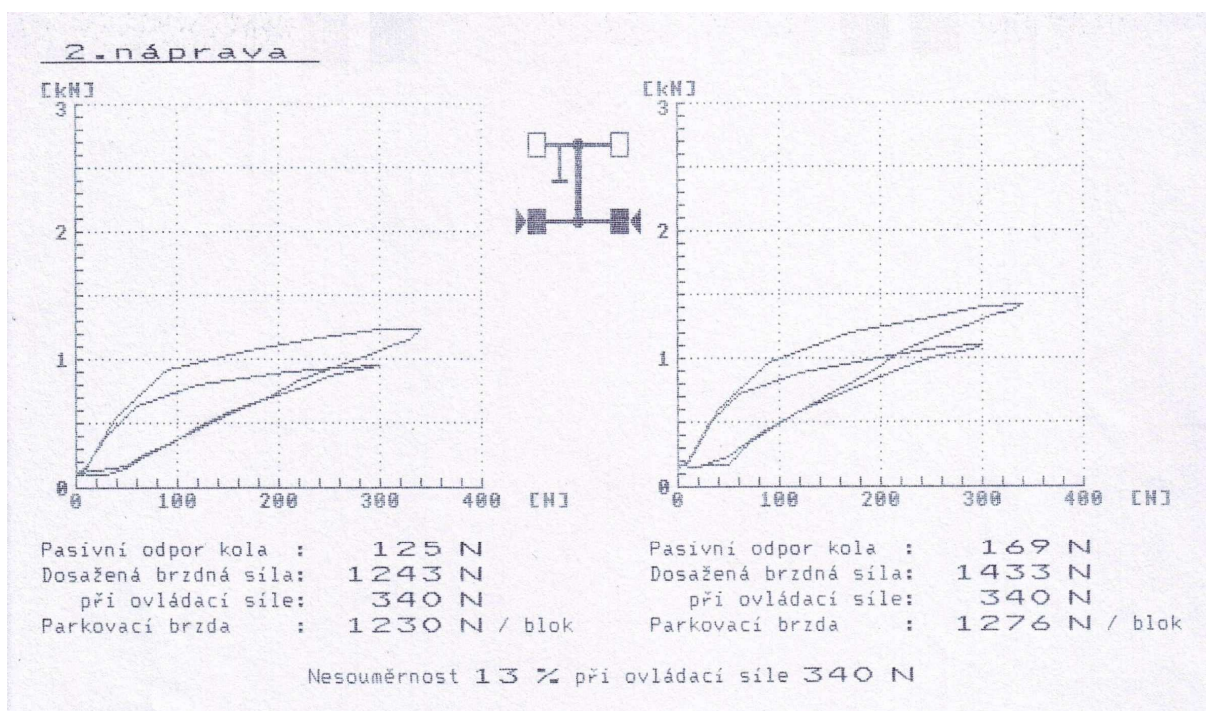
Zdroj [Motex 7553 N]

Graf 8 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (nezatížená) (Škoda Felicia)



Zdroj [Motex 7553 N]

Graf 9 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (zatížená) (Škoda Felicia)



Zdroj [Motex 7553 N]

Kontrola funkce omezovacích prvků brzd (v okruhu zadní nápravy)

Pro tuto zkoušku byl měřený automobil pro zvýšení adheze na brzdových válcích zatížen přibližně 360 kg. Tímto lze dosáhnout naměření větších brzdných sil, protože k blokaci kol dochází při vyšších hodnotách ovládací síly. Jak můžeme vidět z grafu 9 nedochází v průběhu brzdění k žádnému výraznému zlomu křivky a tedy k jakémukoli omezení brzdového tlaku. Na základě těchto skutečností můžeme vyvrátit přítomnost omezovacích prvků v okruhu zadní nápravy. Při zatíženém stavu je zde rozdíl v posunutí křivky bez posilovače a to výrazně k vyšším hodnotám jako jsou hodnoty vyvozené při brzdění s posilovačem.

4.3 Měření č. 3

Pro další v pořadí třetí měření brzdných účinků byl použit osobní automobil tovární značky Opel, který je vybaven kotoučovými brzdami na přední i zadní nápravě. Při bližší vizuální kontrole brzdové soustavy bylo zjištěno, že automobil je osazen zátěžovým regulátorem. Na obr. 43 je ilustrační foto měřeného vozidla Opel Frontera a jeho parametry jsou v tab. 4.

Obr. 43 Opel Frontera



Tab. 4 Parametry Opel Frontera

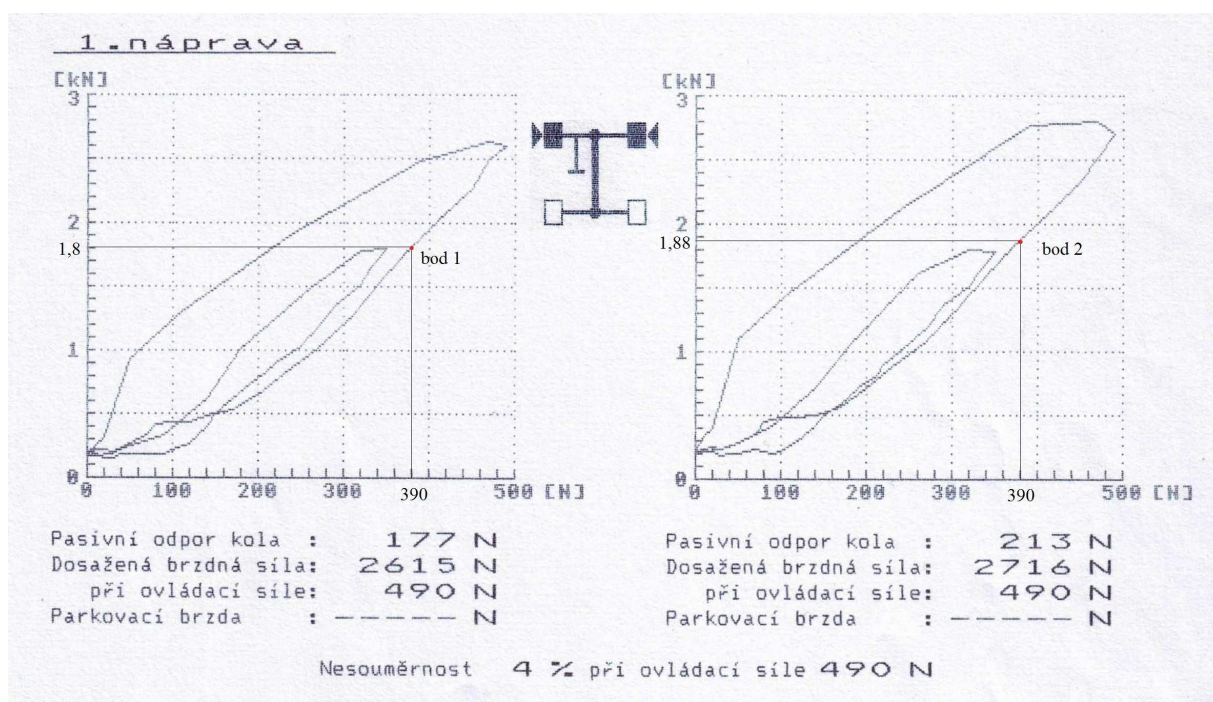
rok výroby	1992
výkon	100 kW
obsah válců	2198 cm ³
maximální hmotnost	2400 kg
pohotovostní hmotnost	1827 kg

Zdroj [vlastní]

Zdroj [W3]

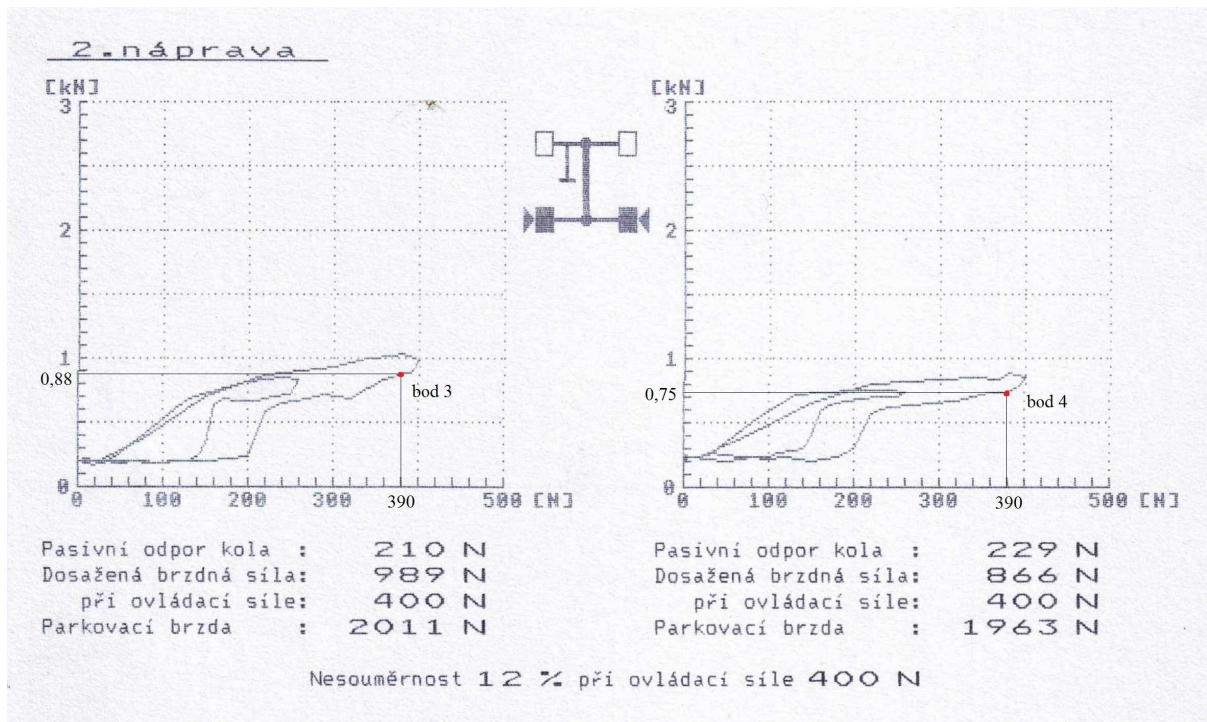
Postup měření byl totožný jako u měření č. 1 a č. 2. Opět máme k dispozici následující grafy 10 a 11. Z těchto výstupních grafů byly odečteny potřebné hodnoty pro výpočtový kalkulátor. Přehled výsledků je v příloze 7.

Graf 10 Průběh brzdných sil na přední nápravě (Opel Frontera)



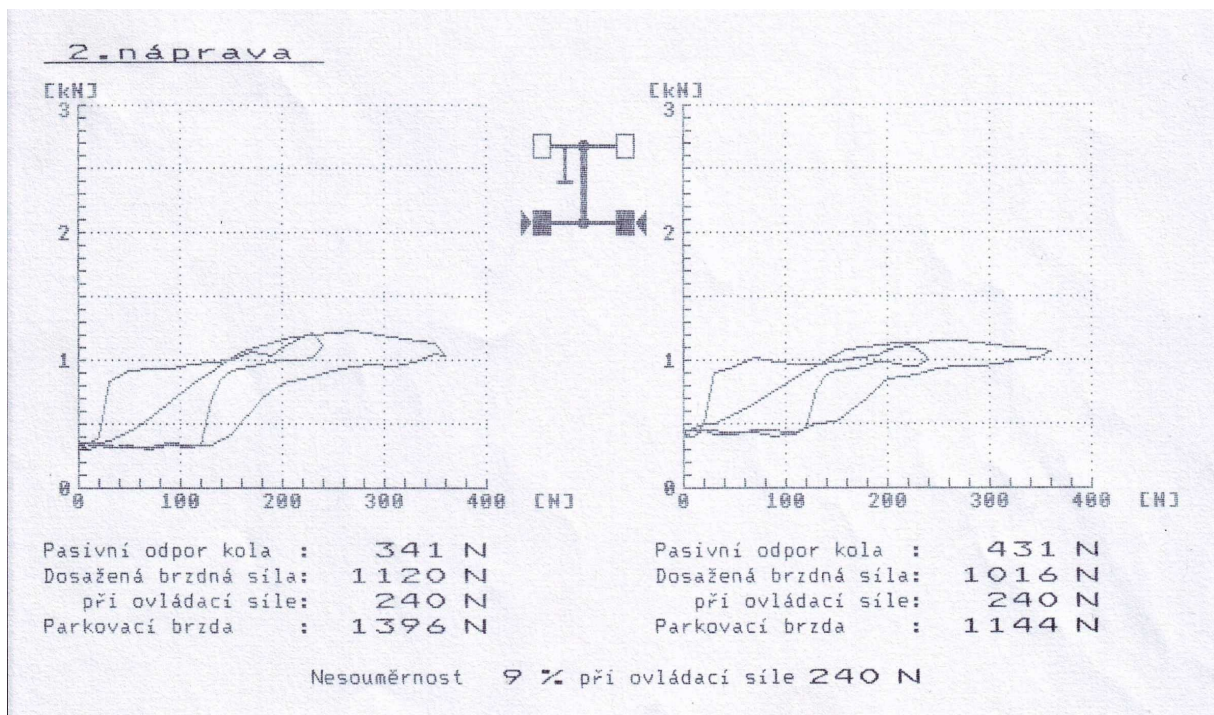
Zdroj [Motex 7553 N]

Graf 11 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (nezatížená) (Opel Frontera)



Zdroj [Motex 7553 N]

Graf 12 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (zatížená) (Opel Frontera)



Zdroj [Motex 7553 N]

Kontrola funkce omezovacích prvků brzd (v okruhu zadní nápravy)

Pro tuto zkoušku byl měřený automobil zatížen pro zvýšení adheze na brzdových válcích přibližně 720 kg. Tímto lze dosáhnout naměření větších brzdných sil, protože k blokaci kol dochází při vyšších hodnotách ovládací síly. Jak můžeme vidět z grafu 12 v průběhu brzdění i odbrzdění dochází ke značnému vlnění křivky. Takto zdeformované křivky mohou způsobit vážnoucí brzdové mechanismy např. koroze brzdových válečků. Můžeme si taky povšimnout větší hystereze než u předešlých měření. Je patrné, že zde dochází k výraznému zlomu křivky, ale pouze k postupnému omezování brzdového tlaku. Na základě těchto skutečností můžeme potvrdit zásah omezovacích prvků do brzdové soustavy.

5 Doporučení a závěr

Cílem této diplomové práce bylo:

- a) porovnání statické a dynamické zkoušky brzdových soustav,
- b) provedení analýzy lineární extrapolace,
- c) kontrola funkce omezovacích regulačních prvků.

Na základě hodnocených výstupů u měření č. 1 lze konstatovat, že dynamickou zkouškou byly plně potvrzeny výsledky stacionární zkoušky. Kompletní výpočty pro správné hodnocení stacionárních zkoušek, které se provádí pomocí metody lineární extrapolace byly provedeny na základě měření č. 1. Tyto výsledky byly následně porovnány s naprosto odlišnou metodou měření dynamických účinků brzd.

Kontroly funkčnosti omezovacích prvků zadních náprav a jejich hodnocení by byly po prostudování dané problematiky a zohlednění mého měření velmi komplikované jak z hlediska času, tak i z hlediska odbornosti techniků. Znalost všech konstrukcí a mezních hodnot pro body přepnutí u všech typů automobilů je v postavě nereálná. Většina výrobců některé tyto parametry považuje za součást svého know-how a nezveřejňuje je.

Pro okamžitou odpověď na otázku vyhovuje-li brzdová soustava či nevyhovuje-li z hlediska účinnosti a souměrnosti, jsem vytvořil výpočtový kalkulátor, který by mohl být základem pro softwarové využití. Tento software by spolupracoval přímo s válcovou zkušebnou brzd. Zadáním celkové hmotnosti měřeného vozidla a potřebných konstant pro výpočty by po naměření hodnot z válcové zkušebny vyhodnocovací zařízení umístěné v zorném poli technika zobrazilo výsledek měření. Tím by se výrazně omezil vliv na subjektivního hodnocení techniků celkového stavu brzdové soustavy a napomohl by k objektivním závěrům.

Seznam literatury

- [1] ZDENĚK, J., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J.: *Automobily I - Podvozky*. 1. vydání. Brno: AVID, 2008. 228s. ISBN 978-80-87143-03-2.
- [2] ZDENĚK, J., VÉMOLA, A., ŽDÁNSKÝ, B.,: *Automobily - I. Podvozek a převodová ústrojí*. 1. vydání. Brno: CERM, 2003. 266s. ISBN 80-7204-262-9.
- [3] PILÁRIK, J., PABST, J.: *Automobily I pro 1. ročník SOU*. 1. vydání. Praha: INFORMATORIUM, 2000. 160s. ISBN 80-86073-63-7.
- [4] MOTEJL, V., HOREJŠ, K., A KOL.: *Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů*. 2. vydání. Brno: LITTERA, 2001. 600s. ISBN 80-85763-14-1.
- [5] PLŠEK, B.: *Opravy automobilů – Praktická příručka pro údržbu a seřizování vozidla svépomocí* . 1. vydání. Brno: COMPUTER PRESS, 2009. 164 s. ISBN 978-80-251-1808-5.
- [6] PILÁRIK, J., PABST, J.: *Automobily pro 2. a 3. ročník SOU*. 3. vydání. Praha: INFORMATORIUM, 1997. 335 s. ISBN 80-86073-02-5.
- [7] BAKER, A. K.: *Vehicle braking*. 1. vydání. London: PENTECH PRESS, 1986. 347 s. ISBN 0-7273-2202-8.
- [8] *Brake technology and ABS/TCS systems : SP-1413*. 1. vydání. Warrendale: SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, 1999. 198 s. ISBN 0-7680-0345-8.
- [9] BOSCH GmbH, R.: *Automotive handbook*. 7. vydání. Plochingen: BOSCH, 2007. 1192 s. ISBN 978-0-8376-1540-0.
- [10] GSCHEIDLE, R., A KOL.: *Příručka pro automechanika*. 3. vydání Praha: EUROPA - SOBOTÁLES, 2007. 685 s. ISBN 978-80-86706-17-7.

- [11] REMEK, B.: *Vývoj automobilu a spalovacího motoru. 1. vydání.* Praha: ČVUT, 2004. 70 s. ISBN 80-01-02939-5.
- [12] FIRST, J.: *Zkoušení automobilů a motocyklů - Příručka pro konstruktéry. 1. vydání.* Praha: S&T CZ, 2008. 348 s. ISBN 978-80-254-1850-5.
- [13] KLŮNA, J., KOŠEK, J., A KOL.: *Příručka opraváře automobilů. 2. vydání.* Praha: SNTL, 1993. 482 s. ISBN 80-03-00568-X.
- [14] HOREJŠ, K., MOTEJL, V., A KOL.: *Příručka pro řidiče a opraváře automobilů. 4. vydání.* Brno: LITTERA, 2008. 358 s. ISBN 978-80-85763-42-3.
- [15] VLK, F.: *Automobilová elektronika 1 - Asistenční a informační systémy. 1. vydání.* Brno: F. VLK, 2006. 269 s. ISBN 80-239-6462-3.
- [16] VLK, F.: *Elektronické systémy motorových vozidel. 1. vydání.* Brno: F. VLK, 2002. 592 s. ISBN 80-238-7282-6.
- [17] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B.: *Automobily 1 – Podvozky. 2. vydání.* Brno: AVID, 2001. 211 s. ISBN 80-903671-3-5.
- [18] PŘEDPIS EHK-OSN č. 13.: *Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel kategorie M,N,O z hlediska brzdění.*
- [19] SBÍRKA ZÁKONŮ č. 56/2001 Sb., *Zákon o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.*
- [20] SBÍRKA ZÁKONŮ č. 341/2002 Sb., *Vyhláška Ministerstva dopravy o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.*
- [21] *Návod na obsluhu brzdové stanice Motex 7553 N. 1. vydání.* Praha. 2007, 17s.
- [22] *Návod k obsluze decelerometru VZM 100. 1. vydání.* Praha: fa. MAHA Consulting s.r.o.,1995, 36s.

[23] Metodika kontroly brzdových soustav osobních automobilů na válcových zkušebnách. 1. vydání. Praha: Ústav silniční a městské dopravy a.s.,1995, 76s.

URL:

[W1] TURBOSOL SERVICE.Vysoušeč vzduchu Wabco [online]. [cit. 25-2-2014]. Dostupné z <http://www.turbosol.cz/produkty_wabco_vysousec.html>

[W2] H.DIAG. Automobilová diagnostika [online]. [cit. 3-3-2014]. Dostupné z <<http://www.h-diag.cz/news/brzdy-car/>>

[W3] VOZY ŠKODA. Škoda Felicia [online]. [cit. 3-4-2014]. Dostupné z <<http://vozy-skoda.info/skoda-felicia/>>

[W4] CARS BASE. Opel Frontera photo [online]. [cit. 3-4-2014]. Dostupné z <http://www.carsbase.com/photo/photo_full.php?id=68017>

Seznam obrázků

Obr. 1 Brzdná síla na kole	5
Obr. 2 Složky brzdění	6
Obr. 3 Hydraulický převod	9
Obr. 4 Princip činnosti kapalinových brzd	9
Obr. 5 Tandemový hlavní válec	11
Obr. 6 Podtlakový posilovač brzd	12
Obr. 7 Hydraulický posilovač brzdné síly	13
Obr. 8 Pneumatický posilovač brzdné síly	13
Obr. 9 Omezovač brzdného tlaku bez regulace	15
Obr. 10 Omezovač brzdného tlaku závislý na zatížení	15
Obr. 11 Dvoukruhový dvouhadicový pneumatický brzdový systém nákladní soupravy	17
Obr. 12 Kompresor	18
Obr. 13 Regulátor tlaku	18
Obr. 14 Vysoušeč vzduchu	19
Obr. 15 Čtyřokruhový ventil	19
Obr. 16 Hlavní brzdič s poměrovým tlakovým ventilem v poloze částečného brzdění	20
Obr. 17 Automatický zátěžový regulátor brzdné síly mechanický	21
Obr. 18 Automatický zátěžový regulátor brzdné síly s reléovým ventilem s pneumatickým pérováním	21
Obr. 19 Brzdový válec	22
Obr. 20 Brzdič přívěsu se škrťacím ventilem	22
Obr. 21 Možnosti zapojení dvoukruhových brzdových soustav	24
Obr. 22 Tvary brzdových prvků	25
Obr. 23 Druhy bubnových brzd podle uspořádání čelistí	25
Obr. 24 Samozesílení bubnové brzdy typu Simplex	26
Obr. 25 Vnitřní převod C	27
Obr. 26 Bubnová brzda Simplex s integrovanou parkovací brzdou	27
Obr. 27 Brzdové klíče	29
Obr. 28 Dvojčinný brzdový váleček v podélném řezu	29
Obr. 29 Druhy konstrukce kotoučových brzd	30
Obr. 30 Kotoučová brzda s pevným třmenem (čtyřpístová)	31
Obr. 31 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením zuby	32

Obr. 32 Kotoučová brzda s plovoucím třmenem s vedením čepem	33
Obr. 33 Řez kotoučovými brzdami	34
Obr. 34 Různé typy kotoučů	34
Obr. 35 Výfuková brzda	35
Obr. 36 Vzduchem chlazená elektromagnetická brzda	36
Obr. 37 Vodou chlazená hydrodynamická brzda	37
Obr. 38 Mazda 626	43
Obr. 39 Pohled na pohonné jednotky a skříň ukazatelů	43
Obr. 40 Dálkový ovladač a pedometr	44
Obr. 41 Instalovaný decelerometr VZM 100	52
Obr. 42 Škoda Felicia	53
Obr. 43 Opel Frontera	56

Seznam grafů

Graf 1 Obecný zápis brzdění z válcové zkušebny	41
Graf 2 Průběh brzdných sil na přední nápravě (Mazda)	46
Graf 3 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (nezatížená) (Mazda)	46
Graf. 4 Lineární závislost zbrzdění na ovládací síle	48
Graf 5 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (zatížená) (Mazda)	51
Graf 6 Průběhy zpomalení (Mazda)	52
Graf 7 Průběh brzdných sil na přední nápravě (Škoda Felicia)	54
Graf 8 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (nezatížená) (Škoda Felicia)	54
Graf 9 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (zatížená) (Škoda Felicia)	55
Graf 10 Průběh brzdných sil na přední nápravě (Opel Frontera)	56
Graf 11 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (nezatížená) (Opel Frontera)	57
Graf 12 Průběh brzdných sil na zadní nápravě (zatížená) (Opel Frontera)	57

Seznam tabulek

Tab. 1 Požadavky na brzdný účinek dle EHK č. 13	39
Tab. 2 Parametry Mazda 626	43
Tab. 3 Parametry Škoda Felicia	53
Tab. 4 Parametry Opel Frontera	56

Seznam symbolů

a,b	zpomalení [m.s ⁻²]
a _{pmin}	minimální brzdné zpomalení [m.s ⁻²]
B	součet brzdných sil naměřených na všech kolech dosahovaných na vozovce [N]
B _v	součet brzdných sil naměřených na všech kolech na válcové zkušebně [N]
B _{vmin}	minimální brzdná síla na válcové zkušebně [N]
B _{v1min}	průměrná brzdná síla na jedno kolo [N]
B _{v1-4}	naměřené brzdné síly na kolech 1-4 [N]
C	vnitřní převod [-]
F	síla / ovládací síla [N]
F ₁	ovládací síla odpovídající z _{pmin} [N]
F ₀	teoretický silový počátek náběhu brzdné síly. [N]
F _{Bmax}	maximální možná přenositelná síla [N]
F _{pmax}	maximální ovládací síla [N]
G	tíha vozidla [N]
g	tíhové zrychlení [m.s ⁻²]
k	korekční koeficient [-]
m	hmotnost [kg]
m _c	celková hmotnost vozidla [kg]
n	nesouměrnost [-]
p	počet kol vozidla, na které působí parkovací brzda [-]
p	tlak [Pa]
s	dráha [m]
t	čas [s]
t	doba brzdění [s]
t _{náb}	doba náběhu brzdění [s]
t _{pr}	doba technické prodlevy brzdění [s]
t _R	reakční doba [s]
t _{zp}	doba plného brzdění [s]
v	rychlost [m.s ⁻¹]
V	rychlost [km.h ⁻¹]
z	zbrzdění [%]
Z _K	zatížení kola [N]

z_{pmin}	minimální zbrzdění [%]
μ	součinitel tření [-]
μ_v	součinitel valivé přilnavosti (adheze) [-]

Seznam příloh

Příloha 1 (Technické parametry válcové zkušebny MOTEX 7553 N)	I
Příloha 2 (Osvědčení o schválení typu přístroje pro provádění technických prohlídek ve stanici technické kontroly)	II
Příloha 3 (Návod na obsluhu válcové zkušebny Motex 7553 N)	III
Příloha 4 (Technické parametry decelerometru VZM 100)	V
Příloha 5 (Výpočtový kalkulátor pro Mazda 626)	VI
Příloha 6 (Výpočtový kalkulátor pro Škoda Felicia)	VII
Příloha 7 (Výpočtový kalkulátor pro Opel Frontera)	VIII

6 Přílohy

Příloha 1 (Technické parametry válcové zkušebny MOTEX 7553 N)

Maximální hmotnost měřené nápravy	2000 kg
Rozsah měřených brzdných sil	0 - 6000 N
Rozsah měření ovládací síly	0 - 1000 N
Chyba měření brzdných sil	± 1 % rozsahu
Chyba měření ovládací síly	± 1 % rozsahu
Hranice prvního prokluzu	10 % zpomalení kola vůči hnacímu válci
Hranice druhého prokluzu	50 % zpomalení kola vůči hnacímu válci
Jmenovitá zkušební rychlost	4.72 km.hod ⁻¹
Průměr válců pohonných jednotek	174 mm
Minimální součinitel přilnavosti (adheze) za sucha / za mokra	0.8 / 0.6
Otáčky válců pohonných jednotek	144 ot/min
Vzdálenost vnitřních okrajů válců při montáži na plochu / na jámu	650 mm / 817 mm
Vzdálenost vnějších okrajů válců při montáži na plochu / na jámu	2150 mm / 2317 mm
Výška číslic na displejích	100 mm
Napájení	3/N/PE AC 400V 50Hz
Soustava napětí	TN - C nebo TN - C - S
Jmenovitý příkon se spuštěnými pohonnými jednotkami	8.2 kW
Jmenovitý příkon s vypnutými pohonnými jednotkami	< 200 W
Provozní teplota	+5 až +40 °C
Dosah ovladače IR	minimálně 20 m v přímém směru
Doba provozu ovladače na jedno nabití (8 hodin)	minimálně 24 hodin
Ekvivalentní hladina hluku (měřeno 1m od pohonných jednotek)	67 dB

Zdroj [21]

Příloha 2 (Osvědčení o schválení typu přístroje pro provádění technických
prohlídek ve stanici technické kontroly)



ČESKÁ REPUBLIKA
MINISTERSTVO DOPRAVY
nábreží Ludvíka Svobody 12
P. O. BOX 9
110 15 PRAHA 1

53/2005-150-STK3/38

0100104000372553

V Praze 4. února 2006
Č. j.: 53/2005-150-STK3/38

OSVĚDČENÍ

o schválení typu přístroje pro provádění
technických prohlídek ve stanici technické kontroly

Ministerstvo dopravy České republiky v souladu s § 47 odst. 4 zákona č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb., ve znění pozdějších předpisů, a podle § 11 odst. 4 a přílohy č. 3 vyhlášky č. 302/2001 Sb., o technických prohlídkách a měření emisí vozidel, ve znění pozdějších předpisů,

schvaluje

válcovou zkušebnu brzd

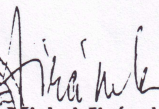
Název a typ: Válcová zkušebna brzd pro osobní automobily (VZB) MOTEX typ 7553 N se softwarovou verzí 1.50

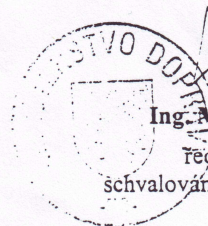
Výrobce a nositel osvědčení: MOTEX, výrobní družstvo Praha
Černokostecká 118
108 14 Praha 10 - Malešice

**pro provádění technických prohlídek vozidel ve stanici technické kontroly
na území České republiky.**

Platnost osvědčení: Tímto osvědčením se prodlužuje platnost osvědčení č.j. 2600/02-150 ze dne 28.8.2002, a to do 28. února 2008.

Zkušební protokol: č. O-16-05 vydaný pověřenou osobou (zkušebnou) ÚSMD a.s. dne 20.12.2005.


Ing. Michal Jiránek
ředitel odboru
schvalování vozidel a předpisů



Zdroj [STK Mstišov]

Příloha 3 (Návod na obsluhu válcové zkušebny Motex 7553 N)



Bezdrátový ovladač s infračerveným přenosem. Ovladač pracuje tím způsobem, že při stisku tlačítka nebo tlačítkové kombinace okamžitě odešle kód stisknutých tlačítek do brzdové stanice. Pokud jsou stisknutá tlačítka držena bez přerušení po dobu 1, 3 a 10 sekund, odesílá ovladač v těchto intervalech do brzdové stanice zprávu o trvání stisku této kombinace. Ovladač v průběhu práce není třeba vypínat, pouze na konci směny jej vypneme a vložíme do odkládacího prostoru na boku centrálního sloupu.

V následujících odstavcích jsou popsány základní funkce jednotlivých tlačítek.



LEVÝ POHON, PRAVÝ POHON - stiskem některého z těchto tlačítek dáme brzdové stanici pokyn ke spuštění levé (popřípadě pravé) pohonné jednotky. Pokud jsou v pohonných jednotkách přítomna obě kola měřené nápravy (jsou stlačeny signální válce), brzdová stanice spustí levou (popřípadě pravou) pohonnou jednotku. V opačném případě je tato žádost ignorována. Rozběh pohonné jednotky je indikován rudou a plný chod zelenou barvou příslušné signálky stavu pohonných jednotek.

Žádost o spuštění druhé pohonné jednotky může brzdová stanice akceptovat asi 0.5 sekundy po spuštění první.



STOP - stisk tlačítka zastaví pohonné jednotky nezávisle na režimu, ve kterém se brzdová stanice zrovna nachází.



RESET - stiskem a podržením tohoto tlačítka po dobu 3 sekund se vymažou naměřená data, vynulují se analogové ukazatele, nastaví se 1. náprava a případně se vypne režim parkovací brzdy nebo režim posilovače, pokud některý z těchto režimů byl zapnut.



NÁPRAVA - stiskem tohoto tlačítka se číslo nápravy zvýší o jednu. Takže pokud jsme právě doměřili 1. nápravu, stiskem tohoto tlačítka přepneme brzdovou stanici na měření 2.nápravy. Maximálně lze měřit až 4 nápravy. Po dosažení poslední nápravy se dalším stiskem dostaneme opět na 1.nápravu. Číslo měřené nápravy je zobrazeno na dvoumístném displeji analogového ukazatele.

Zdroj [21]



AUTOMATIKA - stiskem tohoto tlačítka zapínáme nebo vypínáme automatický režim. Tento režim je indikován zobrazením "A " na dvoumístném displeji a rozsvícením příslušné signálky na analogovém ukazateli.



PARKOVACÍ BRZDA - stiskem tlačítka zapínáme nebo vypínáme měření parkovací brzdy. Režim měření parkovací brzdy je indikován rozsvícením příslušné signálky na analogovém ukazateli.



PAMĚŤ - stiskem a podržením tohoto tlačítka po dobu 1 sekundy za běhu pohonných jednotek povolíme ukládání měřených hodnot pro tisk protokolu. Opětovným krátkým stiskem tohoto tlačítka můžeme ukládání ukončit. Toto lze provést i opakovaně. Aktivace je indikována rozsvícením příslušné signálky na analogovém ukazateli.



TISK - stiskem a podržením tlačítka po dobu 3 sekund spustíme tisk protokolu. Aktivace tisku je indikována krátkým zobrazením "PP" na dvoumístném displeji analogového ukazatele



POSILOVAČ - stiskem tohoto tlačítka zapínáme nebo vypínáme režim měření s posilovačem. Režim měření s posilovačem je indikován příslušnou signálkou na analogovém ukazateli a zároveň se na prvním místě dvoumístného displeje analogového ukazatele zobrazí "P". Tímto určíme, do které tabulky naměřených hodnot se bude ukládat.

Zdroj [21]

Příloha 4 (Technické parametry decelerometru VZM 100)



VZM 50 bez displeje a klávesnice umožňuje pouze jednoduché měření hodnot zpomalení. Další informace na poptávku.

Výrobní program:

Zkušebny pro osobní a nákladní vozidla, traktory a motorky
Válcové zkušebny brzd · Plošínové zkušebny brzd · Výkonové a funkční zkušebny · Plošínové indikátory sbíhavosti
Zkušebny tlumičů · Detektory vůlí · Kolové a nápravové váhy
2-sloupové a plošínové zvedáky · Dílenské lisy · Decelerometry
Kouřoměry · Kompletní automatizované diagnostické systémy

Technické parametry

Max. rozsah indikace:

Zpomalení 11 m/s^2

Ovládací síla 1,1 kN

Tlak 11 bar

Max. hodnota rozsahu měření:

Zpomalení 10,00 m/s^2

Ovládací síla 1,000 kN

Tlak 10,00 bar

Rozsahy měření: 2 ručně přepínatelné rozsahy

Rozsah 1: 5/10 m/s^2

Rozsah 2: 2/5 m/s^2

Paměti naměřených hodnot: 1 přechodná
6 pevných

Napájecí napětí:

Zabudovaný akumulátor 6 V / 1,2 Ah

Palubní napětí 12 V =

Síťový napáječ 220 V / 50 Hz / 9 V =

Max. odběr proudu: 500 mA

Automatické vypnutí přístroje po 5 minutách, jestliže během této doby nebude provedena žádná operace.

Hmotnost s akumulátorem: ca. 1,1 kg

Rozměry (Š x V x D): 120 x 65 x 245 mm

Dodatkové příslušenství:

- Rozhraní RS 232 s kabelem pro komunikaci s počítačem
- Pedometr
- Pneumatický snímač tlaku 0 – 10 bar s kabelem délky 10 m
- Hydraulický snímač tlaku max. 300 bar s kabelem délky 10 m
- Napájecí kabel s koncovkou do zásuvky palubního zapalovače
- Ruční spouštěč měření

Zdroj [22]

Příloha 5 (Výpočtový kalkulátor pro Mazdu 626)

VÝPOČET KAPALINOVÝCH BRZD AUTOMOBILŮ			
ZNAČKA VOZIDLA:	Mazda 626	RZ:	5C4 8853
		DATUM PROVEDENÍ KONTROLY:	11.3.2014
celková hmotnost vozidla	mc = 1795 kg	F =	45 N
Silová prodleva		provozní brzda VYHOVUJE	parkovací brzda
přední Fopl = 0 N Fopp = 0 N		Bv1 = 2680 N g = 9,81	Bv1 = 1316 N NEVYHOVUJE
zadní Fozl = 0 N Fozp = 0 N		Bv2 = 2600 N k = 1,15	Bv2 = 928 N NEVYHOVUJE
Ø Fop = 0 N		Bv3 = 920 N Zpmin = 59	
Ø Foz = 0 N		Bv4 = 800 N F1max = 490 N	
		Σ Bv = 7000 N	
	Foz - Fop	k.g.mc.Zpmin	1,74 * mc
Fo = Fo + ----- = 0 N	3	F1 = ----- * (F - Fo) + Fo = 76,8 N	Bvmin = ----- = 1561,7 N
		100.Bv	p
nesouměrnost			
přední Bv1 = 2680 N		zadní Bv1 = 920 N	
Bv2 = 2600 N		Bv2 = 800 N	
Bv1 - Bv2	Přední VYHOVUJE	Zadní VYHOVUJE	
n = 100 * ----- = 3 %		13 %	
	Bv1		
F= ovládací síla odečtená z grafu u kola těsně pod hranicí bloku, které dosáhlo bloku jako první			
Bv 1.4 = brzděné síly odečtené z grafu u jednotlivých kol při síle Fp			
Předepsané podmínky: od 1.1.1953 do 1.1.1972 - do 100 km/h Z=45% Fp=685N ; nad 100 km/h Z=59% Fp=590N			
po 1.1.1972 M1 Z=59% Fp=490N ; M2,M3 Z=51% Fp=685N ; N,O Z=45% Fp=685N			

Zdroj [vlastní]

Příloha 6 (Výpočtový kalkulátor pro Škodu Felicia)

VÝPOČET KAPALINOVÝCH BRZD AUTOMOBILŮ				
ZNAČKA VOZIDLA:	Škoda Felicia	RZ:	DATUM PROVEDENÍ KONTROLY:	19.12.2013
celková hmotnost vozidla		mc = 1450 kg	F = 150 N	
Silová prodleva		provozní brzda VYHOVUJE		parkovací brzda
přední	Fopl = 0 N	Fopp = 0 N	Bv1 = 2190 N	g = 9,81
zadní	Fozl = 0 N	Fozp = 0 N	Bv2 = 2100 N	k = 1,15
	Ø Fop = 0 N		Bv3 = 550 N	Zpmin = 59
	Ø Foz = 0 N		Bv4 = 700 N	F1max = 490 N
			Σ Bv = 5540 N	
$F_o = F_o + \frac{F_{oz} - F_{op}}{3} = 0 \text{ N}$		$F_1 = \frac{k \cdot g \cdot mc \cdot Z_{pmin}}{100 \cdot B_v} * (F - F_o) + F_o = 261,3 \text{ N}$		$B_{vmin} = \frac{1,74 * mc}{p} = 1261,5 \text{ N}$
nesouměrnost				
přední	Bv1 = 2190 N		zadní	Bv1 = 700 N
	Bv2 = 2100 N			Bv2 = 550 N
	Bv1 - Bv2	Přední VYHOVUJE	Zadní VYHOVUJE	
n	= 100 * $\frac{Bv1 - Bv2}{Bv1}$	= 4 %	= 21 %	
F= ovládací síla odečtená z grafu u kola těsně pod hranicí bloku, které dosáhlo bloku jako první				
Bv 1-4 = brzdné síly odečtené z grafu u jednotlivých kol při síle Fp				
Předepsané podmínky: od 1.1.1953 do 1.1.1972 - do 100 km/h Z=45% Fp=685N ; nad 100 km/h Z=59% Fp=590N				
po 1.1.1972 M1 Z=59% Fp=490N ; M2,M3 Z=51% Fp=685N ; N,O Z=45% Fp=685N				

Zdroj [vlastní]

Příloha 7 (Výpočtový kalkulátor pro Opel Frontera)

VÝPOČET KAPALINOVÝCH BRZD AUTOMOBILŮ			
ZNAČKA VOZIDLA:	Opel Frontera	RZ:	DATUM PROVEDENÍ KONTROLY:
			18.12.2013
celková hmotnost vozidla $mc = 2400$ kg		$F = 390$ N	
Silová prodleva	provozní brzda NEVYHOVUJE	parkovací brzda	
přední $F_{opl} = 100$ N $F_{opp} = 100$ N	$B_{v1} = 1800$ N $g = 9,81$	$B_{v1} = 2011$ N NEVYHOVUJE	
zadní $F_{ozl} = 10$ N $F_{ozp} = 10$ N	$B_{v2} = 1880$ N $k = 1,15$	$B_{v2} = 1963$ N NEVYHOVUJE	
$\emptyset F_{op} = \underline{100}$ N	$B_{v3} = 880$ N $Z_{pmin} = 59$		
$\emptyset F_{oz} = \underline{10}$ N	$B_{v4} = 750$ N $F_{1max} = 490$ N		
	$\Sigma B_v = \underline{5310}$ N		
	$F_1 = \frac{k \cdot g \cdot mc \cdot Z_{pmin}}{100 \cdot B_v} \cdot (F - F_o) + F_o = \underline{1032,7}$ N	$B_{vmin} = \frac{1,74 \cdot mc}{p} = \underline{2088,0}$ N	
$F_o = F_o + \frac{F_{oz} - F_{op}}{3} = \underline{70}$ N			
nesouměrnost			
přední $B_{v1} = 1880$ N		zadní $B_{v1} = 880$ N	
$B_{v2} = 1800$ N		$B_{v2} = 750$ N	
$n = 100 \cdot \frac{B_{v1} - B_{v2}}{B_{v1}} = \underline{4}$ %	Přední VYHOVUJE	$\underline{15}$ %	Zadní VYHOVUJE
F= ovládací síla odečtená z grafu u kola těsně pod hranicí bloku, které dosáhlo bloku jako první			
Bv 1.4 = brzděné síly odečtené z grafu u jednotlivých kol při síle Fp			
Předepsané podmínky: od 1.1.1953 do 1.1.1972 - do 100 km/h Z=45% Fp=685N ; nad 100 km/h Z=59% Fp=590N			
po 1.1.1972 M1 Z=59% Fp=490N ; M2,M3 Z=51% Fp=685N ; N,O Z=45% Fp=685N			

Zdroj [vlastní]