

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**

U12120

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**Brzdový systém cisternového železničního  
vozu**

Braking system of a tank railway wagon

*Vypracoval:* Jiří Havlík

*Vedoucí práce:* doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

*Rok:* 2023

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Havlík** Jméno: **Jiří** Osobní číslo: **491545**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Brzdový systém cisternového železničního vozu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Braking system of a tank railway wagon**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Typy a užití cisternových železničních vozů.
2. Rozbor variant a verzí v současnosti používaných systémů brzd u cisternových vozů - výhody a nevýhody.
3. Návrh řešení brzdového systému pro nově konstruované železniční cisternové vozy, schéma pneumatické a mechanické části, brzdový výpočet vozu.
4. Typový výkres cisternového čtyřnápravového vozu v měřítku 1:50.
5. Průvodní technickou zprávu dokumentující splnění dílčích úkolů.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J., KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**doc. Ing. Josef Kolář, CSc. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2023**

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma “ Brzdový systém cisternového železničního vozu” vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a za použití odborné literatury nebo pramenů uvedených v bibliografii na konci této práce.

V Praze dne: .....

.....

Jiří Havlík

## **Poděkování**

Děkuji doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc., vedoucímu mé bakalářské práce za jeho odborné rady, vedení a čas, který mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat zaměstnancům firmy DAKO-CZ a.s. za odborné připomínky a konzultace. Mé poděkování patří také mým rodičům za jejich neustálou podporu během studia.

# Anotační list

Název práce:	<b>Brzdový systém cisternového železničního vozu</b>
Autor:	Jiří Havlík
Ústav:	U12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Druh Práce:	Bakalářská práce
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Klíčová slova:	železnice, cisternový vůz, pneumatická brzda, samočinná brzda, špalíková brzda, automatický snímač ložení, DAKO ITBL, DAKO GP
Title:	Braking system of a tank railway wagon
Author:	Jiří Havlík
Key words:	railway, railway wagon, pneumatic air brake, self-acting brake, block brake, automatic load sensor, DAKO ITBL, DAKO GP
Počet stran:	100
Počet obrázků:	64
Počet tabulek:	7
Počet příloh:	3

## **Abstrakt**

Bakalářská práce se zabývá návrhem brzdové výstroje moderního cisternového vozu za použití trámčové brzdy, automatického snímače ložení a brzdového kompaktu při provozní rychlosti 100 km/h a nápravovém zatížení 22,5 t/nápravu. V rešeršní části je zpracován přehled dnes používaných systémů pro cisternové vozy, ale i jejich historický vývoj a rozdělení. Dále je rešeršní část zaměřena na popis a dělení brzd nákladních vozů. V praktické části je odvozen postup návrhu jednotlivých brzdových parametrů, které jsou posléze použity ke konkrétním výpočtům.

## **Abstract**

The bachelor's thesis focuses on the design of the braking equipment for a modern tank wagon using a truss brake, an automatic load sensor, and a brake rigging at an operating speed of 100 km/h and an axle load of 22.5 t/axle. The literature review section provides an overview of the currently used systems for tank wagons, as well as their historical development and classification. Furthermore, the literature review section describes and categorizes the brakes of freight cars. The practical part presents a derived procedure for designing the individual brake parameters, which are subsequently used for specific calculations.

## Seznam zkratek

Zkratka	Popis
UIC	Mezinárodní železniční unie (fr. Union Internationale des Chemins de fer)
TSI	Technické specifikace pro interoperabilitu
BV	brzdový válec
HP	hlavní potrubí
EN	evropská norma
RID	Řád pro mezinárodní železniční přepravu nebezpečných věcí (fr. Règlement concernant le transport International ferroviaire des marchandises Dangereuses)

## Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod.....</b>	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>Cisternové vozy.....</b>	<b>11</b>
<b>2.1</b>	<b>Označování cisternových vozů.....</b>	<b>15</b>
<b>2.2</b>	<b>Rozdělení cisternových vozů.....</b>	<b>16</b>
2.2.1	Dvounápravový cisternový vůz .....	17
2.2.2	Čtyřnápravový cisternový vůz .....	18
2.2.3	Čtyřnápravové vozy s hlavním rámem .....	18
2.2.3.1.	Vnější rám.....	19
2.2.3.2.	Vnitřní páteřový rám s představky .....	20
2.2.3.3.	Představky bez hlavního rámu .....	20
2.2.4	Rozdělení podle přepravovaného média .....	21
2.2.4.1.	Vozy na přepravu ropných látek .....	21
2.2.4.2.	Vozy na přepravu olejů a ropných derivátů .....	22
2.2.4.3.	Vozy na přepravu kyselin .....	23
2.2.4.4.	Vozy na přepravu žíravých látek.....	24
2.2.4.5.	Vozy na přepravu tekuté síry .....	24
<b>2.3</b>	<b>Podvozky cisternových vozů .....</b>	<b>25</b>
2.3.1	Podvozek Diamond.....	25
2.3.2	Podvozek Y25 .....	26
2.3.2.1.	Provedení špalíkové brzdy.....	29
2.3.3	Podvozek US 78 .....	31
<b>3</b>	<b>Brzda cisternového vozu.....</b>	<b>32</b>
<b>3.1</b>	<b>Tlaková pneumatická brzda.....</b>	<b>34</b>
3.1.1	Tlaková brzda samočinná .....	34
3.1.1.1.	Režim osobní .....	35
3.1.1.2.	Režim nákladní .....	36
3.1.2	Tlaková brzda přímočinná .....	37
3.1.3	Elektropneumatická brzda .....	39
<b>3.2</b>	<b>Dřívější pneumatická brzdová výstroj DAKO cisternového vozu.....</b>	<b>39</b>
3.2.1	Rozváděč DAKO CV1nD .....	44
3.2.2	Pomocný vzduchojem .....	46
3.2.3	Rozvodový vzduchojem.....	46
3.2.4	Řídící vzduchojem.....	46
3.2.5	Brzdový válec.....	46
3.2.6	Stavěč odlehlosti zdrží.....	47
3.2.7	Prachojem .....	47
3.2.8	Samočinný odbrzdovač .....	47
3.2.9	Ruční přestavovač "G-P" .....	47
3.2.10	Ruční přestavovač "P-L" .....	48
<b>3.3</b>	<b>Nově navržena pneumatická brzdová výstroj DAKO cisternového vozu .....</b>	<b>54</b>
3.3.1	Snímač naložení DAKO-SL 2.....	54
3.3.2	Brzdový kompakt DAKO GP.....	56
3.3.3	Trámcová brzda DAKO ITBL.....	57
<b>3.4</b>	<b>Mechanická část brzdy nákladních vozů.....</b>	<b>58</b>





3.4.1	Brzda nákladního vozu s jedním brzdovým válcem (režim S) .....	59
3.4.2	Brzdové tyčové .....	60
3.4.3	Špalíková brzda.....	60
3.4.4	Materiál brzdových špalíků .....	62
3.4.5	Detektor vykolejení .....	66
3.4.6	Odlíšnosti brzdy cisternových vozů od klasických nákladních vozů.....	67
<b>4</b>	<b>Návrh brzdové výstroje cisternového vozu Zacns 88 .....</b>	<b>68</b>
<b>4.1</b>	<b>Určení brzdné síly .....</b>	<b>69</b>
<b>4.2</b>	<b>Návrh a výpočet brzdové výstroje pro 100 km/h .....</b>	<b>78</b>
4.2.1	Určení převodového poměru “ramena” brzdy .....	78
4.2.2	Výpočet tlaku v brzdovém válci prázdného vozu pro 100 km/h .....	81
4.2.3	Brzdový výpočet prázdného vozu pro 120 km/h .....	83
4.2.4	Brzdový výpočet plně loženého vozu .....	87
<b>5</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>91</b>
	<b>Seznam použitých veličin .....</b>	<b>92</b>
	<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>95</b>
	<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>97</b>
	<b>Bibliografie .....</b>	<b>98</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>100</b>

## 1 Úvod

Brzdová výstroj železničních vozidel patří z hlediska bezpečnosti v železničním provozu k významným konstrukčním celkům. Funkcí brzd je regulace rychlosti vozu nebo možnost úplného zastavení vozidla. Z těchto důvodů se na brzdy vztahují technicky náročné předpisy, které mají zajistit účinnost a spolehlivost brzdového zařízení, neboť uvedení železničního vozidla do pohybu je předpokladem, ale zabrzdění vozidla v kterémkoliv okamžiku nutností.

Každá železniční brzda musí splňovat několik základních podmínek, stanovených vyhláškou UIC 540 (v současnosti EN 15355), aby mohla být připuštěna pro mezinárodní železniční provoz.

První část bakalářské práce je soustředěna na zpracování problematiky brzd u cisternového železničního vozu, přiblížení čtenáři platných norem a předpisů, rozebrání variant a verzí v současnosti používaných systémů včetně jejich výhod a nevýhod. Ve druhé části je proveden návrh a výpočet brzdové výstroje.

Práce byla napsána v 1. osobě množného čísla vzhledem k zvyku z předchozího průběhu studia.

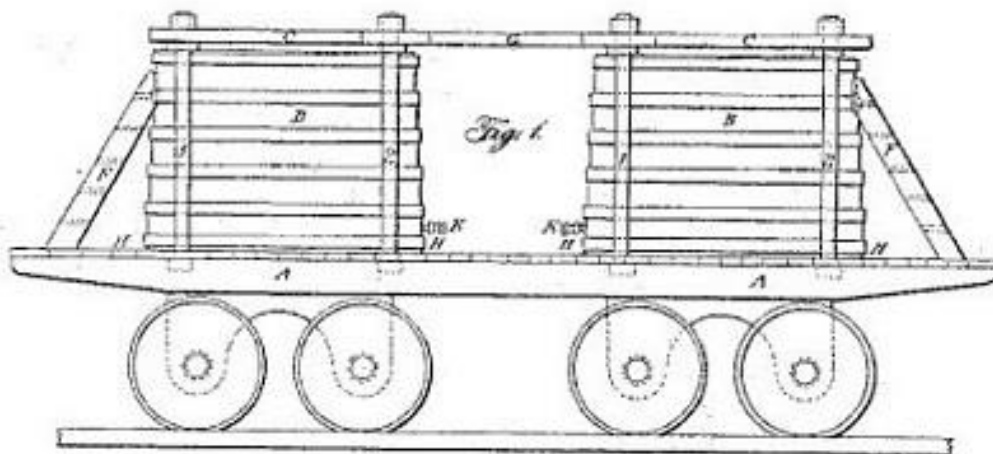
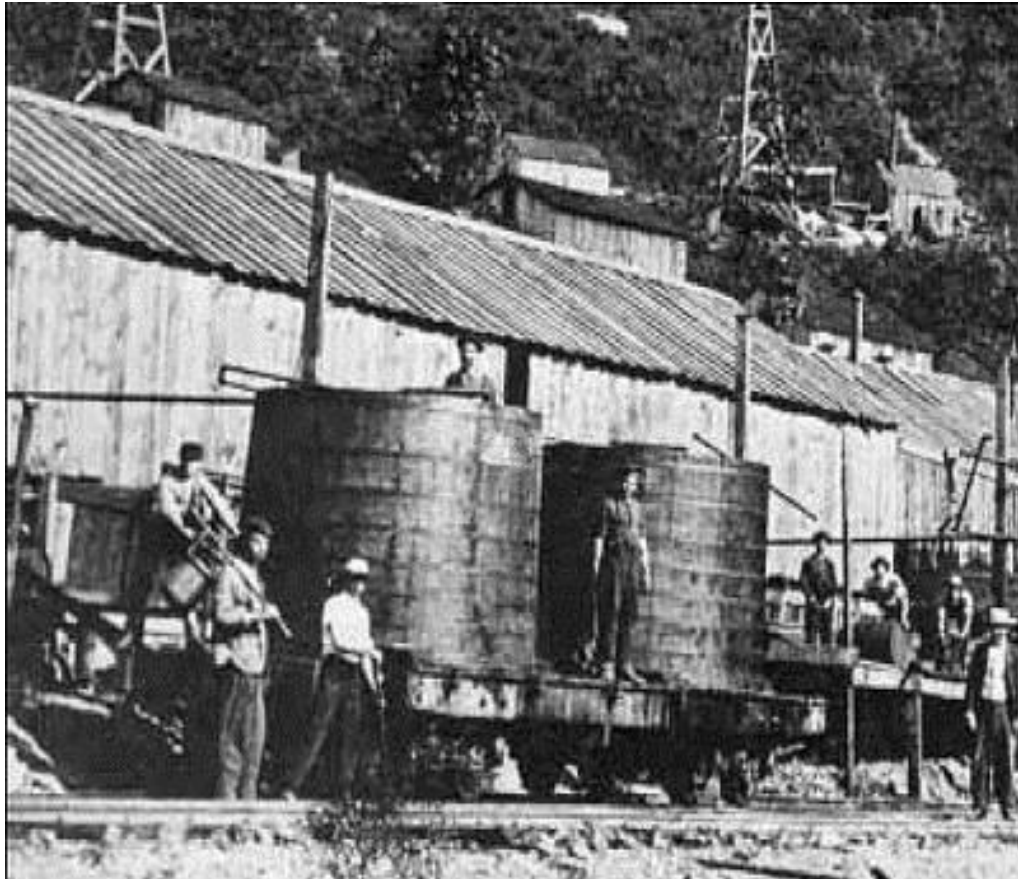
Firma DAKO-CZ, a.s. je předním světovým výrobcem brzd pro kolejová vozidla. Sídlo společnosti se nachází v Třemošnici. Firma je známá také díky svému vývojovému oddělení, které se zaměřuje na inovace a nové technologie. Jedním z úspěšných vývojů je rozváděč DAKO CV, který byl vyvinut zakladatelem společnosti Josefem Daňkem a jeho týmem. Společnost se specializuje na výrobu široké škály brzd pro železniční dopravu. Během tvorby této práce jsem měl možnost konzultovat s odborníky z firmy DAKO-CZ, a.s. některé specifické části této bakalářské práce.

## 2 Cisternové vozy

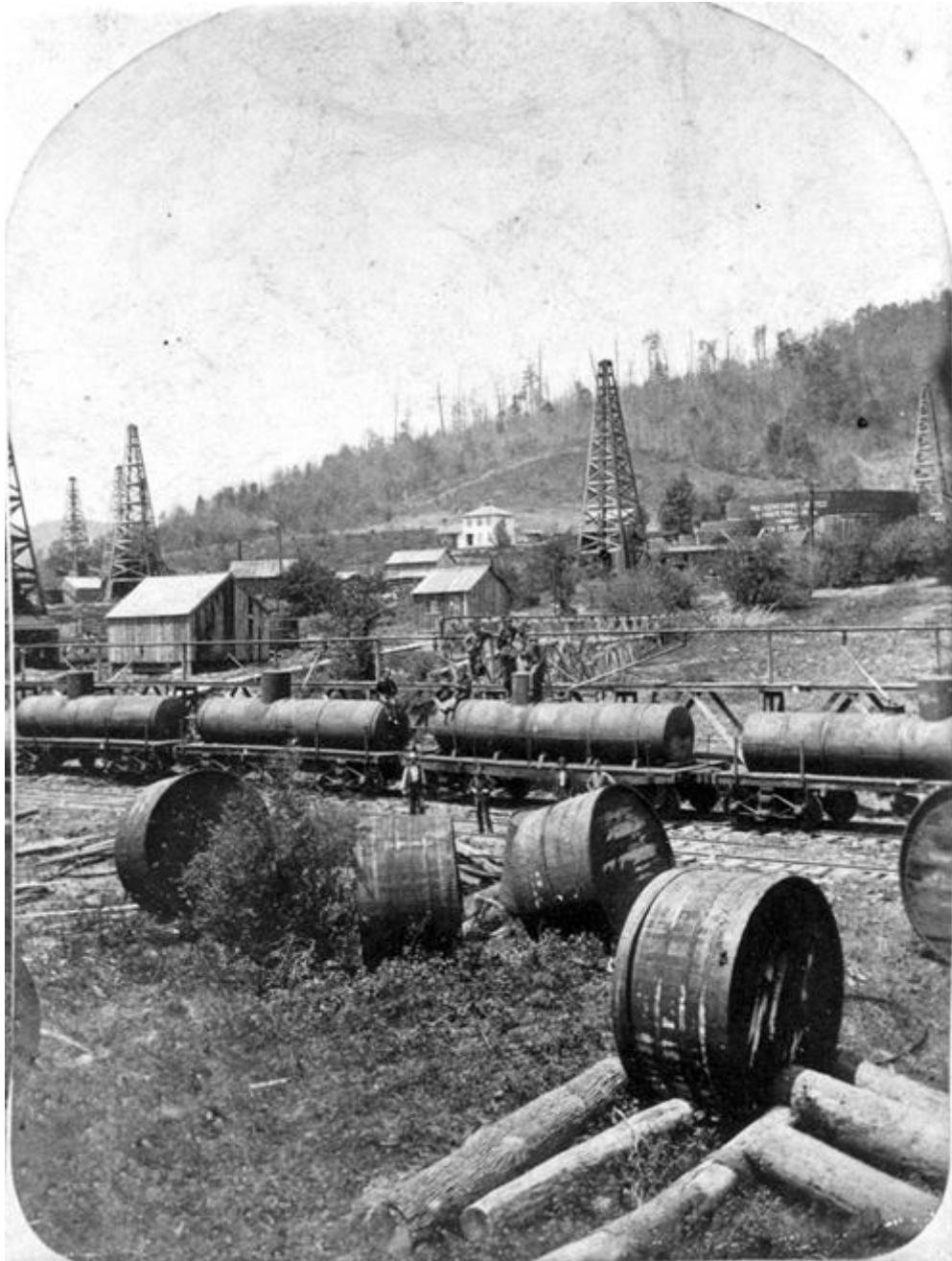
První cisternové vozy se začaly používat v roce 1865 v Pensylvánii pro dopravu ropy z ropných polí. Kotle byly tehdy vyráběny ze dřeva a zpevněné ocelovými pásy. Design v podstatě sestával z plošinového vozu s připevněnými dřevěnými káděmi, která každá byla schopna pojmout 40-50 barelů ropy (cca. 6360-7950 l). Toto provedení bylo ovšem náchylné k netěsnostem a vozy byly velmi těžké, o pár let později byly v návaznosti na tyto dva faktory nahrazeny. V roce 1869 se začaly vyrábět kotle kompletně ocelové. Mezi roky 1945 až 1950 bylo nýtování dílů nahrazeno svařováním. Cisternové vozy našly uplatnění v přepravě nespočtu druhů plynů a kapalin. Jsou vyráběny jako tlakové či netlakové, s tepelnou izolací a vyhříváním nebo bez ní a podobně, viz Obrázek 5. V evropských podmínkách musí vyhovovat normě EN 12561 “Železniční aplikace – cisternové vozy“. [1] [2]



Obrázek 1: První cisternový vůz od společnosti Densmore Brothers [1]



Obrázek 2: Koncepce cisternového vozu Densmore Brothers [1]



*Obrázek 3: Nahrazení původních vozů ocelovými vozy [1]*

Cisternové vozy prošly od dob dřevěných kádí obrovským vývojem, a tak jsme dnes schopni vidat vozy, které mají objem kotle okolo  $100 \text{ m}^3$ , pohybují se po železnici rychlostí až  $100 \text{ km/h}$  a disponují obrovskou škálou výbavy jako například vytápění kotle, tepelná izolace kotle, vnitřní povrchové úpravy pro přepravu toxických látek, zlom směrem ke středu pro úplné a rychlé vyprázdnění a tak dále, viz Obrázek 4.



Obrázek 4: Vůz typu Za(c)ns z produkce firmy Tatravagónka Poprad [20]

## 2.1 Označování cisternových vozů

Nákladní vozy v Evropě se třídí podle řadového označení nákladních vozů UIC 438-2 „Označování nákladních vozů“. Cisternové vozy se řadí do kategorie Z, které dále můžeme dělit například podle počtu náprav, typu rámu či podle typu přepravované látky. Tomuto rozdělení se věnuji v odstavci 2.2. [3]



### **KOTLOVÝ VŮZ (CISTERNA)** s kovovou nádrží, pro přepravu tekutých nebo plyných produktů, článkový vůz nebo vozová jednotka s nápravami, ze 2 částí

22 m ≤ ložná délka < 27 m

- a .....s podvozky
- c .....s vykládáním tlakem<sup>1)</sup>
- e .....s topným zařízením
- f .....způsobilý pro přepravu tunelem a pro prámovou přepravu (trajekt) s Velkou Británií
- ff .....způsobilý pouze pro přepravu tunelem s Velkou Británií
- fff .....způsobilý pouze pro prámovou přepravu (trajekt) s Velkou Británií
- g .....pro přepravu stlačených, zkapalněných a pod tlakem rozpuštěných plynů<sup>1)</sup>
- i .....s nekovovou nádrží
- j .....se zařízením na tlumení nárazů
- m .....ložná délka vozu (jednotky) ze 2 částí: ložná délka ≥ 27 m
- mm .....ložná délka vozu (jednotky) ze 2 částí: ložná délka < 22 m
- o .....ze 3 částí
- oo .....ze 4 nebo více částí
- r .....článkový vůz
- rr .....vozová jednotka

Obrázek 5: Řadové označení nákladních vozů typu Z [4]

	A	B	C
	538,0	46,0	54,0
120		00,0	

Obrázek 6: Tabulka ložných hmotností [5]

třída	hmotnost na nápravu	hmotnost na b.m. vozu
A	16,0 t	5,0 t/m
B1	18,0 t	5,0 t/m
B2	18,0 t	6,4 t/m
C2	20,0 t	6,4 t/m
C3	20,0 t	7,2 t/m
C4	20,0 t	8,0 t/m
D2	22,5 t	6,4 t/m
D3	22,5 t	7,2 t/m
D4	22,5 t	8,0 t/m

Obrázek 7: Třídy železničních tratí [4]

Vozy se také řadí do kategorií podle maximální rychlosti v závislosti na kategorii tratě, na které se budou pohybovat a od toho odvozené ložné hmotnosti. Ložná hmotnost je největší možná hmotnost nákladu s ohledem na dodržení hmotnosti vozu na nápravu tj. 22,5 tuny.

Maximální rychlost vozů se rozděluje dle značení:

Žádné – rychlost do 90 km/h,

„S” (z němčiny: Schnell) – rychlost do 100 km/h,

„SS“/120 (z němčiny: Superschnell) – rychlost do 120 km/h.

Toto rozdělení odpovídá normě UIC 483-2.

## 2.2 Rozdělení cisternových vozů

Jako základní rozdělení můžeme považovat vozy rámové (bez podvozku) a vozy s podvozky. Dvounápravové vozy bez podvozků byly první cisternové vozy, měly malý rozvor, a tedy i malou celkovou délku, viz Obrázek 8.



Obrázek 8: Nepodvozkový rámový cisternový vůz [21]



V dnešní době dominuje trhu konstrukce čtyřnápravových vozů se dvěma dvounápravovými podvozky, viz Obrázek 9, která umožňuje přepravovat větší množství látek při nízkých provozních nákladech.



Obrázek 9: Podvozkový cisternový vůz [6]

### 2.2.1 Dvounápravový cisternový vůz

Dvounápravový kotlový vůz Českých drah Zkks, viz Obrázek 10, je určen primárně pro přepravu potravin např.: stolního oleje, sirupů, ovocných šťáv, vína a etylalkoholu. Hmotnost prázdného vozu je cca 11 600 kg, jeho ložný objem je 24 m<sup>3</sup> a je vyroben z hliníku. Vypouštěcí zařízení je umístěno na spodku kotle. [3]



Obrázek 10 Dvounápravový vůz Zkks [3]

### 2.2.2 Čtyřnápravový cisternový vůz

Čtyřnápravový cisternový vůz o objemu  $88 \text{ m}^3$  je určen pro přepravu nebezpečných látek<sup>1</sup>. Dle předpisu RID se jedná o nebezpečné látky přepravované v kapalném stavu, pro které je v Tabulce A (kapitola 3.2 předpisu RID) ve sloupci 12 přiřazen kód cisterny L4BH a nižší, tj. L4BN, L1,5BN, LGBF, LGBV. Tento typ vozu byl specificky navržen na přepravu paliva do tryskových motorů. [6]



Obrázek 11: Čtyřnápravový vůz Zacns [6]

### 2.2.3 Čtyřnápravové vozy s hlavním rámem

Hlavní rámy slouží k nesení nákladu a všech částí na něm umístěných (kotel, nárazníky, spřáhla, pochozí plošiny, brzdové zařízení ad.). Přenášejí tlakové a tahové osově síly vyvolané při pohybu vlaku. Také pomáhají přenášet svislé zatížení směrem do představek a dále do podvozků. Jejich návrh řídí normou EN 12663-1, respektive EN 12663-2. Jsou vyráběny obvykle svařováním z ocelových profilů a kontrolovány na statickou a únavovou pevnost.

<sup>1</sup> Nebezpečné chemické látky nebo směsi jsou ty, které představují určité nebezpečí pro živý organismus nebo životní prostředí a vykazují jednu nebo více nebezpečných vlastností. Tyto látky nebo směsi se z hlediska zákona č. 350/2011 Sb., o chemických látkách a chemických směsích a o změně některých zákonů (chemický zákon), dělí na látky výbušné, oxidující, extrémně hořlavé, vysoce hořlavé, hořlavé, vysoce toxické, toxické, zdraví škodlivé, žíravé, dráždivé, senzibilující, karcinogenní, mutagenní, toxické pro reprodukci a nebezpečné pro životní prostředí. [6] *Nebezpečné chemické látky nebo směsi jsou ty, které představují určité nebezpečí pro živý organismus nebo životní prostředí a vykazují jednu nebo více nebezpečných vlastností. Tyto látky nebo směsi se z hlediska zákona č. 350/2011 Sb., o chemických látkách a chemických směsích a o změně některých zákonů (chemický zákon), dělí na látky výbušné, oxidující, extrémně hořlavé, vysoce hořlavé, hořlavé, vysoce toxické, toxické, zdraví škodlivé, žíravé, dráždivé, senzibilující, karcinogenní, mutagenní, toxické pro reprodukci a nebezpečné pro životní prostředí.* [25]

Podle konstrukce se dělí na:

- Vnější rám
- Vnitřní páteřový rám s představky
- Představky bez hlavního rámu [7]

### 2.2.3.1. Vnější rám

Vnější rám tvoří podélníky, které jsou umístěny vně vozu. Toto řešení dovoluje nižší umístění kotle a tím i nižší těžiště celého vozu. Vůz má díky tomu lepší stabilitu při průjezdu obloukem. Výpusť je umístěna ve středu délky a šířky vozu.



Obrázek 12: Cisternový vůz s vnějším rámem. [8]

### 2.2.3.2. Vnitřní páteřový rám s představky

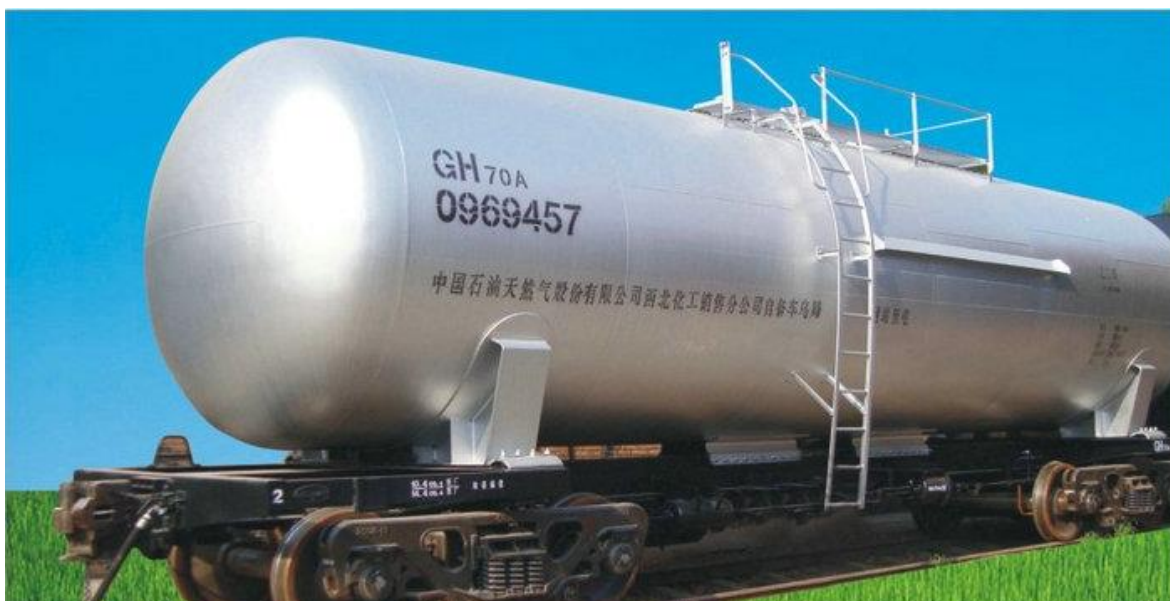
Páteřový rám je tvořen obvykle dvěma podélníky umístěnými blíže k sobě, tzn. uprostřed šířky vozu a kotel je umístěn až nad tímto rámem. Poloha těžiště se nachází při tomto provedení výše nad kolejí, ale z důvodu chybějících vnějších podélníků je možné kotel zvětšit objem kotle.



Obrázek 13: Cisterna s páteřovým rámem [7]

### 2.2.3.3. Představky bez hlavního rámu

U cisternových vozů bez hlavního rámu je kotel upevněn k podvozkům pouze představky, které jsou přímo nad nimi. Vůz je díky tomu lehčí ovšem tlakové i tahové síly je nutno přenést přes tělo kotle díky chybějícímu hlavnímu rámu. Kotel musí

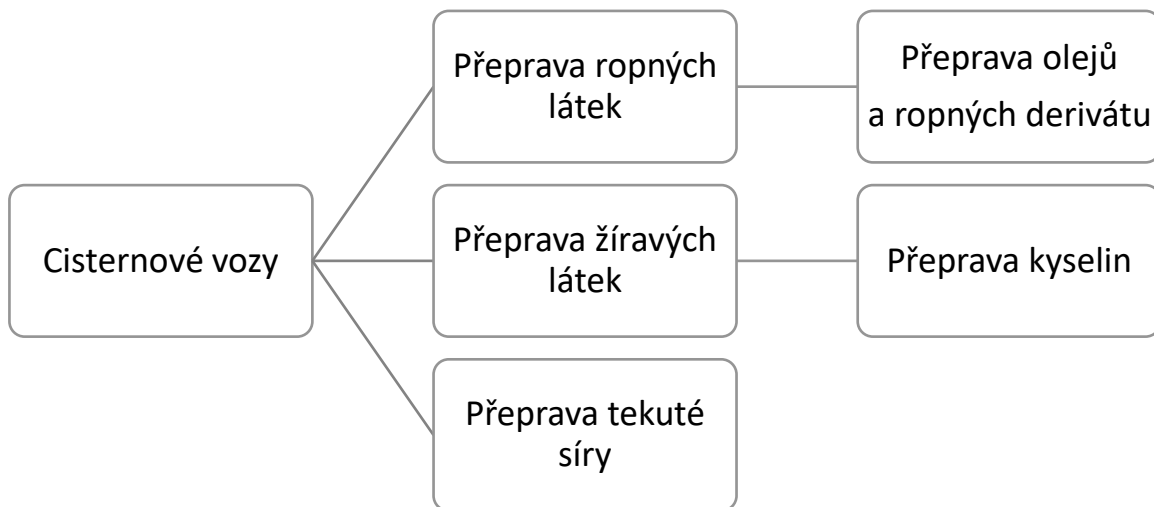


Obrázek 14: Cisterna bez hlavního rámu [22]

tedy disponovat silnějšími stěnami či obvodovým žebrováním. Tyto modifikace nám ovšem hmotnost zvýší.

#### 2.2.4 Rozdělení podle přepravovaného média

Cisternové vozy mohou při správném zvolení materiálu, konstrukce, vnitřní povrchové úpravy a příslušenství převážet různé druhy komodit.



##### 2.2.4.1. Vozy na přepravu ropných látek

Jedná se o vozy na přepravu nebezpečných látek třídy 3, případně 6.1, 8, 9 nebo dalších kapalných látek vyjmenovaných v předpise RID, které odpovídají kódu cisterny L4BH. Vozy jsou vybaveny nuceným odvodem plynů a par a také uzavřeným systémem jejich cirkulace včetně podtlakové pojistky (zavzdušňovací ventil). [7]



Obrázek 16: Cisternový vůz řady Zacns na přepravu ropných látek [7]

#### 2.2.4.2. Vozy na přepravu olejů a ropných derivátů



Obrázek 15: Cisternový vůz Zaens na přepravu olejů a ropných derivátů [7]

Jedná se o vozy určené na přepravu nebezpečných látek třídy 3, 6.1, 9 nebo dalších kapalných látek vyjmenovaných v předpise RID, které odpovídají kódu cisterny L10BH s vnitřními nebo vnějšími topnými hady a izolací. Vozy jsou vybaveny nuceným odvodem plynů a par a také uzavřeným systémem jejich cirkulace včetně podtlakové pojistky. [7]

#### **2.2.4.3. Vozy na přepravu kyselin**

Vozy na přepravu nebezpečných látek třídy 6.1 a 8 nebo dalších kapalných látek vyjmenovaných v předpise RID, které odpovídají kódu cisterny L4DH s nerezovým nebo pogumovaným kotlem. [7]



*Obrázek 17: Cisternový vůz Zacs na přepravu kyselin [7]*

#### 2.2.4.4. Vozy na přepravu žíravých látek

Vozy na přepravu nebezpečných látek třídy 6.1 a 8 nebo dalších kapalných látek vyjmenovaných v předpise RID, které odpovídají kódu cisterny L4CH či L4BH s nerezovým nebo pogumovaným kotlem. [7]



Obrázek 18: Cisternový vůz Zacs na přepravu žíravých látek [7]

#### 2.2.4.5. Vozy na přepravu tekuté síry

Speciální cisternový vůz na přepravu nebezpečné látky třídy 4.1, (síra, roztavená UN 2448) a dalších, které odpovídají kódu cisterny L4DH. Vůz je vybaven prolomeným nerezovým kotlem s vnějšími topnými hady a izolací. [7]



Obrázek 19: Cisternový vůz Zacsens na přepravu tekuté síry [7]

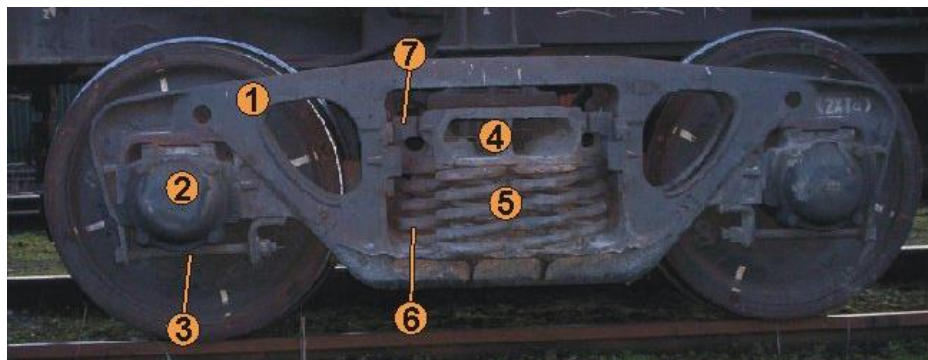


## 2.3 Podvozky cisternových vozů

Potřeba zvyšování délky a hmotnosti cisternových vozů si vyžádala použití podvozků. Podvozek je typ pojezdu, který se vyznačuje samostatným rámem, kterému je umožněna pohyblivost vůči spodku skříně vozu. Podvozky nákladních vozů (do kterých patří cisternové vozy) jsou podvozky s jednostupňovým vypružením a jednoduchou levnou konstrukcí nosných částí s maximálním počtem unifikovaných dílů pro snadnou vyměnitelnost. Rozvor dvojkolí se pohybuje v rozmezí 1800 mm až 2000 mm. Pro provoz cisternových vozů postačuje nejvyšší konstrukční rychlost 100 km/h. V případě prázdného vozu je povolena rychlost 120 km/h. Podvozky jsou konstruovány pro hmotnost vozu na nápravu v rozmezí 20 až 25 tun. [5]

### 2.3.1 Podvozek Diamond

Podvozek typu Diamond tvoří vnější otevřený rám ve tvaru H. Hlavním znakem je absence primárního vypružení na nápravách. Skříně nápravových ložisek jsou pevně spojeny s podélníky rámu. Vypružený je až příčník, který spočívá zpravidla na osmi válcových tlačných šroubovitých pružinách, čtyři z každé strany příčníku. Vedení samotného příčníku je řešeno vodícími otvory a čepy umístěnými ve střední části podélníků. V této části se též nachází i tlumení, které je zajištěno pomocí klínovité konstrukce umístěné nad pružinami a pod příčníkem. Podvozek je vybaven pouze jednostrannými špalíkovými brzdami. Výhodami tohoto typu podvozku jsou výrobní i montážní jednoduchost, nízká hmotnost a možnost příčníku vykonávat i příčné pohyby, čímž je umožněno větší příčné vypružení a tím i větší přizpůsobivost nerovnostem koleje než u následujících typů podvozků. Tato přizpůsobivost je ale vykoupena nízkou maximální rychlostí nepřekračující 100



Obrázek 20: Podvozek Diamond: 1-postranice, 2-ložisková skříň, 3-šroub zajištění ložiskové skříně, 4-příčník, 5-pružiny svislého vypružení, 6-pružiny tlumení, 7-klínový tlumič [5]

km/h. Mezi další nevýhody patří velká hmotnost nevypružených hmot, která negativně působí jak na trať, tak na vůz s podvozkem Diamond. [5] [9]

Maximální hmotnost na nápravu	22,5 t
Maximální provozní rychlost	100 km/h
Velikost příčných vůlí (vykývnutí příčniců)	2 x 58 mm
Průměr kol	950 mm
Rozvor	1850 mm
Hmotnost	cca. 4,2 t

*Tabulka 1: Parametry podvozku Diamond [5]*

### 2.3.2 Podvozek Y25

Na přelomu šedesátých a sedmdesátých let 20. století bylo v Mezinárodní železniční unii (UIC) přijato rozhodnutí o zavedení standardizovaného podvozku pro čtyřnápravové nákladní vozy. Po dlouhých zkouškách, výzkumech a jednáních padlo rozhodnutí na francouzský podvozek Y25 Cs o rozvoru 1800 mm. Tak vznikla jednotná unifikovaná konstrukce nákladního podvozku podle vyhlášky UIC 510-1 „Vozy – Pojezd – Normalizace“. Nosnost jednotlivých provedení podvozku je patrná z jejich označení velkými písmeny, viz Tabulka 2. Konkrétní provedení podvozku bývá ještě doplněno malými písmeny, případně číslicemi, viz Tabulka 3.

Značení podvozku Y25	Význam
C	Maximální hmotnost na nápravu 20 t
R	Maximální hmotnost na nápravu 20 t – zesílená varianta (z francouzštiny: <b>Reinforcé</b> - vyztužené)
L	Maximální hmotnost na nápravu 22,5 t (z francouzštiny: <b>Lourd</b> - těžké)
LL	Maximální hmotnost na nápravu 25 t

D	Podvozek s kotoučovou brzdou (z francouzštiny: <b>D</b> isque - disk)
---	-----------------------------------------------------------------------

Tabulka 2: Základní značení podvozků typu Y 25 podle maximální hmotnosti na nápravu [9]

Doplňkové značení podvozku Y25	Význam
s	Režim provozu "S" 100 km/h
ss	Režim provozu "SS" 120 km/h
s2	Upravený „S“ režim
m	Podvozek s odlévaným rámem (z francouzštiny: <b>M</b> oule - forma)
a	Zesílené podélné vzpěry, na které jsou upevněné nosiče brzdového pákoví podvozku
d	Dvojitá brzdová zdrž Bgu
i	Podvozek s integrovanou brzdou
f	Podvozek vystrojený ruční brzdou
o	Oboustranná závěska umožňující radiální nastavení dvojkolí (z francouzštiny: <b>O</b> rientable - nastavitelný)
e	Podvozek pro Španělský (Pyrenejský) rozchod (1668 mm)
t	Příprava pro možnost zabudování integrované brzdy

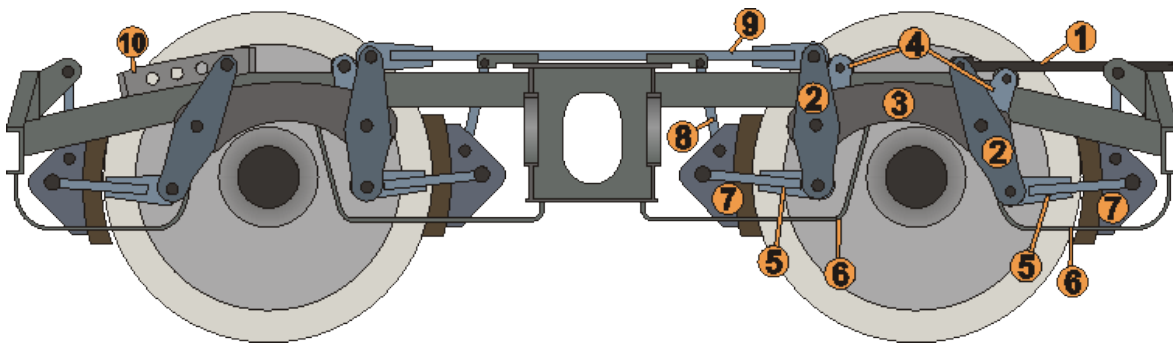
1	Používané označení pro L podvozky označující variantu uložení podélných vzpěr přišroubovaných k nosičům na příčnicku a volně uložených v klouzátku na čelníku podvozku (Y25 Lsd1)
2	Podélné vzpěry upevněné k čelníku i příčnicku zesíleným řešením (výstužné žebra)

*Tabulka 3: Doplnkové značení vlastností podvozku [9] [10]*

Jedná se o běžný typ dvounápravového podvozku používaného obecně pro všechny druhy nákladních vozů. Vyznačuje se jednoduchou konstrukcí, nízkou údržbou, nízkou hmotností a vysokou životností. Základ podvozku tvoří uzavřený ocelový svařovaný rám, který je složen z jednoho příčnicku, dvou podélníků profilu „I“, dvou čelníků profilu „U“ a čtyř podélných výztuh profilu „U“. Pro zvýšení bezpečnosti proti vykolejení, která je zhoršena vysokou tuhostí vypružení, je konstrukce rámu poddajná, přizpůsobivá křížovým propadům koleje. Podvozky Y25 jsou charakteristické systémem vypružení a vedení dvojkolí podle Lenoira, který je typickým tlumením pomocí šikmé závěsky pružiny a třecích příložek v rozsochách. Systém vedení dvojkolí a vypružení je celý situován do masivního rámu z ocelolity, přivařeného k podélníku rámu podvozku. Vedení je tvořeno tlačnými šroubovitými pružinami s kruhovým průřezem drátu. Na každé kolo tohoto podvozku připadají dvě šroubovitě pružiny, celkově tedy osm pružin. Tlumení je zajištěno pomocí jednoduché konstrukce, která sestává z třecí příložky a ovládací závěsky. Při propružení dojde prostřednictvím závěsky k přitlačení příložky na vodící plochu ložiskového domku nápravy a tím ke vzniku třecí (tlumící) síly. Skříň vozu je uložena na příčnick rámu podvozku pomocí kulové torny a dvojice odpružených postranních kluznic. Převážnou část svislého zatížení ze skříňe vozu na podvozek přenáší torna, postranní kluznice, slouží především pro zajištění stability vozové skříňe (kotle cisterny), přenášejí jen malou část zatížení ze skříňe vozu. [5] [9]

### 2.3.2.1. Provedení špalíkové brzdy

Většina podvozků Y25 je osazena špalíkovou brzdou. Síla brzdového válce, zesílená mechanickým převodem je vedena přes stavěč odlehlosti zdrží (výše uvedená zařízení jsou umístěná na spodku skříně vozu) na táhlo (Obrázek 21 poz. 1). [5]



Obrázek 21: Schéma brzdy podvozku Y25 [5]

Tahová síla je vedena k převodnicím (poz. 2), vzájemně ve střední části vázaným spojnicí převodnic (poz. 3). Převodnice, zavěšené pomocí závěsů převodnic (poz. 4) na rám podvozku, mají na spodní straně vázány rozpory (poz.5), na které jsou upevněny brzdové zdrže (poz. 7). Podvozky konstruované pro rychlost do 100 km/h užívají jednošpalíkové brzdové zdrže, pro rychlost do 120 km/h zdrže dvojšpalíkové. Při porušení brzděním silně namáhaných závěsů zdrží 8 zabrání záchytky 6 pádu zdrží i s rozpory do kolejiště. Na dvojkolí vzdálenější od brzdového válce je síla přenášena obkročným táhlem (poz. 9), které svým rozdvojením obchází uložení skříně vozu na podvozek. Poslední převodnice je zavěšena v kotevníku (poz. 10) se čtyřmi otvory pro svorník převodnice. Při obnově jízdního obrysu kol soustružením je zmenšen průměr kola, ke kterému musí být adekvátně upravena odlehlost brzdových zdrží od kol. Odlehlost brzdových zdrží je možné zmenšit přesazením svorníku převodnice v kotevníku. [5]

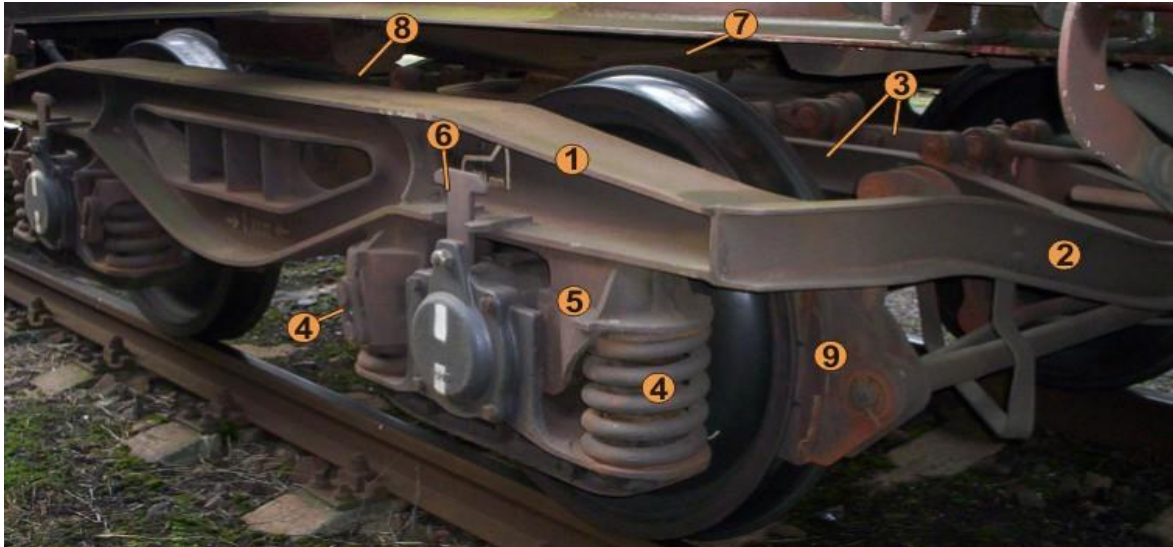
V podvozku může být umístěn snímač zatížení jako součást zařízení sloužícího ke změně účinku brzdy v závislosti na zatížení vozu. Snímač zatížení DAKO-SL 2 (Obrázek 22) reguluje v součinnosti s přidavným ventilem DAKO-DS tlak v brzdovém válci. [5]



Obrázek 22: Snímač zatížení DAKO-SL 2 v podvozku Y25 [5]

Maximální hmotnost na nápravu	22,5 t
Maximální provozní rychlost	120 km/h
Velikost příčných vůlí (vykývnutí příčniců)	2 x 10 mm
Průměr kol	920 mm
Rozvor	1800 mm
Hmotnost	cca. 4,6 t

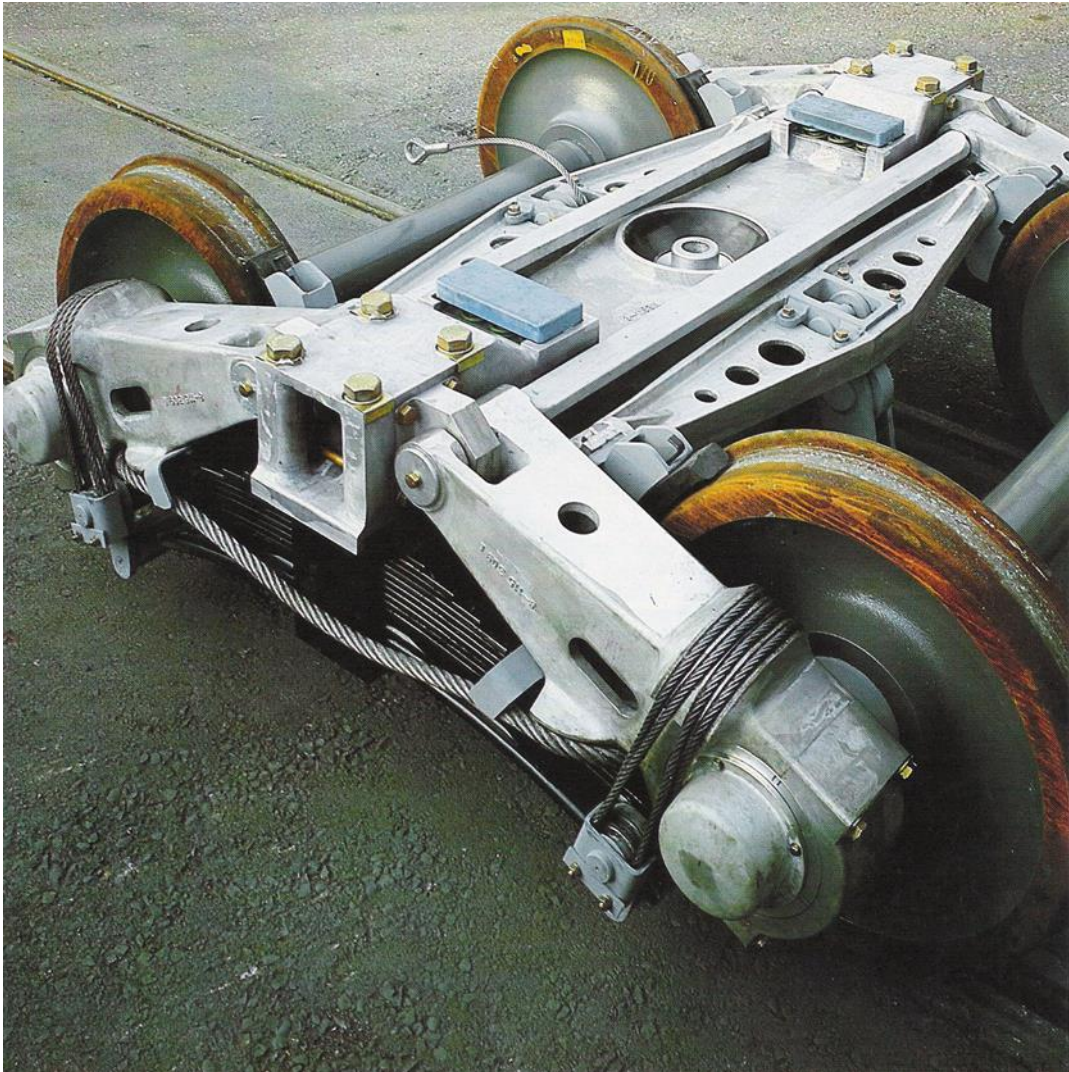
Tabulka 4: Parametry podvozku Y25 [5]



Obrázek 23: Podvozek Y25: 1-podélník, 2-čelník, 3-podélné výztuhy, 4-pružina prvotního vypružení, 5-rozsocha, 6-záchytky dvojkolí, 7-kulová torna, 8-postranní kluznice, 9-brzdová zdrž [5]

### 2.3.3 Podvozek US 78

Jedná se o podvozek přímo konstruovaný pro cisternový vůz na přepravu ropných derivátů a smoly. Podvozek má dvě nápravy a jeho konstrukce je celá z hliníku. Jeho hmotnost dosahuje 4600 kg a maximální ložná hmotnost činí 25 t na nápravu. Nekonvenční zavěšení náprav, styl vypružení pomocí listových pružin i upevnění ramen podvozku pomocí ocelových lan mají přispívat k lepším vlastnostem podvozku při průjezdu obloukem při přebytku odstředivé síly. Brzdové ústrojí je tvořeno párem špalíkových brzd pro každou nápravu. Upevnění na cisternu je realizováno pomocí kulové torny a dvou odpružených kluznic (po jedné na každé straně), viz Obrázek 24.



Obrázek 24: Podvozek US 78 [12]

### 3 Brzda cisternového vozu

K regulaci rychlosti pohybu kolejových vozidel a k jejich úplnému zastavení dnes používáme různé brzdové systémy, které prošly historickým vývojem sahajícím k samotným počátkům železnice. Problematika brzdění vlaků narůstala stejným tempem, jakým byly vlaky schopny dosahovat větších rychlostí a výkonů společně se zvyšujícími se nároky na bezpečnost.

Z počátku byla brzdící funkce vykonávána samotnou lokomotivou v podobě ruční mechanické brzdy či zpětným chodem parního stroje (protipárou). Postupem času se začal tento postup stávat nedostatečným, což posunulo vývoj brzdy směrem k osazování vlaků ruční brzdou, která byla ovládána vlakovou obsluhou (tzv. brzdaři). Signál k brzdění byl dáván pomocí píšťaly ze stanoviště strojvedoucího.



Toto řešení se ovšem s postupem času ukázalo jako nedostatečné díky svojí nízké účinnosti a významnou závislostí na lidském faktoru.



*Obrázek 25: Konzola brzdařské plošiny (vlevo), mechanický převod a celistvé zdrže (vpravo) [5]*

V důsledku nerovnoměrného rozprostření brzdícího účinku podél vlaku taktěž docházelo k podélným rázům, při kterých neustále hrozilo riziko přetržení soupravy. Cílem se tedy stalo sestrojít takový brzdový systém, který by umožňoval regulaci rychlosti celého vlaku ze stanoviště strojvedoucího, a který by samočinně zaúčinkoval při použití záchranné brzdy či přetržení vlaku.

Vývoj vedl přirozeně až ke vzniku prvních tlakových brzd, které postupně nahradily brzdu provazcovou a další méně účinné a spolehlivé systémy. Vývoj tlakové brzdy si také ušel dlouhou cestu do podoby, ve které ji známe dnes. Předchůdcem tlakové brzdy byla například brzda podtlaková (vakuová). Tento typ brzdy byl oblíbený především z důvodu, že v lokomotivě bylo mnohem jednodušší vytvořit podtlak než přetlak. A to tím, že brzdový systém byl napojen na parní komín kde se při otevření klapky vytvořil tah, který spustil brzdění. Rozvoj brzdy do podoby, ve které ji známe dnes, tj. brzdy samočinné tlakové, byl významný především po roce 1922, ve kterém vznikla výše zmiňovaná Mezinárodní železniční unie (UIC), která začala sdružovat železniční správy a dohlížet na dodržování předpisů ve všech odvětvích týkajících se provozu vozů na železnici.

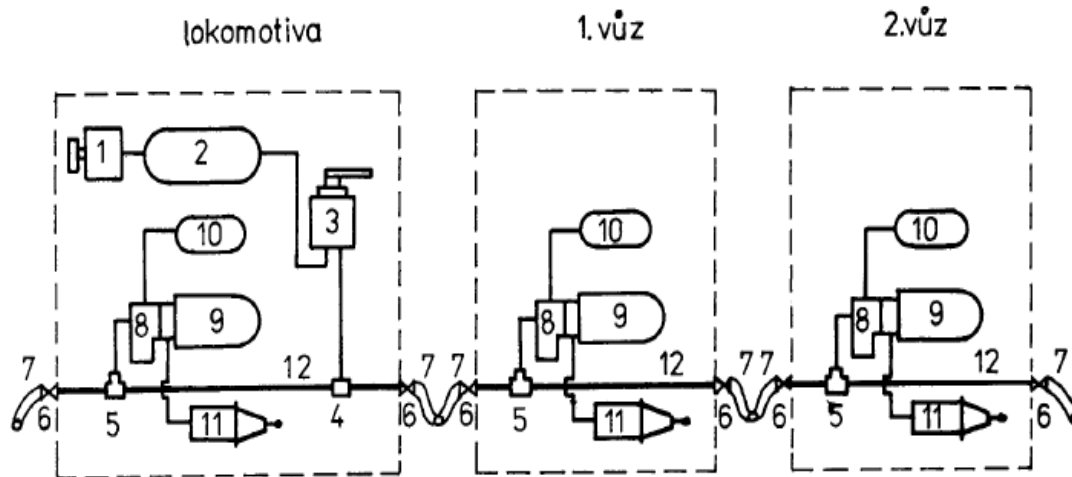
### 3.1 Tlaková pneumatická brzda

Všechny druhy tlakových brzd používají k vyvození brzdové síly stlačeného vzduchu prostřednictvím brzdového válce. Stlačený vzduch je vyráběn kompresorem na hnacím vozidle (lokomotivě). Pomocí hlavního potrubí, kterým jsou vybavena všechna železniční vozidla, je rozveden stlačený vzduch po délce vlaku do vzduchojemů jednotlivých vozů.

#### 3.1.1 Tlaková brzda samočinná

Tlaková brzda samočinná je nejdůležitější brzda všech železničních vozidel. Stlačený vzduch o provozním tlaku 5 bar je k dispozici pomocí hlavního potrubí v každém dílčím brzdovém systému jednotlivého vozidla. Vlivem poklesu tlaku v hlavním potrubí začne rozváděč plnit brzdový válec tlakem vzduchu z pomocného vzduchojemu a dochází k brzdění. Při nárůstu tlaku v hlavním potrubí na provozní tlak rozváděč brzdový válec odvětrává a dochází k odbrzdění. Tímto je dosažena samočinnost brzdění, nutná pro bezpečnost provozu např. při přetržení vlaku, použití záchranné brzdy atd. neboť dochází k poklesu tlaku v hlavním potrubí a automaticky k brzdění celého vlaku nebo jednotlivých vozidel. Určitým poklesem tlaku v hlavním potrubí nebo naopak jeho zvyšováním, lze nastavit požadovaný brzdící stupeň. Uvedená manipulace s výší tlaku v hlavním potrubí je prováděna brzdícím samočinné brzdy (brzdícím ventilem) na lokomotivě, který se přímo ovládá ze stanoviště strojvedoucího. [11]

Dle rychlosti nárůstu tlaku v brzdovém válci při brzdění samočinnou brzdou rozlišujeme různé režimy brzdění. Existují dva režimy brzdění, které popisují v odstavcích 3.1.1.1 a 3.1.1.2.

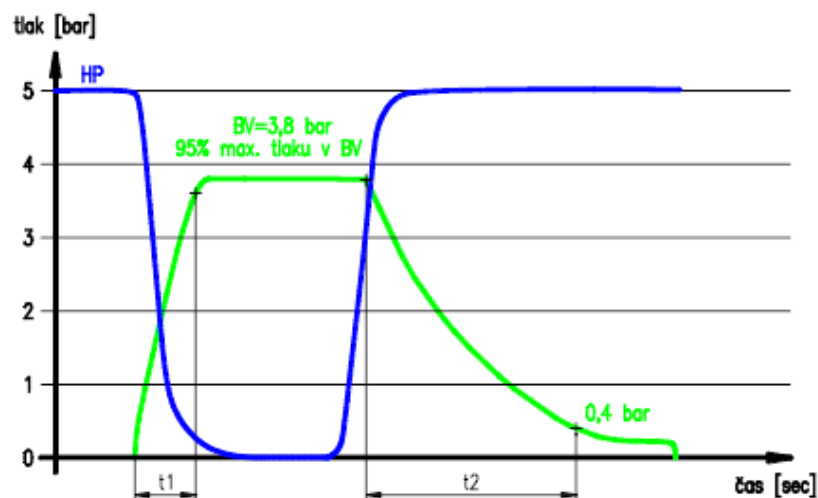


Obrázek 26: Samočinná tlaková brzda na vlaku [16]

1 – kompresor, 2 – hlavní vzduchojem, 3 – brzdíč samočinné brzdy, 4 – odkapnice, 5 – odstředivý prachojem, 6 – spojkový kohout, 7 – brzdová spojka, 8 – rozváděč, 9 – pomocný vzduchojem, 10 – rozvodový vzduchojem, 11 – brzdový válec, 12 – hlavní potrubí

### 3.1.1.1. Režim osobní

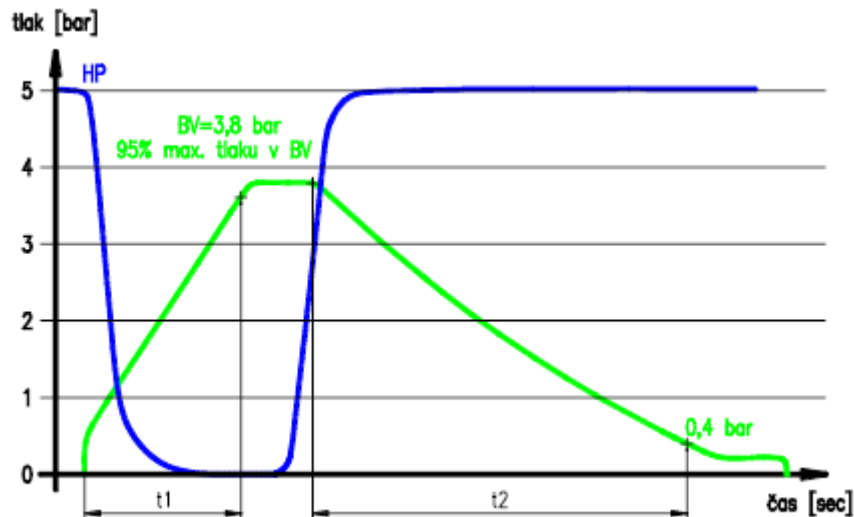
Doba plnění brzdových válců stlačeným vzduchem od okamžiku zabrzdění je velmi rychlá (cca 3 až 5 sekund), a proto nachází uplatnění u krátkých vlaků (viz. Obrázek 27). Rovněž doba vyprázdnění brzdových válců při odbrzdění je pouze 15–20 s. [12]



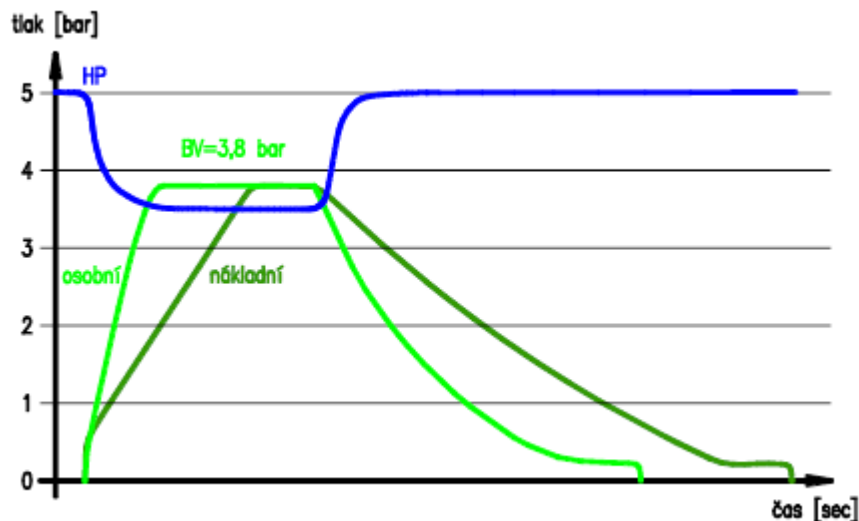
Obrázek 27: Rychločinné zabrzdění a odbrzdění osobního vozu v režimu brzdy osobní ( $BV=3,8\pm 0,1$  bar;  $t_1=3\div 5$  s;  $t_2=15\div 20$  s) [11]

### 3.1.1.2. Režim nákladní

U dlouhých nákladních vlaků se používá delší doba plnění brzdových válců stlačeným vzduchem od okamžiku zabrzdění (18 až 30 sekund), kdy pozvolná brzdící reakce eliminuje vznik podélných rázů v soupravě a tím její případné roztržení, viz Obrázek 28. Pozvolná je i doba vyprázdnění brzdových válců při odbrzdění, která dosahuje hodnoty 45–60 s. [12]

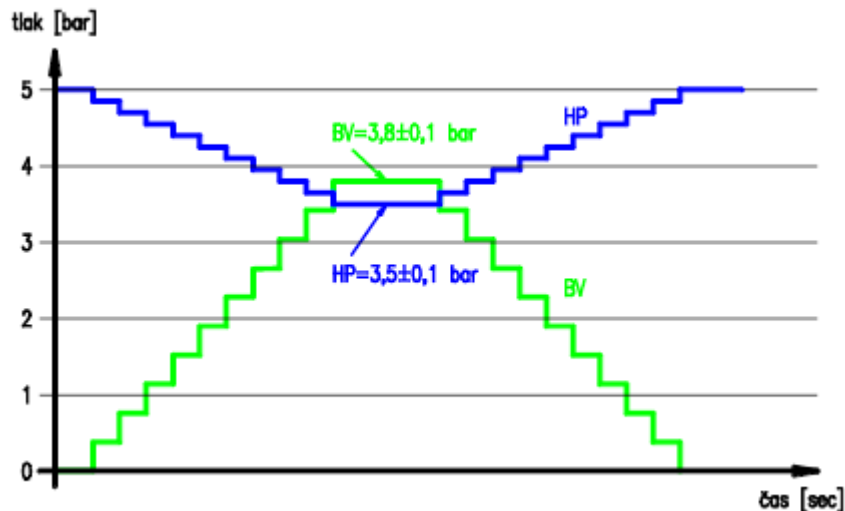


Obrázek 28: Rychločinné zabrzdění a odbrzdění nákladního vozu v režimu brzdy nákladní (BV=3,8±0,1 bar;  $t_1=18\div 30$  s;  $t_2=45\div 60$  s) [11]



Obrázek 29: Porovnání provozního zabrzdění a odbrzdění nákladního vozu v režimu brzdy osobní ( $t_1=3\div 5$  s) a v režimu brzdy nákladní ( $t_1=18\div 30$  s); úplné provozní zabrzdění = pokles tlaku v HP o  $1,5 \pm 0,1$  bar [11]

Pro částečné snižování rychlosti vlaku v režimu provozního brzdění a odbrzdování lze použít i princip stupňovitěho snižování tlaku v hlavním potrubí a stupňovitěho nárůstu tlaku v brzdovém válci, viz Obrázek 30.



Obrázek 30: Stupňovité brzdění a odbrzdování [11]

Popis diagramů:

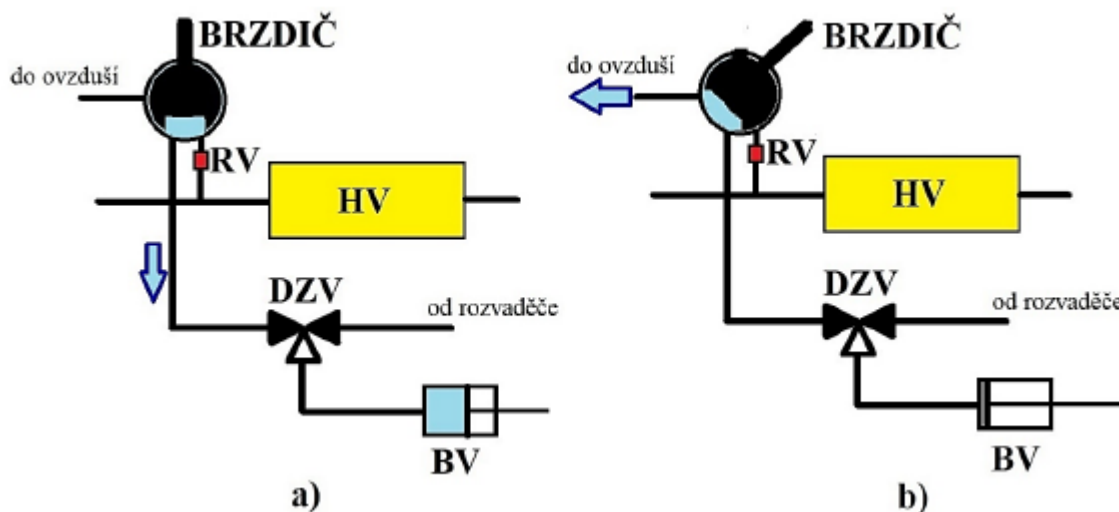
- **HP** – tlak v hlavním potrubí
- **BV** – tlak v brzdovém válci
- **t<sub>1</sub>** – plnicí doba brzdového válce, tj. čas, kdy vzduch začne plnit brzdový válec až do okamžiku, kdy tlak dosáhne 95 % své maximální hodnoty v režimu osobní, či nákladní
- **t<sub>2</sub>** – odbrzdovací doba brzdového válce, tj. čas, kdy tlak v brzdovém válci klesne na hodnotu 0,4 bar
- **rychločinné zabrzdění a odbrzdění** – intenzivní vpuštění, nebo zvýšení tlaku v hlavním potrubí
- **úplné provozní zabrzdění a odbrzdění** – pokles tlaku v hlavním potrubí o 1,5 bar k dosažení maximálního tlaku v brzdovém válci a naopak
- **stupňovité brzdění a odbrzdování** – stupňovitý pokles, nebo zvýšení tlaku v hlavním potrubí v oblasti úplného provozního zabrzdění či odbrzdění, je prováděno manipulací brzdiče za účelem nastavení potřebné výše tlaku v brzdovém válci [11]

### 3.1.2 Tlaková brzda přímočinná

Stlačený vzduch je přímo vpouštěn do brzdových válců z hlavního vzduchojemu hnacího vozidla pomocí brzdiče přímočinné brzdy. Používá se pouze u hnacích vozidel nebo krátkých za provozu nerozpojovatelných dvou, tří vozových jednotek. Je ovládána z místa strojvedoucího a její použití je zcela závislé na lidském činiteli (strojvedoucím). Z těchto důvodů není samočinná. Její použití je opodstatněné v případech zastavení vozidla na přesně stanoveném místě (např.

při posunování, či zastavení v železniční zastávce nebo při připojování lokomotivy k vlaku). [11]

Přímočinná brzda nelze použít na nákladních vozech, jelikož jí chybí její samočinný účinek. Dalším důvodem je její konstrukce. Brzda funguje za pomoci brzdíče přímočinné brzdy, který pouští stlačený vzduch z hlavního vzduchojemu hnacího vozidla přes redukční (součást brzdíče) a dvojitý zpětný ventil přímo do brzdového válce. Dvojitý zpětný ventil odděluje systém přímočinné a samočinné brzdy na hnacím vozidle na základě porovnání tlaků, které působí na pístek v konstrukci ventilu. Při brzdění pouze přímočinnou brzdou je tak systém brzdy samočinné oddělen od brzdového válce což je pro nákladní vozy nepřijatelné. Dalším důvodem, proč nemůže být použita na nákladních vozech vychází z délky souprav. Soupravy dosahují v mnoha případech délek okolo jednoho kilometru a vzduchojem, který je umístěn na hlavním vozidle by svojí kapacitou nestačil naplnit vzduchem brzdové válce po celé délce soupravy. Dále by se vzduch nedostal do brzdových válců v čas vzhledem k jeho průrazné rychlosti (cca. 280 m/s).



Obrázek 31: Princip přímočinné brzdy

HV – hlavní vzduchojem, RV – redukční ventil, DZV – dvojitý zpětný ventil, BV – brzdový válec, a) poloha zabrzděno, b) poloha odbrzděno [5]

### 3.1.3 Elektropneumatická brzda

Elektropneumatická brzda je vzduchová tlaková brzda, u níž se ovládací impulsy přenášejí elektricky. K aktivaci brzdy i k rychlému odbrzdění dochází prakticky současně na všech vozidlech soupravy, zkracuje se plnicí i vyprazdňovací doba brzdových válců, viz Tabulka 5. Elektrické ovládání je svým způsobem nadstavbou brzdy vzduchové, jejíž původní funkce musí zůstat zachována. [9]

*Tabulka 5: Doba plnění BV dle režimu EL-PNEU brzdy*

režim	plnicí doba	vyprazdňovací doba
N	3-6 s	7-12 s
P	3-6 s	7-12 s

Hlavními částmi elektrického ovládání brzdy jsou především:

- brzdič elektropneumatické brzdy na hnacím vozidle
- průběžné, nejméně třívodičové elektrické vedení
- elektromagnetické ventily pro brzdění a pro odbrzdění v brzdovém systému brzděných vozů [9]

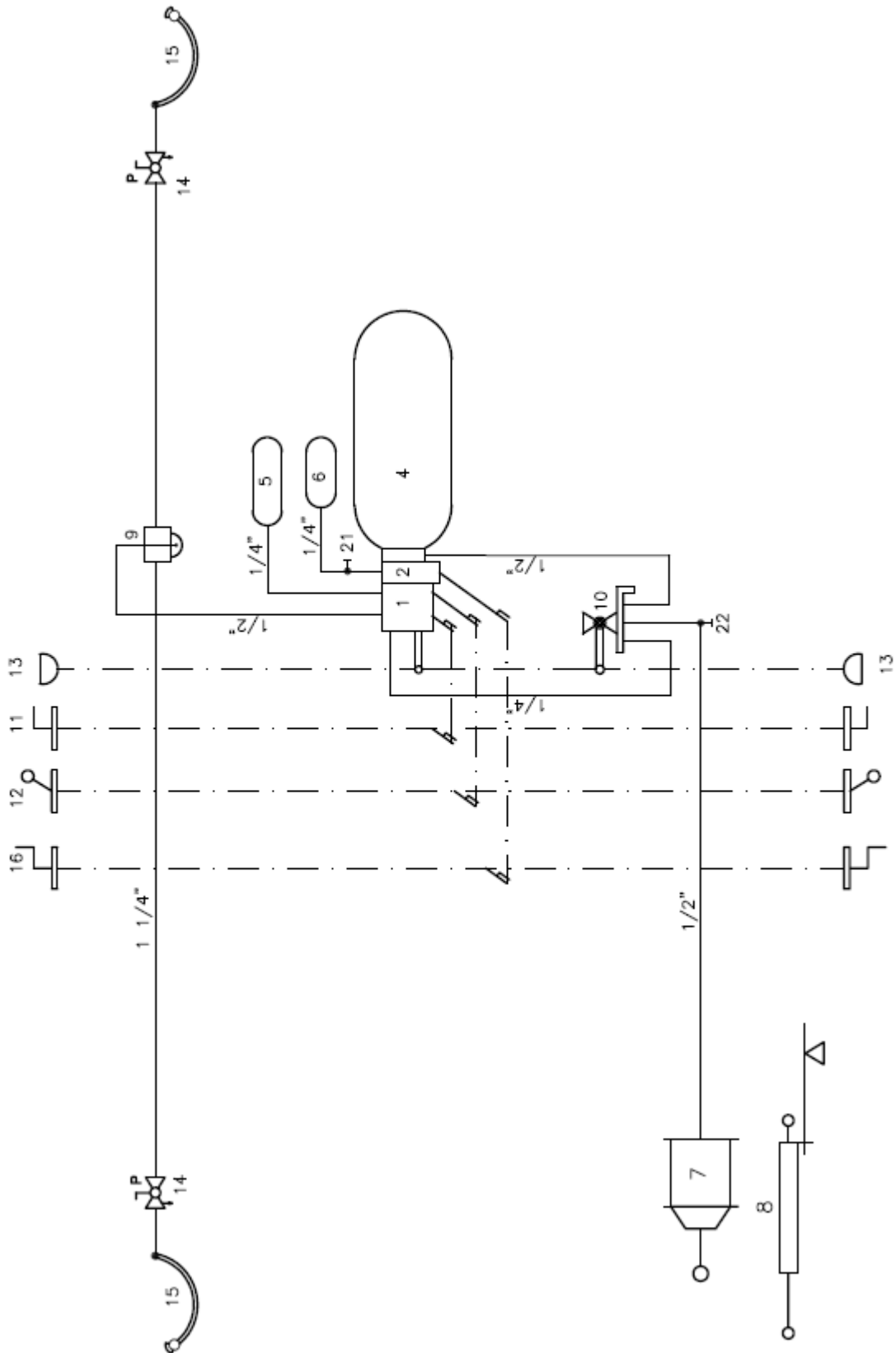
Na nákladních vozech elektropneumatické brzdy nejsou použity. Proto se tato práce touto problematikou nezabývá.

## 3.2 Dřívější pneumatická brzdová výstroj DAKO cisternového vozu

Brzdová výstroj cisternového vozu prošla během posledních dvaceti let řadou změn. Jako vše ostatní, tak i brzdová výstroj odpovídá vždy standardům a možnostem doby, ve které vzniká. Vzhledem k rychlosti modernizace a poměrně nízkým nájezdům cisternových vozů (oproti jiným nákladním vozům) je běžné, že se po železnici pohybuje vůz, který je starý až 50 let. Výrazným nedostatkem, který je spojený se "starou" konstrukcí je už samotné vedení a rozvod tlakového vzduchu. Velký počet spojů zapříčiněný tím, že byla každá součást brzdové výstroje zvlášť, znamenal díky netěsnostem v závitových spojích úniky tlaku z potrubí. Mohlo se tedy stát, že tlakový vzduch unikl z potrubí i do pár hodinách. Tyto závitové spoje byly nahrazeny bezzávitovými šroubeními VeBeO, díky kterým zůstane potrubí pod

tlakem mnohonásobně déle. Samotné potrubí bylo díky technologii ohýbání (vysypávání pískem, aby se zabránilo “propadu“ trubky a následné nahřátí a ohnutí) také často problémovým prvkem, jelikož písek se mohl při nahřívání uvnitř trubky roztavit, částečně přeměnit na sklo, což pak vytvářelo velké komplikace s nečistotami. Na Obrázek 32 je zobrazeno pneumatické schéma “starší“ brzdové výstroje DAKO-CZ. Jedná se o provedení s jedním brzdovým válcem a hlavními komponenty zabudovanými odděleně. Na Obrázek 33 a Obrázek 34 je kusovník k tomuto schématu.





Obrázek 32: Schéma "starší" brzdové výstroje DAKO-CZ [13]

Pozice Position Position	Číslo výkresu Zeichnung Nr. Drawing No.	Počet Anzahl Quantity	Název Bezeichnung Description	Typové označení Typ Model	Hmotnost Gewicht Mass	Poznámka Bemerkung Notes
1	90141-165/2304	1	Rozváděč Steuerventil Distributor	DAKO CV1nD 23-GP	27	
2	90040-175/1	1	Přídavný ventil Lastbremsventil Complementary valve	DAKO D1	16	1,5/3,8 bar
3						
4	91655-141	1	Pomocný vzduchojem Hilfsluftbehälter Auxiliary reservoir	100 l	51,1	
5	91655-366	1	Rozvodový vzduchojem Luftbehälter Reservoir	9 l	8,7	
6	91655-300	1	Rídící vzduchojem Luftbehälter Reservoir	2,5 l	3,3	
7	90024-103/2114/0	1	Brzdový válec Bremszylinder Brake cylinder	DAKO TB12	50	SG84 - RAL 3012 2K PURPD82 - RAL 9005
8	ZO000660 (FT0080954-000-A00)	1	Stavěč zdří Bremsgestängesteller Slack adjuster	DRV10-600H1	34	P40, D37
9	90090-107	1	Prachojem Staubfänger Dust collector	DAKO 1 1/4"	4	
10	90035-118/001	1	Samotčinný odbrzdovač Schnellöseventil Brake release valve	DAKO OS1	6	

Obrázek 33: Kusovník "starší" brzdové výstroje DAKO-CZ.1/2 [13]

Pozice Position Position	Číslo výkresu Zeichnung Nr. Drawing No.	Počet Anzahl Quantity	Název Bezeichnung Description	Typové označení Typ Model	Hmotnost Gewicht Mass	Poznámka Bemerkung Notes
11	90130-164/01/2	1	Přestavovač "Z-V" Umstellvorrichtung "aus-ein" Change-over device "on-off"	DAKO " ..."	3,7	SG64 - RAL 3012
12	90130-161/21/2	1	Přestavovač Umstellvorrichtung Change-over device	DAKO G-P	9,5	SG64 - RAL 3012
13	02010-127	2	Oko táhla Betätigungsgriff Eye of pull-rod	(AUTOM)	0,1	
14	90146-001/9	2	Spojkový kohout pravý Luftabspernhahn rechts Coupling cock right	DAKO KK 1¼"	4,5	SG64 - RAL 3012
15	90150-133/1	2	Brzdová spojka Bremskupplung Brake coupling	UIC 620	2,35	
16	90130-163/01/2	1	Přestavovač "P-L" Umstellvorrichtung "L-B" Change-over device "E-L"	DAKO " ..."	9,5	SG64 - RAL 3012
16.1	02950-108/21	2	Štítek Schild Tablet	21t	0,09	
16.2	02950-108/47	2	Štítek Schild Tablet	47t	0,09	
16.3	02950-108/58	2	Štítek Schild Tablet	58t	0,09	
21	96780-111	1	Diagnostická přípojka Kontrolstutzen Diagnostic connection	DAKO DP1/4 - DN4	0,4	
22	96780-103/2	1	Diagnostická přípojka Kontrolstutzen Diagnostic connection	DAKO DP1/2	0,8	

Obrázek 34: Kusovník "starší" brzdové výstroje DAKO-CZ.2/2 [13]

### 3.2.1 Rozváděč DAKO CV1nD

Rozváděč DAKO CV1nD je rozváděč samočinné tlakové brzdy stupňovitě odbrzdňující určený pro vlaky brzdící v režimu osobní nebo nákladní brzdy. Maximální tlak v řídicím vzduchojemu je 3,8 baru<sup>2</sup> a tím i tlak v brzdovém válci je 3,8 baru nezávisle na zdvihu pístu brzdového válce a na tlaku v pomocném vzduchojemu určován jen poklesem tlaku v hlavním potrubí o 1,5 baru.

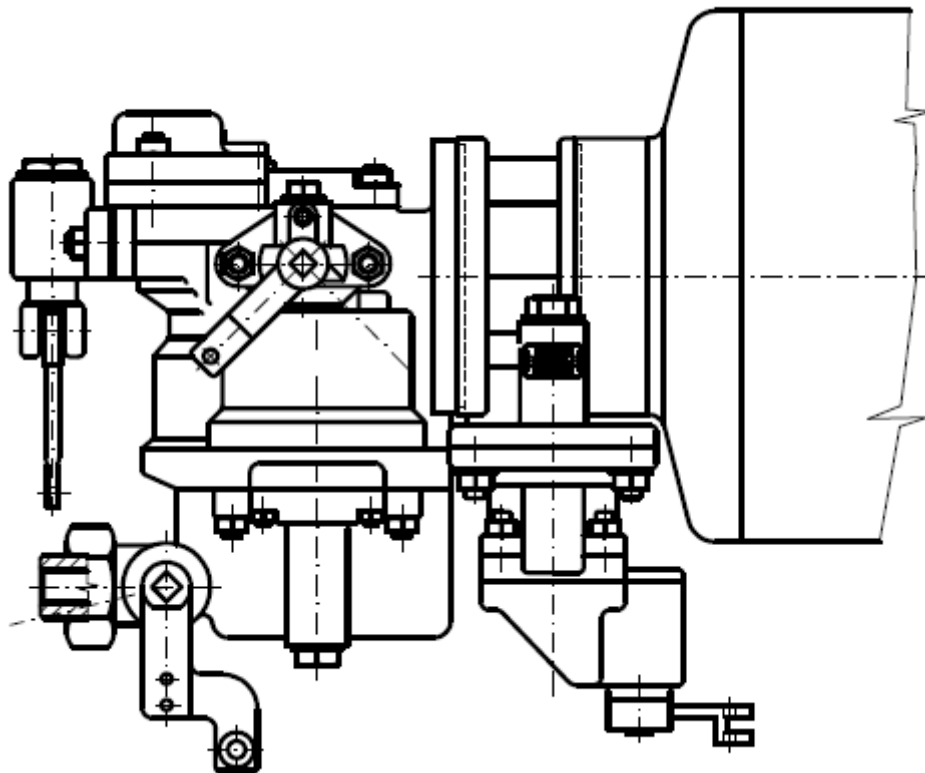
Spolupráce s přídatnými ventily (tlakovými relé) umožňuje dodržovat stálé, na zdvihu pístu nezávislé charakteristiky – plnicí a vyprazdňovací doby brzdového válce. Těmito vlastnostmi je zabezpečeno plně tzv. jednotné účinkování.

Ve spojení s přídatným ventilem DAKO D (“staré” provedení) pro brzdovou výstroj standardních nákladních vozů je nutné zabudovat přestavovač režimu brzdy „nákladní – osobní“ označován G-P a ručně ovládaný přestavovač „prázdný – ložený“ označován P-L. [13]



Obrázek 35: Rozváděč DAKO CV1nD [13]

<sup>2</sup> V brzdové terminologii, v brzdových předpisech a mezinárodních vyhláškách UIC je výše tlaku udávána doposud v barech. Proto jsou tyto jednotky použity v celé práci, ačkoliv toto neodpovídá platné soustavě jednotek SI. Zároveň velikosti brzdových potrubí a brzdových válců jsou uváděny dle předpisů o brzdách v „palcích“.



*Obrázek 36: Rozváděč DAKO CV1nD s přídavným ventilem DAKO D zabudovaným na přírubě pomocného vzduchojemu [13]*

**Rozváděč DAKO CV1nD s přídavným ventilem D musí za provozu brzdy zajistit splnění těchto činností:**

- Plnění brzdových prostorů, tj. potrubních prostorů rozváděče, pomocného a rozvodového vzduchojemu
- Brzdění – vytvoření náskoku při zabrzdění
- Brzdění – nárůst tlaku v brzdovém válci při zabrzdění
- Úplné provozní zabrzdění
- Odbrzďování

### 3.2.2 Pomocný vzduchojem

Každá brzdová výstroj je vybavena pomocným vzduchojemem, jehož provozní tlak je 5 barů. Slouží k vyvození brzdné síly v brzdovém válci. Velikost vzduchojemu je závislá na průměru, zdvihu a počtu brzdových válců (25-270 l). [14]

### 3.2.3 Rozvodový vzduchojem

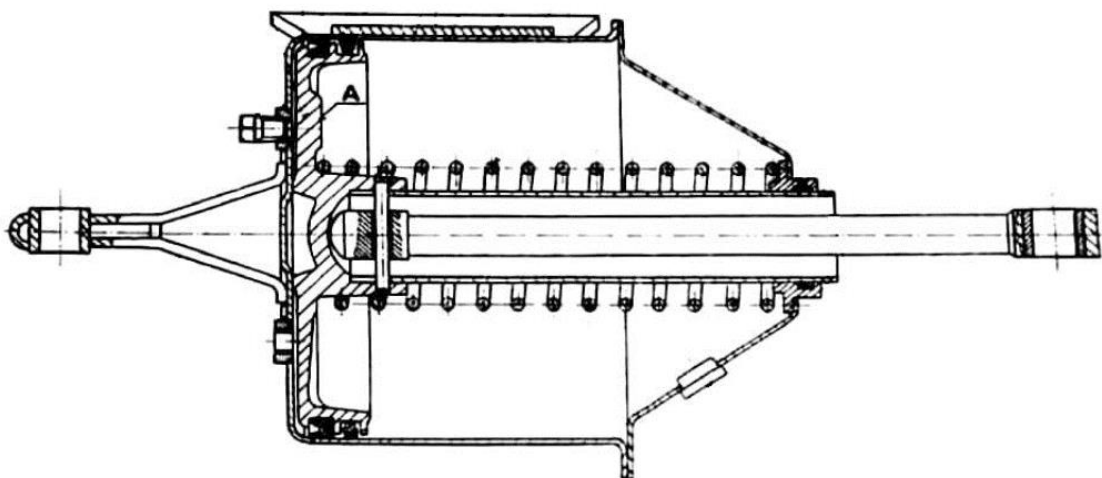
Slouží jako etalon provozního tlaku rozvodového ústrojí rozváděče. Pro správnou funkci rozváděče CV1nD, je zapotřebí rozvodový vzduchojem o objemu 9 l. [14]

### 3.2.4 Řídící vzduchojem

Slouží jako náhrada brzdového válce pro rozváděč s přídatným (relé) ventilem (fiktivní brzdový válec). Řídící vzduchojem je o objemu 2,5 l a je připojen mezi rozváděč a přídatný ventil. [14]

### 3.2.5 Brzdový válec

Při snížení tlaku vzduchu v hlavním potrubí, přepustí rozváděč úměrné množství vzduchu z pomocného vzduchojemu do řídicího vzduchojemu a přídatný ventil přepustí úměrné množství vzduchu do brzdového válce, čímž stlačený vzduch působí na píst, a vzniklý pohyb pístu a pístnice se přenáší brzdovým tyčovým až na brzdové špalíky vozu, kde je vyvozen brzdový účinek. Síla z brzdového válce je zesílena pákovými převody ( $i = 6-12$ ). Pákové převody zhoršují účinnost díky tření v čepových spojích. Brzdový válec je sestaven z litinové nebo plechové rotační nádoby, která je uzavřena pomocí víka. Uvnitř brzdového válce je umístěn píst s vodící trubicí, na které je nasazena vratná pružina a pryžovým těsněním. Vratná



Obrázek 37: Schéma brzdového válce [14]

pružina zajišťuje odtažení brzdových špalíků, a vrácení pístu do výchozí polohy při odbrzdění. [14]

### 3.2.6 Stavěč odlehlosti zdrží

Při provozu brzdy dochází k opotřebením brzdových špalíků a kol a tím k nárůstu jejich vzdálenosti. Aby vzdálenost<sup>3</sup> brzdového špalíku od kol dále nerostla a zůstala konstantní, jak v prázdném, tak loženém stavu, používá se stavěč zdrží. Stavěč zdrží kompenzuje rozdíl mezi opotřebením brzdových špalíků, případně kol a opotřebením brzdového tyčovní tak, aby byla zachována stanovená vzdálenost brzdových špalíků od kol včetně předepsaného zdvihu pístu brzdového válce. [15]

### 3.2.7 Prachojem

Hlavní potrubí je odděleno prachojemem, který přivádí vzduch k brzdovému rozváděči jednotlivého vozu. Horní část prachojemu je konstruována tak, aby v ní vzduch začal vířit. Tím je docíleno cyklonového efektu a zachycení nečistot z hlavního potrubí na obvodu prachojemu, odkud následně spadávají do spodní části. Ta je uzavřena zátkou. Uvolněním zátky je možno nečistoty, případně kondenzáty vypustit. [15]

### 3.2.8 Samočinný odbrzdovač

Při rozřazování vozů po příjezdu vlaku je nutné všechny vozy v rozřazované soupravě odbrzdit. Samočinný odbrzdovač DAKO OS1 je doplňující přístroj brzdové výstroje železničních kolejových vozidel, zajišťující při vyprázdněném hlavním potrubí nebo vypnuté brzdě úplné odbrzdění brzdového válce krátkodobým zatažením za ovládací táhlo. Tlakový vzduch v pomocném a rozvodovém vzduchojemu zůstává. [5]

### 3.2.9 Ruční přestavovač "G-P"

Přestavovač režimu brzdy „nákladní – osobní“ slouží k nastavení požadované doby plnění a vyprazdňování brzdových válců tlakovým vzduchem. Této problematice se věnuje v odstavcích 3.1.1.1 a 3.1.1.2.

---

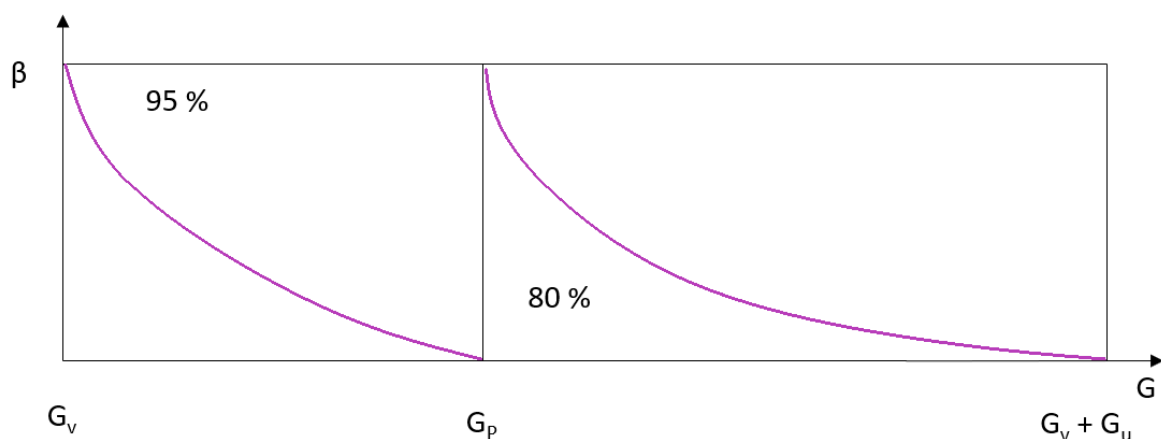
<sup>3</sup> Vzdálenost se pohybuje v rozmezí 5-10 mm.

### 3.2.10 Ruční přestavovač “P-L“

Přestavovač může být dvoupolohový (prázdný – ložený) popřípadě třípolohový (prázdný – půlložený – ložený). Určen je k nastavení požadovaného maximálního tlaku v brzdovém válci v závislosti na naložení nákladního vozu. Přestavovačem je ovládána řídicí páčka přídavného ventilu DAKO – D. Správné přestavení přestavovače do polohy odpovídající stavu zatížení vozu je velmi zásadní, jelikož se pomocí něj nastavuje správná velikost brzdícího účinku vozu.

Každý vůz má svůj brzdící účinek, který se vyjadřuje pomocí brzdícího procenta vozu  $\lambda$  a tomu odpovídající brzdící vahou  $B_v$ . Nákladní vozy splňující řád RIV pro jízdní režim S s maximální hmotností na nápravu 22,5 tuny do kterých spadají i cisternové vozy musí mít brzdící procento v rozsahu  $\lambda_0 = 125\text{--}55\%$  až do přestavné hmotnosti. Od přestavné hmotnosti až do plného ložení platí brzdící procenta v rozsahu  $\lambda_0 = 125\text{--}65\%$  (brzdící procento v rozmezí hmotnosti od prázdného až po maximálně zatížený vůz nesmí být vyšší než 120 % a menší než 65 %). [15]

Pro všechny špalíkové pneumatické tlakové brzdy kolejových vozidel je definováno tzv. obrzdění  $\beta$ . Obrzdění je bezrozměrná veličina znázorňující procentuální poměr celkového přitlaku zdrží  $P$ ,  $P_R$  k aktuální tíze vozidla. Obrzdění by se mělo pohybovat v rozmezí  $\beta = 95\text{--}80\%$ , viz Obrázek 38. [12]



Obrázek 38: Závislost obrzdění na stavu ložení [12]



Přestavná tíha  $G_P$  se určuje jako geometrická posloupnost tedy pro dvoupolohový přestavovač dle následujícího vztahu:

$$G_P = \sqrt{G_v^2 + (G_v^2 + G_u^2)} \quad (1)$$

$$G_v = g \cdot m_p \quad (2)$$

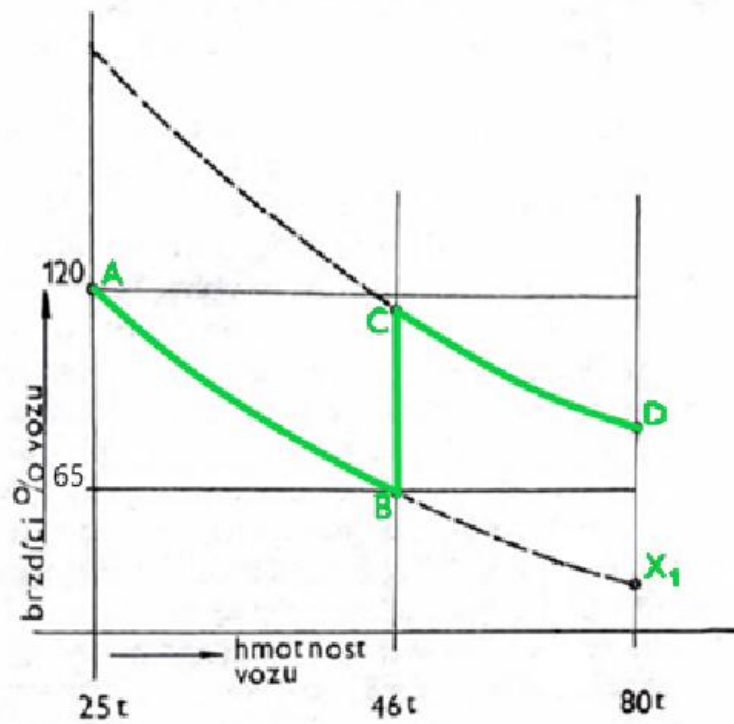
Obrzdění pro provozní brzdu je definováno vztahem:

$$\beta = \frac{\sum F_p \cdot 1000}{((m_p + m_u) \cdot g \cdot 1000)} \cdot 100 \quad (3)$$

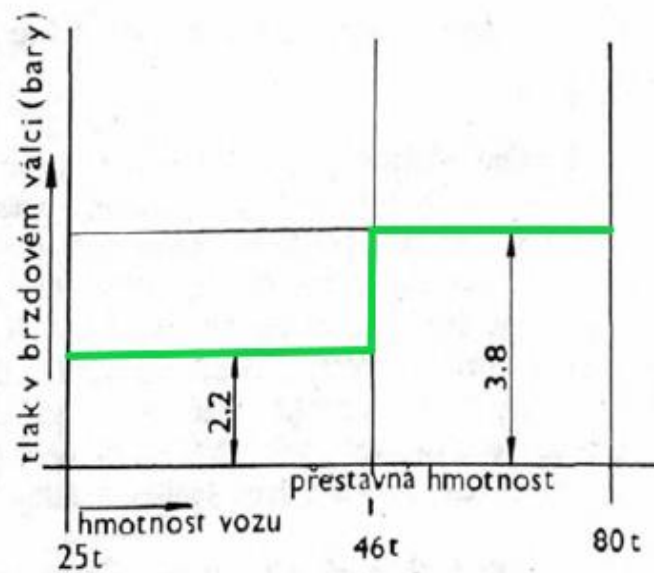
Obrzdění pro ruční – odstavnou brzdu je definováno vztahem:

$$\beta = \frac{F_r \cdot 1000}{((m_p + m_u) \cdot g \cdot 1000)} \cdot 100 \quad (4)$$

Aktuálně vyráběná kolejová vozidla mají stálou hodnotu obrzdění  $\beta_{\text{MAX}} = 95 \%$ . [12]



Obrázek 39: Příklad průběhu brzdícího procenta v závislosti na hmotnosti vozu u starších typů přestavovače [14]



Obrázek 40: Maximální tlak v brzdovém válci v závislosti na hmotnosti vozu u staršího typu přestavovače [14]

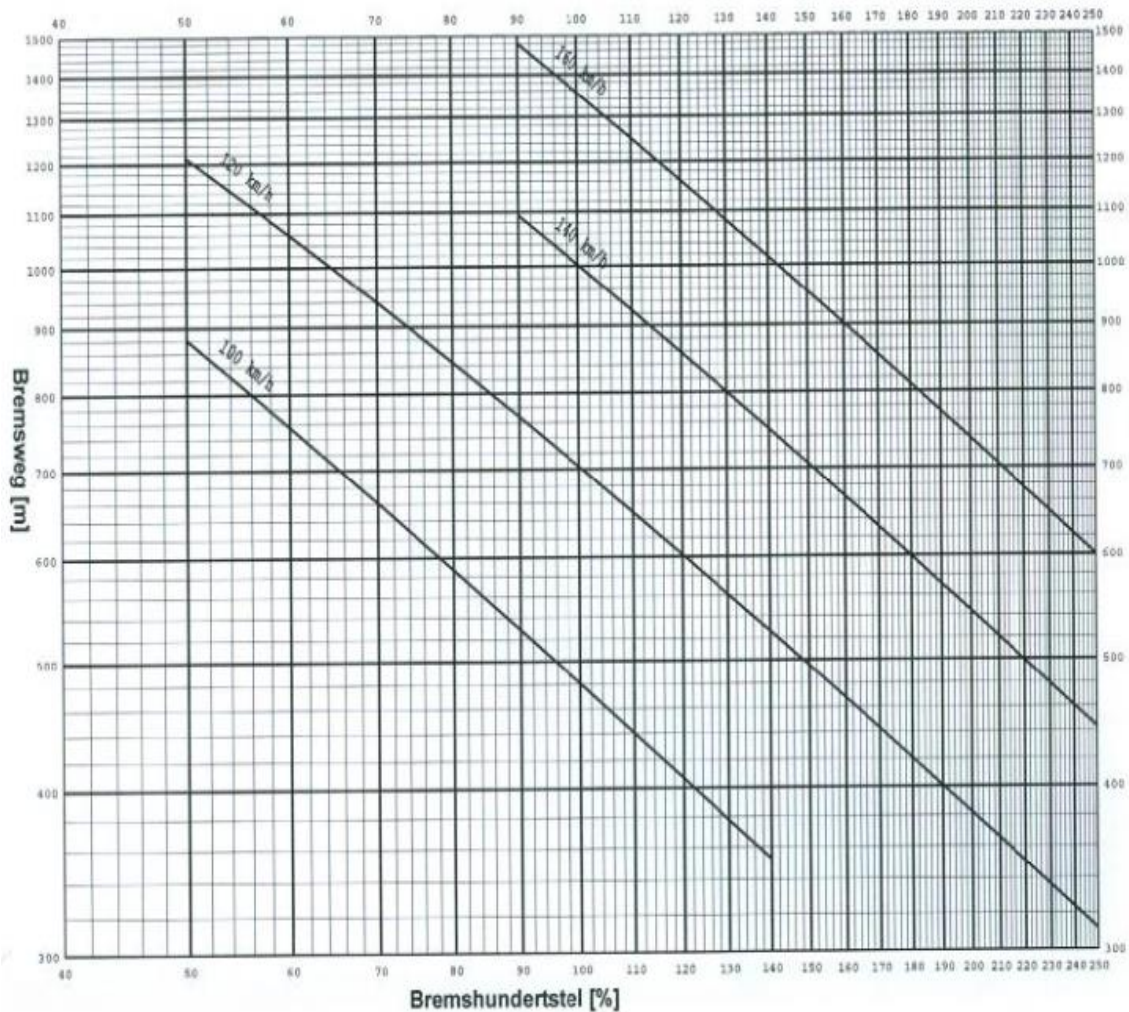
Brzdící procento prázdného vozu označuje bod A na Obrázek 39. Se stoupajícím zatížením vozu brzdící procento klesá. Při určité hmotnosti vozu se dostane brzdící procento na spodní mez což je 65 % (bod B na Obrázek 39). V momentě, kdy dál roste hmotnost vozu brzdící procento klesne pod 60 % a při maximální hmotnosti vozu 80 tun dosáhne bodu  $X_1$ . Abychom udrželi brzdící procento nad požadovanou hranicí 65 %, musíme v bodě B brzdící procento vozu a tomu odpovídající brzdící váhu zvýšit. Zvýšení dosáhneme tím, že zvětšíme tlak v brzdovém válci (přítlak brzdových zdrží). Průběh tlaku v brzdovém válci je znázorněn na Obrázek 40. Od hmotnosti prázdného vozu až do tzv. přestavné hmotnosti je tlak v brzdovém válci například 2,2 baru a od přestavné hmotnosti až do maximální hmotnosti (80 tun) 3,8 bar. Tímto zvýšením tlaku v brzdovém válci na přestavné hmotnosti vozu se zvýší i brzdící procento vozu. Na Obrázek 39 se díky funkci přestavovače dostaneme do bodu C a následně do bodu D, což udrží brzdící procenta vozu pohodlně v dovoleném rozsahu. V okamžiku, kdy nedojde ke správnému přestavení hmotnosti vozu nás můžou potkat dva scénáře:

1. Přestavovač je v poloze prázdný (tlak v brzdovém válci je například 2,2 bar), ale vůz je naložen – toto nastavení způsobí, že brzdící procento vozu bude hluboce pod dovolenou minimální mezí. Vozu se tím zvýší brzdná dráha a zároveň za něj budou muset jeho neodbrzděnou hmotnost dobrzdit ostatní vozy. To může vést ke snížení brzdícího procenta celé soupravy.
  2. Přestavovač je v poloze ložený (tlak v brzdovém válci je 3,8 bar), ale vůz je prázdný – toto nastavení způsobí, že brzdící procento vozu bude vysoce nad dovolenou maximální mezí. Projeví se to uváznutím dvojkolí mezi silně přitlačenými brzdovými špalíky, jeho smykem a velmi rychlém vytvoření plochých míst na kolech. Tento stav je nežádoucí.
- [14]

Vzhledem k velké závislosti na lidském faktoru je toto řešení v nových vozech minulostí. Aktuálně vyráběné vozy jsou vybaveny snímačem ložení, který je schopný měnit tlak v brzdovém válci automaticky v závislosti na aktuální hmotnosti. Dále je schopen měnit tlak v brzdovém válci i v závislosti na rozložení hmotnosti mezi nápravami, toto se však u cisternových vozů nepoužívá.

Pokud není možno podmínku rozsahu brzdících procent splnit pomocí přestavovače P–L, používá se výjimečně přestavovač P–PL–L. Jelikož se ovšem zabývá brzdou pro cisternový vůz, který je provozován jen prázdná nebo ložený, týká se této problematiky pouze přestavovač dvoupolohový. [14]

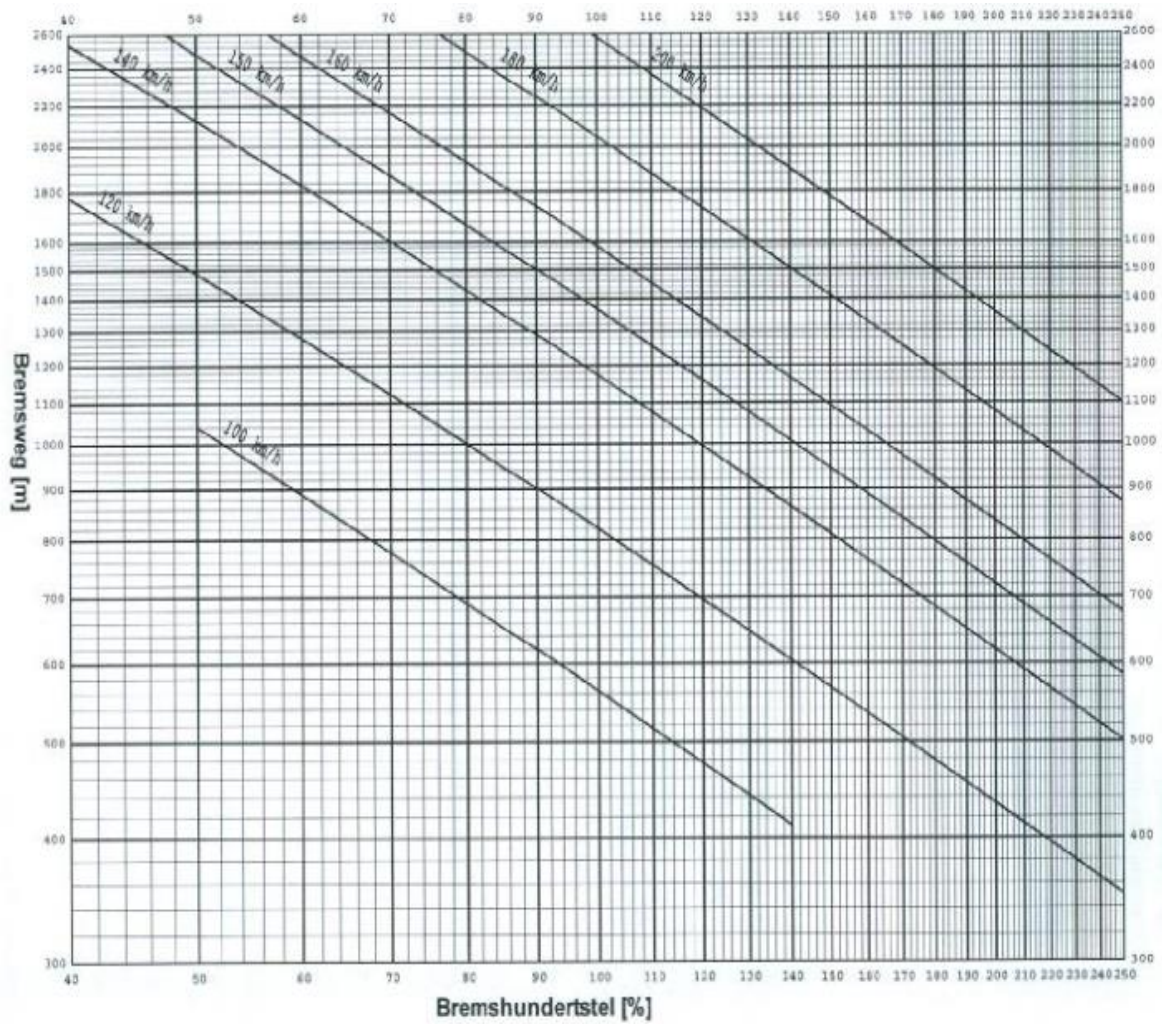
Zábrzdná dráha jednotlivého vozu a tím odvozená brzdící procenta se určují dle normy UIC 544-1 z následujících grafů:



Německy Bremshunderstel, tj. brzdové procento

Německy Bremsweg, tj. brzdná dráha

Obrázek 41: Hodnoty brzdového procenta pro vozy v režimu „G“ v závislosti na brzdné dráze [23]



Německy Bremschunderstel, tj. brzdové procento

Německy Bremsweg, tj. brzdná dráha

Obrázek 42: Hodnoty brzdového procenta pro vozy v režimu „P“ v závislosti na brzdě dráze [23]

### 3.3 Nově navržená pneumatická brzdová výstroj DAKO cisternového vozu

Nový návrh brzdové výstroje přináší tři hlavní vylepšení.

Jedná se o:

- Samočinné brzdění v závislosti na velikosti nákladu
- Využití kompaktní brzdy DAKO ve spojení rozváděče s přidavným ventilem, samočinným odbrzdovačem a společným řídicím a rozvodovým vzduchojemem
- Použití trámčové brzdy

Všechny tyto změny mají pozitivní vliv na celkovou účinnost, funkčnost a zjednodušení údržby celé brzdové výstroje. Díky zakomponování brzdového kompaktu nejsou zapotřebí už téměř žádné trubky a díky trámčové brzdě odpadá spousta pák, čepů, táhel a podobně. To vše vede k tomu, že celá výstroj je také mnohem lehčí. Díky zabudování automatického snímače ložení zamezíme především možnosti lidského pochybení častého při přestavování manuálního přestavovače “prázdný – ložený“. Použití těchto tří komponent na cisternovém voze znamená velký pokrok směrem kupředu od starého provedení a brzdu cisternového vozu tak činí velmi moderní. Pneumatické schéma nového provedení a kusovník jsou k práci přiloženy jako Příloha 1 a Příloha 2.

#### 3.3.1 Snímač naložení DAKO-SL 2

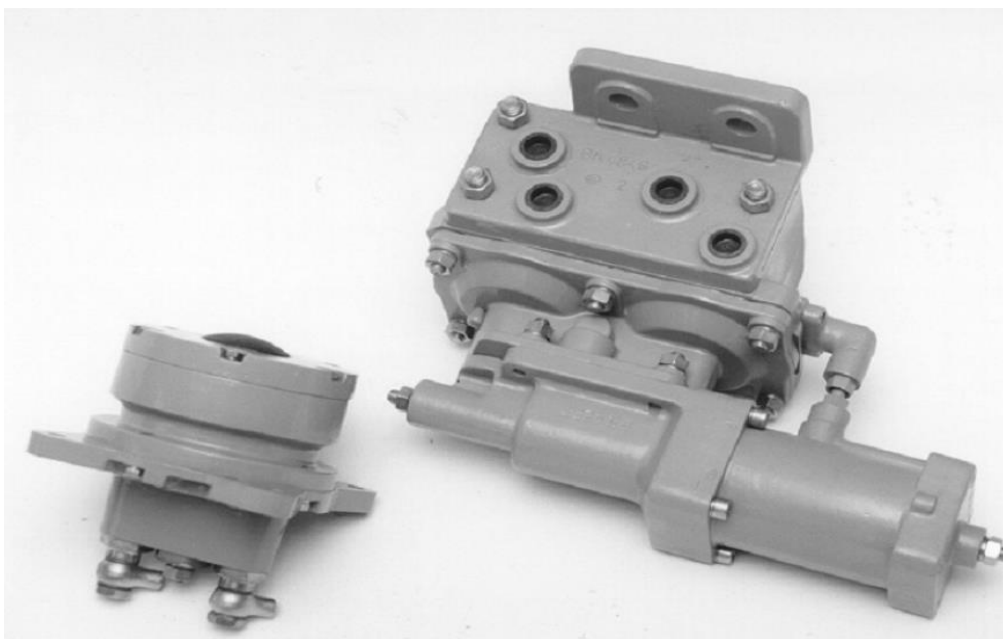
Díky značným nevýhodám manuálního přestavovače “prázdný – ložený“ jako jsou například závislost na lidském faktoru nebo zkrácení času pro kontrolu nastavení správného režimu brzdění vozu v závislosti na jeho hmotnosti byl manuální přestavovač “prázdný – ložený“ v 90. letech 20. století nahrazen přestavovačem automatickým. Automatický přestavovač využívá funkce snímače, který je zabudovaný v každém podvozku nebo u dvounápravových vozů v každém dvojkolí. Tento snímač dával signál dává impuls speciálnímu ventilu, regulujícímu maximální tlak v brzdovém válci. Dále je funkce automatického přestavovače shodná s funkcí přestavovače manuálního. Aby ovšem změna tlaku ve válci nebyla měněna skokově, vývoj došel až k snímači zatížení DAKO SL 2 ve spojení s přidavným ventilem DAKO DS. Tato kombinace pak slouží k samočinnému brzdění podle nákladu. Samočinné brzdění podle nákladu lépe vystihuje skutečnou

situaci, je plynulé a dosažený brzdící účinek je přímo úměrný okamžitému zatížení vozu při splnění brzdícího procenta  $\lambda_0$ . [15]

Snímač DAKO SL 2 je základním přístrojem samočinného brzdění a je kompatibilní se všemi tlakovými brzdami schválenými do provozu dle podmínek UIC. Snímač na základě velikosti hmotnosti nákladu a odpružené části vozu dodává tlak vzduchu přidavnému ventilu DAKO-DS. Zabudování snímače do podvozku typu Y25 je zobrazeno na Obrázek 22.

Snímač je zatěžován silou, která je odpovídající 25 % odpružených hmot (hmotnost vozu a nákladu) působící na jednu nápravu. K napájení snímače tlakovým vzduchem slouží pomocný vzduchojem. V závislosti na zatěžující síle snímač nastavuje výstupní tlak vzduchu (řídící tlak), který je dále veden potrubím do pneumaticky řízeného přidavného ventilu. Přídavný ventil kopíruje funkci klasického mechanického ventilu nicméně s tou odlišností, že tlak vzduchu v brzdovém válci nastavuje plynule podle řídicího tlaku vzduchu.

Regulace tlaku vzduchu funguje na principu mechanického přenosu síly z opěrné čochky převodovým pákovým mechanismem na pneumatický dvojventil ovládaný membránou uvnitř snímače. Dvojventil propouští tlakový vzduch do té doby, než se síly nad a pod membránou vyrovnají. K vyrovnání tedy dochází v každém momentu, kdy je ve ventilu poměr tlaků změněn. Díky tomuto ději je pak výstupní tlak vzduchu ze snímače měněn plynule v závislosti na zatížení. Přiváděný

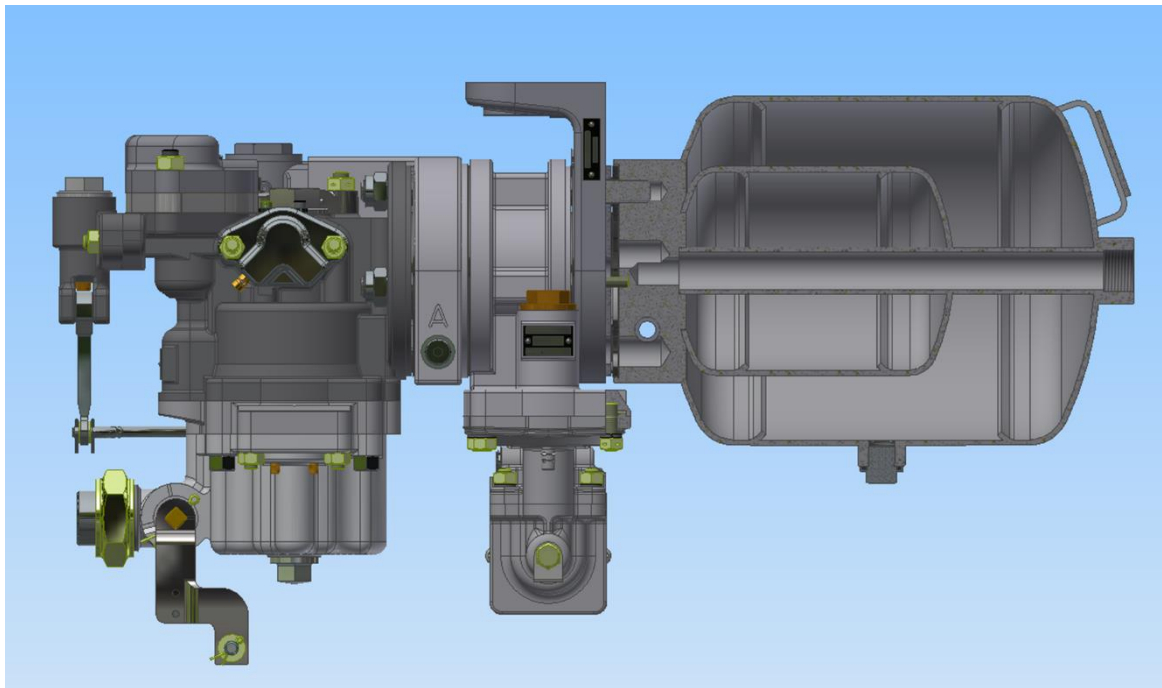


Obrázek 43: Snímač ložení DAKO SL 2 (vlevo), ventil DAKO DS (vpravo) [13]

vzduch z pomocného vzduchojemu má tlak 5 barů. Výstupní vzduch je odváděn do řídicího ventilu DAKO DS. V něm je nastaven převod pro dosažení potřebného tlaku v brzdovém válci. Přídavný ventil DAKO DS je určen pro nákladní vozy režimu „S“ s klasickými brzdovými špalíky s maximální brzdící vahou 14,5 tuny na nápravu či pro špalíky z jiných (nekovových) špalíků. [5]

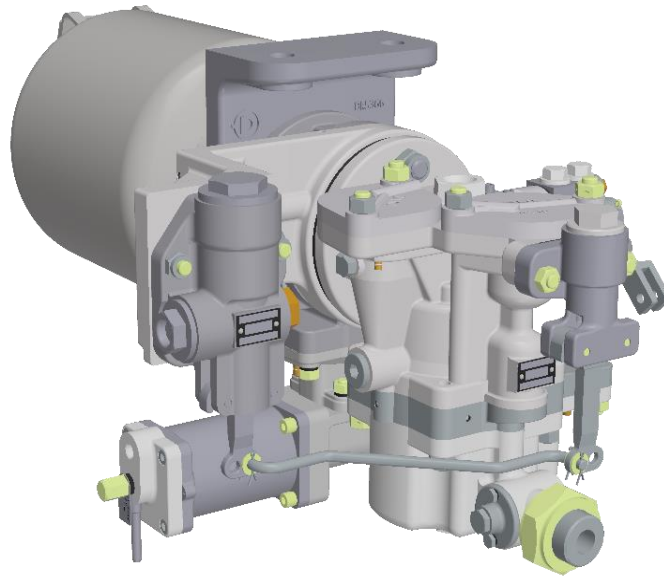
### 3.3.2 Brzdový kompak DAKO GP

Brzdový kompak DAKO GP představuje celistvé technické řešení brzdy cisternového vozu režimu „S“. Na jednom společném nosiči je namontováno více přístrojů. To představuje obrovské ulehčení montáže. Kompakt je také vybaven dvojicí vzduchojemů, přičemž jeden se nachází uvnitř druhého v rámci zjednodušení celého zařízení.



Obrázek 44: DAKO GP v řezu [13]

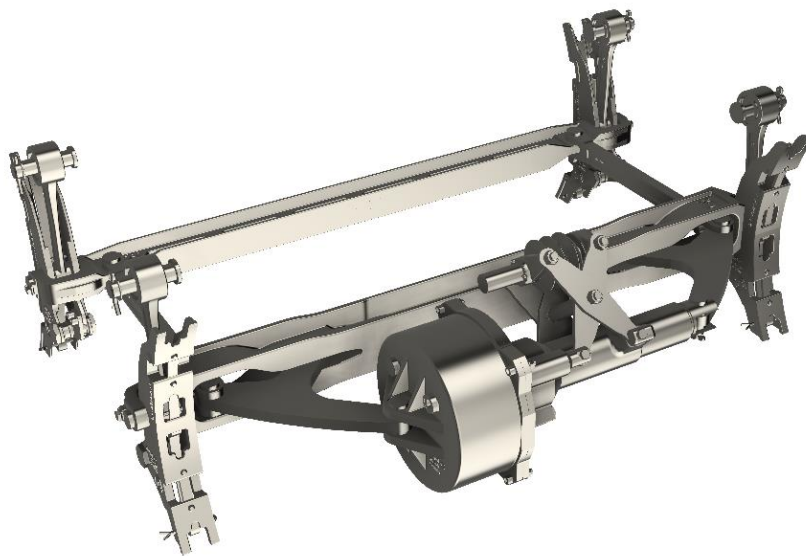




Obrázek 45: DAKO GP [13]

### 3.3.3 Trámcová brzda DAKO ITBL

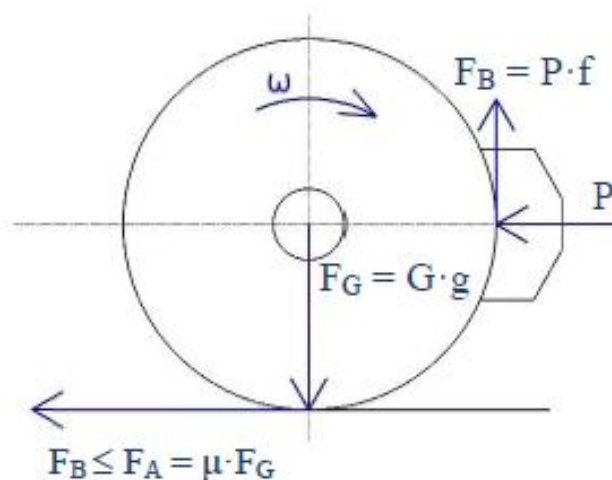
Trámcová brzda je druh brzdy špalíkové. Jedná se o čtveřici brzdových zdrží, které jsou součástí trámcové konstrukce. Tato konstrukce je integrována v podvozku vozu tak, že každé kolo je brzděno z jeho vnitřní strany právě jednou zdrží s brzdovým špalíkem (špalíky). Používá se zejména u nákladních vozů, u kterých se vyžaduje nízká pohotovostní hmotnost (244 kg bez brzdových špalíků v provedení s ruční brzdou). Brzda je vybavena oboustranným stavěčem odlehlosti zdrží a je v podvozku zavěšena na čtyřech závěškách, což zaručuje jednoduchou instalaci.



Obrázek 46: Trámcová brzda DAKO ITBL – provedení s ruční brzdou [13]

### 3.4 Mechanická část brzdy nákladních vozů

Mechanická část tlakové brzdy slouží k rozložení síly od svého místa vzniku v brzdovém válci do místa působení výsledné brzdící síly  $F_B$ . Místem působení je v případě adhezních brzd nákladního vozu místo kontaktu brzdového špalíku s jízdní plochu kola u brzdy špalíkové anebo místo dotyku obložení brzdových čelistí s kotoučem u brzdy kotoučové. Síla je tedy směřována k jednotlivým brzdovým elementům (brzdovým špalíkům nebo brzdovým čelistím). Silové poměry na bržděném kole špalíkové brzdy pro ukázkou znázorňuje Obrázek 47. [16]



Obrázek 47: Silové poměry na bržděném kole špalíkovou brzdou.

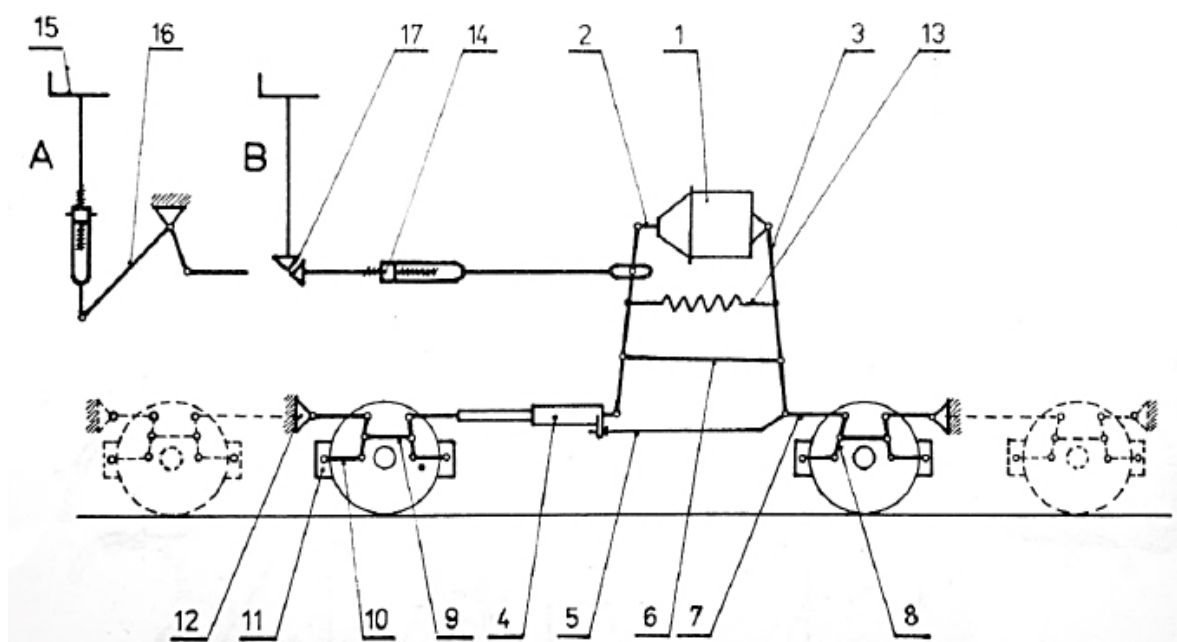
$P$  – síla na brzdový špalík,  $F_B$  – brzdící síla,  $F_A$  – adhezní síla,  $F_G$  – kolová síla,  $\omega$  – úhlová rychlost otáčení kola  $G$  – hmotnost na kolo,  $g$  – tížové zrychlení,  $\mu$  – součinitel adheze,  $f$  – součinitel smykového tření [17]

Přenos síly z pístnice brzdového válce k místu působení je v praxi realizován pomocí brzdového tyčového a pákoví. To zpravidla díky své konstrukci sílu násobí a taktéž zajišťuje její rovnoměrné rozložení na jednotlivé brzdové elementy, které jsou však provozem postupně opotřebovávány. Důležitou vlastností, kterou tedy po přenosovém tyčovém a pákoví požadujeme, je konstantní odlehlost špalíků od jízdní plochy kola nezávislá na tomto opotřebení. Tu lze dosáhnout použitím stavěče odlehlostí zdrží nebo brzdových čelistí. [17]

Nákladní vůz může disponovat jedním brzdovým válcem, ale i více. Brzdové válce slouží jako zdroje brzdné síly. Od jejich množství se dále odvíjí konstrukce mechanické části brzdy.

### 3.4.1 Brzda nákladního vozu s jedním brzdovým válcem (režim S)

Brzdná síla je přenesena ke kolům, popř. podvozkům pomocí pákoví a tyčové, viz. Obrázek 48. Toto řešení se považuje za nejjednodušší a je také nejčastěji používáno u stávajících nákladních vozů. [17]



Obrázek 48: Mechanická část brzdy špalíkové u nákladního vozu (se špalíkovou brzdou) [16]

1 – brzdový válec, 2 – pístnice, 3 – převodnice, 4 – nastavovač odlehlosti zdrží, 5 – regulační tyč, 6 – spojnice převodnice, 7 – táhlo, 8 – svislá páka, 9 – spojnice svislých pák, 10 – táhlo rozporu brzdových špalíků, 11 – špalík, 12 – kotevník, 13 – vratná pružina, 14 – vřeteno s maticí ruční brzdy, 15 – rukověť (kolo) ruční brzdy, 16 – převodová páka, 17 – kuželový převod

### 3.4.2 Brzdové tyčové

Brzdové tyčové je základní součástí každé pneumatické brzdy, jelikož je přes něj přenášena síla vyvozená brzdovým válcem až k brzdovým špalíkům či kotoučům. V závislosti na velikosti brzdového válce (typu vozu) se mění rozměry převodnic a čepů, které jsou použity na pospojování všech dílů tyčové. Uspořádání brzdového tyčové je znázorněno na Obrázek 48. Tyčové zobrazené na obrázku je určené pro čtyřnápravový nákladní vůz, přičemž jeho střední část je shodná i pro dvounápravové vozy. Z obrázku také můžeme odvodit, že se jedná o tyčové pro špalíkovou brzdou (zdržovou brzdou), kde je každé kolo brzděno dvěma špalíky z vnější strany kola, tj. na jízdní ploše kola. Toto provedení viz Obrázek 48 se týká spíše starších vozů, jelikož větší množství převodů v tyčové způsobuje i větší množství ztrát. Také díky tomuto faktu je v současné době nahrazeno modernějšími variantami viz Obrázek 46. [14]

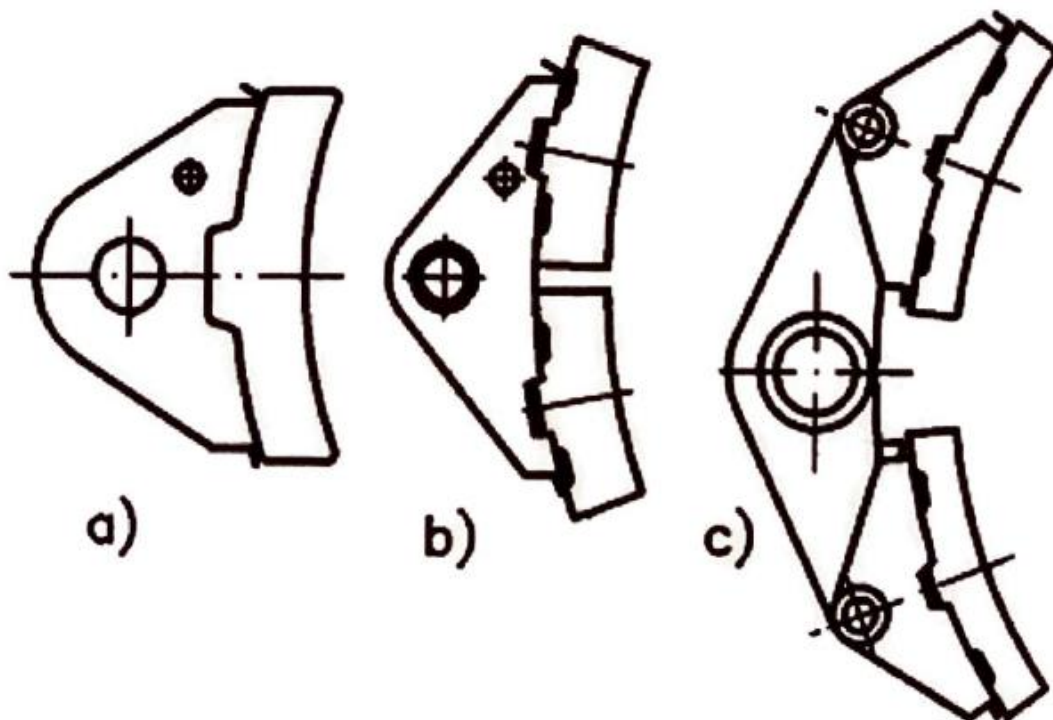
### 3.4.3 Špalíková brzda

Brzdový válec vytváří tlakovou sílu, která je přes systém tyčové a pákové vedoucích po spodku vozu přenesena až na brzdový špalík upevněný v brzdové zdrži, který přichází do kontaktu s jízdní plochu kola, jak je naznačeno na Obrázek 47. Třením dochází k tepelnému namáhání jízdní plochy kola a dále i celého dvojkolí. Tepelné namáhání je tak jeden z hlavních důvodů nemožnosti využít špalíkovou brzdou pro rychlosti nad 120 km/h při zatížení na nápravu 20 tun. S rostoucí rychlostí a souběžným využitím špalíků z litiny (legované fosforem) klesá součinitel tření  $f$ , to při vyšších rychlostech vede k poklesu brzdné síly a výkonu. V dnešní době se díky této okolnosti a dalších negativ litinových špalíků rozšiřuje použití špalíků z modernějších materiálů, viz odstavec 3.4.4. Mezi výhody špalíkové brzdy patří například zaoblování a čištění jízdní plochy kola, snadné zjištění stavu opotřebení špalíků a jednoduchá mechanická konstrukce. S ohledem na to, že cisternové vozy se pohybují v režimu „S“ a nedosahují takových nájezdů, aby se vyplatila brzda kotoučová, tak je pro mě tento typ brzdy naprosto vyhovující. [12]

Uspořádání oboustranné špalíkové brzdy je zobrazeno na Obrázek 48. Konstrukční provedení používaných brzdových zdrží se dá rozdělit dle Obrázek 50 na: dělené jednošpalíkové (a), které se osazují na nákladní vozy v režimu „S“, dělené dvoušpalíkové (b) se vyskytují u nákladních vozů s rychlostí vyšší než 100 km/h a dvojčité (c), které se používají u podvozkových osobních vozů do rychlosti až 160 km/h. Brzdové zdrže celistvé, viz Obrázek , se v běžném provozu nepoužívají, jelikož mají velkou hmotnost a po opotřebení se musí měnit i s montážními prvky. Podle počtu brzdových špalíků se zdrže dále dělí na jednošpalíkové, dvoušpalíkové a trojšpalíkové. Upevnění špalíku k botce zdrže je zajištěno pomocí klínu. [9] [5]



Obrázek 49: Celistvé zdrže [5]



Obrázek 50: Brzdové zdrže [9]

### 3.4.4 Materiál brzdových špalíků

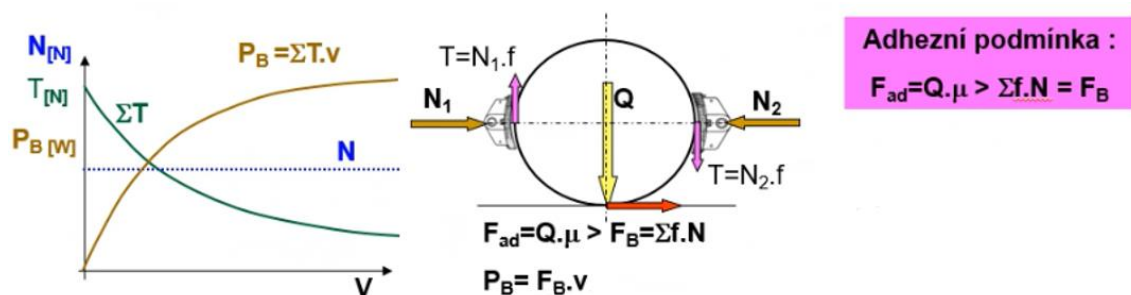
Hlavním parametrem u volby materiálu brzdového špalíku je součinitel tření. Součinitel tření je současně závislý i na rychlosti jízdy, na tlaku ve stykové ploše špalíku a kola, drsnosti povrchu, vlhkosti, teplotě atp. Hlavní materiály využívané při výrobě brzdových špalíků se dělí primárně na litinové a kompozitní.

#### Litiny

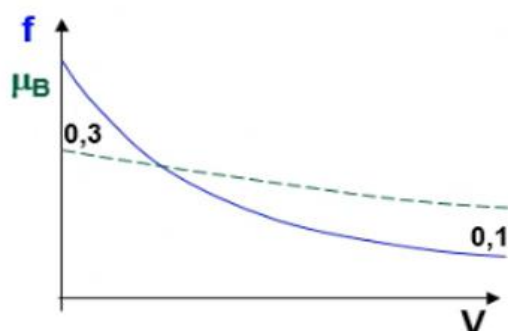
Obvykle používané brzdové špalíky jsou ze šedé litiny GG (nelegovaná litina nese označení S) nebo z fosforaté litiny (u Českých drah z litiny P 14 tj. litina s průměrným obsahem fosforu 1,4 %). Dle normy UIC jsou v zahraničí používané špalíky P 10 (průměrný obsah fosforu 1,0 %). Ojedinele se můžeme setkat i se špalíky P 30 (průměrný obsah fosforu 3,0 % - špalíky „SAMSON“).

V reakci na nebezpečí zlomení špalíku a škod od toho odvozených je dovnitř přidávána ocelová vložka, která při zlomení litinového těla udrží špalík pohromadě.

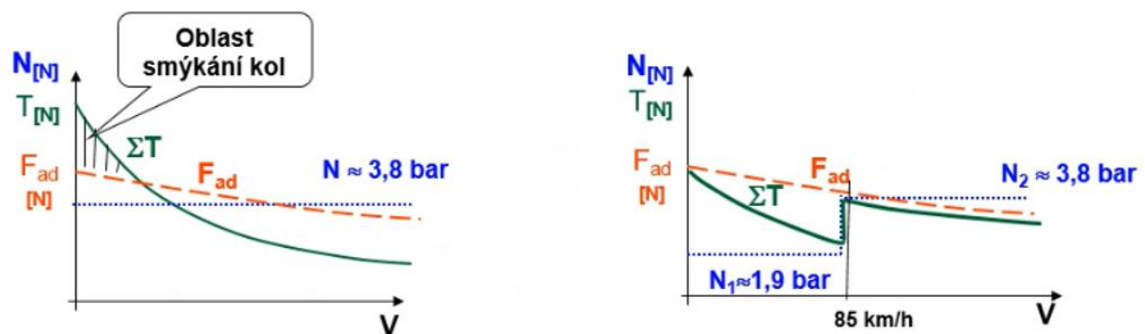
[9] [5]



Obrázek 51: Charakteristiky brzdění při použití litinového špalíku [12]



Obrázek 52: Průběh součinitele tření  $f$  a součinitele adheze  $\mu_B$  u litinového špalíku [12]



Obrázek 53: Nutnost regulace tlaku v brzdovém válci při použití litinového špalíku [12]

### Výhody:

- Malá závislost součinitele tření na vlhkost
- Nízká cena
- Vlivem poklesu součinitele tření  $f$  nedochází při vyšších rychlostech k velkému tepelnému zatížení

### Nevýhody:

- Nízký součinitel tření vyžaduje velké přítlačné síly
- Tendence kol vozidla ke smyku při nízkých rychlostech
- Vysoká spotřeba litiny  $H = 20\text{--}80 \text{ kWh/kg}$
- Součinitel tření  $f$  klesá s rychlostí jízdy v rychleji než součinitel adheze  $\mu_B$ , viz Obrázek 52
- Vysoký hluk
- Velké šubnutí v okamžiku zastavení – ryv (časová změna zrychlení)
- Jemné částice uvolňované při brzdění (brzdový prach)
- Častá kontrola a údržba
- Jiskření [12]

### **Kompozitní materiály**

Brzdové špalíky z kompozitních materiálů potlačují negativa, která se vyskytla u litinových špalíků a tvoří je několik složek. Např.:

- Třecí materiály – železné třísky, mosazná vlna, minerální vlákna
- Pojivo – fenolová pryskyřice, melaninová pryskyřice, syntetický kaučuk
- Plnivo – slída, křída, mastek
- Pomocné látky – změkčovadlo, rozpouštědlo, zrychlovač vulkanizace aj.

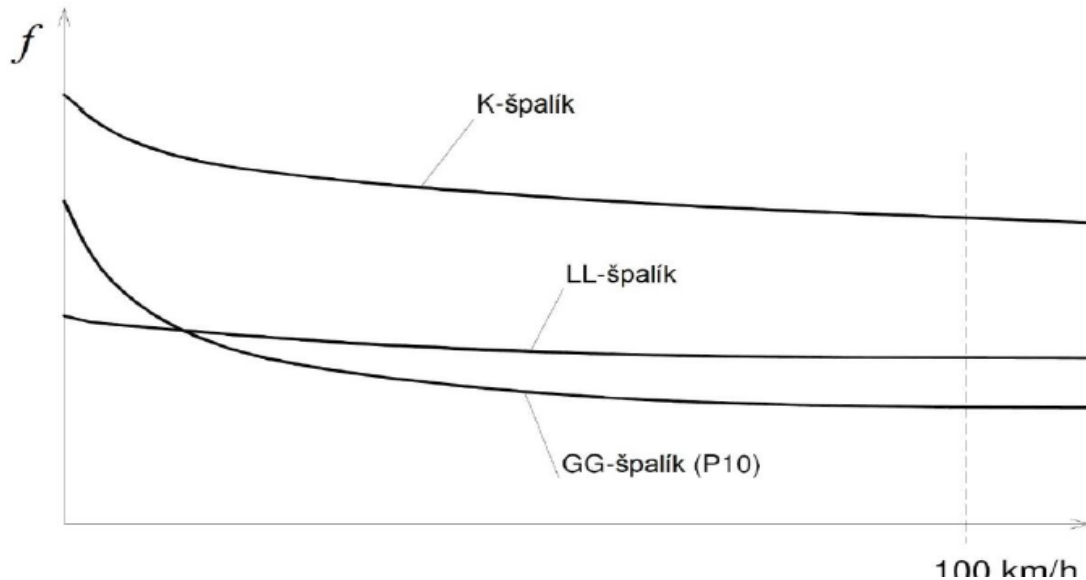
Přesné složení závisí na typu určení špalíku a zpravidla je výrobním tajemstvím výrobce. Jedinou jistotou je nulový podíl asbestu, jehož použití je zakázáno s ohledem na životní prostředí.

Špalíky z kompozitních materiálů se dělí do tří kategorií:

- LL: špalíky s nízkým součinitelem tření
  - Základní nástupce litinových špalíků
  - Možné použití na vozech starší konstrukce bez nutnosti přestavby brzdy
  - Vlastnostmi podobný litinovému špalíku (převážně v součiniteli tření  $f = 0,1-0,15$ ) ale se zcela odlišnou třecí charakteristikou v závislosti na rychlosti
- K: špalíky s vysokou úrovní tření
  - Použití na nových vozech, jelikož u starých by se musela přestavovat konstrukce brzdového systému



- Vyšší součinitel tření. To dovoluje použití menší přítláčné síly brzdových zdrží, tudíž i menší velikost brzdového válce. Tyčoví a pákoví může být odlehčeno



Obrázek 54: Srovnání závislosti součinitele tření  $f$  na rychlosti pro různé typy brzdových špalíků [24]

Většinu nevýhod kompozitních špalíků řeší špalíky ze spékaných materiálů, které jsou však velmi drahé. [9] [18]

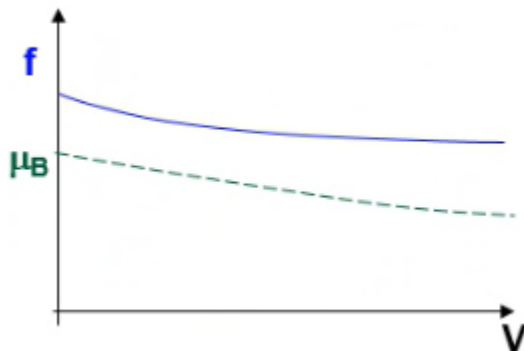
#### **Výhody:**

- Tišší než litinové špalíky
- Menší opotřebení než u litinových špalíků
- Lehčí (až třikrát) než litinové špalíky
- Menší opotřebení brzděných kol než u litinových špalíků
- Nejiskří
- Téměř konstantní součinitel tření v závislosti na jízdní rychlosti, viz Obrázek 54
- Vyšší životnost

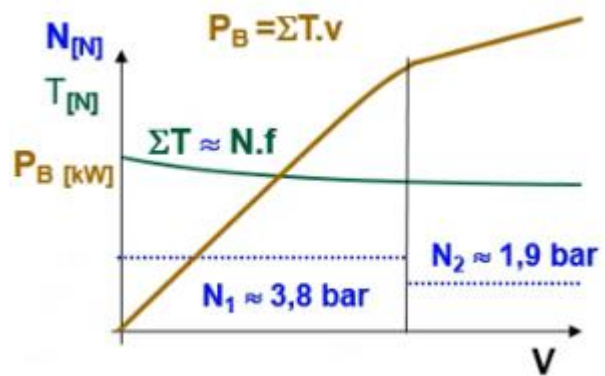
#### **Nevýhody:**

- Větší citlivost na vlhkost než u litinových špalíků

- Dražší než litinové špalíky
- Brzdový špalík má malou tepelnou vodivost => většinu tepla odvádí kolo [12]  
[9]



Obrázek 56: Průběh součinitele tření  $f$  a součinitele adheze  $\mu_B$  u kompozitního špalíku [12]



Obrázek 55: Charakteristiky brzdění při použití kompozitního špalíku [12]

### 3.4.5 Detektor vykolejení

Funkcí detektoru vykolejení je hlídat a rozpoznávat vykolejené dvojkolí. V případě vykolejení aktivovat nouzovou brzdu a tím snížit riziko nebezpečí a následné škody. Kromě spojení s hlavním brzdovým potrubím nepotřebuje přístroj jiný zdroj energie.

Detektor vykolejení vyhodnocuje okamžité hodnoty svislých rázů a vibrací. Pokud tyto hodnoty svislého zrychlení odpovídají běžné dopravě po železniční trati, tj. nastaveným standardům, detektor nereaguje. V případě že tyto hodnoty narostou (cca 10krát), a budou odpovídat vykolejení dvojkolí, detektor otevře ventil, který odzdušní hlavní potrubí a tím uvede samočinnou brzdu do stavu brzdění bez zásahu strojvedoucího.

Detektor vykolejení je obzvlášť potřebný u cisternových vozů, které převáží látky nebezpečné pro životní prostředí (kyseliny, čpavek atd.). Jejich včasné zastavení vede k razantnímu snížení dopadů nehody.

### **3.4.6 Odlišnosti brzdy cisternových vozů od klasických nákladních vozů**

Brzda cisternových vozů od klasických nákladních vozů je odlišná především v návaznosti na skupenství nákladu. Vzhledem k tekuté náplni cisternových vozů a tím zvýšené hybnosti kapaliny uvnitř cisterny se mohou vozy pohybovat rychlostí na železnici maximálně 100 km/h. Zvyšování rychlosti by vyžadovalo výraznější konstrukční úpravy, a tím zvýšení ceny vozu která by se promítla do přepravních nákladů. S vyšší rychlostí by také vedlo zvýšení rizika železniční nehody a jejích dopadů. Tato rychlost je zatím dostačující. Vliv tohoto faktoru jde značně zredukovat pomocí dělicích přepážek uvnitř cisterny a tím i snížit kinetickou energii vytvořenou pohybem tekuté náplně. Prázdné se mohou cisternové vozy pohybovat po železnici rychlostí až 120 km/h, ovšem v rámci ekonomiky provozu jezdí prázdné cisternové vozy po železnici jen výjimečně.

#### 4 Návrh brzdové výstroje cisternového vozu Zacns 88

Praktická část bakalářské práce je zaměřena na osazení brzdy cisternového vozu brzdovým kompaktem DAKO GP, trámcovou brzdou DAKO ITBL a automatickým snímačem ložení DAKO SL2 s přidavným ventilem DAKO DS. Maximální provozní rychlost plného vozu bude uvažována 100 km/h, prázdného 120 km/h. Maximální nápravové zatížení činí 22,5 t/nápravu. V jsou uvedena vstupní data, která se používají v následujících výpočtech. Každému údaji je také přiřazeno specifické označení, které se používá v rovnicích. Příslušné označení je možné nalézt i v seznamu použitých veličin.

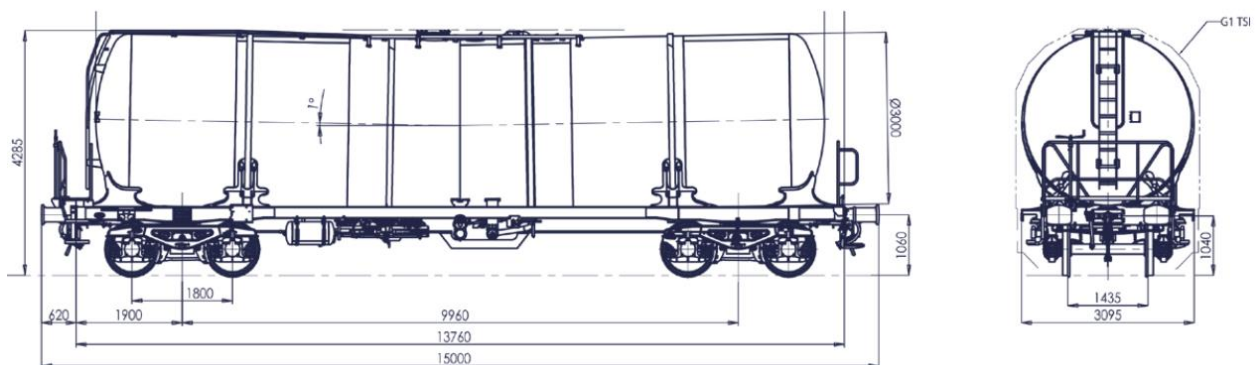
Tabulka 6: Vstupní data pro výpočet

Hmotnost vozu	prázdný	$m_p$	20,8	t
	ložený	$m_l$	90	t
Objem kotle cisterny		$V_k$	88	$m^3$
Neodpružené hmoty		$m_n$	5,3	t/náp.
Nápravové zatížení		$A$	22,5	t
Maximální rychlost prázdný			120	km/h
Maximální rychlost ložený		$v$	100	km/h
Průměr kola	nové	$D_K$	920	mm
	opotřebované	$D_o$	840	mm
Brzdové špalíky	počet na vůz	$n_z$	8	ks
	poloměr kola	$r$	460	mm
	typ		1x Bgu K-Type C810	
Brzdový válec	typ		DAKO ITBL	
	počet na vůz	$n_v$	2	ks
	průměr	$d_v$	12,5	in
	činná plocha	$S_v$	7,91	$dm^2$
	síla vratné pružiny	$F_o$	0,890	kN
Účinnost brzdové jednotky		$\eta$	0,94	
Moment setrvačnosti jedné nápravy		$J_k$	90	$kg \cdot m^2$
Doba plnění brzdových válců		$t$	4	s
Brzdící procenta	režim P	$\lambda$	105÷125 %; 65÷125 %	

Vstupní data týkající se konstrukce vozu jsem získal z jeho datového listu. Údaje týkající se brzdy jsem konzultoval se zaměstnanci firmy DAKO-CZ, a.s. Od nich jsem také získal některé části výpočtu, které vycházejí z experimentů nebo podnikových či mezinárodních předpisů.



Obrázek 57: Cisternový vůz Zacns 88 [27]



Obrázek 58: Rozměry vozu Zacns 88 [27]

#### 4.1 Určení brzděné síly

Železniční tratě jsou rozděleny na jednotlivé úseky z důvodu bezpečnosti, plynulosti a kapacity provozu. Délka těchto úseků závisí na povolené rychlosti dané trati. Například pro rychlosti od 100 km/h do 160 km/h je délka úseku stanovena na 1000 metrů. V průběhu brzdění nesmí vlak opustit brzděný úsek, což znamená, že celková zábrzdňá dráha vlaku musí být kratší než délka úseku. Účinek brzdy vlaku je tedy definován jako ujetá vzdálenost od okamžiku zavedení rychločinného

brzdění až po úplné zastavení vlaku. V běžném provozu je toto určení účinku brzdy poněkud nepraktické a pomalé. [19]

Pro usnadnění určení brzdící schopnosti byla zavedena technická veličina nazývaná brzdící procento (označovaná jako  $\lambda$ ). Toto číslo udává poměr brzdící váhy k celkové hmotnosti vozu. Pro zachování bezrozměrnosti se brzdící váha udává v tunách, i když se jedná o konceptuální hodnotu, a ne skutečnou hmotnost.

V případě, kdy je potřeba určit brzdící procenta pro celý vlak (v běžném provozu), se hodnoty brzdící váhy jednotlivých vozů sečtou a výsledek se podělí celkovou hmotností vlaku včetně lokomotivy. Vypočítaná hodnota se poté porovná s minimálními předepsanými brzdícími procenty pro dané úseky trati. Na základě výsledku je případně nutné korigovat maximální rychlost jízdy vlaku.

$$\lambda = \frac{B}{m} \cdot 100 \quad (5)$$

Kde:  $B$  .....brzdící váha vozu/vlaku

$m$  .....hmotnost vozu/vlaku

Nová rovnice (5) definuje brzdové procento upravené na základě předpisu UIC 544-1.

$$\lambda = \frac{C}{s} - D \quad (6)$$

Kde:  $C; D$ .....výpočtové konstanty definované předpisem UIC 544-1

$s$ .....skutečná zábrzdňá dráha

Tabulka 7: Výpočtové konstanty definované předpisem UIC 544-1

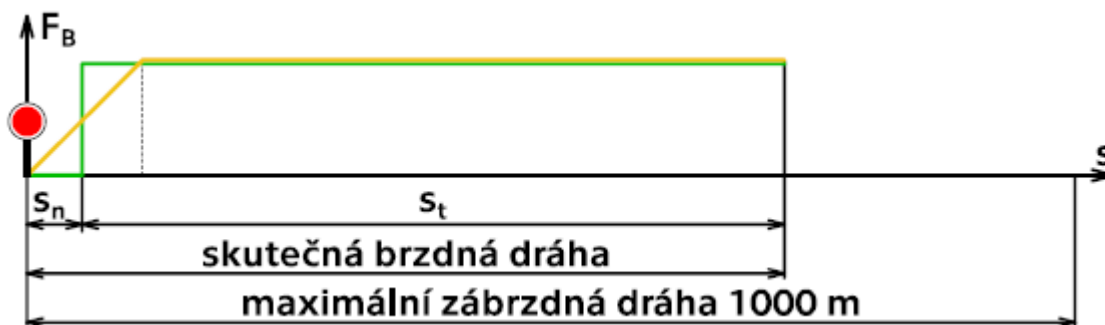
<b>v [km/h]</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
100	52840	10

Skutečná zábrzdňá dráha se skládá ze dvou hlavních částí. První část představuje vzdálenost, kterou brzděný vůz ujede během doby nečinnosti brzdy nebo doby plnění brzdových válců. Druhá část je teoretická zábrzdňá dráha, což je vzdálenost, kterou vůz ujede od zahájení brzdění do úplného zastavení za předpokladu nulové prodlevy. Průběh brzdící síly a ujeté vzdálenosti jsou znázorněny na následujícím schématu (viz Obrázek 59). Výpočet skutečné zábrzdňé vzdálenosti je vyjádřen rovnicí (7).

$$s = s_t + s_n \quad (7)$$

Kde:  $s_t$ .....teoretická zábrzdňá dráha

$s_n$ .....vzdálenost ujetá za dobu plnění brzdových válců



Obrázek 59: Průběh brzdící síly [26]

Doba plnění brzdových válců je v schématu zobrazujícím průběh brzdící síly (Obrázek 59) znázorněna žlutou lineární částí. Předpokládáme, že vývoj brzdící síly je lineární a že brzda nemá zásadní vliv na brzdění vozu do svých 50 % maximální síly. Na základě známé doby náběhu brzdy, která se odvíjí od provozovaného režimu (G, P nebo R), je možné určit i výslednou dobu náběhu brzdových válců. Pro ujetou vzdálenost platí rovnice (8).

$$s_n = v \cdot \frac{t_p}{2} \quad (8)$$

Kde:  $v$ .....rychlost vozu

$t_p$ .....doba plnění brzdového válce

Teoretickou zábrzdou vzdálenost je možné určit pomocí změny kinetické energie. Při plném zastavení vozu z provozní rychlosti je potřeba odebrat veškerou jeho kinetickou energii. Tuto změnu lze vyjádřit jako práci, kterou vykoná brzda. Jelikož je odebrána veškerá kinetická energie, rozdíl je v podstatě její absolutní hodnota, a proto platí následující úprava.

$$\Delta E_k = W_B = \int_0^s F ds$$

$$\Delta E_k = F \cdot s$$

$$s_t = \frac{E_k}{F_c}$$

(9)

Kde:  $E_k$ .....*kinetická energie vozu*

$F_c$ .....*celková brzdná síla na kolech*

Kinetická energie vozu zahrnuje nejen energii spojenou s jeho lineárním pohybem, ale také energii akumulovanou v rotačních hmotách, tedy v samotném dvojkolí. Tato skutečnost je zohledněna ve výpočtu pomocí rovnice (10). První část rovnice se věnuje energii spojené s lineárním pohybem, zatímco druhá část se zabývá energií akumulovanou v rotačních hmotách. Tato energie se následně přeměňuje na energii translační.

$$E_k = E_{k,trans} + E_{k,rot}$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + n_n \cdot \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \omega^2 \quad (10)$$

Kde:  $m$ .....*hmotnost vozu*

$v$ .....*rychlost vozu*

$n_n$ .....*celkový počet náprav*

$J_k$ .....*statický moment setrvačnosti*

$\omega$ .....*úhlová rychlost*



Statický moment setrvačnosti  $J_k$  je komutativní veličina, která popisuje rozložení hmoty vůči ose rotace. Vyjadřuje schopnost tělesa setrávat ve svém rotačním pohybu a závisí na geometrickém tvaru tělesa a rozložení hmoty vůči ose rotace.

Moment setrvačnosti jsem získal pomocí vymodelování zjednodušeného modelu dvojkolí a následného odečtení hodnoty z CAD programu.



*Obrázek 60: Zjednodušený model dvojkolí*

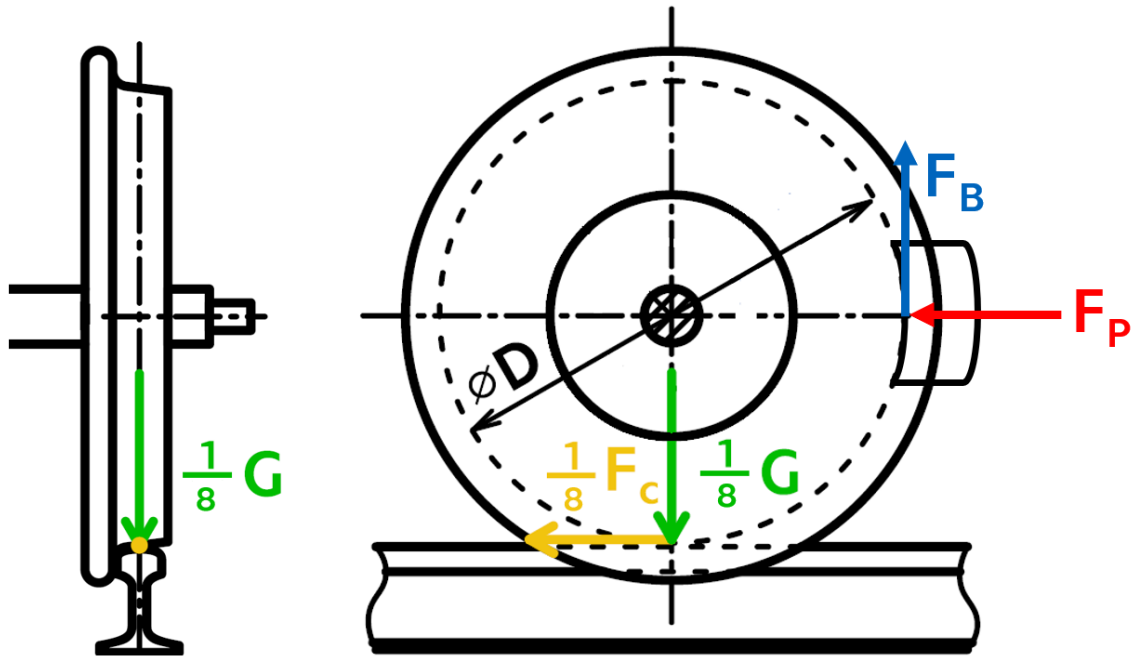
Pro výpočet skutečné zábrzdné vzdálenosti podle rovnice (9) je potřeba ještě určit celkovou brzdou sílu na kolech  $F_c$ .

Brzdná síla působí přímo v místě styku mezi kolem vozu a kolejnicí. Je hlavní silou, která způsobuje brzdění vozidla. Díky působení brzdné síly dochází k postupnému snižování rychlosti vozu, a tedy ke snižování jeho kinetické energie. Určení tohoto silového účinku lze provést pomocí momentové rovnice, která je sestavena na základě silových poměrů na kole vozu (viz Obrázek 61).

Předpokládáme-li, že v místě styku mezi dvojkolím a kolejnicí nedochází k žádnému smyku, ale pouze k odvalování, brzdná síla je omezena adhezí. Adheze je maximální síla, kterou je možné přenést mezi kolem a kolejnicí bez prokluzu kol. Pokud je překročena mez adheze, dojde k prokluzu kol a ztratě brzdného účinku.

Mez adheze závisí mimo jiné na přítláčné síle, kterou je v tomto případě tíha vozu. Proto je důležité regulovat tlak ve brzdových válcích v závislosti na ložení, aby

byl brzdný účinek správně upraven. Tím lze minimalizovat riziko prokluzu kol a zajistit optimální brzdný výkon vozu.



Obrázek 61: Silové poměry na kole

Z rovnosti momentů platí:

$$M_c = M_B$$

$$\frac{1}{8} F_c \cdot \frac{D_k}{2} = \frac{1}{8} F_B \cdot \frac{D_k}{2}$$

$$\frac{1}{8} F_c \cdot \frac{D_k}{2} = \frac{1}{8} F_P \cdot f \cdot \frac{D_k}{2}$$

$$F_c = F_P \cdot f$$

(11)

Kde:  $F_P$ .....přítlačná síla na jednu zdrž

$f$ .....součinitel tření kolo – špalík

Nahrazením přítlačné síly na jeden špalík v rovnici (11) celkovou přítlačnou silou  $\sum F_P$  a přičtením vlivu rotujících hmot, které navyšují kinetickou energii vozu ve směru jízdy. Po uplatnění těchto úprav vzniká následující rovnice:

$$F_c = \sum F_P \cdot f + (\delta - 1) \cdot m \quad (12)$$

Kde:  $\sum F_P$  ..... celková přítláčná síla

$f$  ..... součinitel tření kolo – špalík

$\delta$  ..... součinitel rotujících hmot

$m$  ..... hmotnost vozu

Pro vyjádření součinitele rotujících hmot v rovnici je využita metoda redukce kinetické energie. Jak už bylo zmíněno tento součinitel zohledňuje akumulaci energie v rotujících hmotách, jako jsou dvojkolí, která se následně přeměňuje na energii translační ve směru jízdy vozu.

Metoda redukce kinetické energie umožňuje zahrnout příspěvek rotujících hmot do celkové kinetické energie vozu. Tím se přesněji určuje brzdná síla a skutečná zábrzdná vzdálenost.

Součinitel rotujících hmot spolu s přítláčnou silou jsou dvě proměnné hodnoty v rovnici, které závisí na velikosti ložení. Obě proměnné výrazně ovlivňují celkovou brzdou sílu působící na kola a tím i schopnost brzdění vozu.

$$E_{k,red} = E_{k,trans} + E_{k,rot}$$

$$\frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + n_n \cdot \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \omega^2$$

$$m \cdot \delta \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + n_n \cdot \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \frac{v^2}{r^2}$$

$$m \cdot \delta = m + \frac{J_k}{r^2}$$

$$\delta = \frac{n_n \cdot \frac{J_k}{r^2} + m}{m} \quad (13)$$

Kde:  $n_n$ .....celkový počet náprav  
 $J_k$ .....statický moment setrvačnosti  
 $r$ .....poloměr neopotřebovaného kola  
 $m$ .....hmotnost vozu

Po zjištění hodnoty součinitele rotujících hmot už k výpočtu celkové brzdné síly zbývá určit pouze celkovou hodnotu přítlaku. K tomu mi poslouží rovnice, kterou jsem získal od zástupců firmy DAKO-CZ, a.s.

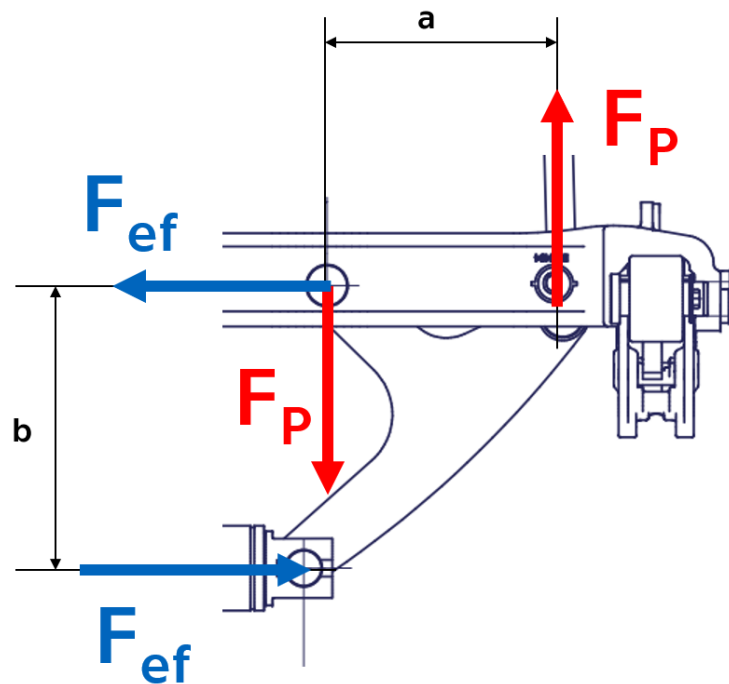
$$\sum F_P = F_P \cdot n_z \quad (14)$$

Kde:  $F_P$ .....přítlačná síla na jednu zdrž  
 $n_z$ .....počet zdrží

Přítlak na jednu brzdovou čelist ( $F_P$ ) je nutné regulovat, aby bylo dosaženo požadovaných brzdících procent při různých hmotnostech ložení. Síla, která působí na brzdovou čelist, vzniká činností brzdového válce. Avšak tato síla je násobena přes pákoví s pevným převodovým poměrem. Pro regulaci přítlaku je tedy nezbytné upravit tlak ve válci. Jako každý mechanismus i pákový převod v brzdovém systému má určitou účinnost, která ovlivňuje sílu přenášenou na brzdovou čelist. Tuto účinnost je nutno zohlednit při regulaci přítlaku a výpočtu brzdících procent.

$$F_P = F_{ef} \cdot i \cdot \eta \quad (15)$$

Kde:  $F_{ef}$ .....efektivní síla pístu  
 $i$ .....převodový poměr  
 $\eta$ .....účinnost převodu



Obrázek 62: Zjednodušené zobrazení "ramene"

Rozsah převodového poměru  $i$  vychází z konstrukčního omezení ramene vyráběné firmou DAKO-CZ, a.s. Rameno je vyráběno jako odlitek, popřípadě výkovek.

Efektivní síla pístu brzdového válce je rozdílem síly vyvozené pístem a síly vyvozené vratnou pružinou společně s pružinou stavěče odlehlosti zdrží.

$$F_{ef} = C \cdot S \cdot 10 - (F_v + F_o) \quad (16)$$

Kde:  $C$ .....tlak v brzdovém válci

$S$ .....činná plocha pístu

10.....konstanta převodu barů na MPa

$F_v$ .....síla vratné pružiny

$F_o$ .....síla pružiny stavěče odlehlosti zdrží

## 4.2 Návrh a výpočet brzdové výstroje pro 100 km/h

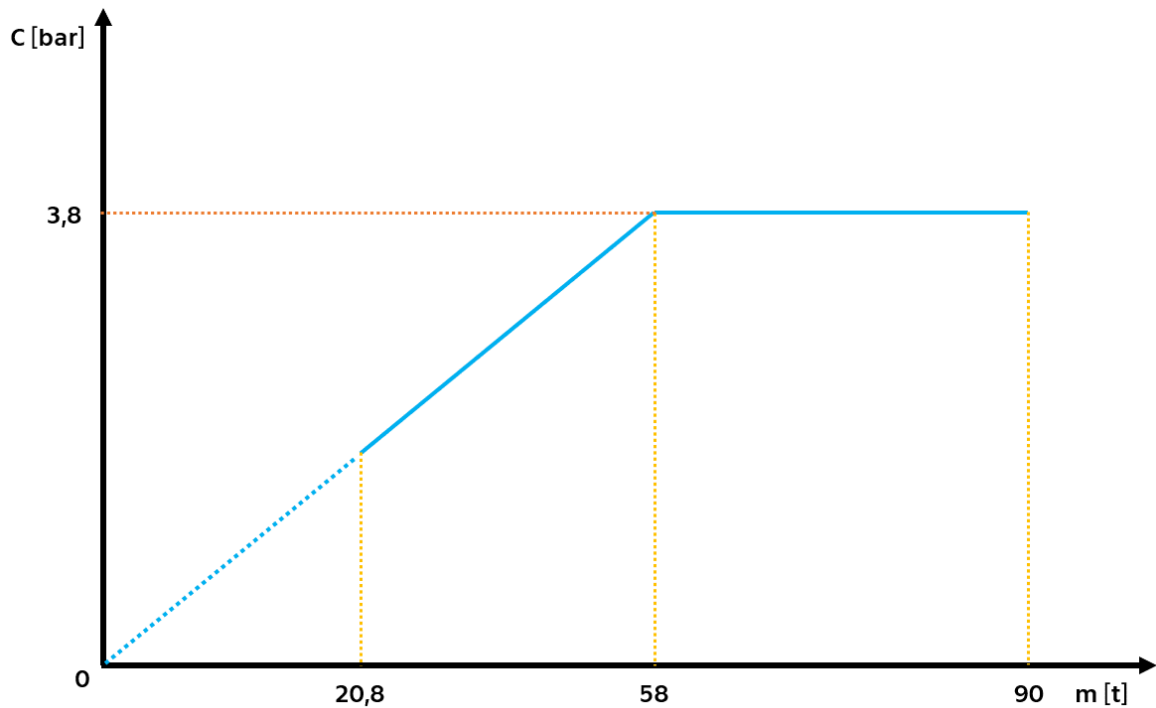
V této podkapitole je proveden návrh pneumatické části brzdy což zahrnuje výpočet brzdy. Ke kompletnímu návrhu brzdy je nutné provést výpočet v režimu brzdy P pro rychlost 100 km/h, při zatížení náprav vlastní hmotností prázdného vozu, 14,5 t/nápravu a 22,5 t/nápravu. V rámci možnosti provozu prázdného cisternového vozu rychlostí 120 km/h je to výpočtu tato varianta zahrnuta také. Režim brzdy pro tento případ zůstává stále P. Nad rámec zadání jsou spočítána i čtyři další ložení, které vychází z hmotností možných přepravovaných látek. Výsledky následujících výpočtů jsou také uvedeny v Příloze 3.

Postup pro výpočet brzdy nákladního vozu, sestavený v kapitole 4.1, je v této kapitole proveden s dosazením konkrétních hodnot (viz Tabulka 6) případně s pouhou úpravou rovnic. Hodnoty konkrétních součástí brzdy vychází z běžně dostupných a používaných komponent primárně firmy DAKO-CZ, a.s.

Při výpočtu špalíkové brzdy je potřeba provést návrh a následné kontrolní výpočty, které slouží k ověření proveditelnosti daného provedení.

### 4.2.1 Určení převodového poměru “ramena“ brzdy

Jako první musíme vypočítat převodový poměr, který se nastavuje vyvrtáním děr do ramene trámčové brzdy. Schéma je zobrazeno na Obrázek 62. Převodový poměr se počítá pro zatížení náprav vozu 14,5 t/nápravu. Právě při tomto zatížení totiž dosáhne tlak v brzdovém válci hodnoty 3,8 baru a zůstává stejný až do plného ložení (22,5 t/nápravu). Tato informace vychází od zaměstnanců firmy DAKO-CZ, a.s. a byla s nimi konzultována. Průběh tlaku je naznačen na Obrázek 63. Růst tlaku v brzdovém válci směrem od prázdného vozu po zatížení 14,5 t/nápravu uvažujeme pro zjednodušení lineární. S ohledem na to, že cisternové vozy jezdí buď prázdné, nebo plné a žádná z typicky převážených látek nedosahuje tak nízké hustoty, aby byla hmotnost vozu menší než 58 t, tak bude tlak v brzdovém válci vždy 3,8 baru. Díky tomuto faktu není oblast ložení 20,8 – 58 t ve výpočtu vůbec zahrnuta.



Obrázek 63: Naznačení průběhu tlaku v brzdovém válci

Při výpočtu převodu trámcové brzdy budeme postupovat tzv. “od konce”. Jelikož známe dovolený rozsah brzdících procent, zvolíme hodnotu, která spadá do intervalu 105-125 % a následně vypočítáme zábrzdnou dráhu vozu z upravené rovnice (6). Já zvolil  $\lambda = 106 \%$ .

$$s = \frac{C}{\lambda + D} = \frac{52840}{106 + 10} = 455,5 \text{ m} \quad (17)$$

Jak je známo skutečná zábrzdná dráha se skládá ze součtu teoretické zábrzdné dráhy a vzdálenosti ujeté za dobu plnění brzdových válců. Dosazením do rovnice (8) a úpravou rovnice (7) získáme následující vztahy.

$$s_n = \frac{100}{3,6} \cdot \frac{4}{2} = 55,5 \text{ m}$$

$$s_t = s - s_n = 455,5 - 55,5 = 400 \text{ m} \quad (18)$$

V další řadě spočítáme kinetickou energii vozu z již odvozené a známé rovnice (10).

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 58 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot \left(\frac{\frac{100}{3,6}}{\frac{0,92}{2}}\right)^2$$

$$= 23,03 \text{ MJ}$$

Celkovou sílu na kolech určíme úpravou rovnice (9). Kinetická energie se v souladu se silou na kolech musí dosazovat v [kJ].

$$F_c = \frac{E_k}{s_t} = \frac{23,03 \cdot 10^3}{400} = 57,58 \text{ kN} \quad (19)$$

Než přejdeme k výpočtu celkového přítlaku zdrží, tak musíme vypočítat součinitel rotujících hmot. Hodnotu statického momentu setrvačnosti  $J_k$ , která se v rovnici objevuje jsem zjistil ze zjednodušeného modelu dvojkolí a je rovna  $J_k = 90 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Po dosazení do odvozené rovnice (13) vzniká následující výpočet.

$$\delta = \frac{4 \cdot \frac{90}{0,46^2} + 50,8 \cdot 10^3}{50,8 \cdot 10^3} = 1,03$$

Celkový přítlak zdrží vyjádříme z rovnice (12) pro celkovou sílu na kolech.

$$\sum F_P = \frac{F_c}{f} - \frac{(\delta - 1) \cdot m}{f} = \frac{57,58}{0,244} - \frac{(1,03 - 1) \cdot 58}{0,244} \quad (20)$$

$$= 228,85 \text{ kN}$$

Výsledný přítlak vydělíme počtem zdrží vozu a získáme tak rovnici (21) pro výpočet přítlaku na jednu brzdovou zdrž.

$$F_P = \frac{\sum F_P}{n_z} = \frac{228,85}{8} = 28,61 \text{ kN} \quad (21)$$



V posledním kroku výpočtu už jen z upravené rovnice (15) vyjádříme neznámý převodový poměr, který budeme posléze využívat ve všech dalších výpočtech a bude již neměnný.

$$i = \frac{F_P}{(C \cdot S \cdot 10 - (F_v + F_o)) \cdot \eta} \quad (22)$$

$$= \frac{28,61 \cdot 10^3}{(3,8 \cdot (7,91 \cdot 100) \cdot 10 - (890 + 1440)) \cdot 0,94} = 1,1$$

#### 4.2.2 Výpočet tlaku v brzdovém válci prázdného vozu pro 100 km/h

Po výpočtu převodového poměru, který zůstane pro všechny typy ložení stejný následuje výpočet tlaku v brzdovém válci prázdného vozu o rychlosti 100 km/h. Ve výpočtu musíme jít stejně jako při výpočtu převodového poměru “od konce” což znamená začít výpočet stanovením požadovaných brzdících procent, které musí být v intervalu od 105 do 125. Já zvolil  $\lambda = 110 \%$ . Po upravení rovnice (6) a dosazení výpočtových konstant uvedených v Tabulka 7 stanovíme skutečnou zábrzdnu dráhu.

$$s = \frac{C}{\lambda + D} = \frac{52840}{110 + 10} = 440,3 \text{ m}$$

Jak je známo skutečná zábrzdna dráha se skládá ze součtu teoretické zábrzdné dráhy a vzdálenosti ujeté za dobu plnění brzdových válců. S pomocí dříve vyjádřených rovnic (17) a (18) dostáváme:

$$s_n = \frac{100}{3,6} \cdot \frac{4}{2} = 55,5 \text{ m}$$

$$s_t = s - s_n = 440,3 - 55,5 = 384,8 \text{ m}$$

Jako další potřebný parametr výpočtu spočítáme kinetickou energii dle rovnice (10).

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 20,8 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot \left(\frac{\frac{100}{3,6}}{\frac{0,92}{2}}\right)^2$$

$$= 8,68 \text{ MJ}$$

Celkovou sílu na kolech vypočítáme pomocí rovnice (19). Kinetická energie se v souladu se sílou na kolech musí dosazovat v [kJ]. Opět počítáme celkovou sílu na kolech, která je potřeba pro “odebrání” veškeré kinetické energie (posuvné + naakumulované v rotačních hmotách).

$$F_c = \frac{E_k}{s_t} = \frac{8,68 \cdot 10^3}{384,8} = 22,56 \text{ kN}$$

Než přejdeme k výpočtu celkového přítlaku zdrží, tak musíme vypočítat součinitel rotujících hmot, který nám dále poslouží pro jeho výpočet. Hodnotu statického momentu setrvačnosti  $J_k$ , která se v rovnici objevuje jsem zjistil ze zjednodušeného modelu dvojkolí a je rovna  $J_k = 90 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Po dosazení do odvozené rovnice (13) vzniká následující výpočet.

$$\delta = \frac{4 \cdot \frac{90}{0,46^2} + 20,8 \cdot 10^3}{20,8 \cdot 10^3} = 1,08$$

Do vyjádřené rovnice (20) dosadíme hodnoty z předešlých výpočtů.

$$\sum F_P = \frac{F_c}{f} - \frac{(\delta - 1) \cdot m}{f} = \frac{22,56}{0,3} - \frac{(1,08 - 1) \cdot 20,8}{0,3}$$

$$= 69,65 \text{ kN}$$

Výsledný přítlak vydělíme počtem zdrží vozu a získáme tak rovnici (21) pro výpočet přítlaku na jednu brzdovou zdrž.

$$F_P = \frac{\sum F_P}{n_z} = \frac{69,65}{8} = 8,71 \text{ kN}$$

Vydělením síly na jednu zdrž součinem převodového poměru a celkové účinnosti získáme efektivní sílu od brzdového válce.

$$F_{ef} = \frac{F_P}{i \cdot \eta} = \frac{8,71}{1,1 \cdot 0,94} = 8,42 \text{ kN} \quad (23)$$

Finálním výpočtem je výpočet tlaku potřebného v brzdovém válci pro splnění námi určených brzdících procent. Tento tlak následně použijeme ve brzdovém výpočtu prázdného vozu pro rychlost 120 km/h a v závislosti na výsledku (splnění brzdících procent) tím zkontrolujeme, jestli jsme námi požadovaná brzdící procenta v kapitole 4.2.2 navrhli správně.

$$C = \frac{F_{ef} + (F_v + F_o)}{S \cdot 10} = \frac{8,42 \cdot 10^3 + (890 + 1440)}{(7,91 \cdot 100) \cdot 10} \quad (24)$$

$$= 1,36 \text{ bar}$$

### 4.2.3 Brzdový výpočet prázdného vozu pro 120 km/h

Vypočítaný tlak v brzdovém válci pro prázdný vůz při rychlosti 100 km/h ( $C = 1,36 \text{ bar}$ , využijeme pro brzdový výpočet prázdného vozu o rychlosti 120 km/h. Tlak v brzdovém válci má vliv na efektivní sílu brzdového válce, která se spočítá pomocí rovnice (16). Plochu pístu je nutné dosazovat v  $[\text{cm}^2]$  a tlak do brzdového válce v  $[\text{bar}]$ . Výsledkem součinu pak bude síla v  $[\text{N}]$ .

$$F_{ef} = 1,36 \cdot (7,91 \cdot 100) \cdot 10 - (890 + 1440) = 8428 \text{ N}$$

$$= 8,43 \text{ kN}$$

Rovnice (15) popisuje, jak efektivní síla působící na píst vytváří přítlačnou sílu na jednu čelist brzdového kotouče. Převodový poměr jsme spočítali v kapitole 4.2.1 a vychází  $i = 1,1$ .

$$F_p = 8,43 \cdot 1,1 \cdot 0,94 = 8,71 \text{ kN}$$

Rovnice (14) definuje vztah potřebný k výpočtu celkové přítlačné síly všech zdrží (celého vozu). Tu potřebujeme k výpočtu celkové brzdné síly na všech kolech.

$$\sum F_p = 8,71 \cdot 8 = 69,68 \text{ kN}$$

Než přejdeme k momentové rovnováze na kolech je potřeba určit celkovou sílu na kolech a s ní i součinitel rotujících hmot. K tomu postačí dosazení do odvozené rovnice (13). Jelikož statický moment setrvačnosti má základní jednotky [kg·m<sup>2</sup>], je nutné dosadit hmotnost v [kg]. Hodnotu statického momentu setrvačnosti  $J_k$ , která se v rovnici objevuje jsem zjistil ze mnou vytvořeného zjednodušeného modelu dvojkolí a je rovna  $J_k = 90 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

$$\delta = \frac{4 \cdot \frac{90}{0,46^2} + 20,8 \cdot 10^3}{20,8 \cdot 10^3} = 1,08$$

Celková brzdou sílu na kolech získáme pomocí rovnice (12). Odvozené z momentové rovnováhy na nápravě. Hodnota součinitele tření brzdového špalíku se pohybuje dle ložení v rozmezí (0,235÷0,3) a byla zjištěna experimentálně.

$$F_c = 69,68 \cdot 0,287 + (1,08 - 1) \cdot 20,8 = 21,66 \text{ kN}$$

Dále je nutno určit kinetickou energii. K tomu nám poslouží rovnice (10). Do rovnice se musí dosazovat v základních jednotkách. Úhlovou rychlost  $\omega$  lze vyjádřit jako poměr rychlosti ku poloměru.

$$\begin{aligned} E_k &= \frac{1}{2} \cdot 20,8 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{120}{3,6}\right)^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot \left(\frac{\frac{120}{3,6}}{\frac{0,92}{2}}\right)^2 \\ &= 12,5 \text{ MJ} \end{aligned}$$

Dále je ve výpočtu potřeba určit teoretická zábrzdna dráha. Na její výpočet využijeme rovnice (9). Kinetická energie se musí dosazovat v [kJ] jelikož brzdna

síla na kolech se dosazuje v [kN]. Jak je z rovnice patrné, jedná se o vzdálenost, kterou vůz ujede, než mu jeho brzdná síla “odebere” veškerou kinetickou energii, kterou za jízdy získal.

$$s_t = \frac{12,5 \cdot 10^3}{21,66} = 577 \text{ m}$$

Pro výpočet skutečné vzdálenosti potřebné k zabrzdění potřebujeme dále určit dráhu, kterou vůz ujede, než začne brzdit. Za tímto účelem využijeme rovnici (8).

$$s_n = \frac{120}{3,6} \cdot \frac{4}{2} = 67 \text{ m}$$

Skutečnou zábrzdou dráhu, která je vzdáleností, do které vlak zmenší svou rychlost na nulu a zastaví, lze vyjádřit jako součet obou ujetých vzdáleností podle rovnice (7). Je důležité, aby tato hodnota splňovala požadavky UIC a byla menší než délka bezpečnostního úseku.

$$s = 577 + 67 = 644 \text{ m}$$

Poslední a pro uživatele nejdůležitější hodnotou pro rychlé určení brzdného účinku je brzdové procento. Celý výpočet směřuje k jeho stanovení a určuje se pomocí rovnice definované předpisem UIC (6). Výpočtové konstanty potřebné pro výpočet brzdového procenta jsou uvedeny v Tabulka 7.

$$\lambda = \frac{83634}{644} - 19 = 111 \%$$

Dle UIC 544-1 musí se brzdová procenta pro režim brzdy P pohybovat v rozmezí 105÷125 do hmotnosti vozu 58 t a v rozmezí 65÷125 od hmotnosti 58 t až 90 t. Námí vypočtená hodnota tuto mez splňuje a tento návrh brzdy je tedy úspěšný.

Pro rychlejší stanovení schopnosti brzdění celé soupravy se dále počítá brzdící váha vozu. Hodnoty brzdících vah se uvádí na vnější část vozu. Výpočet brzdících vah vyplývá z rovnice (5), kterou je nutno upravit na požadovaný tvar.

$$B = \frac{\lambda \cdot m}{100} = \frac{111 \cdot 20,8}{100} = 23,1 t \quad (25)$$

Další důležitou roli při brzdění hraje podélné zpomalení, resp. zrychlení. Pokud je hodnota zpomalení  $a \geq 1,3 m/s^2$ , je nutné vybavit vůz protismykovým zařízením. Výpočet podélného zpomalení je založen na druhém Newtonově zákonu.

$$F = m \cdot a$$

$$a = \frac{F}{m} = \frac{F_c}{m} \quad (26)$$

Je-li dosazeno do rovnice (26), výsledná hodnota podélného zpomalení je následující:

$$a = \frac{21,66}{20,8} = 1,04 m/s^2$$

$$\frac{a}{g} < 0,15 \text{ poměrná brzdná síla (definována UIC)}$$

Dle výpočtu tedy vůz nebude potřeba při této rychlosti a ložení vybavit protismykovým zařízením

Pro ověření adhezních limitů ve styku kola s kolejnicí je použita rovnice (27), která kontroluje schopnost přenést brzdnou sílu z vozu na železniční trať v místě jejich kontaktu.

$$F_{adh} = \mu \cdot G = \mu \cdot m \cdot g > F_c \quad (27)$$

Kde:  $G$ ..... tíha vozu

$m$ ..... hmotnost vozu

$\mu$ ..... součinitel adheze

$g$ ..... gravitační zrychlení

$F_c$ ..... celková brzdná síla na obvodu kol

Všechny hodnoty jsou známy, jen součinitel adheze je nutné zvolit. Volím běžnou hodnotu pro styk kola a kolejnice dle požadavku TSI (Technické specifikace pro interoperabilitu<sup>4</sup>).

$$F_{adh} = 0,15 \cdot 20,8 \cdot 9,81 = 30,61 \text{ kN} > F_c = 21,66 \text{ kN}$$

Pro prázdný vůz při rychlosti 120 km/h adhezní podmínka vychází, a tak nedojde ke ztrátě brzdného účinku.

#### 4.2.4 Brzdový výpočet plně loženého vozu

Plně ložený vůz v tomto výpočtu představuje ložení vozu 22,5 t/nápravu či celkovou hmotnost vozu nepřekračující 90 t. Použité rovnice jsou shodné s výpočtem v kapitole 4.2.3 ovšem mění se hmotnost a rychlost vozu, která nesmí přesáhnout 100 km/h společně s tlakem v brzdovém válci, který je na maximální hodnotě a to tedy 3,8 baru.

$$\begin{aligned} F_{ef} &= 3,8 \cdot (7,91 \cdot 100) \cdot 10 - (890 + 1440) = 27728 \text{ N} \\ &= 27,73 \text{ kN} \end{aligned}$$

Převodový poměr zůstává stejný a tedy:  $i = 1,1$ .

$$F_p = 27,73 \cdot 1,1 \cdot 0,94 = 28,67 \text{ kN}$$

Celková přítlačná síla je celková síla působící na zdržích celého vozu (obou trámčových brzd vozu). Potřebujeme ji k výpočtu celkové brzdné síly na všech kolech.

---

<sup>4</sup> Interoperabilita ve zkratce znamená schopnost různých systémů, zařízení nebo služeb komunikovat, spolupracovat a vzájemně se propojovat tak, aby bylo dosaženo efektivního a bezproblémového provozu. Ve vztahu k železniční dopravě se interoperabilita týká schopnosti různých železničních systémů a zařízení (např. kolejí, vozidel, signalizace) pracovat společně a bezproblémově, což umožňuje plynulý a bezpečný provoz vlaků přes hranice mezi různými zeměmi a železničními sítěmi. Tím se usnadňuje mezinárodní železniční doprava a zajišťuje se kompatibilita a sjednocení technických a provozních požadavků.

$$\sum F_p = 28,67 \cdot 8 = 229,37 \text{ kN}$$

Dále je potřeba určit součinitel rotujících hmot. Jediná změna ve výpočtu od prázdného vozu je v ložné hmotnosti. Hodnotu statického momentu setrvačnosti  $J_k$ , která se v rovnici objevuje jsem zjistil ze zjednodušeného modelu dvojkolí a je rovna  $J_k = 90 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

$$\delta = \frac{4 \cdot \frac{90}{0,46^2} + 90 \cdot 10^3}{90 \cdot 10^3} = 1,02$$

V dalším kroku spočítáme celkovou brzdou sílu na kolech. Oproti výpočtu prázdného vozu pro rychlost 120 km/h si zde můžeme všimnout menšího součinitele tření, který klesá s rostoucím zatížením a s tím spojenou přítlakovou silou, tudíž i větším zahříváním brzdové plochy kola a špalíků.

$$F_c = 229,37 \cdot 0,235 + (1,02 - 1) \cdot 90 = 55,7 \text{ kN}$$

Dále je nutno určit kinetickou energii. V ní účinkuje změna hmotnosti a rychlosti.

$$\begin{aligned} E_k &= \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{100}{3,6}\right)^2 + 4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot \left(\frac{\frac{100}{3,6}}{\frac{0,92}{2}}\right)^2 \\ &= 35,38 \text{ MJ} \end{aligned}$$

Teoretickou zábrzdou dráhu pak určíme následovně.

$$s_t = \frac{35,38 \cdot 10^3}{55,7} = 635 \text{ m}$$

Dráha, kterou vůz ujede za dobu plnění brzdových válců tlakovým vzduchem spočítáme dosazením do rovnice (8).

$$s_n = \frac{100}{3,6} \cdot \frac{4}{2} = 56 \text{ m}$$



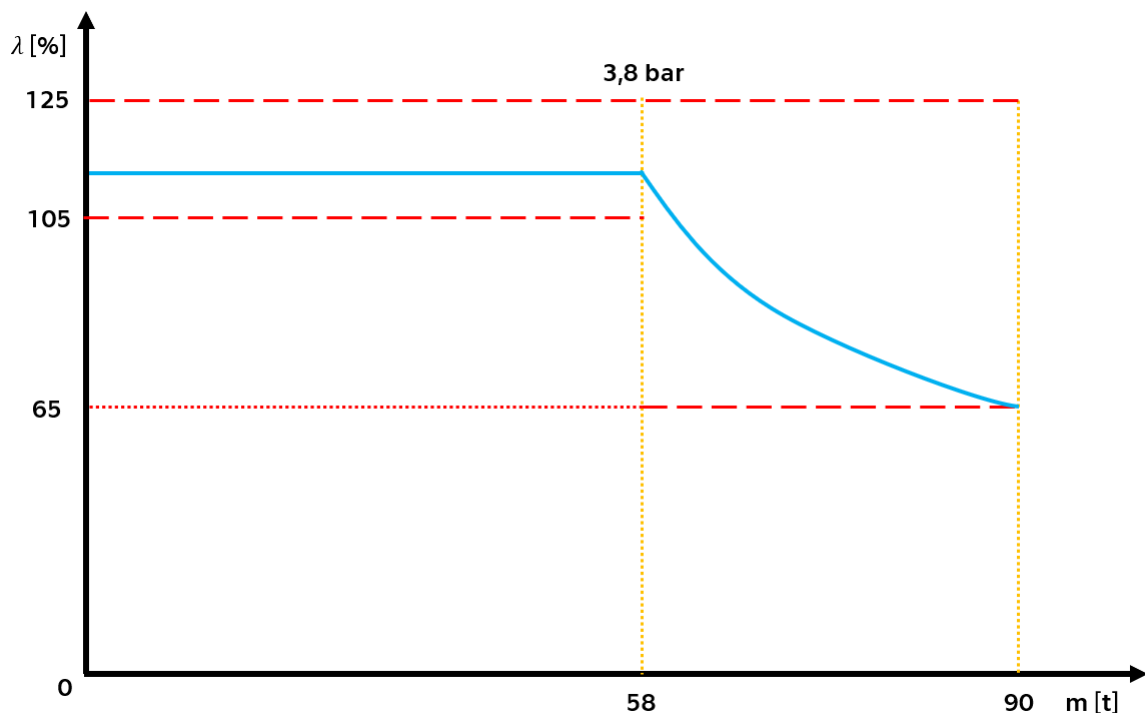
Skutečnou zábrzdnu dráhu, která je vzdáleností, do které vlak úplně zastaví určíme pomocí rovnice (7)

$$s = 635 + 56 = 691 \text{ m}$$

Pro uživatele nejdůležitější hodnotou pro rychlé určení brzdného účinku tedy brzdové procento spočítáme dosazením do rovnice (6). Výpočtové konstanty potřebné pro výpočet brzdového procenta jsou uvedeny v Tabulka 7.

$$\lambda = \frac{52840}{691} - 10 = 66 \%$$

Dle UIC 544-1 musí se brzdová procenta pro režim brzdy P pohybovat v rozmezí 105÷125 do hmotnosti vozu 58 t a v rozmezí 65÷125 od hmotnosti 58 t až 90 t, viz Obrázek 64.



Obrázek 64: Brzdová procenta v závislosti na ložení

Námi vypočtená hodnota tuto mez splňuje a tento návrh brzdy je tedy úspěšný, to dokumentuje průběh modré čáry v Obrázek 64.

Pro rychlejší stanovení schopnosti brzdění celé soupravy se dále počítá brzdící váha vozu. Hodnoty brzdících vah, které se uvádí na vnější část vozu spočítáme pomocí rovnice (25).

$$B = \frac{66 \cdot 90}{100} = 59 \text{ t}$$

Stejně jako v předchozím výpočtu určíme hodnotu podélného zpomalení. Použijeme rovnici (26). Pokud je hodnota zpomalení  $a \geq 1,3 \text{ m/s}^2$ , je nutné vybavit vůz protismykovým zařízením.

$$a = \frac{55,7}{90} = 0,62 \text{ m/s}^2$$

$$\frac{a}{g} < 0,15 \text{ poměrná brzdná síla (definována UIC)}$$

Dle výpočtu tedy vůz nebude potřeba při této rychlosti a ložení vybavit protismykovým zařízením

Pro ověření adhezních limitů ve styku kola s kolejnicí je použita rovnice (27).

Součinitel adheze ve styku kola a kolejnice volím 0,15.

$$F_{adh} = 0,15 \cdot 90 \cdot 9,81 = 132,44 \text{ kN} > F_c = 55,7 \text{ kN}$$

Pro plně ložený vůz při rychlosti 100 km/h adhezní podmínka vychází, a tak nedojde ke ztrátě brzdného účinku.

Vzhledem k objemu kotle cisterny  $V_k = 88 \text{ m}^3$  bude mít cisternový vůz zpravidla maximální hmotnost a to 90 t. S přihlédnutím k objemu kotle mnou vybrané cisterny lze totiž konstatovat, že i kdyby byl náklad kapalina o hustotě vody, tak cisterna bez dosáhnutí plného objemu splní maximální hmotnost 90 t. S přihlédnutím k tomuto aspektu jsem vybral 4 látky, které je možno převážet, mají nízkou hustotu, díky které naplní celý kotel a zároveň nepřesáhnou maximální povolenou hmotnost. Pro tyto látky jsem provedl brzdový výpočet nad rámec zadání mé bakalářské práce. Výsledky výpočtů jsou uvedeny v Příloze 3.

## 5 Závěr

V mé bakalářské práci jsem se zaměřil na popis a návrh brzdového systému cisternového železničního vozu. Návrh jsem provedl pro vůz označení Zacns 88 z produkce firmy NYMWAG CS a.s., který jako všechny cisternové vozy dosahuje maximální rychlosti v loženém stavu 100 km/h a v prázdném stavu 120 km/h, což je dáno normou UIC. Maximální zatížení činí 22,5 t/nápravu.

V úvodní části mé práce jsem se zabýval rešerší historického vývoje cisternových vozů až po jejich dnešní podobu. Po tomto úvodu jsem navázal další částí rešerše zabývající se označováním cisternových vozů, jejich následném rozdělení podle různých parametrů a podvozkům cisternových vozů. V dalších částech rešerše už jsem se věnoval pouze brzdě samotné, a to od její historie přes elementární funkce celé brzdy i jejích pneumatických a mechanických částí až po v dnešní době používané systémy. Důležité bylo především porovnání staré brzdové výstroje s výstrojí moderní, jelikož k moderní výstroji směřuje celá moje bakalářská práce včetně samotného návrhu brzdy, jejího výpočtu a schématu zapojení uvedeného v Příloze 1. Na konci rešeršní části jsem naznačil funkci detektoru vykolejení, který může mít velké pozitivní dopady na konečné důsledky případného vykolejení vozu.

V praktické části mé práce jsem se nejprve zaměřil na odvození vztahů potřebných pro následný návrh a výpočet konkrétních brzdových parametrů. Při odvozování těchto vztahů jsem bral v úvahu konstrukci brzdového systému, ale také konstrukční řešení podvozků a samotného vozu. V závěrečné části praktického bloku jsem provedl návrh převodového poměru ramene trámčové brzdy, který jsem následně použil pro spočítání tlaku v brzdovém válci pro prázdný vůz (20,8 t) při rychlosti 100 km/h. Díky znalosti tlaku v brzdovém válci prázdného a již zmíněného převodového poměru jsem byl schopen spočítat brzdová procenta prázdného vozu při rychlosti 120 km/h. Poslední kontrolní výpočet se týkal výpočtu brzdových procent plně loženého vozu (90 t) při rychlosti 100 km/h. Všechny vstupní a vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce v Příloze 3.

Nad rámec zadání jsem provedl i brzdový výpočet vozu při přepravě látek s  $\rho \leq 786 \text{ kg/m}^3$ , při jejichž převozu nedosahuje cisternový vůz při plném objemu kotle cisterny maximálního povoleného ložení (22,5 t/nápravu). Vypočítané hodnoty jsou také uvedeny v tabulce v Příloze 3.

## Seznam použitých veličin

Označení	Jednotka	Popis
$A$	$[t]$	nápravové zatížení
$a$	$[m/s^2]$	podélné zrychlení (resp. zpomalení)
$B$	$[t]$	brzdící váha vozu
$C$	$[bar]$	tlak v brzdovém válci
$C; D$	$[-]$	výpočtové konstanty dle UIC 544-1
$D_k$	$[mm]$	průměr neopotřebovaného kola
$D_o$	$[mm]$	průměr opotřebovaného kola
$d_v$	$[mm]$	průměr brzdového válce
$E_k$	$[MJ]$	kinetická energie vozu
$f$	$[-]$	součinitel tření kolo-špalík
$F_{adh}$	$[kN]$	adhezní síla
$F_c$	$[kN]$	celková brzdná síla na kolech
$F_{ef}$	$[kN]$	efektivní síla pístu
$F_o$	$[kN]$	síla vratné pružiny brzdového válce
$F_p$	$[kN]$	přítlačná síla na jednu zdrž
$\sum F_p$	$[kN]$	celková přítlačná síla
$F_v$	$[kN]$	síla stavěče odlehlosti zdrží
$F_r$	$[kN]$	přítlak zdrží při ovládaní pouze ruční brzdou

$G$	$[kN]$	tíha vozu
$G_P$	$[kN]$	přestavná tíha
$G_u$	$[kN]$	tíha užité hmoty vozu
$G_v$	$[kN]$	tíha prázdného vozu
$g$	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení Země ( $9,81 m/s^2$ )
$i$	$[-]$	převodový poměr ramene
$J_k$	$[kg/m^2]$	statický moment setrvačnosti dvojkolí
$m$	$[t]$	hmotnost vozu
$m_l$	$[t]$	hmotnost loženého vozu
$m_n$	$[t]$	hmotnost nevypružených hmot
$m_p$	$[t]$	hmotnost prázdného vozu
$m_u$	$[t]$	užitková hmotnost vozu
$n_z$	$[ks]$	počet brzdových zdrží na vůz
$n_n$	$[ks]$	počet náprav na vůz
$r$	$[m]$	poloměr kola
$s$	$[m]$	celková zábrzdňá dráha
$S$	$[dm^2]$	činná plocha brzdového pístu
$s_n$	$[m]$	dráha ujetá za dobu plnění válců
$s_t$	$[m]$	teoretická zábrzdňá dráha
$t_p$	$[s]$	doba plnění brzdového válce

$v$	$[km/h]$	rychlost vozu
$V_k$	$[m^3]$	objem kotle cisterny
$\beta$	$[\%]$	součinitel obrzdění
$\delta$	$[-]$	součinitel rotujících hmot
$\eta$	$[-]$	účinnosti trámkové brzdy
$\lambda$	$[\%]$	brzdová procenta
$\mu$	$[-]$	součinitel adheze kolo-kolejnice
$\rho$	$[kg/m^3]$	hustota
$\omega$	$[rad/s]$	úhlová rychlost

## Seznam obrázků

Obrázek 1: První cisternový vůz od společnosti Densmore Brothers [1].....	11
Obrázek 2: Koncepce cisternového vozu Densmore Brothers [1] .....	12
Obrázek 3: Nahrazení původních vozů ocelovými vozy [1] .....	13
Obrázek 4: Vůz typu Za(c)ns z produkce firmy Tatravagónka Poprad [20].....	14
Obrázek 5: Řadové označení nákladních vozů typu Z [4] .....	15
Obrázek 6: Tabulka ložných hmotností [5] .....	15
Obrázek 7: Třídy železničních tratí [4] .....	15
Obrázek 8: Nepodvozkový rámový cisternový vůz [21].....	16
Obrázek 9: Podvozkový cisternový vůz [6] .....	17
Obrázek 10: Dvounápravový vůz Zkks [3] .....	17
Obrázek 11: Čtyřnápravový vůz Zacns [6].....	18
Obrázek 12: Cisternový vůz s vnějším rámem. [8].....	19
Obrázek 13: Cisterna s páteřovým rámem [7].....	20
Obrázek 14: Cisterna bez hlavního rámu [22] .....	20
Obrázek 15: Cisternový vůz Zaens na přepravu olejů a ropných derivátů [7] .....	22
Obrázek 16: Cisternový vůz řady Zacns na přepravu ropných látek [7].....	22
Obrázek 17: Cisternový vůz Zacs na přepravu kyselin [7].....	23
Obrázek 18: Cisternový vůz Zacs na přepravu žíravých látek [7].....	24
Obrázek 19: Cisternový vůz Zacens na přepravu tekuté síry [7].....	24
Obrázek 20: Podvozek Diamond: 1-postranice, 2-ložisková skříň, 3-šroub zajištění ložiskové skříně, 4-příčník, 5-pružiny svislého vypružení, 6-pružiny tlumení, 7-klínový tlumič [5] .....	25
Obrázek 21: Schéma brzdy podvozku Y25 [5].....	29
Obrázek 22: Snímač zatížení DAKO-SL 2 v podvozku Y25 [5].....	30
Obrázek 23: Podvozek Y25: 1-podélník, 2-čelník, 3-podélné výtzuhy, 4-pružina prvotního vypružení, 5-rozsocha, 6-záchytka dvojkolí, 7-kulová torna, 8-postranní kluznice, 9-brzdová zdrž [5] .....	31
Obrázek 24: Podvozek US 78 [12].....	32
Obrázek 25: Konzola brzdářské plošiny (vlevo), mechanický převod a celistvé zdrže (vpravo) [5] .....	33
Obrázek 26: Samočinná tlaková brzda na vlaku [16].....	35
Obrázek 27: Rychločinné zabrzdění a odbrzdění osobního vozu v režimu brzdy osobní (BV=3,8±0,1 bar; t <sub>1</sub> =3÷5 s; t <sub>2</sub> =15÷20 s) [11] .....	35
Obrázek 28: Rychločinné zabrzdění a odbrzdění nákladního vozu v režimu brzdy nákladní (BV=3,8±0,1 bar; t <sub>1</sub> =18÷30 s; t <sub>2</sub> =45÷60 s) [11] .....	36
Obrázek 29: Porovnání provozního zabrzdění a odbrzdění nákladního vozu v režimu brzdy osobní (t <sub>1</sub> =3÷5 s) a v režimu brzdy nákladní (t <sub>1</sub> =18÷30 s); (úplné provozní zabrzdění = pokles tlaku v HP o 1,5 ± 0,1 bar) [11] .....	36
Obrázek 30: Stupňovité brzdění a odbrzdění [11] .....	37
Obrázek 31: Princip přímočinné brzdy .....	38
Obrázek 32: Schéma "starší" brzdové výstroje DAKO-CZ [13].....	41
Obrázek 33: Kusovník "starší" brzdové výstroje DAKO-CZ.1/2 [13] .....	42
Obrázek 34: Kusovník "starší" brzdové výstroje DAKO-CZ.2/2 [13] .....	43
Obrázek 35: Rozváděč DAKO CV1nD [13].....	44
Obrázek 36: Rozváděč DAKO CV1nD s přidavným ventilem DAKO D zabudovaným na přírubě pomocného vzduchojemu [13].....	45
Obrázek 37: Schéma brzdového válce [14].....	46
Obrázek 38: Závislost obrzdění na stavu ložení [12] .....	48
Obrázek 39: Příklad průběhu brzdícího procenta v závislosti na hmotnosti vozu u starších typů přestavovače [14] .....	50
Obrázek 40: Maximální tlak v brzdovém válci v závislosti na hmotnosti vozu u staršího typu přestavovače [14] .....	50
Obrázek 41: Hodnoty brzdového procenta pro vozy v režimu „G“ v závislosti na brzdě dráze [23] .....	52
Obrázek 42: Hodnoty brzdového procenta pro vozy v režimu „P“ v závislosti na brzdě dráze [23] .....	53

Obrázek 43: Snímač ložení DAKO SL 2 (vlevo), ventil DAKO DS (vpravo) [13] .....	55
Obrázek 44: DAKO GP v řezu [13] .....	56
Obrázek 45: DAKO GP [13] .....	57
Obrázek 46: Trámcová brzda DAKO ITBL – provedení s ruční brzdou [13] .....	58
Obrázek 47: Silové poměry na brzděném kole špalíkovou brzdou .....	58
Obrázek 48: Mechanická část brzdy špalíkové u nákladního vozu (se špalíkovou brzdou) [16] .....	59
Obrázek 49: Celistvé zdrže [5] .....	61
Obrázek 50: Brzdové zdrže [9] .....	61
Obrázek 51: Charakteristiky brzdění při použití litinového špalíku [12] .....	62
Obrázek 52: Průběh součinitele tření $f$ a součinitele adheze $\mu_B$ u litinového špalíku [12] .....	62
Obrázek 53: Nutnost regulace tlaku v brzdovém válci při použití litinového špalíku [12] .....	63
Obrázek 54: Srovnání závislosti součinitele tření $f$ na rychlosti pro různé typy brzdových špalíků [24] .	65
Obrázek 55: Charakteristiky brzdění při použití kompozitního špalíku [12] .....	66
Obrázek 56: Průběh součinitele tření $f$ a součinitele adheze $\mu_B$ u kompozitního špalíku [12] .....	66
Obrázek 57: Cisternový vůz Zacns 88 [27] .....	69
Obrázek 58: Rozměry vozu Zacns 88 [27] .....	69
Obrázek 59: Průběh brzdící síly [26] .....	71
Obrázek 60: Zjednodušený model dvojkolí .....	73
Obrázek 61: Silové poměry na kole .....	74
Obrázek 62: Zjednodušené zobrazení “ramene” .....	77
Obrázek 63: Naznačení průběhu tlaku v brzdovém válci .....	79
Obrázek 64: Brzdová procenta v závislosti na ložení .....	89





## Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry podvozku Diamond [5] .....	26
Tabulka 2: Základní značení podvozků typu Y 25 podle maximální hmotnosti na nápravu [9] .....	27
Tabulka 3: Doplnkové značení vlastností podvozku [9] [10] .....	28
Tabulka 4: Parametry podvozku Y25 [5] .....	30
Tabulka 5: Doba plnění BV dle režimu EL-PNEU brzdy .....	39
Tabulka 6: Vstupní data pro výpočet .....	68
Tabulka 7: Výpočtové konstanty definované předpisem UIC 544-1.....	70

## Bibliografie

- [1] WELLS, B.A. a K.L. WELLS. Densmore Brothers invent First Oil Tank Car. In: *American Oil & Gas Historical Society* [online]. 2013 [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://aoghs.org/transportation/densmore-oil-tank-car/>
- [2] Tank car. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Tank\\_car](https://en.wikipedia.org/wiki/Tank_car)
- [3] *Katalog nákladních vozů Českých drah*. 1. vydání. Praha: Nakladatelství dopravy a turistiky, 1994. ISBN 80-858-8412-7.
- [4] *Průvodce nákladní přepravou Českých drah: Nápis a značky na nákladních vozech* [online]. In: . [cit. 2023-06-24]. Dostupné z: [http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/Zdopr/01\\_ZD-03.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/Zdopr/01_ZD-03.pdf)
- [5] VAGONY.CZ [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/>
- [6] Railco [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <http://www.railco.eu/>
- [7] RYKO PLUS spol s r.o. [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: <https://www.rykoplus.cz/index.php>
- [8] VKS.cz [online]. [cit. 2023-06-24]. Dostupné z: <https://www.vks.cz/katalog/cisternove-vozy/>
- [9] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II*. 1. vydání. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [10] *Encyklopedia* [online]. [cit. 2022-11-29]. Dostupné z: [https://wikijii.com/wiki/Track\\_gauge\\_in\\_Spain](https://wikijii.com/wiki/Track_gauge_in_Spain)
- [11] PECHAR, Stanislav. *Školení BRZDA DAKO*. Třemošnice, 2016.
- [12] *Prezentace k předmětu: Dopravní Technika*. přednášející doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [13] *Firemní podklady společnosti DAKO-CZ, a.s v Třemošnici*.
- [14] KUBEC, Jiří. *Brzdová výstroj nových železničních vozů ČSD*. Praha: Nadas, 1981. Knižnice nové techniky a technologie železniční dopravy.
- [15] KUBEC, Jiří. *Brzda nákladních vozů ČSD*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1991. ISBN 80-703-0120-1.
- [16] *Služební rukověť SR 15 (V): Popis brzd železničních vozidel*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1984.
- [17] OLIVA, Jan. *Kotoučová brzda pro nákladní vůz*. Praha, 2019. Bakalářská práce. ČVUT, Fakulta strojní, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [18] *Sdeleni\_v2\_26\_6\_2017\_brzdove\_spalky*. Drážní úřad. Praha, 2017.

- [19] *Předpis SŽDC D1: Dopravní a návěstní předpis*. [online]. In: . Praha, 2013 [cit. 2023-06-25].  
Dostupné z: <https://provoz.spravazeleznic.cz/portal/viewdirective.aspx?oid=870001>
- [20] *Tatravagónka Poprad* [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z:  
<https://tatravagonka.sk/wagons/zacns-98m-3/>
- [21] *Pardubický spolek historie ŽD, občanské sdružení*. [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z:  
<http://www.pshzd.cz/>
- [22] *CRRC Xi'an Co.,Ltd* [online]. [cit. 2021-11-15]. Dostupné z:  
<http://www.crrcgc.cc/xaen/g11117/s20791/t271316.aspx>
- [23] *UIC 544-1*. 2014, 147 s.
- [24] MĚRKA, Petr. *Trendy v konstrukci brzdových systémů kolejových vozidel*. Pardubice, 2009.  
Bakalářská práce. Univerzita pardubice. Vedoucí práce Ing. Martin Kohout.
- [25] *Zákon č. 350/2011 Sb., o chemických látkách a chemických směsích a o změně některých zákonů (chemický zákon)*. In: . Sbírka zákonů České republiky, 2011.
- [26] PISKAČ, Jáchym. *Studie brzdového systému železničního vagónu pro kombinovanou dopravu*. Praha, 2022. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [27] *NYMWAG* [online]. Nymburk [cit. 2023-06-25]. Dostupné z: <https://www.nymwag.cz/>

## Seznam příloh

Příloha 1 - Pneumatické schéma cisternového vozu s trámcovou brzdou, automatickým snímačem ložení a brzdovým kompaktem

Příloha 2 - Kusovník pneumatického schéma

Příloha 3 - Výpočet špalíkové brzdy