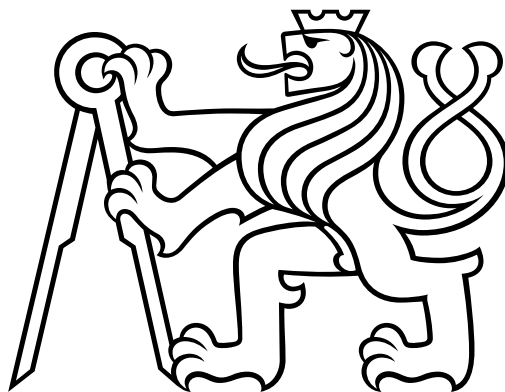


**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**

U12120

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Studie brzdového systému
železničního vagónu pro
kombinovanou dopravu**

Design study braking system of railway
wagon for combined transport

Vypracoval: Jáchym Piskač

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

Rok: 2022

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Piskač** Jméno: **Jáchym** Osobní číslo: **492658**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Studie brzdového systému železničního vagónu pro kombinovanou dopravu

Název bakalářské práce anglicky:

Design study braking system of railway wagon for combined transport

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Rešerši na téma: Systémy kombinované dopravy.
- 2) Přehled brzdových systémů nákladních železničních vozů.
- 3) Návrh brzdy železničního vozu Sdggmrs pro kombinovanou dopravu na rychlost 160 km/h a 18 tun/nápravu.
- 4) Návrh objemu pomocného vzduchojemu a velikost pákového převodu brzdy.
- 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: **20.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **13.07.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

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

doc. Ing. Oldřich Vitek, 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 *“Studie brzdového systému železničního vagónu pro kombinovanou dopravu”* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc., s konzultačním přispěním Ing. Michala Kuny z firmy DAKO-CZ, a.s. a za použití odborné literatury nebo pramenů uvedených v seznamu zdrojů na konci této práce.

V Praze dne:

.....

Jáchym PISKAČ

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc., vedoucímu mé bakalářské práce, za vedení, připomínky a čas, který mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Kunovi a jeho spolupracovníkům z firmy DAKO-CZ, a.s., kteří mi pomáhali svými radami, připomínkami nebo náměty v případě otázek či nejasností. Poděkování patří také mé rodině za podporu během studia.

Anotační list

Název práce: **Studie brzdového systému železničního vagónu pro kombinovanou dopravu**

Autor: Jáchym Piskač

Ústav: U12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Druh Práce: Bakalářská práce

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

Klíčová slova: kombinovaná doprava, železnice, nákladní vagón T3000eD, pneumatická brzda, samočinná brzda

Title: Design study braking system of railway wagon for combined transport

Author: Jáchym Piskač

Key words: combined transport, railway, freight wagon T3000eD, air brake, self-acting brake

Počet stran: 62

Počet obrázků: 42

Počet tabulek: 6

Počet příloh: 5

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá návrhem parametrů samočinné brzdy pro dvoučlánkový vagón kombinované dopravy (T3000eD) při provozní rychlosti 160 km/h a nápravovém zatížení 18 t/nápravu. V rešeršní části je zpracován přehled dnes používaných systémů pro kombinovanou dopravu, ale i její historický vývoj. Dále je rešeršní část zaměřena na popis a dělení brzd nákladních vagónů. V praktické části je odvozen postup návrhu jednotlivých brzdových parametrů, které jsou posléze použity ke konkrétním výpočtům. Proveden je také návrh pákového převodu a výpočet velikosti pomocného vzduchojemu spolu s jeho ověřením.

Abstract

The bachelor thesis deals with the design of parameters of a self-acting brake for a two-cell combined transport wagon (T3000eD) at an operating speed of 160 km/h and axle load of 18 t/axle. In the research part an overview of the systems used today for combined transport as well as its historical development is presented. Furthermore, the research section focuses on the description and classification of freight wagon brakes. In the practical part the design procedure of the individual brake parameters is derived. These brake parameters are then used for specific calculations. The design of the lever transmission and the calculation of the size of the auxiliary air sump together with its verification are also carried out.



Seznam zkratek

Zkratka	Popis
KD	kombinovaná doprava
UIC	Mezinárodní železniční unie (fr. <i>Union Internationale des Chemins de fer</i>)
TSI	Technické specifikace pro interoperabilitu
BV	brzdový válec
BP	brzdič přímočinné brzdy
BS	brzdič samočinné brzdy
atm.	atmosféra
HP	hlavní potrubí
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci (angl. International Organization for Standardization)
EN	evropská norma



Obsah

1	Úvod.....	10
1.1	Principy brzdění nákladních vagónů pro kombinovanou dopravu.....	11
2	Nákladní vagóny pro kombinovanou dopravu	12
2.1	Nedoprovázená kombinovaná doprava.....	13
2.1.1	Kapsový vagón	13
2.1.2	RoadRailer.....	14
2.1.3	ACTS.....	15
2.1.4	Hammar	15
2.1.5	Mobiler.....	16
2.1.6	Výměnné nástavby.....	16
2.1.7	Tellibox.....	17
2.1.8	Modalohr.....	18
2.1.9	Helrom.....	18
2.1.10	CargoBeamer	19
2.1.11	roadrailLink	20
2.2	Doprovázená kombinovaná doprava	20
2.2.1	RoLa	20
2.2.2	Flexiwaggon.....	21
2.3	Shrnutí	22
3	Brzda nákladních vagónů.....	23
3.1	Dělení pneumatické brzdy dle provedení	24
3.2	Pneumatická část brzdové výstroje	26
3.3	Mechanická část brzdové výstroje.....	30
3.3.1	Špalíkové brzdy.....	31
3.3.2	Kotoučové brzdy.....	32
3.3.3	Současné třecí materiály, přehled a použití	33
3.4	Protismykové zařízení.....	35
4	Nákladní vagón T3000eD (Sdggmrss)	36
4.1	Rozměrový výkres vagónu.....	36
5	Návrh brzdové výstroje vagónu T3000eD pro 160 km/h.....	38
5.1	Stanovení brzdné síly	39



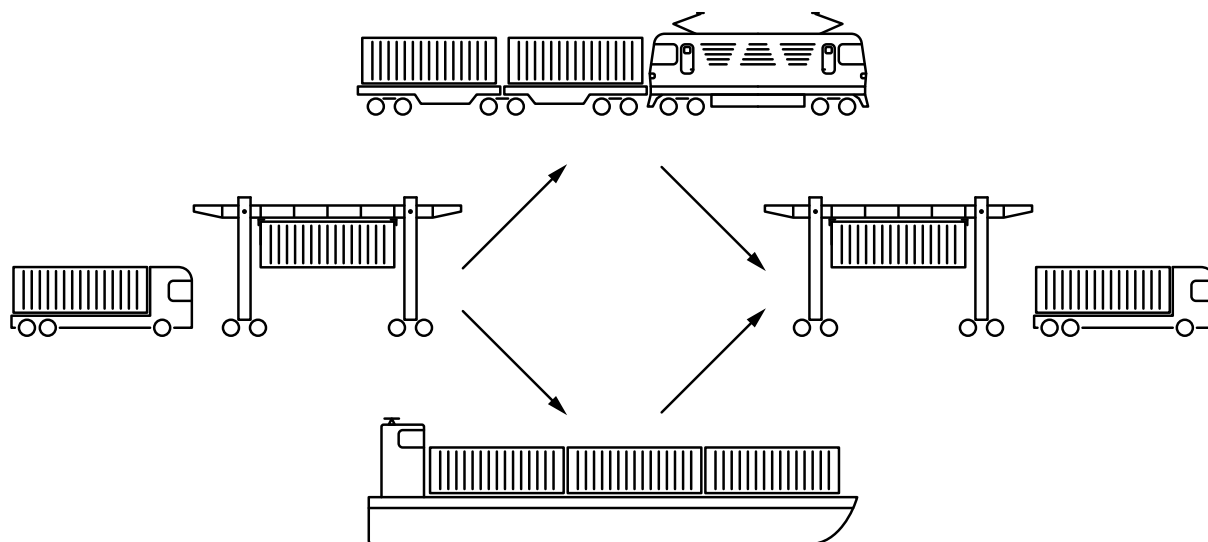
5.2	Pneumatická část brzdové výstroje	47
5.2.1	Výpočet brzdové výstroje pro 160 km/h	47
5.2.2	Výpočet velikosti pomocného vzduchojemu	51
6	Závěr	54
	Seznam použitých veličin	55
	Seznam obrázků.....	57
	Seznam tabulek.....	58
	Bibliografie.....	59

1 Úvod

Nedílnou součástí každého dnešního železničního vagónu, ať už je určený pro osobní nebo nákladní dopravu, je jeho brzdová výstroj. Brzdový systém slouží především k regulaci rychlosti pohybu vagónu nebo celého vlaku, proto je nutná jeho spolehlivost fungování z hlediska bezpečnosti železničního provozu na trati. Vzhledem ke stáří celého odvětví železniční dopravy a jeho technologickému pokroku, prošla i brzdová výstroj značnou proměnou nejen principiální, ale i konstrukční. S určitou nadsázkou lze říct že proměna prošla od koněpřežné dráhy, kdy vozka tahal za uzdu koně, až pod dnešní moderní vlaky a vlakové systémy, jejichž brzděním jsme schopni například vracet část elektrické energie zpět do sítě.

V této práci se věnuji brzdovému systému pro kombinovanou dopravu¹ viz Obrázek 1, konkrétně brzdovému systému dvoučlánkového kapsového nákladního vozu pro kombinovanou dopravu T3000eD. První část práce je zaměřena na popis a vývoj nákladních vagónů pro kombinovanou dopravu. Ve druhé části je proveden výpočet brzdové výstroje a výpočet velikosti pomocného vzduchojemu.

Firma DAKO-CZ, a.s. je jedním z předních světových výrobců brzd kolejových vozidel. Nedílnou součástí této firmy je i vývoj. Ostatně v Třemošnici, kde firma sídlí, vyvinul JOSEF DANĚK, zakladatel společnosti, se svým týmem světově úspěšný rozváděč DAKO CV. Se zástupci z firmy DAKO-CZ, a.s. jsem konzultoval některé odborné části této práce. Dnes se v Třemošnici vyrábí široké spektrum brzd pro železniční dopravu.



Obrázek 1 – Schéma kombinované dopravy

¹ Kombinované dopravě rozumíme jako způsobu přepravy nákladu a zboží po železnici nebo vodní cestě, silnice je pro přepravu nákladu využita v co nejkratším úseku

1.1 Principy brzdění nákladních vagónů pro kombinovanou dopravu

V kombinované dopravě jsou brzdy takřka identické s brzdami používanými u běžných nákladních vagónů. Liší se v podstatě jen ve způsobu konstrukční zástavby vagónu. Jak již bylo řečeno, brzdy jsou pro kolejová vozidla nepostradatelnou výbavou a je mnoho způsobů, jak brzdové systémy rozdělit. Jedním z možných přístupů je podle umístění:

- *Na kolejovém vozidle* – Zařízení je součástí kolejového vozidla a je ovládáno ze samotného vlaku nebo strojvedoucím z lokomotivy. Podrobnější dělení bude detailněji popsáno dále v textu.
- *Mimo kolejové vozidlo* – Brzda je součástí dopravní cesty a ovládá se z místa mimo vozidlo (např. *kolejová brzda*). Brzdový trámec je umístěn paralelně s kolejnicí a brzdí projíždějící dvojkolí z čelních ploch kol. Použití najdou převážně na seřadovacích nádražích. V této práci se jimi nebudu nadále více zabývat.

Brzdy nacházející se na kolejovém vozidle jsou výrazně rozšířenější a pro běžný provoz na železniční trati daleko důležitější. Dělíme je dle principu přenosu brzdící síly: [1]

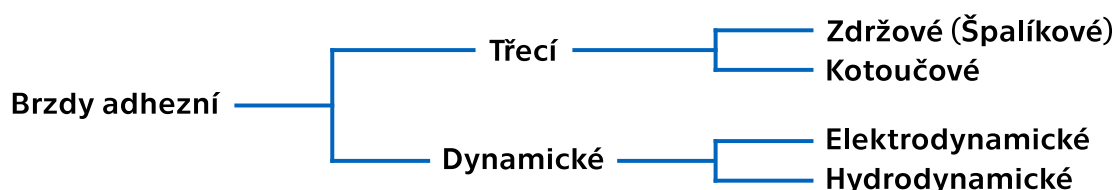
- *Adhezní*
- *Neadhezní*

Neadhezní

Jedná se o relativně moderní způsob brzdění, kdy nedochází k přenosu brzdící síly prostřednictvím kontaktu kola a kolejnice, díky čemuž vyvozená brzdící síla není limitována adhezí na kolech, ale přitlačnou silou a součinitelem tření brzdícího elementu. Mezi reprezentanty tohoto principu lze považovat např. elektromagnetickou brzdu, kolejnicovou třecí nebo lineární s vířivými proudy. Dále i aerodynamickou brzdu. Jelikož není brzdná síla přenášena přes kola do kolejnice, je nutné ji zachytit táhly do rámu. Tento princip brzdění se pro nákladní vagóny v podstatě nepoužívá. Je tedy mimo téma této práce a dále jim není věnováno více pozornosti. [1]

Adhezní

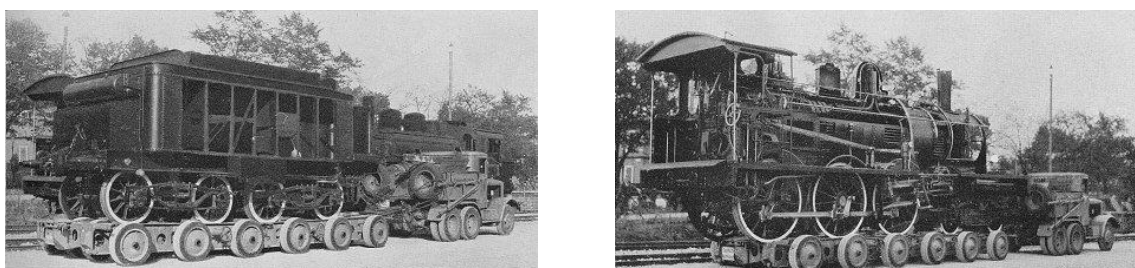
Tento princip je u nákladních vagónů podstatně zásadnější a využívanější. Limitujícím faktorem pro vyvozenou brzdící sílu je adheze na styku kolo – kolejnice. Adhezní brzdění je používáno v podstatě od počátku, kdy se na kolejových vozidlech začaly objevovat brzdy nebo později komplexnější brzdové systémy. Adhezní brzdy je možné dělit viz Obrázek 2. Nákladní vagóny jsou vybaveny pouze mechanickými třecími brzdami. [1]



Obrázek 2 – Rozdělení adhezní brzdy

2 Nákladní vagóny pro kombinovanou dopravu

Kombinovaná doprava se začala rozvíjet již v první polovině 20. století, kdy docházelo k prudkému rozvoji a technickému zdokonalení jak železniční, tak silniční dopravy. Tyto okolnosti napomohly ke vzniku nového druhu přepravy a vznikl tak dopravní řetězec, kterému říkáme *kombinovaná doprava*. Jako první vyřešil technickou náročnost JOHANES CULEMEYER roku 1931, když navrhl systém přepravy železničních vagónů po silnici. *Culemeyerův systém* využíval speciální podvalníky tažené tahačem (viz Obrázek 3), na které najely nákladní vagóny i s nákladem. Dnes se podvalníky používají v podstatě jen na úzkokolejných drahách; u nás je možné je vidět např. u Jindřichova Hradce. [2]



Obrázek 3 – Culemeyerův systém kombinované dopravy [23]

Tento pokrokový systém byl velmi náročný, jelikož za jeden tahač bylo možné připojit jen jeden podvalník. Dalším logickým vývojovým krokem byl pokus přepravovat silniční vozidla, návěsy a přívěsy na železničních vozidlech. Komplikací však byla samotná konstrukce nízkoplošinových vozů, proto se hledaly způsoby, jak tento problém obejít. Jejich použití bylo nutné z důvodu nízkého jízdního profilu dopravních cest. Jedním ze způsobů, jak dostat potřebný přepravitelný objem na železnici, byly i první pokusy o standardizovaný přepravní kontejner, během druhé světové války. Pokusy probíhaly v rámci armády, jelikož standardizovaný kontejner je z hlediska logistiky přepravy velmi výhodný. Přeprava kontejnerů byla myšlena primárně pomocí speciálních železničních vozů a námořními loděmi. Později se kontejnerová doprava rozšířila i na silnici. [3]

Kombinovanou dopravu lze, tak jak je dnes nebo spíše posledních několik desítek let známa, rozdělit podle toho, jestli je i s nákladem převážěn tahač a řidič nebo se v soupravě řidič dovezeného nákladu nevyskytuje a to na:



2.1 Nedoprovázená kombinovaná doprava

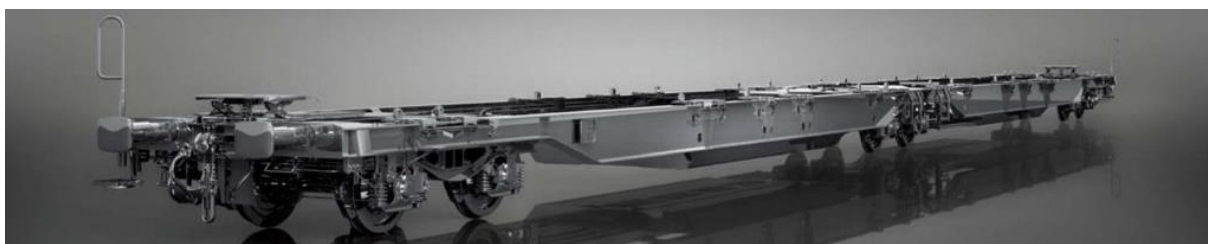
Označení *nedoprovázená kombinovaná doprava* znamená, že při oprostění od námořní dopravy, je po železnici je převážen pouze náklad, což v konečném důsledku vyžaduje nutnost dalšího řidiče v místě vykládky, který náklad přebere a doveze do cílového místa. Do soupravy tedy není zařazen žádný lůžkový nebo osobní železniční vůz.

Silniční návěsy kamionů se na železnicích v USA objevily již v 50. letech 20. století, a to z důvodu vzrůstající konkurence na silnici. Železniční společnosti byly nuceny se silničními dopravci dohodnout a spolupracovat. Lodní kontejnery se v tuto dobu začínaly teprve rozmáhat a výměnné nástavby, jako jeden z budoucích vývojových kroků kombinované dopravy, si na své použití ještě počkají. Přeprava návěsů v Severní Americe má tu výhodu, že průjezdný profil je dostatečný na to, aby nebylo nutné používat snížené železniční vozy. Proto mohou být tyto vozy velmi konstrukčně jednoduché. V USA je tento způsob pro svou jednoduchost v přepravě na velmi dlouhé vzdálenosti, schopný konkurovat běžné silniční dopravě i dnes. Mimo jiné i proto že objem přepravovaného zboží je příliš velký na to, aby byl přepravován jen po silnici (nebylo by dost řidičů a výrazně by vzrostly i mzdové výdaje). Tyto okolnosti nahrávají výrazně větší konkurenceschopnosti, než je tomu v Evropě, kde přepravu návěsů po železnici lze vidět relativně zřídka. Příkladem je Švýcarsko či Rakousko. [3]

V Evropě se tento způsob přepravy tolik neuchytil hned z několika důvodů. Jedním z nich je nízký průjezdný profil, a tak je nutné použít vozy se sníženou stavbou. Proto bylo nutné vyvinout nové vozy, které „schovají“ kola návěsu tzv. *kapsové* nebo *košové* vozy. Druhým důvodem jsou relativně krátké přepravní trasy, kde je přeprava po silnici výhodnější. Třetím, ale neméně podstatným důvodem, je samotná konstrukce návěsů, jelikož evropské návěsy nejsou tolik robustní a hrozí, že při jejich *vertikální* nakládce dojde k rozlomení. [3]

2.1.1 Kapsový vagón

Kapsový vůz je konstrukčně tvořen tak, že jeho snížené místo slouží k nesení nápravy návěsu a platformou v běžné výšce, kde je umístěna posuvná točnice² určená k upevnění čepu návěsu³. Tyto vozy jsou dnes standardně vybaveny prvky pro uchycení standardních ISO kontejnerů. V současnosti se používá i konstrukce vagónu, kde se jedná o dvou člankový vůz se třemi podvozky (např. T3000eD viz Obrázek 4). [3]

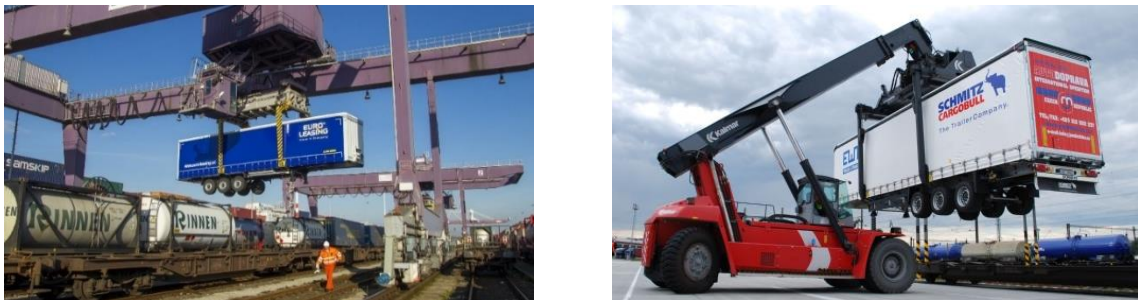


Obrázek 4 – Kapsový vůz T3000eD (Sdggmrss) [24]

² slouží k připojení návěsu ke kamionu, má tvar podkovy

³ slouží k připojení návěsu k tahači, angl. „kingpin“, česky královský čep

Vertikální způsob nabládky do *kapsového* vozu je technicky relativně jednoduchý, ale z důvodu lehčí konstrukce návěsů je nutné místa pro připojení zdvihacího zařízení vyztužit a označit, aby tak byly vytvořeny úchytné body. Jinou variantou nákladního vozu, pro kterou není nutné návěs nijak upravovat a je možné přepravit jakýkoliv návěs je *košový vůz*. Kdy se při nabládce vyjme jeřábem vyjímatelný koš z vagónu, návěsem se do koše najede standardně jako na plošinu, odpojí se a takto zpevněný celek se opět vloží zpět do vagónu. Tento druh vozu byl vyvinut v Maďarsku v 90. letech 20. století. I tento typ vozu umožňuje po vyjmutí koše přepravu ISO kontejnerů. Způsob nabládky viz Obrázek 5. Ostatně dnes jsou tyto vozy používány převážně používány na přepravu ISO kontejnerů, jelikož jejich původní účel je v Evropě takřka nevyužitelný. [2]



Obrázek 5 – Nabládka *kapsového* vozu jeřábem (vlevo) [25] a nakladačem (vpravo) [26]

2.1.2 RoadRailer

Další systém, vyvinutý společností CHESAPEAKE & OHIO vznikl opět v USA již kolem roku 1955 se nazývá *RoadRailer*. Jeho výhoda spočívala v tom, že přímo na návěsu byla namontována dvojkolí a bylo je možné spřahovat. To ovšem výrazně zvyšovalo jeho hmotnost, a i přes jednoduchost změny ze silničního vozidla na kolejové. Tento systém velmi rychle zanikl, a návěsy se přepravovaly převážně na vagónech. [3]

Ovšem v 80. letech 20. století dostala myšlenka druhou šanci. Firma WABASH NATIONAL CORPORATION odkoupila všechna formální práva a přišla se svou konstrukcí. Ta se lišila jedním podstatným rozdílem, a to že dvojkolí nebyla namontována přímo na návěsu, ale návěs byl vybaven úchytným systémem na speciální podvozky, ty umožňují mimo jiné spřažením do souprav (viz Obrázek 6). Konstrukce tohoto typu se v USA hojně využívá i dnes, v Evropě je systém *RoadRailer* v podstatě nepoužívaný. Pokusy na našem kontinentu o stálý provoz byly, ale skončily velmi neúspěšně. [3]



Obrázek 6 – Systém *RoadRailer* [27]

2.1.3 ACTS

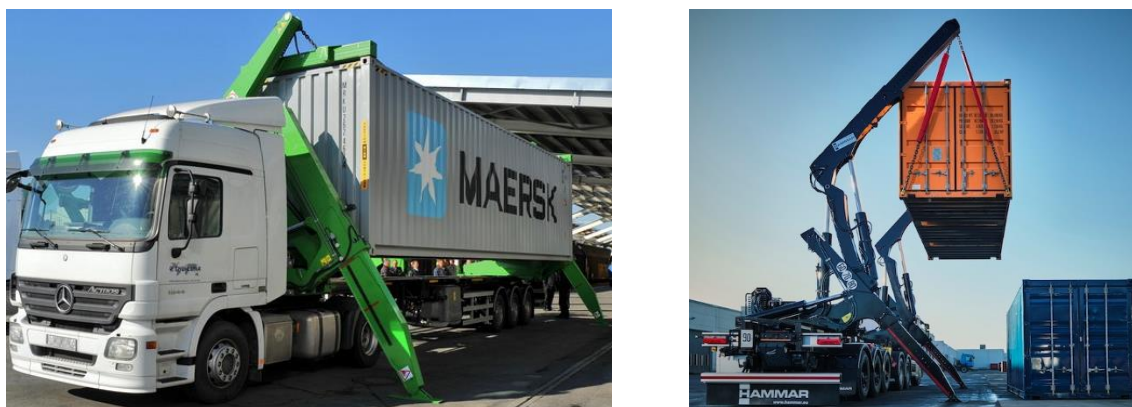
K přepravě odvalovacích kontejnerů byl vyvinut systém *ACTS*⁴. Ten umožňuje díky své konstrukci, kdy na plošinovém vagóně je platforma se speciálními ližinami, které umožňují odvalování rolen natahovacích kontejnerů. Tyto ližiny se při vykládce i s kontejnerem pootočí, aby natahovací oko kontejneru směřovalo směrem ven z vagónu, následně přijede nákladní automobil, který si kontejner z vozu vytáhne (viz Obrázek 7). Nakládka funguje přesně obráceně. Jedná se o poněkud specifický systém, jelikož odvalovací kontejnery, nejsou vyloženě rozšířeným standardem. Používají se například ke svozu odpadu nebo zeminy. [2]



Obrázek 7 – Systém ACTS [28] [29]

2.1.4 Hammar

Relativně moderním a dnes také používaným je systém *Hammar*, jehož hlavní výhodou je boční vyložení kontejneru z kamionového návěsu. Vyložení funguje tak, že na návěsu jsou dvě hydraulická ovladatelná ramena, která jsou k převáženému kontejneru chycena řetězy za jeho spodní část (viz Obrázek 8). V místě vyložení dojde ke kyvnému vyložení do boku. Jelikož je kamion s návěsem schopný kontejner přeložit ze sebe přímo na železniční vagón, je tak usnadněna celková překládka ze silniční dopravy na železniční. Nevýhodou je, že spolu s nákladem jsou převážena poměrně těžká ramena, a tím je snížena maximální hmotnost nákladu, kterou je možné převézt po silnici. [4]



Obrázek 8 – Systém Hammar [30] [31]

⁴něm. Abroll-Container-Transport-System, tj. přepravní systém užívající odvalovací kontejnery

2.1.5 Mobiler

Přestupním systémem mezi „více konvenčními“ systémy, jako jsou právě *kapsové* či *košové vagony* nebo systémy *RoadRailer*, *Hammar* či *ACTS* a „modernějším řešením“ *vyměnitelných nástaveb*, je systém *Mobiler*. Ten umožňuje pomocí hydraulického zvedacího zařízení na vozidle, horizontální překládku speciálních kontejnerů *Mobiler*. Vůz je přistaven vedle železničního vagonu, kam bude kontejner přeložen, návěs spustí podpůrné patky, aby ulehčily nápravám a následně je hydraulickým pojezdem kontejner přesunut viz Obrázek 9. Hydraulické zvedací zařízení obsahuje dva vodorovné pojezdy, které zdvihnou kontejner z upínacího systému silničního vozidla a přesunou jej vodorovně na nákladní vagon, kde se opět spustí a stáhnou se zpět na nákladní automobil. K překládce tedy není nutný žádný jeřáb nebo jiné externí překládací zařízení. Stejně jako u systému *Hammar*, je nutné mít překládacím zařízením vybavený návěs, což zvyšuje jeho celkovou hmotnost v prázdném stavu, a tedy snižuje maximální možnou hmotnost nákladu. Může nastat i případ, kdy by bylo možné při použití konvenčního návěsu volit pouze dvounápravový. Jelikož se musí započítat hmotnost hydraulického zařízení, je nutné použít třínápravový návěs, aby nebyl překročen maximální přípustné nápravové zatížení. [2]



Obrázek 9 – Systém *Mobiler* [32]

2.1.6 Výměnné nástavby

Za jedno z modernějších řešení systémů pro kombinovanou dopravu je možné považovat *výměnné nástavby*. Jak sám název napovídá, jedná se o nákladní jednotku odnímatelnou z dopravního prostředku. Nástavba je vybavena sklopnými nohama nebo otvory, kam se nohy při snímání nástavby umístí. Ty dávají nástavbě schopnost samostatně stát v případě skladování. Také umožňují složení nástavby z nákladního automobilu bez nutnosti použití jiných technických zařízení, jako je tomu například u kontejnerů. S výměnnými nástavbami lze manipulovat v podstatě stejnými prostředky jako u kontejnerů. Pro manipulaci jsou ve spodní části nástavby zkonstruována zpevněná oka, kam zapadne zdvihací zařízení. Slouží také k uchycení nástavby při převozu na železničním vagoně. Velkou nevýhodou oproti kontejnerům je nemožnost stohování, není tedy možné dát více nástaveb na sebe (nástavba a nosič viz Obrázek 10).

Proto se tento systém používá převážně na souši (tedy na nákladních automobilech a železnici). Jedním z velkých českých, ale i evropských výrobců, je firma PANAV. [3] [5]

Dnes se způsob výměnných nástaveb rozšířil i mimo kombinovanou dopravu. Řada výrobců nabízí různé vyměnitelné nástavby od natahovacích kontejnerů až po mobilní jeřáby nebo zásobníky sypkých hmot, jako posypová sůl a štěrk či cisterny na vodu. V tomto segmentu se uchytily více, jelikož údržbovým službám stačí jeden speciálně uzpůsobený nákladní vůz a k němu různé nástavby.



Obrázek 10 – Systém výměnné nástavby (vlevo) a její nosič (vpravo) [33] [34]

2.1.7 Tellibox

V roce 2011 byl ukončen projekt spolufinancovaný Evropskou unií, na němž se podílely státy napříč Evropou. Tento systém se jmenuje *TelliBox*. Jedná se v podstatě o nákladní kontejner, který spojuje hlavní výhody námořních ISO kontejnerů (stohovatelnost), výměnné nástavby (kompatibilita s europaletami) a velkoobjemového silničního návěsu (velký ložný objem 100 m³, vnitřní výška 3 m) (viz Obrázek 11). Dalšími požadavky je trimodalita⁵ systému, přístup ze čtyř stran (otevřací čelo a obě boční stěny, zdvihatelny strop) a manipulace standardními prostředky (uchycovací prvky v horních rozích a otvory pro kleštiny v podlaze kontejneru). Také by mělo být možné kontejner převážet na používaných železničních vozech, s tou výhodou, že se oproti ISO kontejnerům délka vagónu více využije. Pro přepravu po silnici bylo nutné vyvinout nové chassis⁶, protože nosiče ISO kontejnerů nejsou se systémem kompatibilní. Projekt má do budoucna velké ambice, avšak zatím je ve stavu zavádění a prosazování. [6]



Obrázek 11 – Systém TelliBox [6]

⁵ trimodalita – schopnost využít k přepravě nákladu silniční, železniční a vodní dopravu

⁶ angl. chassis, tj. podvozek

2.1.8 Modalohr

Jeden z nejmodernějších a technicky velmi pokročilých systémů je francouzský, konkrétně alsaský systém *Modalohr* (*Lohr Railway System*), který vyrábí firma LOHR. Vagóny *Modalohr* se vyznačují otočnou sníženou mezi podvozkovou částí (podlaha nákladového prostoru 22,5 cm nad temenem kolejnice, vagóny jsou i dvoučlánkové se třemi podvozků [7]), která je při nakládce obsluhou pootočená mimo osu vagónu, aby bylo možné, za pomoci nájezdů na terminálu, najet kamionem na nákladovou část vagónu (viz Obrázek 12). To umožňuje vagón nakládat i jinak než jeřábem nebo nakladačem, ale pouze na speciálních terminálech. Kamion pak odpojí návěs a odjede druhou stranou ven. Díky průjezdnosti vozu je možné návěsy nakládat bez použití jeřábu nebo jiného vertikálního nakladače. Proto lze princip označit jako *horizontální* způsobu nakládky, kdy nedojde k „odlepení návěsu od země“. Náročnost této konstrukce spočívá ve velmi nízké zástavbě středové části vozu. A to z důvodu že se pod samotnou podlahu nákladního prostoru musí vejít ještě kostra vozu, která zajišťuje nejen soudržnost podvozku a vedení hlavního potrubí tlakové samočinné brzdy, ale i jiných systémů. [7]



Obrázek 12 – Systém Modalohr [35]

2.1.9 Helrom

Dalším velmi moderním systémem, ale zcela jistě ne posledním, je systém *Helrom* vyvinutý stejnojmennou německou firmou. Technicky je tento systém velmi podobný systému *Modalohr*, jedná se také o dvoučlánkové třípodvozkové vozy. S jedním zásadním rozdílem, a to že vagón se dělí jen jednostranně. Dochází k jakémusi kyvnému vybočení⁷ celé nákladové části (viz Obrázek 13). Vybočení je umožněno výklopným ramenem, po kterém při vyosení nákladové části jede pojezd, když je segment vytočen, rameno se opět zatáhne, aby bylo možné na vagón najet. Při zavírání vozu probíhá proces opačně. Konstrukce vagónu nedovoluje projetí kamionem, a tak je nutné s návěsem do vozu nacouvat (viz Obrázek 14). Stejně jako u systému *Modalohr* není k nakládce potřeba vertikální nakládací zařízení. Oproti tomu má systém *Helrom* výhodu v tom, že k horizontální nakládce nepotřebuje speciálně upravený terminál, navíc vybočení je možné na obě strany a tím se systém stává ještě univerzálnějším. [8]

⁷ jeden konec se otáčí na čepu a druhý opisuje kružnici, čímž dojde k vychýlení pro nacouvání návěsem



Obrázek 13 – Systém Helrom [36]



Obrázek 14 – Kinematické schéma systému Helrom [32]

2.1.10 CargoBeamer

Řešení, které by si také zasloužilo pár vět, je systém *CargoBeamer*, také vyvinutý německou firmou stejného jména. Konstrukční i technické řešení tohoto systému je velmi pozoruhodné, jelikož se při nakládce a vykládce sklopí bočnice, a z vozu, za pomoci hydraulických ližin, vyjede nákladová vana s návěsem. Tím z vozu zůstanou pouze podvozky a bočnice, kterými je taženo průběžné brzdové potrubí a veškeré zbylé vedení. Důvod je takový, že pod vozem se vzhledem k jeho výšce (resp. nízké stavbě vozu) i výměně celé vany, nemůže nic nacházet. Plná vana při přistavení vagónu na speciální terminál vyjede a do vozu zajede jiná naložená vana. Návěs je navezen kamionem na vanu ležící v úrovni vozovky, pak návěs odpojí a vyjede druhým koncem ven viz Obrázek 15. Není tedy třeba žádného jeřábu. Je zřejmé, že pro obsluhu tohoto systému



Obrázek 15 – Systém CargoBeamer, nakládka/vykládka (vlevo) [37] a koše (vpravo) [37]

je potřeba využívat speciální terminál. Systém je plnohodnotně použitelný až po vybudování obslužných terminálů, stejně tak jako u systému *Modalohr*. Dnes firma CARGOBEAMER provozuje linky tohoto systému v Německu, Francii, Švýcarsku, Itálii, Polsku nebo ve Spojeném Království. [9]

2.1.11 roadrailLink

Mimo představené systémy existují ještě další, ty jsou konstrukčně lehce odlišné, ale principálně dost obdobné nebo používané lokálně. Další možností kombinované přepravy, kterou v této práci popíšu, je systém *roadrailLink* vyvinutý rakouskou firmou VEGATRANS. Jedná se o systém košových železničních vagónů, které byly popsány na začátku této kapitoly. Košů je ale několik druhů, a to podle převáženého nákladu. Používá se jiný koš pro převoz cisteren či návěsů nebo celých nákladních automobilů viz Obrázek 16. Díky různým druhům košů je možné zmíněným systémem převážet rozmanitou škálu nákladů. Používá se například i „kloubový“ koš, pro dva tahače, které jsou naloženy čelem k sobě a po naložení do prostoru koše se koš uprostřed prolomí a tím se čelní skla tahačů přiblíží k sobě a sníží se průjezdný profil. [10]



Obrázek 16 – Systém *roadrailLink* [10]

2.2 Doprovázená kombinovaná doprava

Druhou možností kombinované dopravy je *doprovázená kombinovaná doprava*. Ta se vyznačuje tím, že v soupravě vlaku je zařazen osobní nebo lůžkový vůz. Ten je určen pro řidiče kamionů, kteří jedou společně s nákladem a v cílovém místě opět obsluhují kamion a dovezou náklad až do finální destinace.

2.2.1 RoLa

Reprezentantem této kategorie je systém *RoLa*⁸ (pohybující se silnice), jak již název napovídá, jedná se vozy, které při spřažení do soupravy vytvoří „silnici na kolech“, je tedy možné při nakládce najet prvním kamionem ze zadní části soupravy až na konec těchto vozů ve stejné výšce. Tento systém, ale značně ztěžuje nutnost držet se nízkého průjezdného profilu dopravní cesty. Z toho důvodu je nutné, aby čela jednotlivých vozů byla odnímatelná (viz Obrázek 17). Pro způsob nakládky, který lze označit řazením FIFO⁹

⁸ něm. Rollende Landstraße, tj. pohybující se silnice

⁹ First in First out – neboli *fronta* – první naložený kamion musí jet první ven, poslední naložený kamion se nedostane ven dokud nevyjedou všechny, které byly naložené před ním.

je nutné velmi dobře zvládnout celou logistiku systému. Další, tentokrát konstrukční problém, je například problém s nárazníky. Ty při jejich standardní konstrukci (výšce od temene kolejnice) nemohou na voze být. Mezi jednotlivými vozy jsou proto místo nárazníků vřazeny tlumiče pro nárazy, pro tažení pak vypružené táhlové zařízení, kde je táhlový hák se šroubovkou umístěn pružně ve dně vagónu. Spojení vozů je překryto přejezdovým prahem, aby byl umožněn plynulý průjezd. Výstroj vozu není v zásadě možné vměstnat pod podlahu, a tak je rozmístěna do jeho bočnic v mezipodvozkovém prostoru. Při použití standardního průměru železničního dvojkolí není možné dosáhnout potřebného snížení podlahy, je tedy nutné použít kola o menším průměru, což zvyšuje opotřebení kol, kolejnice nebo ložisek. Výhodou systému *RoLa* je rychlost nakládky a vykládky, soběstačnost z hlediska toho, že není pro nakládku nebo vykládku nutný žádný nakladač. Další výhodou je přítomnost řidiče, který obvykle v osobním voze splní povinnou pauzu a může pak pokračovat s nákladem dále. Není tedy třeba dalšího řidiče v cílové stanici vlaku. [11] [12]



Obrázek 17 – Systém RoLa [11]

2.2.2 Flexiwaggon

Druhým systémem, podporujícím doprovázenou kombinovanou dopravu, je švédský systém *Flexiwaggon*. Prototypový vůz vznikl již v roce 2000, ale doposud se nijak výrazně neuchytil i když má velkou výhodu, jelikož nepotřebuje pro svou obsluhu žádný terminál, v podstatě stačí jen kousek rovné plochy kudy může kamion z vagónu najet či vyjet. Způsob, jakým probíhá nakládka a vykládka je v podstatě identický jako u systému *Helrom*. Oproti němu je ale tento systém schopen převézt návěs i s tahačem, zároveň umožňuje vybočení na obou koncích vozu ne však současně a je tedy možné najet popředu a při vykládce pokračovat v jízdě vpřed (viz Obrázek 18). Tím že se s návěsem převáží i tahač, je nutné, aby byly vozy výrazně delší, a proto se používají pouze jednočláňkové. Do soupravy je zařazen také osobní železniční vůz, určený pro řidiče kamionu, neboť se jedná o doprovázenou kombinovanou dopravu. Při vykládce je možné zastavit s vlakovou soupravou prakticky kdekoli, kde nebude překážet zbylému provozu na trati, vyložit kamion a pokračovat dále v cestě. Tím je umožněno, že kamion pojedje nejkratší možnou vzdálenost do cílové stanice. [13] [14]



Obrázek 18 – Systém Flexiwagon [14]

2.3 Shrnutí

Tabulka 1 shrnuje všechny výše představené systémy kombinované dopravy pro nákladní kombinovanou dopravu. Rozdělené jsou pouze podle přítomnosti řidiče kamionu ve vlakové soupravě na *doprovázenou* a *nedoprovázenou* kombinovanou dopravu. Jedná se o nejčastěji používané dělení v této souvislosti.

Tabulka 1 – Shrnutí a rozdělení kombinované dopravy (KD)

Historická KD	Nedoprovázená KD	Doprovázená KD
Culemeyerův systém	Kapsový/Košový vůz	RoLa
	<i>RoadRailer</i>	
	<i>ACTS</i>	
	<i>Hammar</i>	
	<i>Mobiler</i>	
	<i>Výměnné nástavby</i>	Flexiwagon
	<i>TelliBox</i>	
	<i>Modalohr</i>	
	<i>Helrom</i>	
	<i>CargoBeamer</i>	
<i>roadrailLink</i>		

Dnes se trend zavádět, případně navyšovat přepravu nákladu pomocí kombinované dopravy, zvyšuje. Výhodou této dopravy je ekologická udržitelnost, relativně nízká cena, spolehlivost a v neposlední řadě i rychlost přepravy. Nevýhodou může být v závislosti na použitém systému např. logistika, požadavky na speciální terminály či překládací zařízení. I přesto převažují výhody nad nevýhodami a jedná se velmi perspektivní způsob dopravy, který má převážně i politickou podporu.

3 Brzda nákladních vagónů

Na začátku kapitoly 1.1 jsou brzdy rozděleny podle dvou kritérií (umístění a působiště brzdící síly), dají se dále dělit dle principu vyvození brzdící síly, tedy na:

- *mechanické* – *provazcová, ruční, pořádací,...*
- *pneumatické* – *podtlaková (sací), tlaková*
- *hydraulické* – hlavně automobily a tramvaje (pro nákladní vagóny se nepoužívá)
- *elektromagnetické* – třecí magnetická brzda (pro nákladní vagóny se nepoužívá)
- *elektrodynamické* – EDB¹⁰ – pro hnací vozidla (pro nákladní vagóny se nepoužívá)

Nákladní vagóny využívají převážně brzdy s *mechanickým* nebo *pneumatickým* principem. Pro dnešní železniční provoz je však daleko podstatnější brzda pneumatická, té se budu v práci věnovat dále v textu o něco podrobněji.

Mechanický zdroj brzdné síly

U mechanických brzd je síla vytvořena přímým převodem mechanické síly na zdrže. Dnes se používají převážně při posunu nebo jako zajišťovací a parkovací brzdy. Avšak z historického hlediska se jedná v podstatě o první používaný způsob průběžné brzdy. Se vzrůstajícími rychlostmi rostly i požadavky na bezpečnost a z toho vznikla potřeba použít průběžnou samočinnou brzdu. Za průběžnou, považujeme takovou brzdu, u které je požadavek na brzdění přenášen z jednoho stanoviště na všechny brzdou vybavené vozy. Samočinnost brzdy se pak vyznačuje tím, že v případě přetržení vlaku nebo velkou netěsností v potrubí dojde k vyvození brzdného účinku a následně plnému zastavení vagónů. Jednou z prvních brzd, jež tyto požadavky splňovala, byla brzda provazcová.



Legenda:

- 1..... Průběžné lano (provazec)
- 2..... Kladka
- 3..... Táhlo
- 4..... Závaží
- 5..... Kyvné rameno
- 6..... Buben s řetězem
- 7..... Přítlačný kotouč
- 8..... Gallův řetěz
- 9..... Kolo vagónu
- 10..... Hnací kotouč
- 11..... Brzdová zdrž (špalík)

Obrázek 19 – Schéma provazcové brzdy [15]

Provazcová brzda využívá rotace nápravy vozu. Tuto brzdu značně zdokonalil a v roce 1856 i patentoval JAKUB HEBERLEIN proto je možné se setkat i s názvem *Heberleinova brzda*. Velikost brzdné síly je řízena pomocí lana (provazce) nataženého podél vlaku. Povoláním lana dojde k popuštění závaží a přítlačení kotouče k nápravě vagónu. Kotouč je spojen

¹⁰ Elektrodynamické brzdění (Rekuperace)

s navíjecím bubnem, na němž je navinutý řetěz, ten se otáčením bubnu zkracuje a zvyšuje přítlak na zdrže brzdy (viz Obrázek 19). V případě přetržení lana dojde k vyvození maximální brzdové síly, a tím posléze i k samočinnému zabrzdění vlaku. Lze říct, že jde o jakýsi vývojový mezistupeň mezi brzděním soupravy pouze lokomotivou, případně za pomoci brzdařů¹¹ a dnes rozšířenější pneumatickou průběžnou brzdou. Dnes je systém k vidění hlavně na historických železničních soupravách nebo na některých úzkorozchodných drahách, ale i odtud pomalu mizí. Ještě dříve, než se stihla provazcová brzda uchytit, nahradila ji pneumatická brzda sací (více viz kapitola 3.1). [15]

Dnes jsou mechanické brzdy používány v oblasti zajišťování vozů a při jejich posunu např. na seřadovacích nádražích. Pro tento účel se používají *ruční* a *pořádací brzdy*. Oba druhy jsou konstrukčně velmi podobné. Jedná se o vřetenou se šroubem a maticí, která je přes táhla a tyče zpřevodována přímo na zdrže. Brzdová síla vzniká otáčením kliky nebo kolem ruční brzdy a tím způsobeným posuvem matice na vřetení. U ruční brzdy je kolo umístěna na vagóně tak, že se obsluha nachází na úrovni podlahy vagónu. Kdežto klika pořádací brzdy je umístěna z boku vozu a obsluha stojí na úrovni kolejiště. Výhodou mechanických brzd je absence libovolného média pro vyvození brzdové síly, a tudíž nejsou náchylné na netěsnosti.

3.1 Dělení pneumatické brzdy dle provedení

Pneumatické brzdy využívají pro vyvození brzdící síly brzdové válce a v něm rozdíl tlaků. Zásadní součástí tohoto systému je průběžné brzdové potrubí, kterým se šíří nejen požadavek na brzdění, ale slouží i šíření brzdového média do válců, potažmo vzduchojemů. Pneumatické brzdy dělíme na dva druhy:

- *podtlakové (sací)*
- *tlakové*

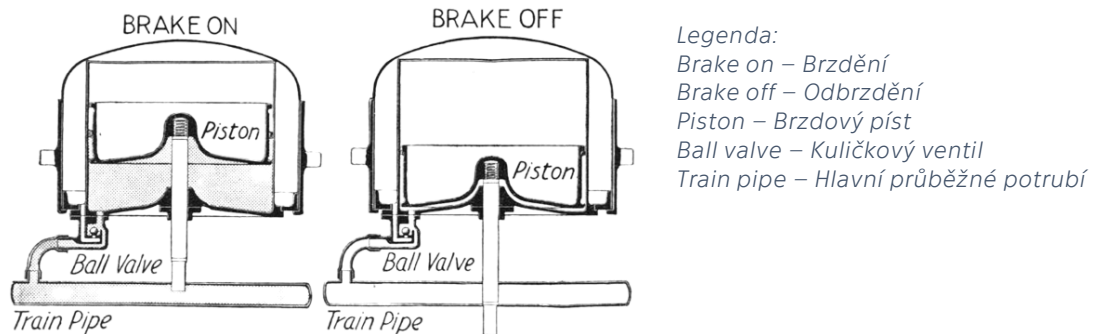
Podtlaková brzda

Podtlaková neboli *sací brzda* byla ve světě vyvíjena paralelně s brzdou provazcovou a v podstatě ji vytlačila. Její princip je založený na rozdílu tlaků v brzdovém válci vytvořený mezi „vakuum“ (pod tlakem) a atmosférickým tlakem. Princip je patrný viz Obrázek 20. Vytvoření „vakua“ v průběžném potrubí je s parní lokomotivou jako tažným vozem vcelku jednoduché, s dnešními moderními typy trakcí tato výhoda odpadá. Podtlak je vytvářen jednoduchým napojením na spalínové cesty nebo parním ejektorem¹². Jejich velkou nevýhodou je fakt, že využívá rozdíl mezi atmosférickým tlakem a vakuem, tedy maximálně 1 bar. Pro zvětšení brzdové síly je potřeba výrazně zvětšit plochu válce. Takto jednoduchá sací brzda se používala v Evropě jen velmi krátce

¹¹ Osoba obsluhující ruční brzdu na jednotlivých vagónech (1 brzdař = 1 brzděný vagón)



s požadavkem na samočinnost byla překonstruována a vznikla tak poněkud modernější *samočinná sací brzda*. Ta se liší tím, že v brzdovém válci jsou dvě komory, které jsou za standardního stavu vyvakuované. V případě přetržení nebo brzdění, se komora pod pístem uzavře, aby v ní stále zůstalo vakuum. Komora nad pístem zůstane otevřená a naplní se atmosférickým tlakem, tím dojde k přetlaku ve válci a je tak vyvozen brzdící účinek. Dnes se sací brzda ještě používá v Jihoafrické republice a místy v Asii. [16]



Legenda:
Brake on – Brzdění
Brake off – Odbrzdění
Piston – Brzdový píst
Ball valve – Kuličkový ventil
Train pipe – Hlavní průběžné potrubí

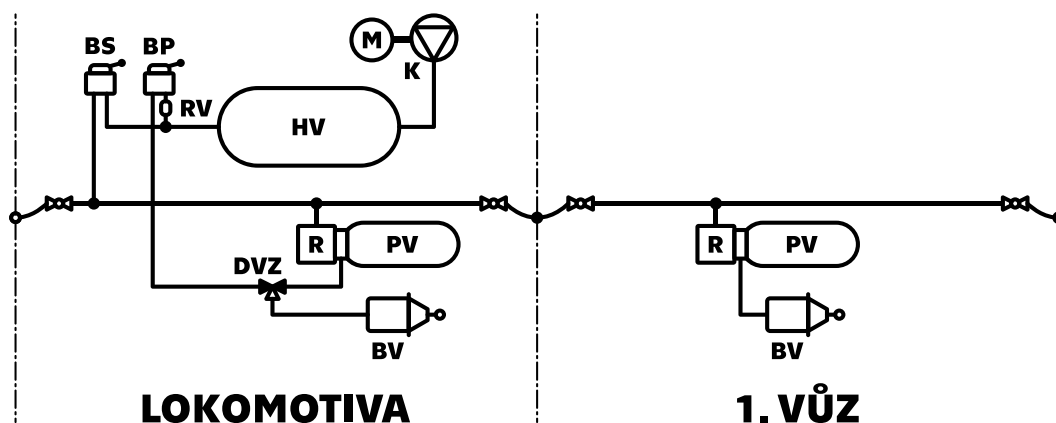
Obrázek 20 – Schéma brzdového válce sací brzdy [16]

Tlaková brzda

Sací brzda byla kvůli nedostatku brzdné síly postupně nahrazována *tlakovou brzdou*. Její princip je v podstatě obrácený než u brzdy sací. Při brzdění vzrůstá tlak v brzdovém válci a je tedy nutné hnací vůz vybavit kompresorem. Tlaková brzda se dále dělí na:

- *samočinnou*
- *přímočinnou* (používá se jen na hnacích vozidlech)

Lokomotiva je vybavena oběma typy brzdy, které jsou ovládány pomocí brzdíčů samočinné brzdy (BS) a přímočinné brzdy (BP) ze stanoviště strojvedoucího. Obrázek 21 ukazuje principiální schéma pneumatické části zobrazených pro lokomotivu a první vůz soupravy.



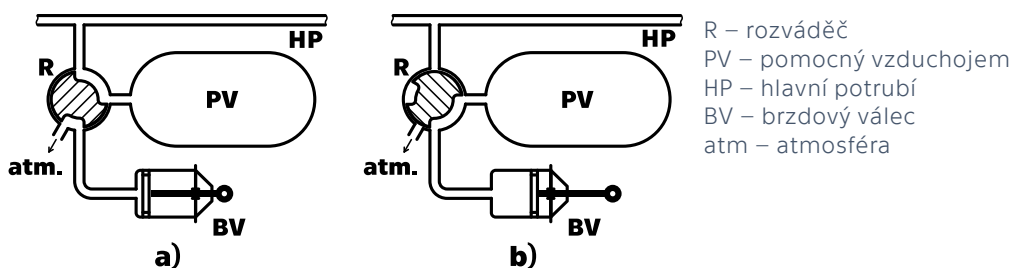
Obrázek 21 – Principiální schéma pneumatickou část tlakové brzdy

3.2 Pneumatická část brzdové výstroje

Samočinná tlaková brzda

Nejrozšířenější a nejpoužívanější brzdou je dnes *tlaková samočinná brzda*. Tuto brzdu vynalezl v USA roku 1869 GEORGE WESTINGHOUSE, patentována byla v roce 187. Stejně jako u přímočinné brzdy se pro regulaci tlaku v hlavním potrubí používá brzdič, tentokrát ale samočinné brzdy. Samočinnost je způsobena tím, že souprava brzdí vypouštěním vzduchu z hlavního potrubí. Tato brzda prošla velkým technologickým, ale hlavně konstrukčním vývojem, každopádně i dnes funguje na stále stejném principu.

Při uvedení brzdy do provozního stavu dochází k natlakování hlavního vzduchojemu kompresorem lokomotivy na hodnotu 8 až 10 bar, zároveň se přes brzdič samočinné brzdy naplní hlavní potrubí na nominální tlak 5 bar. To registruje rozváděč a naplní pomocný vzduchojem na stejný tlak. V jednotlivých vagónech se přes rozváděč naplní také případné další jímky, které napomáhají správné funkci brzdy. Když rozváděč zaregistruje naplnění hlavní potrubí na 5 bar, tak souběžně při plnění pomocného vzduchojemu odvětrá brzdové válce (viz Obrázek 22 a)). Tímto je vlak odbrzděn a může se rozjet. V případě potřeby provozního snížení rychlosti nebo úplného zastavení dochází přestavováním brzdiče do poloh brzdění k postupnému snižování tlaku v hlavním potrubí. Snižováním tlaku v hlavním potrubí o 1,5 bar, tedy na hodnotu 3,5 baru (tj. *úplné provozní zabrzdění*) dochází k vyvození maximální brzdné síly. Dalším snižováním tlaku v hlavním potrubí již nedochází ke zvyšování brzdného účinku. Tyto změny tlaků v hlavním potrubí registruje rozváděč, který reaguje přepouštěním tlaku z pomocného vzduchojemu do brzdového válce a tím dochází k brzdění vlaku (viz Obrázek 22 b)). [17] [18]

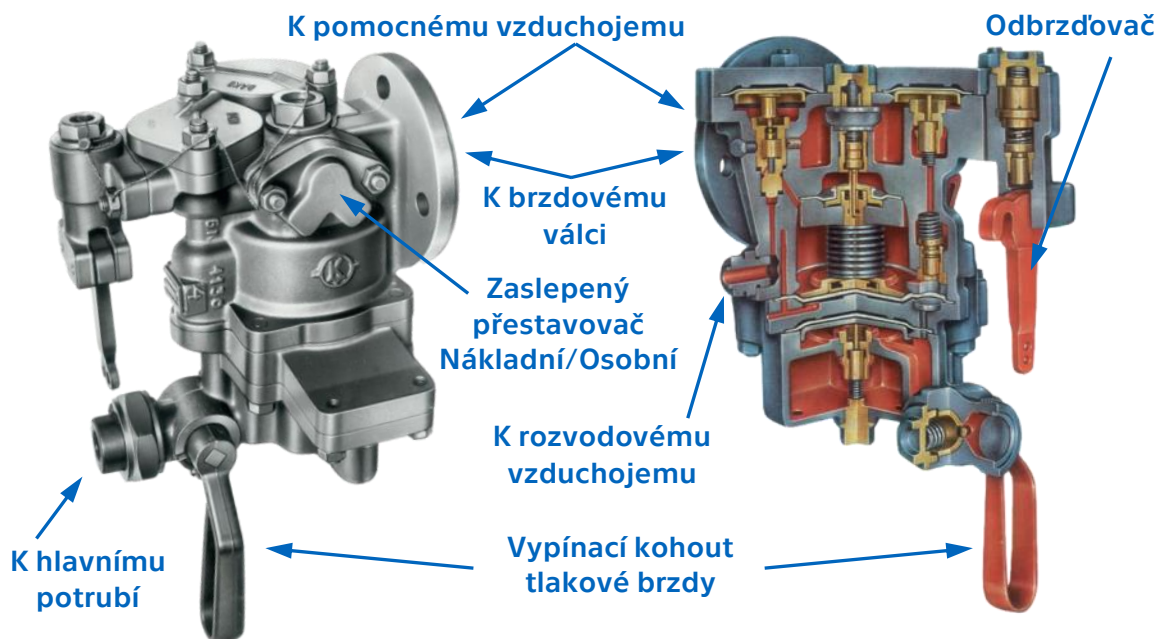


Obrázek 22 – Schéma činnosti rozváděče BS

Při náhlém odvětrání¹³ hlavního potrubí, které vznikne buďto přestavením brzdiče do polohy „rychločinné brzdění“ nebo při přetržení soupravy dochází k rychlejší reakci rozváděčů průběžné brzdy, nikoli zvýšení brzdné síly. V případě opětovného přestavení brzdiče do polohy „odbrzděno“ dojde k naplnění hlavního potrubí na tlak 5 bar. Na to zareagují rozváděče jednotlivých vozů, odvětrají brzdové válce, tj. vypustí vzduch z brzdového válce a zároveň s tím dochází k plnění pomocných vzduchojemů.

¹³ Odvětrání – Otevření průchodu mezi prostorem s vyšším tlakem a atmosférou, tím dojde k vyfouknutí vzduch a vyrovnání tlaku s tlakem atmosférickým.

Z principu funkce je patrné, že hlavní součástí celého systému je rozváděč, který musí být citlivý na změny tlaku v hlavním potrubí a následně fungovat dle přicházející informace. Popsanou funkci musejí splnit všechny samočinné rozváděče, které splňují předpisy mezinárodní železniční unie (UIC) a mohou tak být používány na evropských železnicích. Rozváděče pro evropskou železnici existují ve třech konstrukčních provedeních. Jedním z nich je systém KNORR, druhým systémem je WABTEC (brzda SabWapco, Faiveley) a třetím je český výrobce DAKO-CZ, a.s. První celosvětově rozšířený třemošnický rozváděč DAKO CV1 a CV1DV (viz Obrázek 23) byl schválen do mezinárodního provozu v roce 1956. [19]



Obrázek 23 – Rozváděč DAKO CV1D (vlevo) a jeho řez (vpravo) [19]

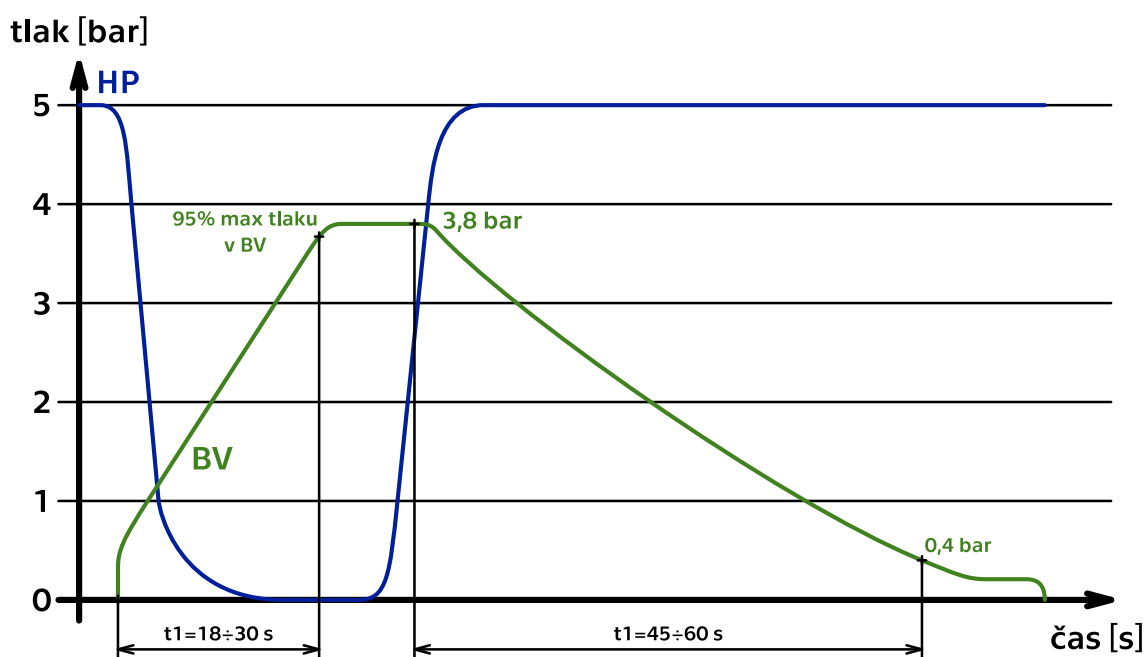
Samočinnou tlakovou brzdu lze dále rozdělit na *stupňovitě neodbrzdovatelnou* a *stupňovitě odbrzdovatelnou*. První druh je nejstarší ze zástupců samočinné tlakové brzdy, které vyráběla firma WESTINGHOUSE a později i firma KNORR. Zmíněná brzda není schopna při odbrzdování (narůstá tlak v hlavním potrubí) regulovat množství a rychlost vypouštění vzduchu z brzdového válce. Rozváděč tak reaguje na mírné zvýšení tlaku v hlavním potrubí úplným odvětráním brzdového válce. Z tohoto důvodu není možné provozovat vagóny vybavené touto brzdou na tratích se spádem, jelikož nelze regulovat rychlost jízdy. V případě, že je brzdič v poloze „odbrzděno“ jen krátkou dobu, může dojít k vyčerpání pomocného vzduchojemu (nemá dostatečný tlak) a při dalším zabrzdění nedojde k dostatečnému účinku brzdy. Stupňovitě neodbrzdovatelná brzda se dnes používá na některých extrémně dlouhých soupravách na amerických železnicích, kde nelze zaručit spolehlivé stupňovité odbrzdění. Stupňovité odbrzdění zabraňuje zmíněnému vyčerpání brzdy při jízdě. Zároveň při jízdě na spádech lze regulovat tlak v brzdovém válci, a tedy rychlost jízdy vlaku. Možné je i postupné odbrzdění, to zlepšuje i regulaci brzdění. V roce 1918 zkonstruovali BRUNO KUNZE a GEORGE KNORR dvoukomorovou brzdu, jež měla dva pracovní prostory v brzdovém válci a umožňovala tak stupňovité odbrzdění. Do dnešních dní tento typ prošel velkými konstrukčními zlepšeními a je standardním vybavením současně používaných vagónů a hnacích vozidel. [20]

Velmi důležitým parametrem pro konstrukci je *průrazná rychlost brzdy*. Udává se v metrech za sekundu [m/s] a vypočítá se jako délka hlavního potrubí v celé soupravě ku času, který uběhne od započetí odvětrávání hlavního potrubí, až do doby, kdy se začne plnit brzdový válec posledního vagónu soupravy. Hodnota průrazné rychlosti se dnes pohybuje nad 280 m/s. [17]

Tabulka 2 – Doby plnění a vyprazdňování brzdových válců v závislosti na režimu brzdění

Režim brzdění	Doba plnění [s]	Doba vyprazdňování [s]	Maximální tlak do válce [bar]
G – nákladní	18 ÷ 30	45 ÷ 60	2,7 bar
P – osobní	3 ÷ 5	15 ÷ 20	2,7 bar
R – rychlík	3 ÷ 5	15 ÷ 20	3,8 bar

Další důležitou informaci poskytuje *doba plnění brzdového válce* (viz Tabulka 2), udává se v sekundách [s] a určuje čas jaký uběhne od okamžiku začátku plnění brzdového válce až do momentu, kdy je brzdový válec naplněn na 95 % svého maximálního tlaku. Opačnou informaci poskytuje *doba vyprazdňování brzdového válce* udává se také v sekundách [s] a jedná se v podstatě o opak doby plnění. Měří se od počátku poklesu tlaku v brzdovém válci až do hodnoty 0,4 bar. Podle rychlosti plnění rozlišujeme brzdu *nákladní* a *osobní* (Průběh tlaků v režimu rychločinné brzdy je znázorněn v následujícím grafu (viz Obrázek 24). S tím souvisí *přestavovač režimu brzdy*, ten je umístěn na jednotlivých vagónech a přestavuje se do potřebné polohy. Přestavení zapříčiní jiné doby plnění a vyprazdňování brzdových válců, například za účelem stejnoměrného vyvození brzdícího účinku po celé délce souprav vlaku. Zvolený režim se tedy převážně odvíjí od délky a hmotnosti soupravy. [17]

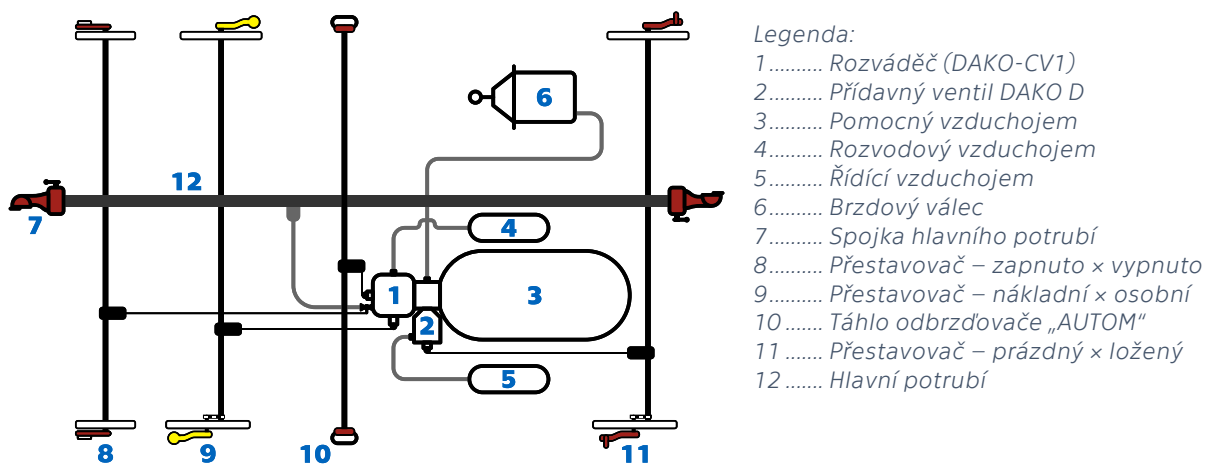


Obrázek 24 – Vývoj tlaků při rychločinném brzdění v režimu G (nákladní) [1]

Pro správný provoz je potřeba regulovat velikost brzdné síly. Plně ložený vůz je schopen díky zlepšení adhezních poměrů, přenést větší brzdou sílu. Kdežto u prázdného vozu jsou adhezní podmínky zhoršeny, a tak by mohlo při vyvození plného brzdného účinku dojít ke skluzu. Tím se rapidně sníží schopnost brzdit dané dvojkolí a může dojít k poškození kola nebo kolejnice. Velikost vyvozeného brzdného účinku lze regulovat buďto změnou převodového poměru mechanického pákoví, anebo změnou tlaku v brzdovém válci. Ke změně mezi polohou „prázdný“ a „ložený“ se používají manuální přestavovače umístěné z venku vagónu. U vagónů, s nerovnoměrným rozložením nákladu, se nepoužívá přestavovač pouze s dvěma polohami, ale využívají se snímače hmotnosti ložení v kombinaci s přidavným ventilem (např. snímač DAKO SL2 + ventil DAKO DSS). Výstupem snímačů ložení je, oproti manuálním přestavovačům, spojitý tlakový signál, který v přidavném ventilu mění převodový poměr (podrobněji vysvětleno v kapitole 5.1). [17]

Na voze, se nachází také páka přestavovače „zapnuto“/„vypnuto“ sloužící k vypnutí nebo zapnutí brzdy na daném vagóně. Vypnutí na jednom vagónu nesmí narušit činnost průběžného potrubí. Tlaková brzda se na voze vypíná především v případě její poruchy nebo není-li možné nastavit režim brzdy použitelný v dané soupravě vlaku.

K bezproblémové a spolehlivé funkčnosti slouží i další příslušenství, jako jsou brzdové hadicové spojky a spojkové kohouty mezi jednotlivými vagóny sloužící k uzavření hlavního potrubí je-li vagón zařazen jako poslední v soupravě vlaku. Dále se v brzdové výstroji jsou použity *samočinné odbrzdovače*. Ty slouží k odvětrání brzdového válce krátkým zatažením za táhlo odbrzdovače „AUTOM“. Nezbytnou součástí každého brzděného vozu je *pomocný vzduchojem*, který přes rozváděč a relé ventil, při brzdění napouští brzdové válce. Vzduchojemů se v brzdové výstroje vyskytuje několik. Lokomotiva je vybavena hlavním vzduchojemem, který slouží jako hlavní zdroj tlakového vzduchu a je plněn lokomotivním kompresorem. V brzdové výstroji každého vozu je pomocný, řádicí a rozvodový vzduchojem (viz Obrázek 25).

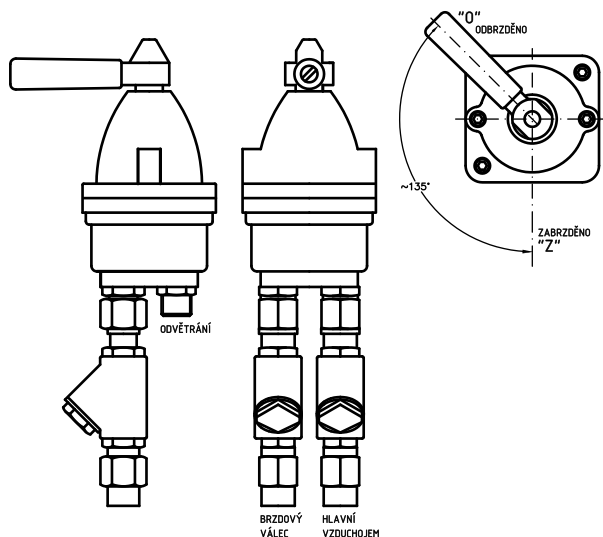


Obrázek 25 – Schéma pneumické výstroje na nákladního vagónu

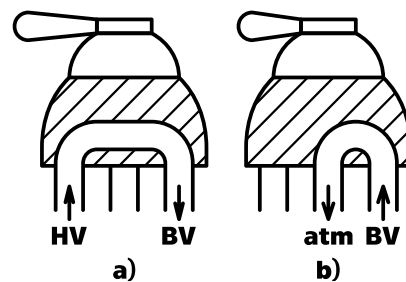
Dosud představené komponenty a principy brzdové výstroje jsou součástí pneumatické části. Pneumatický úsek končí brzdovým válcem. V pneumatické části se nacházejí součásti jako zásobní vzduchojemy, záchranná brzda, napájecí potrubí a další pneumatické prvky.

Přímočinná tlaková brzda

Přímočinná tlaková brzda se používá výhradně na hnacích nebo řídicích vozech (brzdí jen vlastní dvojkolí). Přímočinná tlaková brzda využívá brzdič v kabině strojvedoucího. Zajišťuje pootáčením rukojeti brzdiče přímé plnění brzdových válců podle potřeby velikosti brzděné síly. Pootáčením rukojeti brzdiče přímočinné brzdy (BP) z polohy „odbrzděno – O“ do polohy „zabrzděno – Z“ (viz Obrázek 26), dochází k nárůstu tlaku vzduchu v potrubí a posléze i v brzdovém válci (BV) (viz Obrázek 27 a)). Tlak vzduchu v brzdových válcích narůstá plynule v závislosti na velikosti pootáčení páky brzdiče do polohy Z. Maximální tlak je v brzdovém válci zpravidla redukován na maximálně 4 bar. Ke snížení tlaku, a tedy k postupnému odbrzdění dojde při pootáčení rukojeti BP zpět do polohy O, tím dojde k odvětrání brzdových válců (viz Obrázek 27 b)). Dochází tedy k přímému plnění nebo vyprazdňování brzdových válců.



Obrázek 26 – Brzdič přímočinné brzdy [1]



Legenda: HV – Hlavní vzduchojem; atm – atmosféra;
BV – Brzdový válec

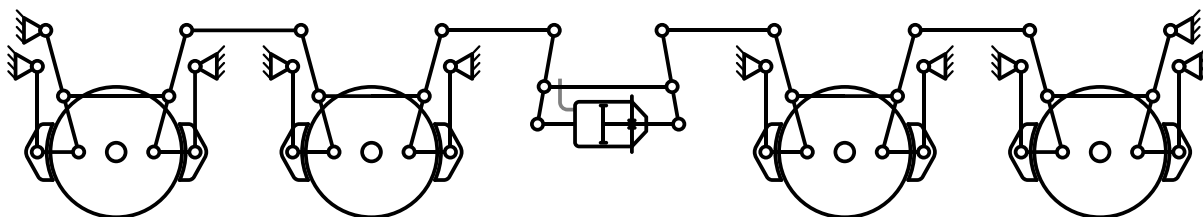
Obrázek 27 – Schéma činnosti brzdiče BP

3.3 Mechanická část brzdové výstroje

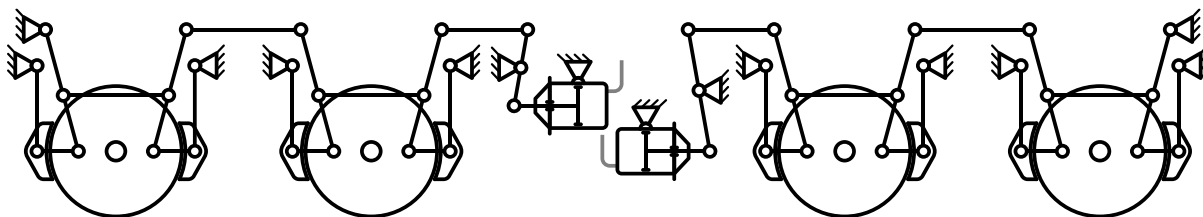
Rozhraní mezi pneumatickou a mechanickou částí brzdy je shodné pro obě tlakové brzdy a je realizováno brzdovým válcem, v němž dochází k transformaci tlaku vzduchu z pneumatické části na mechanickou sílu, vyvozenou pístem brzdového válce. Dále je pomocí pístnice přes soustavu pák, táhel a brzdového tyčovní přiváděna na brzdící elementy brzdy. Podle toho se dělí mechanická část na dva nejpoužívanější typy:

- Špalíkové brzdy
- Kotoučové brzdy

Standardní uspořádání mechanické části brzdy nákladního čtyřnápravového vagónu v režimu s^{14} (do 100 km/h) je patrné na následujícím schématu (viz Obrázek 28). Vagóny s označením ss^{15} (do 120 km/h) musejí být již vybaveny samostatně brzdícími podvozky (viz Obrázek 29). Tyto vagóny jsou určeny pro převoz nerovnoměrně rozloženého nákladu po délce vagónu. Nerovnoměrnost ložení způsobuje nestejně rozložení zatížení jednotlivých podvozků. Proto je každý podvozek vybaven samostatným brzdovým válcem, do kterého je nastavován tlak vzduchu odpovídající konkrétnímu zatížení. Při osazení kotoučovou brzdou musí být minimálně dva brzdové kotouče na nápravě. Vagóny režimu s které přepravují sytké tekuté nebo jiné komodity (rovnoměrnější rozložení nákladu podél vagónu) jezdí buďto plně ložené nebo prázdné.



Obrázek 28 – Schéma mechanické části čtyřnápravového vozu vybaveného špalíkovou brzdou v režimu s



Obrázek 29 – Schéma mechanické části čtyřnápravového vozu vybaveného špalíkovou brzdou v režimu ss

3.3.1 Špalíkové brzdy

Uspořádání špalíkové (zdržové) brzdy bývá obvykle provedeno dle schémat (viz Obrázek 28 a Obrázek 29). K přenosu síly od brzdového válce na kolo slouží zmíněné tyčové. Počet brzdových válců se odvíjí od provozovaného režimu s nebo ss . V brzdové výstroji špalíkové brzdy je důležitý *stavěč odlehlosti zdrží*, sloužící k udržování konstantní odlehlosti mezi kolem a špalíkem a zdvihu válce. Tato odlehlost se vlivem opotřebení špalíku přirozeně zvětšuje a tím se zvětšuje i zdvih válce. Tím by mohlo dojít k překročení maximálního zdvihu brzdového válce což je nežádoucí. Brzdové zdrže mohou mít různé konstrukční provedení, a to jako celistvé (ty se v provozu nepoužívají) nebo dělené a dvojčité (viz Obrázek 30).

Výhody

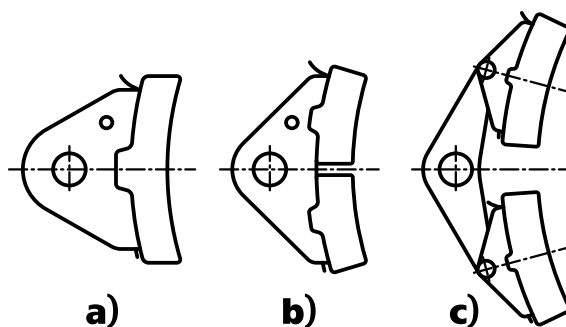
- Čištění jízdní plochy kola
- Zaoblování kola
- Jednoduchá konstrukce

Nevýhody

- Hluk
- Riziko vyhřátí dvojkolí
- Nepoužitelné pro vysoké rychlosti

¹⁴ Označení vozu s – z něm. *schnelle* tj. rychlý; vozy pro rychlost do 100 km/h

¹⁵ Označení vozu ss – z něm. *superschnelle* tj. super rychlý; vozy pro rychlost do 120 km/h

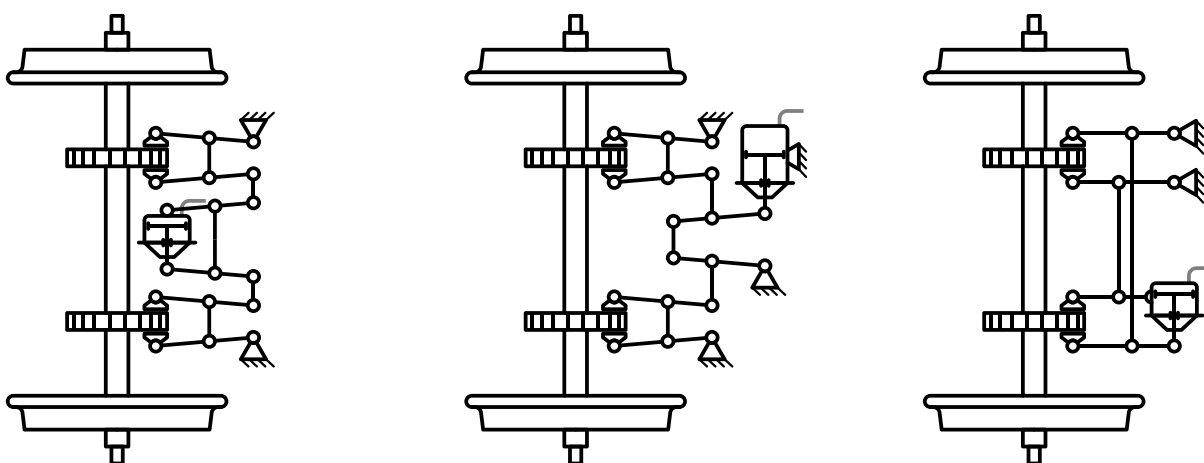


Legenda: a) Celistvá zdrž; b) Dělená zdrž; c) Dvojčitá zdrž

Obrázek 30 – Rozdělení zdrží dle konstrukce

3.3.2 Kotoučové brzdy

Špalíkové brzdy jsou pro rychlosti nad 120 km/h nepoužitelné jako hlavní princip brzdění. Pro vyšší rychlosti se výhradně využívají *brzdy kotoučové*. K brzdění pomocí kotoučové brzdy není využívána jízdní plocha kola jako místo vyvození brzdného účinku. K tomu dochází na brzdových kotoučích, které jsou nalisované na nápravě dvojkolí. Ta je pro tyto účely vybavena sedly. Osazení brzdových kotoučů lze z důvodu nedostatku prostoru mezi koly řešit konstrukčně i jiným způsobem, lze je umístit na čelní plochy kol¹⁶. K vyvození brzdné síly dochází přitlačením čelistí kotoučové brzdy s brzdovým obložím, na pracovní plochu brzdového kotouče. Tato přitlačná síla vzniká v brzdovém válci a je přenášena pomocí převodového mechanismu (pákoví). Existuje několik způsobů, jak jej

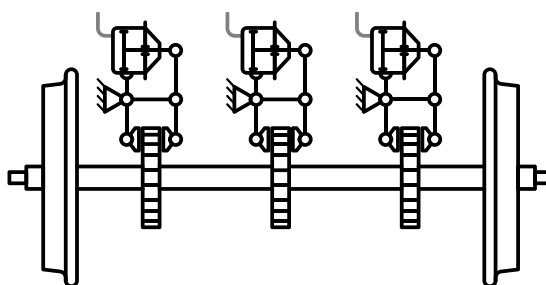


Obrázek 31 – Způsoby uspořádání kotoučové brzdy s jedním brzdovým válcem

konstrukčně uspořádat. Jedním z možných kritérií (a od toho se odvíjející konstrukční řešení) je počet brzdových kotoučů (resp. válců), umístěných na ose dvojkolí (viz Obrázek 31). Dnes jsou rozšířené tzv. *kompaktní kotoučové brzdy* jejichž hlavním znakem je, jak již název napovídá, kompaktnost neboli snaha o co nejmenší zástavbový prostor, při použití celé brzdové jednotky (tj. brzdový válec, pákoví, závěsy a brzdové čelisti). Pro ně je typické, že jeden brzdový válec není sdílen s víc kotouči. Není proto potřeba takřka žádného distribučního tyčování. Pro přenos síly od brzdového válce na čelisti je využito pouze jednoduchého pákoví násobící vyvozenou sílu. Konstrukce brzdy

¹⁶Toto řešení je použito například na kolech lokomotivy řady 380 Emil Zátopek

umožňuje použití brzdových válců menších průměrů (obvykle 10"). Brzdový válec je uložen rovnoběžně s osou dvojkolí a má relativně malý zdvih. To umožňuje osadit nápravu třemi až čtyřmi kotouči a stejným počtem brzdových válců (viz Obrázek 32). Což napomáhá zvýšení bezpečnosti provozu při výpadku některého z brzdových válců a také navýšení provozní rychlosti. Osazení čtyřmi kotouči už je poměrně náročné na prostorové uspořádání. Počet brzdových kotoučů se liší nejen podle provozní rychlosti vozu, ale i jeho celkové hmotnosti (tj. energii, kterou je třeba brzdami ubrzdit).



Obrázek 32 – Uspořádání brzdových válců kompaktní brzdy

Kotoučové brzdy stejně jako špalíkové se špalíky z kompozitních materiálů nevytvářejí při brzdění hluk jako je tomu u litinových špalíků. Jelikož brzdy nepůsobí přímo na kolo, ale na kotouč situovaný mezi koly, nedochází k jeho tepelnému zatížení. Teplo vzniklé brzděním se odvětrává i příčnými žebry v kotouči. Nevýhodou je jejich umístění v prostoru mezi koly dvojkolí. To se projevuje například zvýšeným namrzáním. Proto je použito v případě brzdy nákladního vagónu brzdové obložení s trojúhelníkovými segmenty (viz Obrázek 33), které námrazu lépe rozrušují. Druhá nevýhoda spojená s umístěním, je nutnost vybavení vozů s kotoučovou brzdou ukazatelem zabrzdění (umístěný z boku vagónu). Tím lze jednoduchým pohledem zkontrolovat, zda je kotoučová brzda zabrzděná nebo odbrzděná. Je vhodné vybavit alespoň hnací podvozky špalíkovou brzdou, která zajišťuje čištění a zaoblování jízdní plochy kola. Kotoučové brzdy nejsou schopné této vlastnosti vzhledem ke konstrukčnímu principu dosáhnout. Oproti špalíkové brzdě dochází k výrazně menšímu opotřebení obložení a kotoučů, což prodlužuje dobu mezi revizemi. Přesto je kotoučová brzda vybavena zabudovaným stavěčem odlehlosti, který vzniklou mezeru kompenzuje.

Výhody

- Nízká hlučnost
- Úspora stlačeného vzduchu
- Plynulé brzdění
- Vysoká účinnost
- Nulové tepelné zatížení kol

Nevýhody

- Nečistí a neobrušuje jízdní plochu
- Nemožná přímá kontrola odlehnutí
- Ochetně namrzají

3.3.3 Současné třecí materiály, přehled a použití

Třecí materiály jsou využívány primárně kvůli vysokému součiniteli tření, jež je jednou z třecích vlastností. Součinitel tření je závislý na několika faktorech, jakou je vlhkost a tlak ve stykové ploše, rychlosti jízdy (resp. teplotě) a drsnosti povrchu.



Litiny – GG

- Šedá litina
- Fosfornatá litina – P10 (P14, P30)

K výrobě špalíků se používá např. šedá litina, její typickou předností je malá závislost součinitele tření na vlhkosti. Nevýhodou je velký rozdíl součinitele tření mezi malými a vysokými rychlostmi. Používanou litinu lze legovat fosforem což má výrazný vliv na brzdové vlastnosti. Vzniklá tzv. fosfornatá litina má vyšší součinitel tření než šedá litina. České dráhy (ČD) v provozu používají brzdové špalíky právě z fosfornaté litiny s dodatečným označením P14 (průměrný obsah fosforu 1,4 %). V zahraničí jsou rozšířené spíše špalíky P10 (obsah fosforu 1,0 %), jedná se o standard UIC. Třetím rozšířeným materiálem je litina P30 (tzv. špalíky SAMSON – obsah fosforu 3,0 %). Na jízdni ploše kola často od špalíků vznikají rýhy, které následně velkově zvyšují hlučnost vozu. Při brzdění může docházet i k jiskření a tím pádem případnému vzplanutí porostu v blízkosti trati. Další nebezpečím je zalomení špalíku, a proto je vybaven vložkou, která udrží špalík v celku.

Špalíkové litinové brzdy jsou z důvodu nekonzistentnosti součinitele tření v závislosti na obvodové rychlosti kola a teplotě třecí plochy, v podstatě nepoužitelné pro vyšší cestovní rychlosti (nad 120 km/h). Teplota se zvyšuje s rostoucí rychlostí i hmotností brzděného vozu. Proměnlivost součinitele tření lze řešit použitím kompozitních špalíků.

Kompozitní materiály

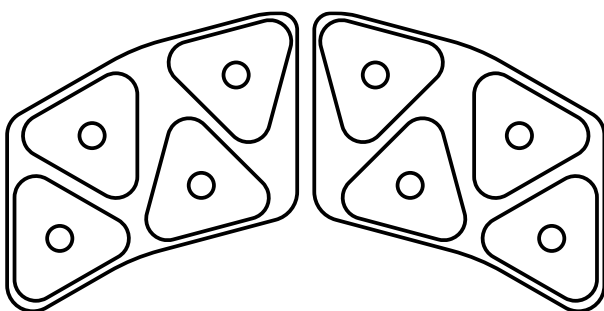
- K – špalíky s vysokou úrovní konstantního tření
- L – špalíky se střední úrovní tření
- LL – špalíky s nízkou úrovní tření

Kompozitní materiály zmírňují negativní vlastnosti litinových špalíků – malá závislost součinitele tření na rychlosti jízdy (resp. teploty brzděného povrchu kola) nebo tlaku ve stykové ploše. Zároveň mají samy o sobě vyšší součinitel tření při vyšších rychlostech a je tedy možné použít menší brzdové válce. Nevýhodou oproti litinovým špalíkům je vyšší citlivost na vlhkost. Brzděním pomocí kompozitních špalíků dochází ke zlepšení jízdni plochy kola a následnému zlepšení adhezních poměrů ve styku kola a kolejnice. Jelikož nedochází k vadám jízdni plochy kol je i provoz s tímto typem špalíku výrazně tišší, to se projevuje i menším opotřebením.

Další variantou jsou špalíky ze spěkaných materiálů, ale ty jsou dražší než kompozitní. Přesné složení kompozitních špalíků je ve své podstatě výrobní tajemství výrobce. S jistotou lze říct, že neobsahují azbest, jehož jakákoliv aplikace je zakázána. Kompozitní materiály se používají i na obložení brzdových čelistí a skládají se ze čtyř hlavních složek: *třecího materiálu* (železné třísky, minerální vlákna, mosazná vlna), *pojivo* (fenolové nebo přírodní pryskyřice, syntetické kaučuky), *plniva* (slída, mastek) a *pomocných látek* (rozpouštědla, změkčovadla). [1]

Obložení čelistí kotoučové brzdy

Materiály obložení jsou obdobné jako u špalíkových brzd. Nejvíce se používají kompozitní, případně spékané neboli sintrované materiály. Mezi výrobce obložení schválené UIC patří například značky JURID nebo BECORIT. Obložení kotoučové brzdy je typické svým ledvinovitým tvarem, díky němu je dosaženo větší třecí plochy a v důsledku toho ke zvýšení brzdného výkonu. Vzniklé teplo se odvádí do kotoučů s jejich žebrováním. Pro výrobu třecích ploch kotoučů brzdy, umístěných na ose dvojkolí se používají materiály jako: litina s kuličkovým grafitem, šedá litina, litá ocel nebo nejmodernější keramicko-hliníková slitina.



Obrázek 33 – Obložení brzdových čelistí tvořeno trojúhelníkovými segmenty

3.4 Protismykové zařízení

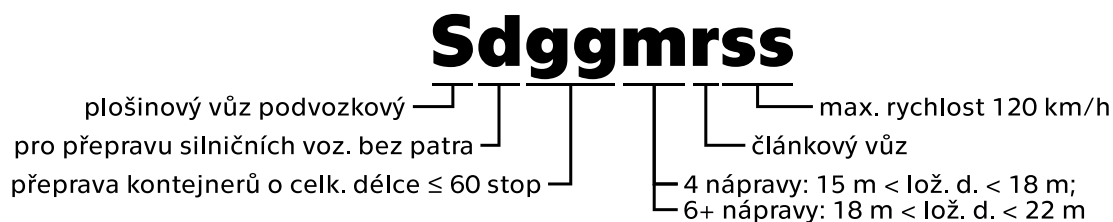
Vozy provozované na národních nebo mezinárodních železničních tratích, je doporučeno vybavit protismykem v případě, že je podélné zpomalení větší než $1,3 \text{ m/s}^2$. Protismykem musí být vybavena každá brzděná náprava vozu. Jde v podstatě o snímač otáček dvojkolí. Naměřené otáčky se posléze porovnávají mezi sebou, resp. průměrnou hodnotu, nebo lze vůz vybavit nebrzděným dvojkolím a použít jeho otáčky jako referenční. V momentě výkyvu otáček na nápravě dojde ke snížení tlaku ve válci, což sníží brzdnou sílu.

Konstrukčně pro nákladní vagón existují v podstatě dva druhy, mikroprocesorové protismykové zařízení DAKO PE06MSV, anebo pneumatický KNORR MWX. Při osazení vagónu protismykem DAKO je nutné zajistit dodávku elektrické energie. To lze buďto použitím baterií, které se dobíjejí pomocí solárních panelů, generátorem na dvojkolí či průběžným elektrickým kabelem. V případě použití protismiku KNORR požadavek na elektrickou energii odpadá.

4 Nákladní vagón T3000eD (Sdggmrss)

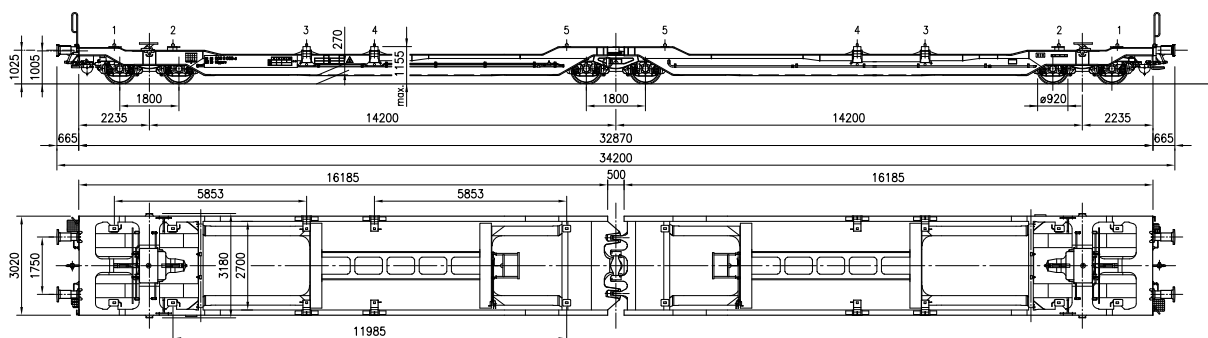
Jedná se o nejmodernější verzi kapsového vagónu pro kombinovanou dopravu vycházející z vagónu T3000. Je vybaven kotoučovými brzdami, a proto nese označení T3000eD. Díky kotoučovým brzdám je možné jej provozovat do rychlosti 120 km/h a při nápravovém zatížení 20 t/náprava. Tento vůz vyrábí slovenská firma TATRAVAGÓNKA, A.S. Vůz je vyráběn v licenci švýcarské společnosti FERRIERE CATTANEO.

Písmenné označení konstrukce vagónu vychází z mezinárodního značení nákladních vagónů definovaného ve vyhlášce UIC 438-2 „Označení železničních nákladních vozů“. Označení se skládá z jednoho velkého písmena a jednoho nebo více písmen malých. Velké písmeno reprezentuje základní řadové označení (charakterizuje druh vozu a druh jeho stavby). Malé písmeno určuje vedlejší řadové označení vozu a je přípustná jejich kombinace, tím jsou určeny provozní charakteristiky příslušných vozů. Malá písmena uvádíme vždy v abecedním pořadí a jsou pro jednotlivé základní řady různé. Toto neplatí pro vybraná písmena jako jsou: *q; qq; s* a *ss*. První dvě písmena (*q* a *qq*) zastupují vytápění, druhá dvě (*s* a *ss*), jak již bylo řečeno v kapitole 3.3, určují maximální provozní rychlost a způsob rozložení nákladu po délce vagónu. Tato práce se podrobnějšímu způsobu značení více nevěnuje. Zmíním pouze významy konkrétních písmen použitých ve značení vagónu T3000eD (viz Obrázek 34). [21]



Obrázek 34 – Rozpis označení nákladního vozu T3000eD

4.1 Rozměrový výkres vagónu

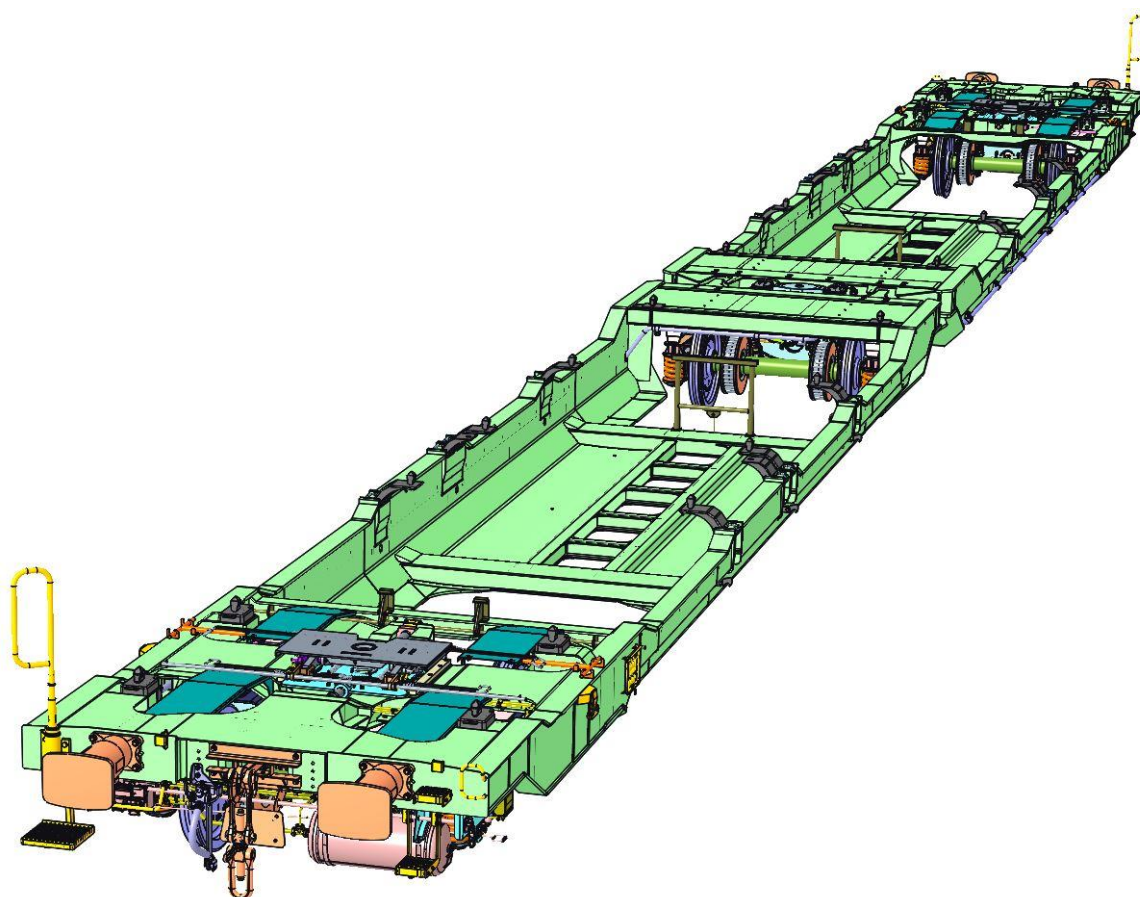


Obrázek 35 – Rozměrový výkres T3000eD [38]

Rozměrový výkres vagónu (Obrázek 35) získaný od firmy TATRAVAGÓNKA, A.S. zobrazuje dva pohledy na vagón, na nichž jsou zakótovány jeho důležité a maximální rozměry. Pro přepravu ISO kontejnerů (lodní kontejner) je důležitá rozteč patek (na obrázku označeny čísla 1–5), ale i jejich výška od temene kolejnice. Oproti tomu, při přepravě návěsů je

nutné znát výšku točnice (na obrázku jsou točnice umístěné nad krajními podvozky, ale jejich výška není znázorněna) ode dna vagónu a také výšku dna od temene kolejnice. Rozměry definující upínací a dosedací plochy nákladu od hrany kolejnic jsou nezbytné, jelikož v kombinaci s výškou nákladu nesmějí přesáhnout maximální přípustný obrys. Zmíněný průjezdný obrys definuje předpis UIC 505 (ekvivalentní evropská norma EN 15273), tu musí splňovat všechny železniční vozy provozované na železniční trati. Průjezdný profil je zaveden z důvodu zaručení průjezdnosti tratě a snížení rizika kolize s objekty umístěnými mimo trať, jež do toho profilu nesmějí zasahovat.

Výška a rozteč čelních nárazníků, které jsou součástí nárazecího ústrojí je definováno vyhláškou UIC 530-1. Nárazníky slouží k tlumení rázů v místě spoje jednotlivých vagónů při jízdě, anebo při seřazování. Dodržení předepsané výšky je nutné z důvodu kompatibility při řazení vagónů do různých vlakových souprav.



Obrázek 36 – 3D model vagónu T3000eD [38]

Obrázek 36 vyobrazuje 3D model kapsového vagónu T3000eD a jsou na něm patrné prvky jako brzdové kotouče, vzduchojemy, vyklápěcí patky pro ISO kontejnery, točnice pro návěsy nebo táhlové a nárazecí ústrojí (slouží ke spřahování vozidel do soupravy).

Nákladní vagón T3000eD je vybaven dvěma kotouči na dvojkolí, což je dostačující pro provoz do 120 km/h. Při zvýšení rychlosti na 160 km/h vycházím z nutnosti zvýšit brzdný výkon, tím že je přidán další brzdový kotouč na nápravu. V příloze 1 a 2 je přiloženo upravené pneumatické schéma a kusovník pro tento vagón se 3 kotouči/nápravu.



5 Návrh brzdové výstroje vagónu T3000eD pro 160 km/h

Praktická část bakalářské práce je zaměřena na vylepšení brzdy kapsového vozu T3000eD. Předmětem návrhu je navýšení maximální provozní rychlosti ze 120 km/h a nápravového zatížení 20 t/nápravu na rychlost 160 km/h a zatížení 18 t/nápravu. V následující tabulce (Tabulka 3) jsou vstupní data, která posléze vstupují do výpočtů. Také je daným údajům přiřazeno označení, které je v rovnicích zastupuje. Příslušné označení lze nalézt i v seznamu použitých veličin.

Tabulka 3 – Vstupní data vozu pro výpočet

Údaj		Označení a hodnoty		
VAGÓN				
Hmotnost vagónu	prázdný	m_p	36	t
	ložený	m_l	108	t
Počet náprav		n_n	6	ks
Neodpružené hmoty		m_n	1,67	t/náp.
Nápravové zatížení		A	18	t
Maximální rychlost		v	160	km/h
Průměr kola	nové	D_k	920	mm
	opotřebované	D_o	840	mm
BRZDA				
Brzdové kotouče	počet na vagón	n_k	18	ks
	průměr	D_b	590	mm
	střední třecí poloměr	r_s	230	mm
Brzdové obložení	typ		Jurid 707-11	
	plocha		2×200	cm ²
	součinitel tření	μ	0,36÷0,37	
Brzdový válec	typ		DAKO B	
	počet na vagón	n_v	18	ks
	průměr	d_v	10	in
	síla vratné pružiny	F_o	1,130	kN
	doba plnění	t_p	4	s
Účinnost brzdové jednotky		η	0,96	
Přídavný ventil DSS	určující síla	F_u	1,200	kN
	tuhost pružiny	c	33	
	průměr pístku	d_s	65	mm
	celková délka ramen	L	106	mm

Data odkazující na konstrukci vagónu jsem našel v jeho datovém listu, případně jsem je získal od zástupců firmy TATRAVAGÓNKA, A.S. Údaje vztahující se k jeho brzdě, jsem konzultoval se zaměstnanci firmy DAKO-CZ, a.s., od nichž jsem získal i některé části výpočtu, které vycházejí z experimentů nebo podnikových či mezinárodních předpisů.



5.1 Stanovení brzdné síly

Železniční tratě jsou rozděleny z důvodu bezpečnosti, plynulosti, ale i kapacity provozu na jednotlivé úseky. Jejich délka závisí na povolené rychlosti konkrétní tratě (např. pro rychlosti od 100 km/h do 160 km/h je délka úseku 1000 m). V provozu nesmí vlak, který zahájil brzdění, z tohoto úseku vyjet. Z toho plyne, že jeho celková zábrzdňá dráha, musí být kratší, než je délka celého úseku. Účinek brzdy vlaku lze tedy definovat ze *zábrzdňé dráhy*. Jako celkovou ujetou vzdálenost od momentu zavedení rychločinného brzdění, do momentu úplného zastavení vlaku. V běžném provozu jde o poněkud nepraktické a pomalé určení účinku brzdy. [22]

Za účelem jednoduchého určení brzdící schopnosti byla zavedena technická veličina *brzdící procento* λ . Udává poměr brzdící váhy ku celkové hmotnosti vozu. Pro zachování bezrozměrnosti se udává brzdící váha v tunách, ačkoliv se nejedná o hmotnost ve fyzikálním slova smyslu. V případě, že je nutné určit brzdící procenta celého vlaku, (v běžném provozu) sečtou se hodnoty brzdící váhy z jednotlivých vagonů a podělí se celkovou hmotností vlaku (včetně lokomotivy). Vypočítaná hodnota se následně porovná s minimálním předepsanými brzdícími procenty na daných úsecích trati a dle výsledku je případně nutné korigovat maximální rychlost jízdy.

$$\lambda = \frac{B}{m} \cdot 100 \quad (1)$$

Kde: B brzdící váha vozu/vlaku
 m hmotnost vozu/vlaku

Úpravou rovnice, která vychází z předpisu UIC 544-1, je brzdové procento definováno novou rovnicí (2)

$$\lambda = \frac{C}{s} - D \quad (2)$$

Kde: $C; D$ výpočtové konstanty definované předpisem UIC 544-1 (viz Tabulka 4)
 s skutečná zábrzdňá dráha

Tabulka 4 – Výpočtové konstanty C a D definované UIC 544-1

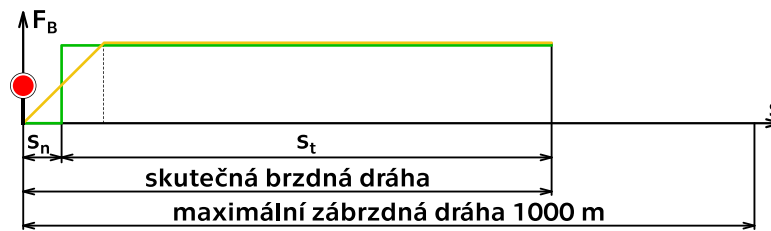
v [km/h]	C	D
100	52 840	10
120	83 634	19
140	119 179	19
160	161 280	19

Skutečná zábrzdňá dráha se skládá v podstatě ze dvou částí. První část vyjadřuje vzdálenost, kterou brzděný vůz ujede za dobu nečinnosti brzdy, resp. dobu plnění brzdových válců. Druhou částí je *teoretická zábrzdňá dráha*, tedy vzdálenost, kterou vůz ujede od zahájení brzdění do úplného zastavení za předpokladu nulové prodlevy. Zmíněný průběh brzdící síly a ujeté vzdálenosti znázorňuje následující schéma (viz Obrázek 37). Výpočet skutečné zábrzdňé vzdálenosti vyjadřuje rovnice (3).

$$s = s_t + s_n \quad (3)$$

Kde: s_t teoretická zábrzdňá dráha

s_n vzdálenost ujetá za dobu plnění brzdových válců



Obrázek 37 – Průběh brzdící síly

Doba plnění brzdových válců je ve schématu zobrazujícím průběh brzdící síly (Obrázek 37), znázorněna žlutou lineární částí. Předpokládáme, že vývoj brzdící síly je lineární a že brzda nemá do svých 50% maximální síly zásadní vliv na brzdění vagónu. Jelikož je známa doba náběhu brzdy, která se odvíjí od jejího provozovaného režimu (G, P nebo R), lze určit i výslednou dobu náběhu brzdových válců. Pro ujetou vzdálenost tedy platí rovnice (4).

$$s_n = v \cdot \frac{t_p}{2} \quad (4)$$

Kde: v rychlost vagónu

t_p doba plnění brzdového válce

Teoretickou zábrzdňou vzdálenost je možné určit ze změny kinetické energie. Pro plné zabrzdění vagónu z provozní rychlosti je nutné odebrat veškerou jeho kinetickou energii. Její změnu lze vyjádřit jako práci, kterou brzda vykoná. Protože je odebrána veškerá kinetická energie je její rozdíl v podstatě její absolutní hodnotou a platí následující úprava.

$$\begin{aligned} \Delta E_k &= W_B = \int_0^s F ds \\ \Delta E_k &= F \cdot s \\ s_t &= \frac{E_k}{F_c} \end{aligned} \quad (5)$$

Kde: E_k kinetická energie vagónu

F_c celková brzdňá síla na kolech

Kinetická energie vagónu odpovídá nejen energii vázané v jeho posuvném pohybu, ale i energii, která je akumulovaná v rotujících hmotách, jako je dvojkolí s brzdovými kotouči. Tato skutečnost je zohledněna při výpočtu v rovnici (6). První část rovnice postihuje energii posuvnou, druhá pak zmíněnou energii akumulovanou, ta se posléze mění na energii posuvnou.

$$E_k = E_{k,pos} + E_{k,rot}$$
$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + n_n \cdot \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \omega^2 \quad (6)$$

Kde: m hmotnost vagónu
 v rychlost vagónu
 n_n celkový počet náprav
 J_k statický moment setrvačnosti
 ω úhlová rychlost

Statický moment setrvačnosti J_k je komutativní veličinou, která vyjadřuje rozložení hmoty vůči ose rotace. Protože lze jednotlivé momenty sčítat, dokáže se s jistým zjednodušením a nepřesností dobrat hodnoty složitějších tvarů. Její výpočet jsem provedl pro zjednodušený model dvojkolí, který se sestává z jednoho válce a více mezikruží, které tvoří hmotu nápravy. Konkrétní hodnoty jsou přiloženy v příloze 3, spolu se zobrazením zjednodušeného dvojkolí. K výpočtu jsem použil součet rovnic (7). Tuto rovnici lze použít v případě válce nebo mezikruží, rotující okolo své podélné osy.

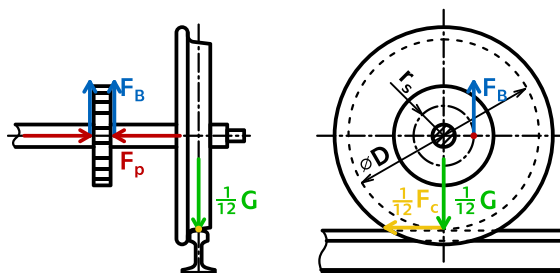
$$J_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_2^2 + r_1^2) \quad (7)$$

Kde: m hmotnost mezikruží (válce)
 $r_1; r_2$ vnitřní a vnější poloměr mezikruží (pro válec $r_1=0$)

Nyní máme určenou kinetickou energii a pro výpočet skutečné zábrzdné vzdálenosti z rovnice (5) zbývá určit celkovou brzdnou sílu na kolech F_c .

Brzdná síla působí v místě styku kola a kolejnice, a je hlavní činnou silou, která působí na vagón. Díky jejímu vlivu dochází ke snižování rychlosti, a tedy redukování kinetické energie neboli brzdění. Určení tohoto silového účinku vychází z momentové rovnosti sestavené ze silových poměrů na kole vagónu (viz Obrázek 38).

Za předpokladu, že v místě dotyku nápravy s jízdní dráhou dochází pouze k odvalování bez smyku, pak platí, že brzdná síla je limitována pouze adhezí. V případě překročení tohoto limitu dojde k prokluzu kol a ztrátě brzdného účinku. Mez adheze je mimo jiné závislá na přítlačné síle, což v tomto případě je tíha vagónu, proto je nutné regulovat tlak ve válcích podle různého ložení, aby došlo ke snížení brzdného účinku.



Obrázek 38 – Silové poměry na kole



Z rovnosti momentů platí:

$$\begin{aligned}n_n \cdot 2 \cdot M_D &= n_k \cdot 2 \cdot M_B \\2 \cdot n_n \cdot \frac{1}{12} F_c \cdot r &= 2 \cdot n_k \cdot F_B \cdot r_s \\n_n \cdot \frac{1}{6} F_c \cdot \frac{D_K}{2} &= 2 \cdot n_k \cdot F_p \cdot \mu \cdot r_s \\F_c &= \frac{24 \cdot n_k \cdot F_p \cdot \mu \cdot r_s}{n_n \cdot D_K}\end{aligned}\quad (8)$$

Kde: F_p přitlačná síla na jednu čelist
 n_k celkový počet brzdových kotoučů
 n_n celkový počet náprav
 μ součinitel tření
 r_s střední třecí poloměr brzdového kotouče
 D_K průměr neopotřebovaného kola

Úpravou rovnice (8) jako je dosažení počtu brzdových kotoučů a dvojkolí, jejichž počet se nemění, nebo náhradu přitlačných sil na jednotlivé kotouče celkovou přitlačnou silou, kterou nahradím označením ΣF_p . K celkové (resp. brzdné) síle vyvozené na kolech, je přičten vliv rotujících hmot, které navyšují energii vozu ve směru jízdy. Při započítání tohoto účinku k rovnici (8), platí následující rovnice:

$$F_c = \frac{2 \cdot \Sigma F_p \cdot \mu \cdot r_s}{D_K} + (\delta - 1) \cdot m \quad (9)$$

Kde: ΣF_p celková přitlačná síla
 μ součinitel tření
 r_s střední třecí poloměr brzdového kotouče
 D_K průměr neopotřebovaného kola
 δ součinitel rotujících hmot
 m hmotnost vagónu

V rovnici vystupují dvě proměnné hodnoty, které závisí na velikosti ložení. První je přitlačná síla a druhou je součinitel rotujících hmot. Jak již bylo zmíněno rotující hmoty dvojkolí, akumulují energii, která se posléze mění na posuvnou. Tím je zvýšena celková energie vagónu ve směru pohybu a z toho plynoucí vyšší nároky na brzdu. K vyjádření tohoto součinitele je využita metoda redukce kinetické energie.

$$\begin{aligned}E_{k,red} &= E_{k,pos} + E_{k,rot} \\ \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot J_K \cdot \omega^2 \\ m \cdot \delta \cdot v^2 &= m \cdot v^2 + J_K \cdot \frac{v^2}{r^2} \\ m \cdot \delta &= m + \frac{J_K}{r^2}\end{aligned}$$

$$\delta = \frac{n_n \cdot \frac{J_K}{r^2} + m}{m} \quad (10)$$

Kde: n_n celkový počet náprav
 J_K statický moment setrvačnosti
 r poloměr neopotřebovaného kola
 m hmotnost vagónu

V této fázi výpočtu je již známa hodnota součinitele rotujících hmot a k výpočtu celkové brzdné síly zbývá určit celkovou hodnotu přítlaku, k tomu poslouží rovnice (11).

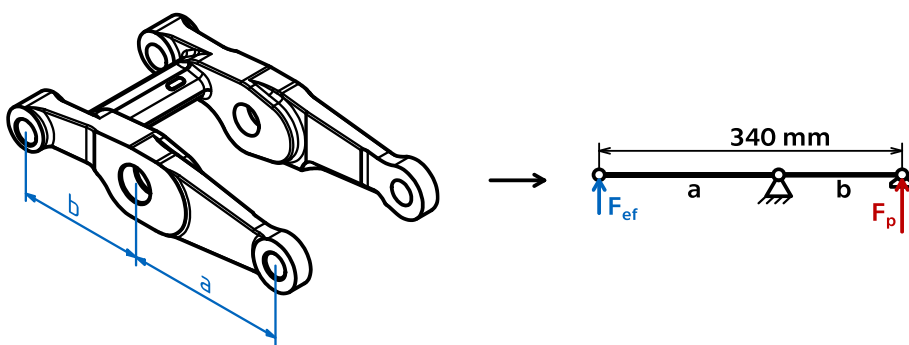
$$\Sigma F_p = 2 \cdot F_p \cdot n_k \quad (11)$$

Kde: 2..... odpovídá dvěma třecím plochám kotouče
 F_p přítlak na jednu brzdovou čelist
 n_k celkový počet brzdových kotoučů

Přítlak na jednu brzdovou čelist F_p , je nutné regulovat pro dosažení požadovaných brzdících procent, při různé hmotnosti ložení. Síla vzniká činností brzdového válce, ale je násobena přes pákoví se stálým převodovým poměrem, k regulaci musí proto docházet změnou tlaku ve válci. Zároveň, jako každý mechanismus, je i pákový převod je zatížen jistou účinností. Při výpočtu přítlaku se vychází z konstrukčního řešení (viz Obrázek 39) a z toho odvozené následující rovnice.

$$F_p = F_{ef} \cdot i \cdot \eta \quad (12)$$

Kde: F_{ef} efektivní síla pístu
 i převodový poměr pákoví (a/b)
 η účinnost převodu



Obrázek 39 – Zobrazení páky (vlevo) a její zjednodušení (vpravo)

Rozsah převodového poměru i vychází z konstrukčního omezení páky vyráběné firmou DAKO-CZ, a.s. Vyráběná páka má fixní vzdálenost krajních děr pro čepy, konkrétně 340 mm. Změna pákového poměru je řešena vrtáním prostřední díry v požadovaném poměru délek. Zvratný bod páky (střed vrtané díry) lze umístit pouze v rozsahu od 136 do 170 mm, což omezuje rozsah pákového poměru na interval $\langle 1 \div 1,5 \rangle$. Páka je vyráběna obvykle jako odlitek, popřípadě výkovek.

Efektivní síla pístu je rozdílem síly vyvozené pístem a síly vyvozené vratnou pružinou, která zajišťuje, v případě odvětrání válce, odtlačení brzdových čelistí od kotoučů.

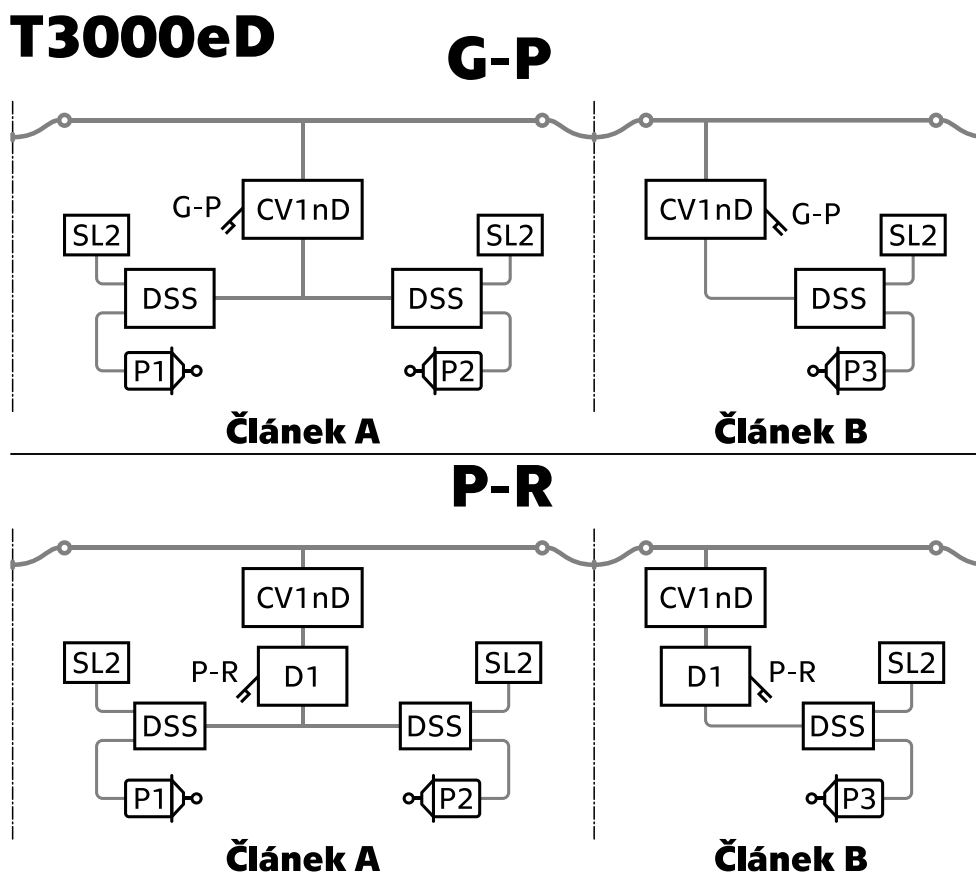
$$F_{ef} = C \cdot S - F_o \quad (13)$$

Kde: C tlak v brzdovém válci
 S činná plocha pístu
 F_o síla vrtné pružiny

Protože je velikost síly vratné pružiny, ale i plocha (resp. průměr) pístu za provozu neměnná, je možné efektivní sílu regulovat pouze tlakem v brzdovém válci. Ten je závislý na hmotnosti ložení. Při nerovnoměrném rozložení nákladu může být pro jednotlivé podvozky různý. Pro stanovení tlaku v brzdovém válci je použita rovnice (14), která vychází z konstrukčního řešení přidavných ventilů a došel jsem k ní po konzultaci se zástupci firmy DAKO-CZ, a.s.

$$C = \left[(C_{PR} - 0,25) \cdot \frac{L_1}{L_2} \right] + 0,25 \quad (14)$$

Kde: C_{PR} řídicí tlak
 $L_1; L_2$ délky ramen páky v DSS ventilu
 0,25..... konstanta náskokových pružin základního náskoku

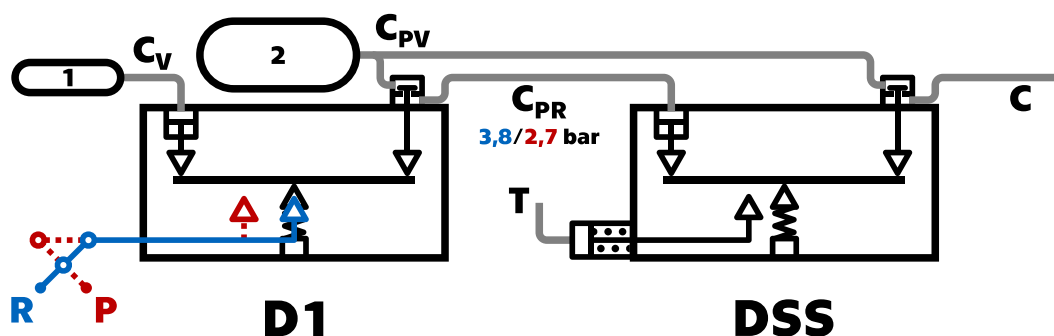


Legenda: CV1nD – Rozváděč DAKO; DSS – Přídavný ventil; D1 – Přídavný ventil;
 SL2 – Snímač ložení; P1,2,3 – Podvozek 1,2 nebo 3

Obrázek 40 – Bloková schémata vagónu T 3000eD přidavných ventilů v režimech G-P a P-R

Vypočtený tlak C je pouze *předběžný tlak do válce*. Předběžný je proto, že z pákového poměru může vyjít $C > 3,8$ bar, což je maximální tlak ve válci. V případě, že je předběžný tlak do válce větší, než maximální dovolený dochází k jeho redukci na ono maximum. Při výpočtu brzdy v režimech P a R je výpočet po celou dobu takřka identický, nevýraznější rozdíl je právě v tomto bodě. Kdy pro režim *osobní* (P) je maximální tlak redukován na 2,7 bar.

Pro změnu režimu provozu (mezi P a R), je do brzdové soustavy zařazen přídavný D1 ventil. Jelikož není tento vagón určen pro sypké materiály, je potřeba zajistit funkčnost brzdy, při různém rozložení zátěže, po délce vozu. Proto je do pneumatické části zařazen také přídavný DSS ventil, na který je napojen na snímač ložení SL2. Obrázek 40 znázorňuje blokové uspořádání přídavných ventilů zapojených do brzdové soustavy. Přídavný DSS ventil je spolu se snímačem ložení jednou ze stěžejních komponent pneumatické části. Zajišťuje plynulou regulaci tlaku do brzdového válce, v závislosti na ložení vagónu. Ukázka vnitřního uspořádání přídavných ventilů D1 a DSS napomáhá pochopení jejich činnosti (viz Obrázek 41).



Legenda: 1 – řídicí vzduchojem; 2 – pomocný vzduchojem; D1 – přestavovač režimu brzdy;
DSS – ventil regulující tlak podle ložení; C_v – tlak řídicího vzduchojemu;
 C_{pv} – tlak pomocného vzduchojemu; C_{PR} – tlak dle režimu; C – tlak do brzdového válce;
 R a P – režim provozu brzdy; T – řídicí tlak od snímače ložení

Obrázek 41 – Schéma uspořádání přídavných ventilů

Následující výpočty se věnují konstrukci přídavného DSS ventilu, který spolu se snímačem ložení reguluje tlak C v brzdovém válci. Přídavný ventil funguje v podstatě jako dělič řídicího tlaku od snímače ložení T . Do DSS ventilu vstupuje řídicí tlak C_{PR} , který závisí na režimu provozu brzdy P nebo R . K nastavení jeho hodnoty slouží přídavný D1 ventil, v němž dojde k přestavení mezi režimem *osobní* (P) a *rychlík* (R). Změny tlaku je opět dosaženo pomocí pákového převodu.

Z rovnice (14) je třeba určit délky ramen L_1 a L_2 pákového převodu. Jejich velikost je určena posunem podpěry od *ustavující síly* a posunem od *řídicí snímače ložení* (viz Obrázek 42). Ustavující síla je nastavena při výrobě, a to konkrétně tuhostí či délkou pružiny umístěné na straně snímače ložení. Tato síla má za následek jakési „předpětí“, respektive definuje takovou sílu, při jejímž působení dojde k vycentrování podpěry, to způsobí převodový poměr 1:1. Celková délka ramen je 106 mm, na jedno rameno pak připadá délka 53 mm. Z toho vyplývají následující rovnice (15) a (16). Hodnota posunu od ustavující síly

(„předpětí“) je jednou ze stěžejních charakteristik přídavného ventilu a je pro danou konstrukci neměnná. Posun lze určit podle rovnice (17).

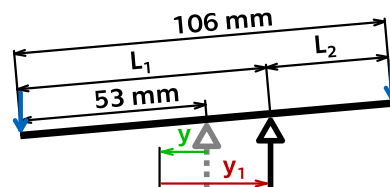
$$L_1 = 53 + y_1 - y \quad (15)$$

$$L_2 = 106 - L_1 \quad (16)$$

Kde: y_1 posun od snímače ložení
 y posun od „předpětí“
106 celková délka ramen

$$y = \frac{F_u}{c} \quad (17)$$

Kde: F_u ustavující síla
 c tuhost pružiny



Legenda: y – posun do ustavující síly („předpětí“);
 y_1 – posun od snímače ložení; L_1 , L_2 – délky ramen páky
Obrázek 42 – Zobrazení posuvů podpěry uvnitř DSS ventilu

Jedinou veličinou, jež se v rovnici mění podle zatížení je tentokrát *posun od snímače ložení*. Ten je stejně jako posun od ustavující síly definován poměrem síly ku tuhosti. Výstupem snímače ložení je spojitý tlakový signál. K vytvoření síly od snímače je použit pístek o průměru 65 mm. Platí tedy následující rovnice (18).

$$y_1 = \frac{T \cdot 0,1 \cdot S_p}{c} \quad (18)$$

Kde: T řídící tlak snímače ložení
0,1 převodová konstanta (převod jednotek, 1 bar = 0,1 MPa)
 S_p plocha pístu na vstupu DSS ventilu
 c tuhost pružiny

Posledním, co zbývá z postupu výpočtu určit, je vztah pro výpočet tlaku od snímače ložení T . K jeho tvaru a úpravě jsem dospěl po konzultaci se zástupci firmy DAKO-CZ, a.s.

$$T = \frac{m - n_n \cdot m_n}{k} \cdot g \cdot 0,08 + 0,05 \quad (19)$$

Kde: m celková hmotnost vagónu
 n_n celkový počet náprav
 m_n hmotnost neodpružených hmot
 k počet pružin vypružení (4osý – 16; 6osý – 24)
 g gravitační zrychlení
0,08 převodová konstanta „z newtonů na bary“ (max zatížení 80 kN)



0,05 konstanta (při nulovém zatížení je tlak od snímače ložení 0,05 bar)

Nyní je sestavený postup pro výpočet brzdy vagónu se snímačem ložení a s volitelným režimem brzdy. Tento postup je použit, v kapitole 5.2.1, k návrhu a výpočtu konkrétních hodnot brzdy.

5.2 Pneumatická část brzdové výstroje

V této podkapitole je proveden návrh pneumatické části brzdy. Ta zahrnuje výpočet brzdy a následně výpočet, resp. ověření velikosti pomocného vzduchojemu.

Ke kompletnímu návrhu brzdy je nutné provést výpočet v režimu *P* pro rychlost 120 km/h, při zatížení náprav vlastní hmotností prázdného vagónu, 18 t/nápravu a 20 t/nápravu. V režimu *R* jsou uvažovány rychlosti 120 a 160 km/h, zatížení stejné jako v předchozím režimu tedy vlastní hmotností, 18 t/nápravu a 20 t/nápravu. Nápravové zatížení 20 t/nápravu je počítáno nad rámec této bakalářské práce, a to z důvodu případného nadměrného přeložení vagónu. Výsledky následujících výpočtů jsou přehledně uvedeny v příloze 4.

5.2.1 Výpočet brzdové výstroje pro 160 km/h

Postup pro výpočet brzdy nákladního vagónu, sestavený v kapitole 5.1, je v této kapitole proveden s dosazením konkrétních hodnot (viz Tabulka 3). Tyto hodnoty odpovídají provozu v režimu brzdy *R*, rychlosti 160 km/h a nápravovému zatížení 18 t/nápravu. Hodnoty konkrétních součástí brzdy vychází z běžně dostupných a používaných komponent primárně firmy DAKO-CZ, a.s. Pro brzdu je použita kotoučová brzda s průměrem brzdového válce 10".

Výpočet kotoučové brzdy je složen z návrhu a následných kontrolních výpočtů pro ověření realizovatelnosti daného provedení.

Z rovnic (20) a (21) plyne nutnost opustit režim brzdy *G* při provozní rychlosti 160 km/h. Doba plnění brzdy (viz Tabulka 2) v režimu *G* je v rozsahu 18÷30 s, při výběru střední hodnoty je dráha ujetá za dobu plnění brzdových válců znázorněna výpočtem (20). Výsledek je více jak 50% maximální zábrzdě dráhy dle UIC. Režim *G* je tím pádem nepoužitelný a v úvahu lze brát pouze přestavovač mezi režimy *P* a *R*. Vagóny brzděné v režimu *R* je možné řadit pouze do kratších ucelených nákladních souprav stejných vozů. Není možné je řadit do standardních nákladních vlaků.

$$s_{nG} = v \cdot \frac{t_{pG}}{2} = \frac{160}{3,6} \cdot \frac{26}{2} = 578 \text{ m} \quad (20)$$

$$s_{nP} = s_{nR} = v \cdot \frac{t_{pR}}{2} = \frac{160}{3,6} \cdot \frac{4}{2} = 89 \text{ m} \quad (21)$$

Výpočet a návrh brzdy začíná stanovením řídicího tlaku od snímače ložení *T* při maximálním zatížení náprav. Celková hmotnost vagónu je tedy 108 t. Hodnoty do jsou dosazené do rovnice (19).

$$T = \frac{108 - 6 \cdot 1,67}{24} \cdot 9,81 \cdot 0,08 + 0,05 = 3,25 \text{ bar}$$



Řídící tlak od snímače ložení je výchozím bodem v samotném výpočtu a posléze se postupuje od konce postupu sestaveného v předchozí kapitole. Je-li znám řídicí tlak od snímače ložení, lze určit pomocí rovnice (18) posun podpěry v DSS ventilu od ložení. Známa je také konstantní hodnota posunu způsobeného ustavující silou (17).

$$y_1 = \frac{3,25 \cdot 0,1 \cdot \frac{\pi \cdot 65^2}{4}}{33} = 32,72 \text{ mm}$$
$$y = \frac{1\,200}{33} = 36,36 \text{ mm}$$

Při znalosti posunu podpěry způsobené vnějším vlivem, lze určit konkrétní délky ramen dle rovnic (15) a (16).

$$L_1 = 53 + 32,72 - 36,36 = 49,36 \text{ mm}$$

$$L_2 = 106 - 46,36 = 56,64 \text{ mm}$$

Z vypočítaných délek ramen je určen jejich poměr neboli převodový poměr DSS ventilu, z toho následně tlak do brzdového válce C. K jeho výpočtu je použita rovnice (14).

$$C = \left[(3,8 - 0,25) \cdot \frac{49,36}{56,64} \right] + 0,25 = 3,35 \text{ bar}$$

Tlak v brzdovém válci má vliv na efektivní sílu brzdového válce, která se spočítá pomocí rovnice (13). Jelikož se síla vratné pružiny udává v [kN], je nutné dosazovat plochu pístu v [dm²] a tlak do brzdového válce v [bar], aby výsledkem součinu byla síla se stejnou jednotkou a to v [kN].

$$F_{ef} = 3,35 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 254^2}{4} \cdot 10^{-4} \right) - 1,130 = 15,8 \text{ kN}$$

Efektivní síla na píst vyvozuje přítlačnou sílu na jednu čelist brzdového kotouče podle rovnice (12). Délky ramen převodové páky jsem zvolil v souladu s konstrukčním řešením součásti, konkrétně délka ramene $a=199 \text{ mm}$ a délka ramene $b=141 \text{ mm}$. Převodový poměr se zvolenými hodnotami vychází $i=1,411$.

$$F_p = 15,8 \cdot 1,411 \cdot 0,96 = 21,5 \text{ kN}$$

Rovnice (11) definuje vztah potřebný k výpočtu celkové přítlačné síly na všechny čelisti brzdových kotoučů. Ta je potřebná k výpočtu celkové brzdné síly na všech kolech.

$$\sum F_p = 2 \cdot 21,4 \cdot 18 = 772,8 \text{ kN}$$

Než se výpočet přesune 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 (10). Jelikož statický moment setrvačnosti má základní jednotky [kg·m²], je nutné dosadit hmotnost v [kg]. Před dosazením je nutné určit hodnotu statického momentu setrvačnosti J_k , podle rovnice (7), ta je rovna $J_k=110 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (viz příloha 3).



$$\delta = \frac{6 \cdot \frac{100}{0,460^2} + 108\,000}{108\,000} = 1,03$$

Celková brzdná síla na kolech se určí pomocí rovnice (9). Odvozené z momentové rovnováhy na nápravě. Hodnota součinitele tření brzdového obložení se pohybuje dle ložení v rozmezí (0,36÷0,37).

$$F_c = \frac{2 \cdot 772,8 \cdot 0,37 \cdot 230}{920} + (1,03 - 1) \cdot 108 = 145,8 \text{ kN}$$

Pro stanovení teoretické zábrzdě dráhy je potřeba dále určit kinetickou energii, a to na základě rovnice (6). Do rovnice se musí dosazovat v základních jednotkách, aby nedošlo k chybě. Úhlovou rychlost ω lze vyjádřit jako poměr rychlosti ku poloměru.

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 108 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{160}{3,6}\right)^2 + 6 \cdot \frac{1}{2} \cdot 100 \cdot \left(\frac{2 \cdot \frac{160}{3,6}}{0,92}\right)^2 = 109,5 \text{ MJ}$$

Z již známé kinetické energie vagónu a dříve zjištěné celkové síle na kolech se určí teoretická zábrzdě dráha. Její výpočet vychází z rovnice (5). Kinetická energie se v souladu se silou na kolech musí dosazovat v [kJ].

$$s_t = \frac{109,5 \cdot 10^3}{145,8} = 751 \text{ m}$$

Teoretická zábrzdě dráha, jak už bylo zmíněno, není skutečná vzdálenost potřebná k zabrzdění. Pro její stanovení je nutné určit dráhu, kterou vagón ujede za dobu náběhu brzdových válců. K tomu poslouží rovnice (4).

$$s_n = \frac{160}{3,6} \cdot \frac{4}{2} = 89 \text{ m}$$

Součet obou ujetých vzdáleností vyjadřuje, podle rovnice (3), skutečnou zábrzdě dráhu. Tedy vzdálenost, do které od začátku brzdění, vlak sníží svou rychlost na nulu a zastaví. Výsledná hodnota musí být, pro vyhovění požadavkům UIC, nižší, než je délka bezpečnostního úseku.

$$s = 751 + 89 = 840 \text{ m}$$

Poslední a pro uživatele nejdůležitější hodnotu pro rychlé určení brzy je brzdové procento. K němu celý výpočet směřuje a určí se z rovnice definované předpisem UIC (2). Výpočtové konstanty vyobrazuje Tabulka 4.

$$\lambda = \frac{161\,280}{840} - 19 = 173 \%$$

Dle UIC 544-1 musejí brzdová procenta pro režim brzdy *P* ležet v rozmezí (105÷125) a v režimu *R* v rozmezí (150÷170). Zmíněné hodnoty se určují pro rychlost 120 km/h (i pro režim *R* provozovaný při rychlosti 160 km/h) a to z důvodu bezpečnosti. Pro vyšší rychlost je požadavek na brzdové procento, resp. zábrzdě dráhu splněn, pokud brzda vyhoví při



nižší rychlosti v daném režimu. Jelikož jsem výpočet provedl s dosažením vyšší (maximální) rychlosti je nutné provést kontrolu, zda leží brzdová procenta ve vymezeném rozmezí pro rychlost 120 km/h. V příloze 4 bakalářské práce je přiložena tabulka s výpočtem navržené brzdy pro rychlosti 120 a 160 km/h, prázdný a ložený vůz a režim brzdy *P* a *R*. Při stejném zatížení je možné u nižší rychlosti odečíst (případně spočítat identickým postupem) skutečnou zábrzdnu vzdálenost $s = 489 \text{ m}$. Posléze dosažením do rovnice (2) s použitím jiných výpočtových konstant (viz Tabulka 4), dostaneme hodnotu brzdících procent pro rychlost 120 km/h.

$$\lambda = \frac{83\,634}{489} - 19 = 152 \%$$

Výsledná hodnota leží v definovaném rozmezí brzdících procent pro 160 km/h.

Tabulka 5 shrnuje výsledné hodnoty brzdících procent a brzdících vah pro rozdílné rychlosti a zatížení v režimech brzdy *P* a *R*. V tabulce jsou také vyobrazeny hodnoty brzdící váhy, které se píšou na vnější plášť vagónu a slouží k rychlému stanovení schopnosti brzdit celé soupravy. Jejich výpočet vyplývá z upravené rovnice (1).

$$\lambda = \frac{B}{m} \cdot 100 \rightarrow B = \frac{\lambda \cdot m}{100} = \frac{173 \cdot 108}{100} = 187 \text{ t}$$

Tabulka 5 – Hodnoty brzdících procent λ pro různé ložení a rychlosti daných režimů brzdy

Režim		P			R			R			
Rychlost	v	120			120			160			[km/h]
Hmotnost vozu	m	36	108	120	36	108	120	36	108	120	[t]
Brzdící procento	λ	111	106	109	164	152	156	187	173	178	[%]
Brzdící váha	B	40	115	131	59	164	188	67	187	214	[t]

Důležitou roli při brzdění hraje podélné zpomalení, resp. zrychlení. To bylo zmíněno v kapitole 3.4, pokud je zpomalení $a \geq 1,3 \text{ m/s}^2$ musí se vagón vystrojit protismykovým zařízením. Výpočet podélného zpomalení vychází z druhého Newtonova zákona.

$$F = m \cdot a$$

$$a = \frac{F}{m} = \frac{F_c}{m} \quad (22)$$

Dosažením do rovnice (22) vychází podélné zpomalení, pro celkovou hmotnost vozu 108 t, následovně.

$$a = \frac{145,8}{108} = 1,35 \text{ m/s}^2$$

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

Jelikož se nejedná o jediný stav, kdy je limitní hodnota překročena (ve všech provozních stavech v režimu *R*) je nutné vagón vybavit protismykovým zařízením.



Dále je nutné provést kontrolu brzdy z hlediska adhezních limitů ve styku kola s kolejnicí. Ta ověřuje schopnost přenést brzdou sílu, vyvozenou na kolech vagónu, na železniční trať v místě jejich kontaktu. Kontrola je provedena pomocí rovnice (23).

$$F_{adh} = f \cdot G = f \cdot m \cdot g > F_c \quad (23)$$

Kde: G tíha vagónu
 m hmotnost vagónu
 f součinitel adheze
 g gravitační zrychlení
 F_c celková brzdná síla na obvodu kol

Všechny hodnoty jsou známé, jen součinitel adheze je nutné zvolit. Volím běžnou hodnotu pro styk kola a kolejnice dle požadavku TSI.

$$F_{adh} = 0,15 \cdot 108 \cdot 9,81 = 158,9 \text{ kN} > F_c = 145,8 \text{ kN} \quad (24)$$

Pro plně ložený vagón nelimituje adhezní omezení přenášenou brzdou sílu a nedojde ke ztrátě brzděného účinku. Kdežto u prázdného vagónu vychází limitní adhezní omezení $F_{adh} = 53 \text{ kN}$ a celková síla na kolech $F_c = 55,2 \text{ kN}$. Proto je nutné brzdou sílu regulovat, a to například protismykem, který sníží tlak v brzdovém válci a tím dojde k poklesu brzděné síly pod adhezní omezení.

5.2.2 Výpočet velikosti pomocného vzduchojemu

Tabulka 6 – Vstupní data pro výpočet pomocného vzduchojemu

Údaj	Označení a hodnoty		
Mrtvý objem BV	V_m	0,2	l
Zdvih	z	0,1	dm
Průměr brzdového válce	d_v	10	in
Plocha pístu	S	5,067	dm ²
Tlak ve válci	C	3,8	bar
Počet kotoučů na podvozek	n_{vp}	6	ks
Objem řídicího vzduchojemu	V_r	2,5	l
Řídící tlak	C_v	3,8	bar
Světlost potrubí	d	0,15	dm
Délka potrubí	l_{A1}	5	m
	l_{A2}	15	m
	l_{B1}	5	m
Minimální zbytkový tlak	p_{min}	4,1	bar
Tlak v hlavním potrubí	p_{HP}	5	bar
Netěsnosti zohledňuji volbou o třídu vyššího objemu			

V pomocném vzduchojemu se uchovává stlačený vzduch potřebný pro činnost brzdy. Nevyčerpatelnost brzdy je zajištěna konstrukcí rozváděče. Ta by měla zaručit, aby při určitém počtu brzdění a odbrzdění, nedošlo k vyčerpání vzduchu v pomocném vzduchojemu. Předpis UIC 540 toto definuje podmínkou, že v pomocném vzduchojemu



po naplnění propojovacího potrubí, řídicího vzduchojemu a brzdových válců musí v pomocném vzduchojemu zůstat minimálně o 0,3 bar více, než je maximální tlak v brzdovém válci (3,8 bar). Posouzení zbytkového tlaku se provádí přes přepočítání na normální litry (NI). Např. 100 l vzduchojem má, při tlaku 5 bar, objem 500 NI (normálních litrů). Po naplnění všech objemů musí, dle předpisu UIC zůstat minimálně 410 l (resp. 4,1 bar), jelikož tlak v brzdovém válci je 3,8 bar. Čili je možné spotřebovat 90 NI.

Celková spotřeba vzduchu pro naplnění soustavy, je součet dílčích objemů potrubí, jímek a brzdového válce. Dle následujících rovnic se vypočítají jednotlivé spotřeby vzduchu:

Spotřeba vzduchu:

- řídicího vzduchojemu

$$V_1 = V_r \cdot C_v \quad (25)$$

Kde: V_r objem řídicího vzduchojemu
 C_v tlak v řídicím vzduchojemu

- potrubí

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \cdot C \quad (26)$$

Kde: d světlý průměr potrubí
 l celková délka potrubí jednoho článku
 C tlak v brzdovém válci

- brzdového válce – mrtvý objem

$$V_3 = V_m \cdot C \cdot n_{vp} \quad (27)$$

Kde: V_m mrtvý objem brzdového válce
 C tlak v brzdovém válci
 n_{vp} počet brzdových válců podvozku

- brzdového válce – zdvih

$$V_4 = S_v \cdot z \cdot (p_{atm} + C) \cdot n_{vp} \quad (28)$$

Kde: S_v plocha pístu
 z zdvih pístu
 p_{atm} atmosférický tlak
 C tlak v brzdovém válci
 n_{vp} počet brzdových válců podvozku

Celková spotřeba vzduchu:

$$V = \sum_{i=1}^4 V_i \quad (29)$$



Výsledkem těchto rovnic je celková spotřeba jednoho článku vagonu. Jelikož je každý článek vybaven vlastním pomocným vzduchojemem, musí se spotřeba vzduchu vypočítat separátně.

Po dosazení hodnot z tabulky vstupních dat (viz Tabulka 6) do rovnic (25 až 29) vycházejí následující hodnoty spotřebovaného vzduchu.

	Článek A vagonu	Článek B vagonu	
V_1	$2,5 \cdot 3,8 = 9,5$	$2,5 \cdot 3,8 = 9,5$	<i>Nl</i>
V_2	$\frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot (5 + 15) \cdot 10 \cdot 3,8 = 13,43$	$\frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot 5 \cdot 10 \cdot 3,8 = 3,46$	<i>Nl</i>
V_3	$0,2 \cdot 3,8 \cdot 2 \cdot 6 = 9,12$	$0,2 \cdot 3,8 \cdot 6 = 4,56$	<i>Nl</i>
V_4	$5,067 \cdot 0,1 \cdot (1 + 3,8) \cdot 2 \cdot 6 = 29,19$	$5,067 \cdot 0,1 \cdot (1 + 3,8) \cdot 6 = 14,59$	<i>Nl</i>
V	$9,5 + 13,43 + 9,12 + 29,19 \doteq 61,2$	$9,5 + 3,46 + 4,56 + 14,59 \doteq 32$	<i>Nl</i>

Standardně vyráběné objemy pomocných vzduchojemů jsou $V_{PV} = 50; 75; 100; 120; 150; 200$ a 240 l. Zbytkový tlak v pomocném vzduchojenu se vypočítá pomocí upravené rovnice reprezentující rovnost objemů plného versus využívaného vzduchojenu.

$$V_{PV} \cdot C_z = V_{PV} \cdot p_{HP} - V \geq C + 0,3$$

$$C_z = \frac{V_{PV} \cdot p_{HP} - V}{V_{PV}} \quad (30)$$

Kde: V_{PV} objem pomocného vzduchojenu

p_{HP} tlak v hlavním potrubí

V celková spotřeba vzduchu článku

Po dosazení do rovnice (30) pro vzduchojem článku A s objemem 75 l:

$$C_z^A = \frac{75 \cdot 5 - 61,2}{75} = 4,18 \text{ bar} \geq 4,1 \text{ bar}$$

Pro článek B s nejmenším objemem 50 l:

$$C_z^B = \frac{50 \cdot 5 - 32}{50} = 4,36 \text{ bar} \geq 4,1 \text{ bar}$$

Objem 75 l vyhovuje, ale z důvodu zaručení bezpečnosti s ohledem na netěsnosti a samočinnost brzdy je zvolen nejbližší větší objem pomocného vzduchojenu z výrobní řady, a to o velikosti 100 l. Pro článek B vyhovuje nejmenší objem z výrobní řady a to 50 l se zbytkovým tlakem 4,36 bar. Jelikož je zbytkový tlak značně vyšší, než je požadavek, jsou kompenzovány netěsnosti a není třeba volit větší pomocný vzduchojem. V příloze 5 je shrnut celý výpočet do tabulky i se zbytkovými tlaky pro jednotlivé velikosti vzduchových jímek.



6 Závěr

V bakalářské práci jsem se věnoval popisu a návrhu brzdy dvoučlánekového nákladního vagónu pro kombinovanou dopravu. Jako modelový vůz jsem použil vagón T3000eD slovenského výrobce TATRAVAGÓNKA, A.S., ten je určen pro rychlost 120 km/h a zatížení 20 t/nápravu. Pro tento vagón jsem v praktické části navrhoval brzdu určenou pro rychlost 160 km/h a zatížení 18 t/nápravu.

Úvodní části práce jsem se věnoval rešerši historického vývoje, ale i dnes používaných systémů kombinované dopravy. Na tento úvod jsem navázal další teoretickou kapitolou zabývající se podrobnějším rozdělením, popisem funkce a konstrukce brzd, používaných pro železniční nákladní dopravu. V rámci této kapitoly jsem rozebral historicky používané mechanické a podtlakové brzy. Hlavní část této kapitoly je věnována podrobnějšímu pohledu na funkci a konstrukci pneumatické části brzdové výstroje samočinné a přímočinné tlakové brzdy. Mimo pneumatickou část jsem se zabýval popisem mechanické části nejen špalíkových, ale také kotoučových brzd, spolu s používanými třecími materiály. Na konci této kapitoly jsem nastínil funkci protismykového zařízení, které se na vagónech používá, pokud je hodnota podélného zpomalení $<1,3 \text{ m/s}^2$. Teoretický blok jsem zakončil kapitolou popisující zvolený modelový vagón T3000eD.

Na teoretickou a rešeršní část práce jsem navázal praktickou částí. Nejprve jsem odvodil vztahy potřebné pro následný návrh a výpočet konkrétních brzdových parametrů. Při odvozování výpočetních vztahů jsem vycházel z konstrukce brzdového systému, ale i z konstrukčního řešení podvozků a vagónu samotného.

V závěru praktického bloku jsem provedl na základně odvozených vztahů návrh pákového převodu a brzdy dvoučlánekového vagónu pro kombinovanou dopravu určeného pro rychlost 160 km/h a zatížení 18 t/nápravu. Na samotném konci práce jsem provedl návrh a ověření velikosti pomocných vzduchojemů, které jsou nezbytné pro fungování brzdy. Vstupní a vypočítané hodnoty obsahuje tabulka v příloze 5.

Návrh brzdy jsem provedl nad rámec zadání i pro zatížení 20 t/nápravu při zachování rychlosti 160 km/h. Pokud by konstrukce vagónu, ale i podvozky vydržely tyto provozní podmínky, je možné navrženou brzdu provozovat i pro větší zatížení. Konkrétní vypočítané hodnoty navržené brzdy (v režimech P a R; rychlosti 120 a 160 km/h; prázdný a plně ložený vagón + zatížení 20 t/nápravu), obsahuje příloha 4.

Pro zvolené uspořádání kotoučových brzd jsem upravil existující pneumatické schéma vagónu T3000eD, které je spolu s kusovníkem přiloženo v příloze 1 a 2. V příloze 3 se nachází výpočet statického momentu setrvačnosti pro zjednodušený model železničního dvojkolí.



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	[-]	tuhost pružiny
C; D	[-]	Výpočtové konstanty dle UIC 544-1
C _{PR}	[bar]	řídící tlak
C _{PV}	[bar]	tlak v pomocném vzduchojemu
C _V	[bar]	tlak v řídícím vzduchojemu
C _Z	[bar]	zbytkový tlak v pomocném vzduchojemu
d	[dm]	světlost potrubí
D _b	[mm]	průměr brzdového kotouče
D _K	[mm]	průměr neopotřebovaného kola
D _O	[mm]	průměr opotřebovaného kola
d _s	[mm]	průměr pístku snímače
d _v	[mm]	průměr brzdového válce
E _k	[MJ]	kinetická energie vagónu
f	[-]	součinitel adheze
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 čelist
ΣF _p	[kN]	celková přítlačná síla
F _u	[kN]	určující síla
G	[kN]	tíha vagónu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení Země (9,81 m/s ²)
i	[-]	převodový poměr pákovic
J _k	[kg·m ²]	statický moment setrvačnosti dvojkolí
k	[ks]	počet pružin vypružení
L	[mm]	celková délka ramen
l	[m]	celková délka potrubí jednoho článku
L ₁ ; L ₂	[mm]	délky ramen páky v přidavném DSS ventilu
m	[t]	hmotnost vagónu
m _l	[t]	hmotnost loženého vagónu
m _n	[t]	hmotnost nevypružených hmot
m _p	[t]	hmotnost prázdného vagónu
n _k	[ks]	počet brzdových kotoučů na vagón
n _n	[ks]	počet náprav na vagón



n_v	[ks]	počet brzdových válců na vagón
n_{vp}	[ks]	počet brzdových válců na podvozek
p_{atm}	[bar]	atmosférický tlak (1 bar)
p_{HP}	[bar]	tlak v hlavním potrubí
r_s	[mm]	střední třecí poloměr
s	[m]	celková zábrzdna dráha
S	[dm ²]	činná plocha brzdového pístu
s_n	[m]	dráha ujetá za dobu plnění válců
S_p	[mm ²]	plocha pístku regulačního pístku
s_t	[m]	teoretická zábrzdna dráha
T	[bar]	řídící tlak od snímače ložení
t_p	[s]	doba plnění brzdového válce
v	[km/h]	rychlost vagónu
V	[NI]	objem stlačeného vzduchu přepočtený na normální litr
y	[mm]	posun od „předpětí“
y_1	[mm]	posun od ložení
z	[dm]	zdvih brzdového pístu
δ	[-]	součinitel rotujících hmot
η	[-]	účinnosti kotoučové brzdové jednotky
λ	[%]	brzdová procenta
μ	[-]	součinitel tření
ω	[rad/s]	úhlová rychlost

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Schéma kombinované dopravy	10
Obrázek 2 – Rozdělení adhezní brzdy	11
Obrázek 3 – Culemeyerův systém kombinované dopravy [23]	12
Obrázek 4 – Kapsový vůz T3000eD (Sdggmrss) [24]	13
Obrázek 5 – Nakládka kapsového vozu jeřábem (vlevo) [25] a nakladačem (vpravo) [26]	14
Obrázek 6 – Systém RoadRailer [27].....	14
Obrázek 7 – Systém ACTS [28] [29].....	15
Obrázek 8 – Systém Hammar [30] [31]	15
Obrázek 9 – Systém Mobiler [32].....	16
Obrázek 10 – Systém výměnné nástavby (vlevo) a její nosič (vpravo) [33] [34]	17
Obrázek 11 – Systém TelliBox [6].....	17
Obrázek 12 – Systém Modalohr [35].....	18
Obrázek 13 – Systém Helrom [36]	19
Obrázek 14 – Kinematické schéma systému Helrom [32]	19
Obrázek 15 – Systém CargoBeamer, nakládka/vykládka (vlevo) [37] a koše (vpravo) [37]	19
Obrázek 16 – Systém roadrailLink [10].....	20
Obrázek 17 – Systém RoLa [11].....	21
Obrázek 18 – Systém Flexiwaggon [14].....	22
Obrázek 19 – Schéma provazcové brzdy [15].....	23
Obrázek 20 – Schéma brzdového válce sací brzdy [16]	25
Obrázek 21 – Principiální schéma pneumatickou část tlakové brzdy	25
Obrázek 22 – Schéma činnosti rozváděče BS.....	26
Obrázek 23 – Rozváděč DAKO CV1D (vlevo) a jeho řez (vpravo) [19]	27
Obrázek 24 – Vývoj tlaků při rychločinném brzdění v režimu G (nákladní) [1]	28
Obrázek 25 – Schéma pneumatické výstroje na nákladního vagónu.....	29
Obrázek 26 – Brzdíč přímočinné brzdy [1].....	30
Obrázek 27 – Schéma činnosti brzdíče BP.....	30
Obrázek 28 – Schéma mechanické části čtyřnápravového vozu vybaveného špalíkovou brzdou v režimu s	31
Obrázek 29 – Schéma mechanické části čtyřnápravového vozu vybaveného špalíkovou brzdou v režimu ss.....	31
Obrázek 30 – Rozdělení zdrží dle konstrukce.....	32
Obrázek 31 – Způsoby uspořádání kotoučové brzdy s jedním brzdovým válcem	32
Obrázek 32 – Uspořádání brzdových válců kompaktní brzdy	33
Obrázek 33 – Obložení brzdových čelistí tvořeno trojúhelníkovými segmenty	35
Obrázek 34 – Rozpis označení nákladního vozu T3000eD	36
Obrázek 35 – Rozměrový výkres T3000eD [38]	36
Obrázek 36 – 3D model vagónu T3000eD [38]	37
Obrázek 37 – Průběh brzdící síly	40
Obrázek 38 – Silové poměry na kole	41
Obrázek 39 – Zobrazení páky (vlevo) a její zjednodušení (vpravo)	43
Obrázek 40 – Blokovaná schémata vagónu T 3000eD přídatných ventilů v režimech G–P a P–R.....	44
Obrázek 41 – Schéma uspořádání přídatných ventilů	45
Obrázek 42 – Zobrazení posuvů podpěry uvnitř DSS ventilu	46



Seznam tabulek

Tabulka 1 – Shrnutí a rozdělení kombinované dopravy (KD).....	22
Tabulka 2 – Doby plnění a vyprazdňování brzdových válců v závislosti na režimu brzdění.....	28
Tabulka 3 – Vstupní data vozu pro výpočet	38
Tabulka 4 – Výpočtové konstanty C a D definované UIC 544-1	39
Tabulka 5 – Hodnoty brzdících procent λ pro různé ložení a rychlosti daných režimů brzdy.....	50
Tabulka 6 – Vstupní data pro výpočet pomocného vzduchojemu	51



Bibliografie

- [1] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II. 1.* Plzeň: ZČU v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [2] JANOŠ, Vít. *TEDL 10: Kombinovaná doprava.* Praha. Dostupné také z: <https://zolutarev.fd.cvut.cz/ma/ctrl.php?act=show,file,25930>
- [3] FUKS, Tobiáš a Libor NOVÁČEK. Přeprava silničních návěsů po kolejích: Kapsové a košové vozy. In: *K-Report* [online]. 2005 [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: <https://www.k-report.net/clanky/preprava-silnicnich-navesu-po-kolejich/>
- [4] *Hammar* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://hammarlift.com/>
- [5] *Panav* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.panav.cz/>
- [6] *K-Report: Vývoj velkokapacitní nákladní jednotky kombinované dopravy* [online]. 2011 [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.k-report.net/clanky/vyvoj-velkokapacitni-nakladni-jednotky-kombinovane-dopravy/>
- [7] *The Lohr UIC Wagons* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://lohr.fr/lohr-railway-system/the-lohr-uic-wagons/>
- [8] *Helrom* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://helrom.com/en/>
- [9] *CargoBeamer* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.cargobeamer.com>
- [10] *Roadraillink* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: https://www.roadraillink.eu/index_en.html
- [11] *Železnice.info: RoLa* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.zeleznice.info/pda/pdaview.php?link=2015100001&PDAkatNazev=Trate>
- [12] *RailCargo: RoLa* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://rola.railcargo.com/en/>
- [13] *Flexiwaggon* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.flexiwaggon.se/>
- [14] *Zukunft-mobilitaet: Flexiwaggon* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.zukunft-mobilitaet.net/1274/konzepte/flexiwaggon-flexibel-ohne-terminals/>
- [15] *Provazcová brzda.* In: *Vagony* [online]. [cit. 2021-12-14]. Dostupné z: https://www.vagony.cz/historie/provazcova_brzda.html



- [16] Sací brzda. In: *Mike's Railway History: The vacuum automatic brake* [online]. [cit. 2021-12-14]. Dostupné z: <http://mikes.railhistory.railfan.net/r143.html>
- [17] Schéma brzdy nákladního vozu. In: *Vagony* [online]. [cit. 2021-12-14]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/tlakova/nakres/nakres.gif>
- [18] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. *Pozemní dopravní prostředky*. 3. Praha: ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04308-0.
- [19] DAKO CZ. *Tradice strojírný pod železnými horami* [online]. In: . [cit. 2021-11-04]. Dostupné z: https://www.100letprumyslu.cz/media/cache/file/be/DAKO_kniha300x300_cz.pdf
- [20] *Knorr milestones: Looking back on 110 years of expertise* [online]. In: . [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://www.knorr-bremse.com/en/company/history/>
- [21] *Označení železničních nákladních vozů* [online]. In: . s. 28 [cit. 2022-06-16]. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/Zdopr/01_ZD-03.pdf
- [22] *Předpis SŽDC D1: Dopravní a návěsní předpis*. Praha, 2013. Dostupné také z: <https://provoz.spravazeleznic.cz/portal/viewdirective.aspx?oid=870001>
- [23] Culmeyerův systém. In: *Epoche2* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: https://epoche2.modellbahnfroekler.de/vk/e2v_csr3.html
- [24] Pocket wagon: Sdggmrss T3000eD. In: *Tatravagónka Poprad: Products* [online]. Poprad [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <http://tatravagonka.sk/wagons/sdggmrss/?lang=en>
- [25] KOMBIVERKEHR, Bohemiakombi. Kombinovaná doprava. In: *Dopravní Noviny* [online]. 2018 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.dnoviny.cz/dopravni-politika/dlouhe-vlaky-jsou-spravnou-cestou-pro-zvyseni-efektivnosti-kombinovane-dopravy>
- [26] Kombinovaná doprava. In: *Bohemiakombi* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.bohemiakombi.cz/galerie>
- [27] SCHMIDT, Brian. RoadRailer. In: *Trains.com: RoadRailer* [online]. 2015 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.trains.com/trn/news-reviews/news-wire/25-analyst-roadrailer-a-missed-opportunity-for-industry/>
- [28] BENUTZER, Priwo. ATCS-Verladung: Převravní systém. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2004 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/ACTS_\(p%C5%99epravn%C3%AD_syst%C3%A9m\)#/media/Soubor:ACTS3.jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/ACTS_(p%C5%99epravn%C3%AD_syst%C3%A9m)#/media/Soubor:ACTS3.jpg)



- [29] BENUTZER, Priwo. ATCS: Přepravní systém. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2006 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/ACTS_\(p%C5%99epravn%C3%AD_syst%C3%A9m\)#/media/Soubor:ACTS-04.jpg](https://cs.wikipedia.org/wiki/ACTS_(p%C5%99epravn%C3%AD_syst%C3%A9m)#/media/Soubor:ACTS-04.jpg)
- [30] BEAR, CUDDLE. Univerzální řešení pro dopravu nákladů: Hammar. In: *Cestovani.inform* [online]. 2018 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://cestovani.inform.cz/doprava/univerzalni-reseni-dopravu-nakladu/>
- [31] Hammar launches next generation crane extension. In: *Move it magazine* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://moveitmagazine.com/2021/03/04/hammar-launches-next-generation-crane-extensions/>
- [32] Mobiler-Lkw. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2008 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Mobiler-02.jpg>
- [33] Výměnná nástavba: Panav. In: *Panav* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.panav.cz/vymenne-nastavby-c715-c745-a-c782-panav/t1240>
- [34] Nosič vyměnitelných nástaveb. In: *Panav* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.panav.cz/tandemove-nosice-vymennych-nastaveb/t1225>
- [35] Modalohr: Lohr. In: *Lohr: Lohr Railway system* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://lohr.fr/lohr-railway-system/the-lohr-system-terminals/>
- [36] Helrom. In: *From fellows* [online]. 2018 [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <http://formfellows.de/portfolio/details/helrom/1/95>
- [37] CargoBeamer terminal. In: *CargoBeamer: What we do* [online]. [cit. 2021-12-01]. Dostupné z: <https://www.cargobeamer.com/what-we-do.html>
- [38] INTERNÍ PODKLADY, Tatravagónka a.s. *Vagón T3000eD*. Poprad, 2022.



Seznam příloh

Příloha 1 – Pneumatické schéma dvoučlánkového vagónu se 3 kotouče na nápravu

Příloha 2 – Kusovník pneumatického schématu

Příloha 3 – Výpočet momentu setrvačnosti dvojkolí

Příloha 4 – Výpočet kotoučové brzdy

Příloha 5 – Výpočet pomocného vzduchojemu