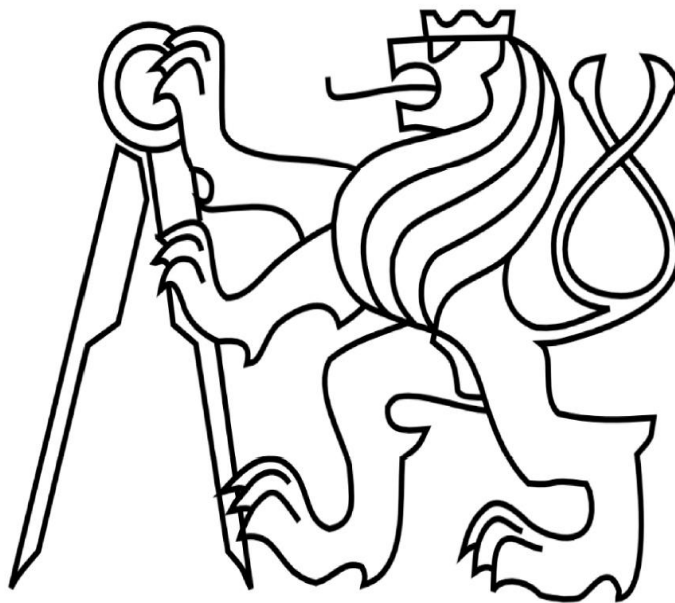


**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**

U12120

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Studie brzdového systému
vysokorychlostní lokomotivy
pro rychlost 230 km/h**

Design study braking system of high-speed locomotive
for a speed of 230 km/h

Vypracoval: Aleš Tauchen
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Rok: 2024



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Tauchen** Jméno: **Aleš** Osobní číslo: **509122**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající 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 elektrické lokomotivy s maximální rychlost 230 km/h

Název bakalářské práce anglicky:

A study of braking system of electric locomotive with a maximum speed of 230 km/h

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Vysokorychlostní lokomotivy - historie a současný stav.
2. Přehled principů brzdění a brzd používaných u vysokorychlostních lokomotiv.
3. Přehled současného stavu řešení brzdové výstroje a pneumatických obvodů u vysokorychlostní lokomotivy.
4. Porovnání brzdové výstroje elektrické lokomotivy pro rychlost do 200 km/h a pro rychlost do 230 km/h a nápravové zatížení 22 t.
5. Návrh brzdného výkonu, kontrolu zábrzdých drah a brzdících procent pro jednotlivé provozní režimy vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h a nápravové zatížení 22t.
6. Průvodní technickou zprávu dokumentující splnění všech dílčích úkolů BP.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patenty, normy.
Skripta ČVUT:
Kolář, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel
Šíba, J.: Kolejová vozidla II, Šíba, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

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: **16.04.2024**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2024**

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.

24. 4. 2024
Datum převzetí zadání

Tauchen
Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma „*Studie brzdového systému vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h*“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc, s přispěním odborných konzultací s pracovníky z firmy DAKO-CZ, a.s. a VUŽ Praha a s pomocí pramenů uvedených v seznamu zdrojů.

V Praze dne:
Aleš Tauchen

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc., vedoucímu mé bakalářské práce, za všechny rady, které mě posouvali a nasměřovali ke zdárnému konci mého snažení, a za veškerý čas, který mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat všem pracovníkům společnosti DAKO-CZ, a.s., kteří mi dodali spousty užitečných rad, a také Ing. Bohumilu Drápalovi z Výzkumného ústavu železničního za odborné poznatky k praktické části. Poděkování patří také mé rodině za neustálou podporu během studia.

Anotační list

- Název práce:* **Studie brzdového systému vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h**
- Autor:* Aleš Tauchen
- Ústav:* U12120-Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- Druh práce:* Bakalářská práce
- Vedoucí práce:* doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- Klíčová slova:* železnice, vysokorychlostní lokomotiva, brzdový systém, pneumatická brzda
- Title:* Design study braking system of high-speed locomotive for a speed of 230 km/h
- Key words:* railway, high-speed locomotive, braking system, air brake
- Počet stran:* 75
- Počet obrázků:* 52
- Počet tabulek:* 9
- Počet příloh:* 4

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá návrhem brzdného systému vysokorychlostní lokomotivy s nápravovým zatížením 22 t/nápravu dosahující provozní rychlosti 230 km/h. V rešeršní části je vypracovaný přehled historických a dnes používaných vysokorychlostních lokomotiv. Dále rešerše obsahuje dělení a popis jednotlivých brzd vysokorychlostních lokomotiv. V navazující praktické části je odvozen postup výpočtu jednotlivých dílčích brzdových parametrů, které jsou následně využity v konkrétních výpočtech. Výpočty jsou zaměřeny na zábrzdné dráhy při použití samočinného pneumatického systému a elektrodynamického brzdného systému.

Abstract

The bachelor thesis deals with the design of the braking system of a high-speed locomotive with axle load of 22 t/axle reaching an operating speed of 230 km/h. In the research part an overview of historical and currently used high-speed locomotives is made. Furthermore, the research contains the division and description of individual brakes of high-speed locomotives. In the following practical part, the procedure of calculation of individual partial parameters is derived. These parameters are then used for specific calculations. The calculations are focused on braking track when using a self-acting brake and an electrodynamic brake.

Seznam zkratek

Zkratka	Popis
---------	-------

UIC	Mezinárodní železniční unie (fr. Union Internationale des Chemins de fer)
TSI	Technické specifikace pro interoperabilitu
VUŽ	Výzkumný ústav železniční
tj.	to je
tzv.	tak zvané
tzn.	to znamená
resp.	respektive
např.	například
BV	brzdový válec
DZV	dvojitý zpětný ventil
HP	hlavní potrubí
NP	napájecí potrubí
BS	brzdič samočinné brzdy
BP	brzdič přímočinné brzdy

Obsah

1. Úvod	10
2. Vysokorychlostní lokomotivy	10
2.1 Historický vývoj vysokorychlostních lokomotiv	12
2.2 Současný stav techniky v oblasti vysokorychlostních lokomotiv (VL)	15
3. Principy brzdění vysokorychlostních lokomotiv	19
3.1 Historický vývoj brzdových systémů vysokorychlostních lokomotiv	19
3.2 Rozdělení a popis částí a druhů brzd vysokorychlostních lokomotiv	20
3.2.1 Výroba stlačeného vzduchu	21
3.2.2 Dělení tlakové pneumatické brzdy	22
3.2.3 Mechanické adhezní brzdy	30
3.2.4 Ostatní adhezní brzdy	34
3.2.5 Neadhezní brzdy	34
3.3 Současný stav techniky brzdové výstroje vysokorychlostní lokomotivy	37
3.3.1 Brzdové pneumatické obvody ve vysokorychlostní lokomotivě	38
3.3.2 Ostatní pneumatické obvody ve vysokorychlostní lokomotivě	40
3.4 Brzda s moderními třecími materiály	41
4. Porovnání brzdového systému lokomotiv pro rychlost 200 km/h a 230 km/h a 22 t/nápravu .	42
4.1 Blokové schéma a popis pneumatického schéma vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 200 km/h	42
4.2 Popis pneumatické části brzdové výstroje	45
4.3 Popis ostatních pneumatických obvodů	45
4.4 Pneumatické schéma vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h	49
4.5 Porovnání brzdové výstroje významných typů vysokorychlostních lokomotiv	49
5 Brzdící účinek, stanovení brzdícího procenta a stanovení zábrzdné dráhy v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h a 230 km/h	52
5.3 Brzdové váhy v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h	52
5.4 Výpočet brzdících procent v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h	54
5.5 Stanovení zábrzdných drah v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h	56
5.6 Komentář k porovnání brzdového účinku v jednotlivých režimech provozu významných vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h	58
5.7 Stanovení brzdové váhy, brzdícího procenta a zábrzdné dráhy lokomotivy pro rychlost 230 km/h	59
5.7.1 Výpočet brzdících procent samotné lokomotivy v režimu brzdění R z rychlosti 230 km/h ..	62

5.7.2	Výpočet brzdových parametrů samotné lokomotivy v režimu R+E z rychlosti 230 km/h.....	65
5.7.3	Výpočet zábrzdě dráhy samotné lokomotivy v režimu E z rychlosti 230 km/h	67
5.7.4	Porovnání výsledků výpočtů v jednotlivých režimech brzdění	69
6	Závěr	70
7	Seznam použitých veličin.....	71
8	Seznam použitých obrázků	72
9	Seznam použitých tabulek.....	74
10	Seznam použité literatury.....	74
	Citovaná literatura	74
11	Seznam příloh	75

1. Úvod

Brzdová výstroj je jednou z nejdůležitějších částí železničních vozidel. Moderní doba umožňuje lokomotivám dosahovat vysoké rychlosti a úkol brzdové výstroje je tuto rychlost účinně a spolehlivě regulovat. Dnešní lokomotivy jsou výsledkem neustálého vývoje už od počátku železnice, a to platí také pro brzdové systémy. Od prvotního mechanického brzdění až po dnešní využívání elektrické energie, kdy jsme schopni část energie vracet zpět do napájecí soustavy.

V této bakalářské práci jsou nejprve v první části detailněji popsány principy fungování a rozdělení brzd v brzdovém systému vysokorychlostních lokomotiv, které dosahují rychlosti až 230 km/h. Od historického vývoje po dnešní nejmodernější způsoby brzdění. Druhá část je zaměřena na výpočet důležitých parametrů při brzdění vysokorychlostní lokomotivy se zatížením 22 t/nápravu z provozní rychlosti 230 km/h. Výpočty jsou rozděleny podle kombinací účinkujících brzd pneumatické brzdové výstroje a elektrodynamického brzdového systému.

Bakalářská práce je vypracována ve spolupráci se společností DAKO-CZ, která patří ke světové špičce ve výrobě brzdových kolejových vozidel. Společnost DAKO-CZ, se svým sídlem v Třemošnici, disponuje vlastním vývojem a vyrábí brzdové systémy pro všechny typy kolejových vozidel. Zde také vynálezce brzdy DAKO Josef Daněk ve spolupráci se svými spolupracovníky položili v roce 1956 základ Československého brzdového systému DAKO. Znalosti pracovníků společnosti DAKO-CZ jsem po konzultacích využil v tvorbě odborných částí této práce.

2. Vysokorychlostní lokomotivy

Jedny z nejmodernějších a nejvýkonnějších dopravních prostředků dnešní doby jsou vysokorychlostní lokomotivy. Tyto stroje, které představují spojení rychlosti, efektivity a komfortu, jsou využívány k přepravě osob, zboží a mnoho dalších komodit. Jedná se o rychlé spojení na krátké, střední i dlouhé trasy. Vysokorychlostní tratě, viz Obrázek 1, propojují velká města, regiony a státy. Vývoj je cílený především na dosažení co největší bezpečnosti při velmi vysokých rychlostech.

Jako klíčový prvek v konstrukci vysokorychlostních lokomotiv můžeme označit využívání technologických inovací. Kombinace aerodynamického designu a elektrické trakce umožňuje vysokorychlostním lokomotivám, viz Obrázek 2, neustále překonávat výzvy rychlé dopravy, a to s minimálním vlivem na životní prostředí.

Cestující podstupující delší trasy požadují určitý komfort. Vysokorychlostní lokomotivy jsou vybaveny moderními systémy na kontrolu rychlosti, různými bezpečnostními prvky a všemožnými regulátory, které zaručují plynulou a bezproblémovou jízdu při velké rychlosti.

Vysokorychlostní doprava kromě lokomotiv je velmi závislá na kvalitní infrastruktuře vysokorychlostních železnic. V dnešní době je železniční doprava rozvinutá téměř po celém světě. Státy jako Francie, Španělsko, Německo, ale i Japonsko nebo Čína, disponují velmi hustou sítí vysokorychlostních železnic. Tyto sítě poskytují vysokou časovou efektivitu v osobní dopravě. Vytváří také velmi konkurenceschopné rychlé spojení významných územních celků.



Obrázek 1 Vysokorychlostní trať Norimberk-Ingolstadt-Mnichov



Obrázek 2 Rakousko: Railjet Wien-Linz ICE 91

2.1 Historický vývoj vysokorychlostních lokomotiv

Počátky železniční dopravy sahají až do období páry, které datujeme od přelomu 18. a 19. století. Zde však nemůžeme hovořit o lokomotivách jako vysokorychlostních a železniční doprava musela projít ještě velkým vývojem. První vysokorychlostní lokomotivy se začaly objevovat až v 80. letech 20. století.

Československo

ŠKODA 57Er

Tato lokomotiva z řady 124 byla vyrobena plzeňskou firmou ŠKODA v roce 1971. Ke svému provozu využívá stejnosměrný proud a své využití uplatňuje především při zkouškách na zkušebním okruhu VUŽ v Cerhenicích u Velimi. Je součástí československých lokomotiv tzv. I. generace a jediný exemplář byl vyroben jako poslední kus ze série strojů řady 123.

Lokomotiva sdílí většinu prvků s řadou 123. Klíčové rozdíly zahrnují nový design podvozku, vylepšené motory s vyšším výkonem, změněný převodový poměr pro dosažení vyšší rychlosti a odlišný brzdový systém. Vzhledově je lokomotiva rozpoznatelná nejen díky odlišnému nátěru, ale také přítomností bezpečnostních mříží v čelních oknech, viz Obrázek 3.

V roce 1972 vytvořila nový český rychlostní rekord, kdy na zkušebním okruhu dosáhla na rychlost 219 km/h. Až v roce 2004 tento rekord překonalo Pendolino. Svůj osobní rychlostní rekord posunula na 224 km/h na železniční trati v Sovětském svazu. Avšak kromě výjimečných případů má lokomotiva omezenou rychlost na 160 km/h a momentálně se nachází ve vlastnictví Výzkumného Ústavu Železničním (VUŽ). (1)



Obrázek 3 Lokomotiva ŠKODA 67Er (1)

ŠKODA 66E – ČS200

Rychlíková dvoudílná elektrická lokomotiva, viz Obrázek 4, určená pro vývoz do Sovětského svazu, kde jezdila po prominentní trati Moskva-Leningrad dnes Petrohrad. V průběhu let 1974 až 1979 bylo vyrobeno 12 kusů. Hlavním požadavkem bylo dosažení celkové rychlosti 200 km/h. Navzdory očekávání v roce 2007 dosáhla rychlosti 262 km/h na testovacím okruhu a stala se tak nejrychlejší lokomotivou vyrobenou v Československé republice.

V roce 1974 byly vyrobeny dva prototypy, které následně musely projít potřebnými zkouškami, a následně v roce 1979 pak 10 sériových kusů s odlišnými nátěry. Jednou ze zajímavostí je, že lokomotiva ČS200 byla nasazena v roce 1980 při příležitosti konání LOH v Moskvě. Ke konci 90. let 20. století byly lokomotivy podrobeny modernizaci ve Škodě Plzeň.

(2)



Obrázek 4 Lokomotiva ŠKODA ČS200-001 (3)

Příklady ze světa

BB 9004

Francouzská lokomotiva, viz Obrázek 5, zkonstruovaná v roce 1954 využívající stejnosměrný proud se dvěma podvozky, které mají každý dvě hnací nápravy (konfigurace Bo'-Bo'). Jednalo se o prototyp, který měl pomoci stanovit mechanické a elektrické vlastnosti pro další lokomotivy, které se měly vyrobit ve velkém množství.

O pohon se staraly čtyři trakční motory Jeumont-Schneider SW 4326 francouzské výroby, jejichž maximální výkon dosahoval hodnoty 2980 kW. Měly menší výkon než předchůdce BB 9003 (3180 kW). Na střeše byly umístěny dvojité pantografy, které sloužily k odběru z 1,5 kV DC troleje.

BB 9004 držela železniční rychlostní rekord 331 km/h ještě společně s lokomotivou CC 7107, která ho dorovnala hned o den později.

Bohužel lokomotiva byla schopná provozu pouhých 21 let a není znám přesný počet kilometrů, které tato lokomotiva za dobu svého provozu najezdila. Po vyřazení byla vystavována například v Hausbergenu či dokonce na Champs Elysees v Paříži. V současné době je po restaurování a vystavena ve francouzském Cité du Train. (4)



Obrázek 5 Lokomotiva BB 9004 (5)

TGV Sud-Est

Podstatně modernější, ale na dnešní dobu už zastaralý francouzský vysokorychlostní vlak, viz Obrázek 6, firmy Alstom a Francorail-MTE pro nejnámější francouzskou národní železniční společnost SNCF. Mezi léty 1978 až 1988 zmíněné firmy dokázali sestavit 111 kusů těchto souprav, přičemž první spoj byl otevřen v roce 1981 a to mezi Paříží a Lyonem. Jednalo se o semipermanentně spojené vlakové soupravy, které na čele vlaku obsahovaly dvě hlavová vozidla, tj. speciální hnací elektrické lokomotivy.

Hnací hlavová vozidla byly „aerodynamické“ lokomotivy, které s pomocí osmi hnacích podvozků dokázala dosáhnout rychlosti 270 km/h. Tato rychlost se následně ještě zvýšila, když v polovině své životnosti při renovaci došlo k vylepšení na 300 km/h. Ze 107 osobních jednotek bylo devět třísystémových (25 kV 50-60 Hz AC, 15 kV 16,66 Hz AC, 1,5 kV DC) a zbylých 98 bylo dvousystémových (25 kV 50-60 Hz AC, 1,5 kV DC). Existovalo také 5 dvousystémových polosouprav TGV La Poste, které využívala pošta La poste k doručování zásilek.

Ještě v roce 2013 bylo v jihovýchodní Francii nasazeno na drahách 55 souprav. Dnes už z celkových 111 souprav existují pouze čtyři. Koncem roku 2019 došlo k úplnému nahrazení novým typem TGV POS. (6)



Obrázek 6 Vlaková souprava TGV Sud-Est (6)

2.2 Současný stav techniky v oblasti vysokorychlostních lokomotiv (VL)

Lokomotiva řady 380 (ŠKODA 109E)

V současnosti je Českými drahami velmi využívána lokomotiva řady 380 s obchodním názvem Emil Zátopek. První prototypy spatřily světlo světa v roce 2008 a vyrobila je Škoda Transportation. Veřejnosti byl prvně představen v září roku 2008 na veletrhu dopravní techniky InnoTrans v Berlíně. Následovaly zkoušky na zkušební dráze VUŽ v Cerhenicích u Velimi.

Jedná se o lokomotivu sloužící k dopravě vlaků osobní dopravy na převážně koridorových tratích. České dráhy podepsali smlouvu na dodání 20 kusů, ale kvůli změnám norem v průběhu vývoje došlo k velkému zpoždění. V roce 2013 byly dodány všechny stroje a pořizovací cena jednoho vyšla na 170 mil. korun. Od roku 2011 využívá Železničná spoločnosť Slovensko dvě lokomotivy s označením 109E2 (řada 381), které jsou třísystémové s omezením na 160 km/h.

ŠKODA 109E, viz Obrázek 7, využívá k provozu elektrifikované tratě třemi napájecími systémy, které se používají ve střední Evropě (25 kV 50 Hz AC; 15 kV 16,7 Hz AC a 3 kV DC). Splňuje požadavky norem ČSN EN 12 663 a crashové odolnosti dle ČSN EN 15 227. Díky rekuperačnímu dynamickému brzdění má lokomotiva možnost vrácení energie do všech třech napájecích soustav. Když tato možnost není k dispozici, má ve své výstroji také brzdové odporníky. Z hlediska bezpečnosti má konstrukce různá protipožární opatření jako například samo hasící zařízení nebo odolnou protipožární stěnu mezi strojovnou a kabinou. (7)



Obrázek 7 Lokomotiva ŠKODA 109E (7)

Lokomotiva řady 1216 (Siemens ES64U4 Taurus)

Podobně jako předchozí typy ES64U1 a ES64U2 jsou tyto lokomotivy, viz Obrázek 8 a Obrázek 9, označovány jako univerzální. Takže disponují na jedné straně vysokými maximálními rychlostmi (200 až 230 km/h), ale i vysokými tažnými silami (300 kN). Trvalý výkon této lokomotivy dosahuje 6000 kW a ten připadá na celkovou hmotnost 87 tun (čtyřnápravové). Proto se dají využít na dálkovou osobní dopravu nebo transevropskou nákladní dopravu. Jsou to vícesystémové elektrické lokomotivy s asynchronními motory konstruovány na bázi EuroSprinter. V březnu roku 2005 byla tato lokomotiva představena na veletrhu Transport logistics v Mnichově.

Firma Siemens vyrobila několik variant těchto lokomotiv s různou výbavou tzv. národními balíčky, které byly určeny pro odlišné typy sběračů, vlakových zabezpečovačů a rádií. Typ ES64U4 je schopen provozu pro napájecí soustavy 3 kV DC, 15 kV/16,7 Hz a 25 kV/50 Hz AC.

Rakouské spolkové dráhy (ÖBB) si objednaly 400 kusů lokomotiv řad 1016/1116/1216. Už tak velké číslo uvádí, jak velkou úlohu budou v dohledné době zastávat lokomotivy ES64U4.
(8)



Obrázek 8 Lokomotiva Siemens ES64U4 (9)



Obrázek 9 Lokomotiva Siemens ES64U4 v barvách Českých drah (9)

Lokomotiva řady 383 (Siemens Vectron)

Víceúčelová lokomotiva Vectron, viz Obrázek 10, vyráběná firmou Siemens Mobility, jako pokračovatel řady EuroSprinter. Poprvé byla představena v roce 2010 na veletrhu InnoTrans, kde si veřejnost mohla prohlédnout jak čistě elektrickou verzi, tak i verzi se vznětovým motorem. Do konce roku 2023 bylo vyrobeno 1000 kusů.

Design této lokomotivy je velmi podobný svému předchůdci. Změn si můžeme všimnout převážně na čele. Avšak hlavní změna nastala uvnitř lokomotivy. Vectron se vyrábí v různých modifikacích a to A, B, C, D a G.

A: vícesystémová lokomotiva (3 kV DC, 25 kV 50 Hz AC), výkon 6400 kW, maximální rychlost 200 km/h

B: střídavá napájecí soustava (25 kV 50 Hz AC), výkon 6400 kW, maximální rychlost 200 km/h

C: stejnosměrná napájecí soustava (1,5 kV DC), výkon 5200 kW, maximální rychlost 200 km/h

D: střídavá napájecí soustava (15 kV 16,7 Hz AC), výkon 5600 kW, maximální rychlost 160 km/h

G: dieselelektrická lokomotiva, výkon 2400 kW, maximální rychlost 160 km/h

Tyto lokomotivy jsou nasazovány například v České republice, Slovensku, Rakousku, Německu nebo i ve Spojených státech amerických. Ve Finsku jezdí speciálně upravené Vectrony do teplot až -40°C . V ČR mají ve svých flotilách Vectrony společnosti jako České dráhy, ČD Cargo, RegioJet, LTE nebo LokoTrain. (10)



Obrázek 10 Siemens Vectron v barvách Českých drah (10)

Všechny tyto moderní čtyřnápravové vysoce výkonné lokomotivy používají jako brzdu provozní EDB (elektrodynamická brzda – vysvětleno dále), tj. brzdí trakčními elektromotory. Dále jsou vybaveny pneumatickou přímočinnou brzdou, pro brzdění samotné lokomotivy a samočinnou pneumatickou brzdou pro brzdění celého vlaku. Vývoji brzdových systémů vysokorychlostních lokomotiv se věnuji v následující části bakalářské práce.

3. Principy brzdění vysokorychlostních lokomotiv

3.1 Historický vývoj brzdových systémů vysokorychlostních lokomotiv

Jedním z nejdůležitějších subsystémů kolejových vozidel z hlediska bezpečnosti je brzdový systém. Jelikož nároky na účinnost a brzdový výkon jsou neustále posouvány výše tak brzdový systém, jako všechny součásti vlakové soupravy, procházejí postupným vývojem. V případě vysokorychlostních lokomotiv, které dosahují rychlostí přes 200 km/h, jsou tyto bezpečnostní nároky na brzdy o to větší.

Na začátku 20. století započal velký rozmach železnice. To mělo za následek postupné propojování tehdejších technicky vyspělých států, a tedy nutnost sjednotit nebo dosáhnout kompatibility brzdové výstroje a její technických parametrů. V roce 1922 vznikla Mezinárodní železniční unie (UIC), do které se dále sdružují jednotlivé železniční správy. UIC se dělí na jednotlivé subkomise, které dohromady řeší téměř všechny technické obory železničních vozidel. (11)

Několik desítek zástupců z významných železničních správ pravidelně zasedá v jednotlivých subkomisích za účelem vytvoření mezinárodních předpisů v daném oboru. Jedna z velkých subkomisí UIC je subkomise pro brzdy.

Vysokorychlostní lokomotivy se v první polovině 20. století spoléhaly na pneumatický brzdový systém, který dodnes zastupuje samočinná a přímočinná tlaková brzda, a ze strany mechanického brzdového systému na špalíkovou třecí brzdu. Postupem času s růstem maximální provozní rychlosti docházelo k zapojování dalších brzd jako například brzda elektrodynamická a třecí kotoučová brzda, případně doplnění vozidla o brzdy neadhezní. (12)

Tlaková pneumatická brzda

Brzdový systém tlakové brzdy se, jak už bylo řečeno, dělí na samočinný tlakový systém a přímočinný tlakový systém. Oba systémy jsou dodnes používané na všech vlakových soupravách. Princip vyvozování tlakové síly spočívá v brzdovém válci, kdy stlačený vzduch vyvine tlak na píst, který je zdrojem brzdné síly. Ta se mechanicky přenáší do místa svého působení ať už k brzdovým kotoučům (kotoučová brzda) nebo kolům (špalíková zdržová brzda). Podrobněji celý princip je vysvětlen dále. (11)

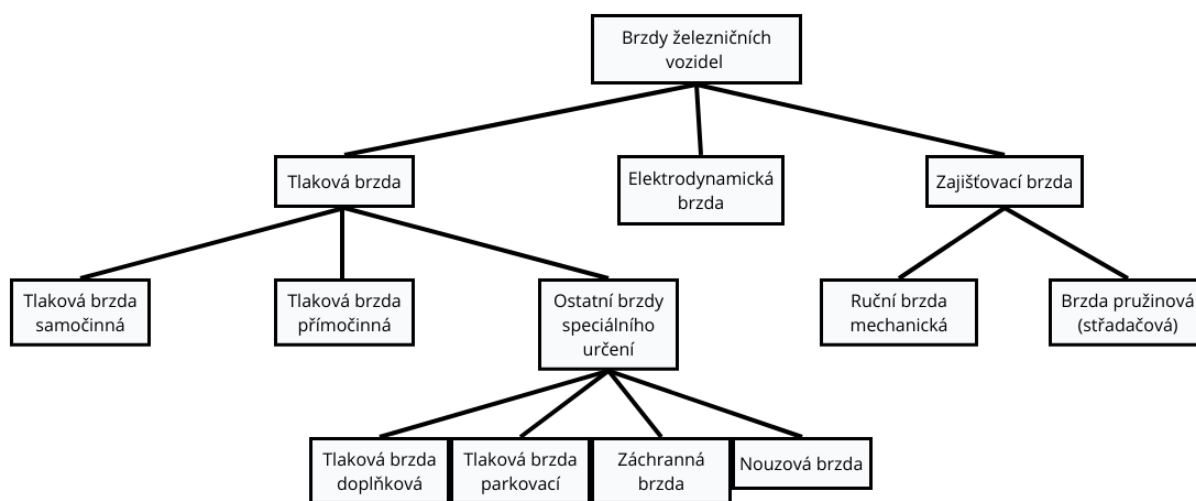
Mezinárodní železniční unie UIC stanovuje kritéria, která musí splnit jednotlivé brzdy, a tedy včetně tlakové brzdy. Po druhé světové válce nastala skoková změna těchto kritérií. Pouze několik firem specializujících se na výrobu železničních brzd bylo schopno čelit tomuto zpřísnění, vyrábějící své výrobky nejen ve své původní zemi, ale i dalších železničních správ. Tyto společnosti zahrnovaly KNORR-BREMSE z Německa, OERLIKON ze Švýcarska, WESTINGHOUSE z Itálie, Francie a Anglie a DAKO z České republiky. (13)

3.2 Rozdělení a popis částí a druhů brzd vysokorychlostních lokomotiv

V této kapitole se zabývá pouze brzdami, které jsou umístěné na lokomotivě nebo ovládané přímo z ní. Brzdy, které se nacházejí na kolejích tzv. brzdy kolejové, nejsou předmětem bakalářské práce.

U moderních železničních vozidel je využíváno mnoha druhů brzd a každá z následně zmíněných brzd má v brzdovém systému vozidla své nezastupitelné místo. (13)

Základní rozdělení brzd v konstrukci moderních železničních vysokorychlostních lokomotiv si názorně představíme v následujícím přehledu:



Obrázek 11 Základní rozdělení brzd

3.2.1 Výroba stlačeného vzduchu



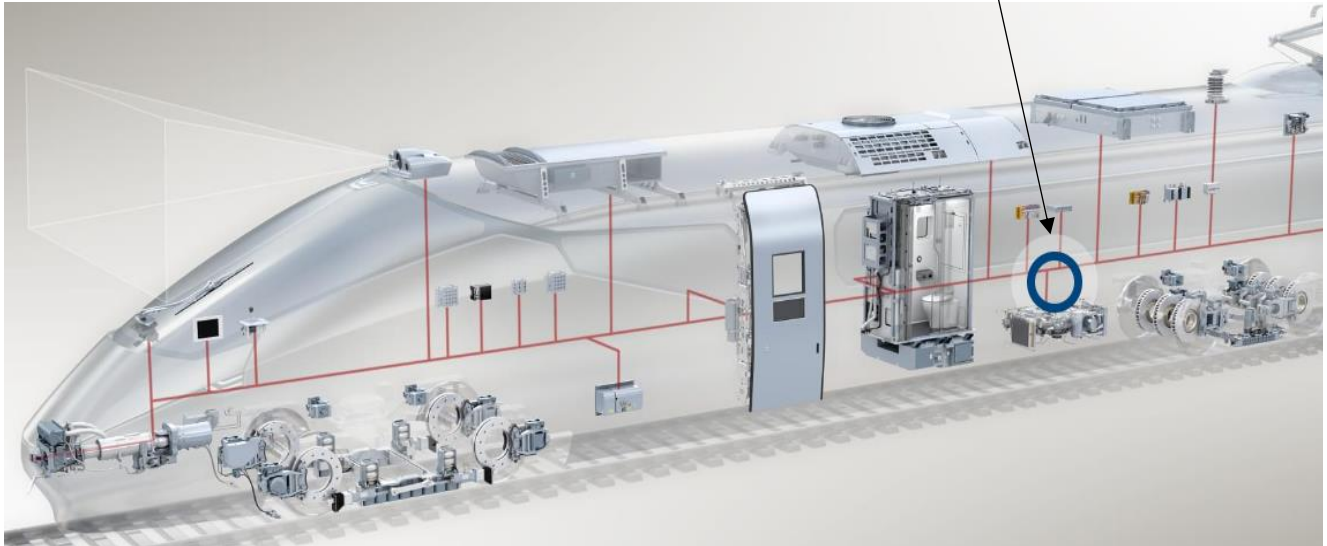
Obrázek 12 Bezolejový kompresor Knorr-Bremse (11)

Všechny pneumatické brzdy využívají stlačený vzduch vedený potrubí a uložený v hlavních vzduchojemech. Nejprve, než podrobněji popíši principy brzdění jednotlivých pneumatických brzd, je třeba zmínit něco o prvotní výrobě stlačeného vzduchu. Výroba stlačeného vzduchu a jeho dostatečné množství je zajištěno kompresorem. Dlouhou dobu, do začátku devadesátých let, byl využíván pístový kompresor. Následně byl zabudován kompresor

šroubový, který se dnes vyskytuje na vysokorychlostních lokomotivách. Od roku 2010 se zpravidla využívá bezolejový kompresor pístový. Písty tohoto kompresoru jsou keramické. Bezolejový systém v kompresoru se ukázal být obrovským kladným prvkem, protože olej vniknutý do některého z brzdových přístrojů způsoboval vážný problém a bylo nutné ho odstraňovat. Na Obrázek 12 je znázorněn bezolejový kompresor od firmy Knorr-Bremse z pohledu. (11)

Stlačený vzduch se využívá nejen k ovládní brzdového systému, ale také k ovládní pomocných pneumatických systémů, popsaných v kapitole 3.4. Komplexním systémem vede vzduch do promyšlené sítě potrubí v délce celé vlakové soupravy. V předešlých dobách byl kompresor označován za samostatný prvek, který měl na starosti produkovat dostatek stlačeného vzduchu. Dnes je výkon kompresoru optimalizován pomocí integrovaného systému. Požadavky na snižování hmotnosti, zlepšování kompaktnosti a bezpečnosti kolejových vozidel kladou požadavky na výrobce kompresorů. Průlomem byla možnost měnění otáček kompresoru, což zajistilo provozovat lokomotivu výrazně tišeji například při parkování či příjezdu do stanice. Nižší hlučnost zvýšila i komfort pro cestující.

Firma Knorr-Bremse vytvořila inteligentní systém „AirSupply Smart“, který dokáže přizpůsobit dodávání vzduchu momentálním provozním podmínkám. Faktorům jako např. zatížení vozidla, rychlost vlaku, počet brzdění či topografie trasy. Koncepte umožňuje napájet kompresor přímo z baterie vozidla. Pro toto řešení je možnost vynechat pomocný kompresor. Schopnost přizpůsobovat se zmíněným faktorům výrazně ovlivňuje náklady na opotřebení a životní cyklus. Umístění a pohled na inteligentní systém „AirSupply Smart“ je představen, viz Obrázek 13.



Obrázek 13 Podnikové portfolio firmy Knorr-Bremse (20)

3.2.2 Dělení tlakové pneumatické brzdy

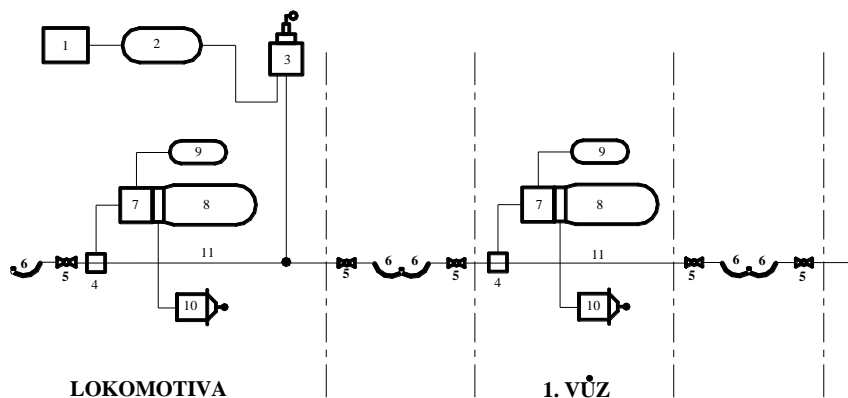
V roce 1925 Mezinárodní železniční unie UIC a v současnosti Technické specifikace pro interoperabilitu TSI pro kolejová vozidla, ať už konvenční nebo vysokorychlostní, přijaly standard, který vyžadoval, aby všechna vozidla byla vybavena průběžnou samočinnou pneumatickou brzdou.

Hnací vozidla využívají tuto samočinnou pneumatickou brzdou k brzdění celého vlaku. Dále jsou dovybavena pneumatickou brzdou přímočinnou, kterou hnací vozidla využívají k brzdění sebe sama. Všechny tlakové brzdy fungují na principu vyvozování brzdné síly v brzdových válcích pomocí stlačeného vzduchu. Výrobu stlačeného vzduchu jsme si již podrobněji představili. Stlačený vzduch je veden hlavním potrubím (jednopotrubní provedení) a případně napájecím potrubím (dvoupotrubní provedení) ke všem brzdovým systémům v délce celé vlakové soupravy. (11)

Tlaková brzda samočinná

Jedná se o nejdůležitější část brzdové výstroje na všech železničních vozidlech. Vyhláška UIC 540 stanovuje všechny požadavky hlavně na rozváděče a na samočinnou brzdou jako takovou. V následujícím odstavci si představíme princip brzdění pomocí této samočinné tlakové brzy a k tomu využijeme schéma, viz Obrázek 14.

Zjednodušené schéma samočinné tlakové brzdy:



*Legenda: 1. kompresor; 2 – hlavní vzduchojem; 3 – brzdič samočinné tlakové brzdy; 4 – prachojem; 5 –
 brzdový kohout; 6 – brzdová spojka; 7 – rozváděč; 8 – pomocný vzduchojem; 9 – rozvodový
 vzduchojem; 10 – brzdový válec; 11 – hlavní potrubí*

Obrázek 14 Schéma samočinné tlakové brzdy (11)

Princip brzdění:

Nejprve je pomocí šroubového nebo pístového kompresoru plněn přes zpětný ventil hlavní vzduchojem. Hlavní vzduchojem je umístěn na nejchladnějším místě lokomotivy, takže buď na střeše nebo vpředu za pluhem. Objem tohoto vzduchojemu bývá 1 až 2 m³ a jmenovitý tlak dosahuje hodnot 11 barů. Brzdič samočinné brzdy upravuje tlak v dále napojeném hlavním potrubí dle polohy páky brzdiče. Hlavní potrubí je opatřeno brzdovými spojkami a spojkovými kohouty. Pomocí nich je vedeno hlavní potrubí v celé délce vlakové soupravy. K hlavnímu potrubí je připojen nejdůležitější člen samočinné pneumatické brzdy a to rozváděč. Ten reaguje na změny tlaku v hlavním potrubí. Dojde-li v hlavním potrubí k poklesu tlaku, rozváděč automaticky začne brzdový válec plnit vzduchem z, k němu připojeného, pomocného vzduchojemu. Když pak následně dojde při ukončení brzdění k opětovnému nárůstu tlaku v hlavním potrubí, rozváděč zajistí odvětrání v brzdovém válci a tím dojde k odbrzdění samočinné pneumatické brzdy. Mohu tedy konstatovat, že rozváděč zaručuje samočinnost, která je stěžejní pro dosažení potřebné bezpečnosti provozu a vyvození automatického brzdění například při zatažení nouzové či záchranné brzdy nebo dokonce při roztržení vlaku (pokles/ztráta tlaku v hlavním potrubí).

Zmíněný rozváděč musí být velmi citlivý na jakékoliv změny tlaku v hlavním potrubí. Pro správný průběh brzdění vlaku je zároveň podmínkou „okamžitá“ reakce dalších rozváděčů na ostatních vozech vlakové soupravy, aby všechny vozy vlaku brzdily „stejným“ brzdícím účinkem. Tato podmínka nám minimalizuje vznik podélných rázů mezi jednotlivými vozy a tím hrozbu roztržení vlakové soupravy, neboť je splněno rovnoměrné brzdění v celé délce vlakové

soupravy. U pneumatické samočinné brzdy se informace o změně tlaku v hlavním potrubí šíří průraznou rychlostí min. 280 m/s. S ohledem na délku vlaku musíme tuto skutečnost akceptovat při nastavení režimu pneumatické brzdy (osobní/nákladní)

Diagramy průběhů tlaků při zabrzdění a odbrzdění v závislosti na čase

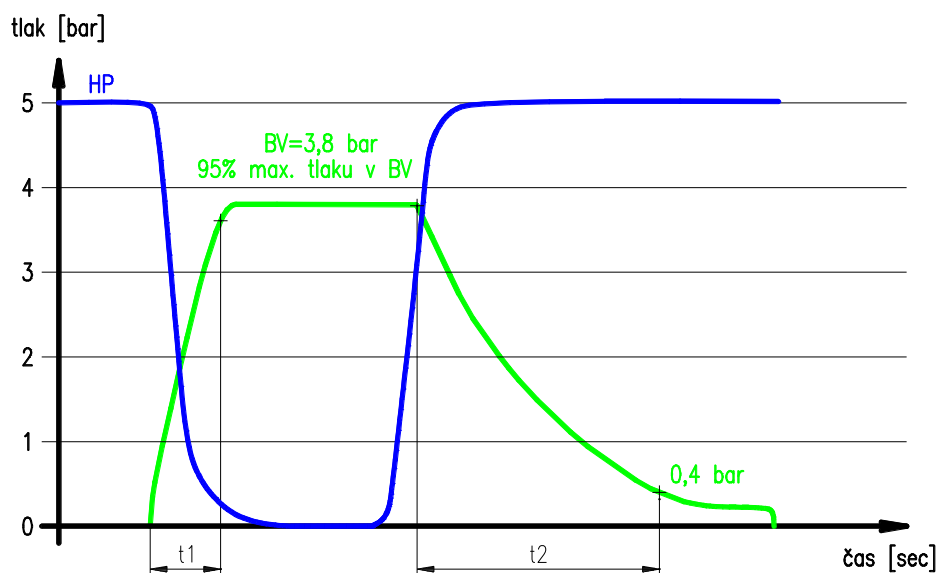
Jelikož velikost dynamických podélných rázů je závislá na délce vlaku, dělíme režimy brždění na dva základní typy:

- Pro krátké vlaky (do délky 400m) se používá režim osobní brzdy
- Pro dlouhé vlaky se používá režim brzdy nákladní

Tyto režimy se liší v různém časování nárůstu tlaku v brzdovém válci. Průběhy tlaků v závislosti na čase si ukážeme na následujících diagramech, viz Obrázek 15 až Obrázek 17. (11)

Režim osobní

Vlaková souprava je poměrně krátká. Režim osobní lze využít i pro vysokorychlostní lokomotivu, která táhne nákladní vozy a celková délka dosahuje kratších vzdáleností (do 400m). Ve chvíli, kdy dojde k pokynu zabrzdění, dojde k velmi rychlému plnění brzdových válců. Doba plnění je cca 3 až 5 sekund. Při minimální průrazné rychlosti 280 m/s se informace o zahájení brždění dostane k poslednímu vozu za cca 1,4 sekundy, tj rozdíl tlaku v brzdovém válci lokomotivy a v brzdovém válci posledního vozu je cca 1,33 barů. Co se týče doby odbrzdění tak i ta je také relativně krátká, viz Obrázek 15.

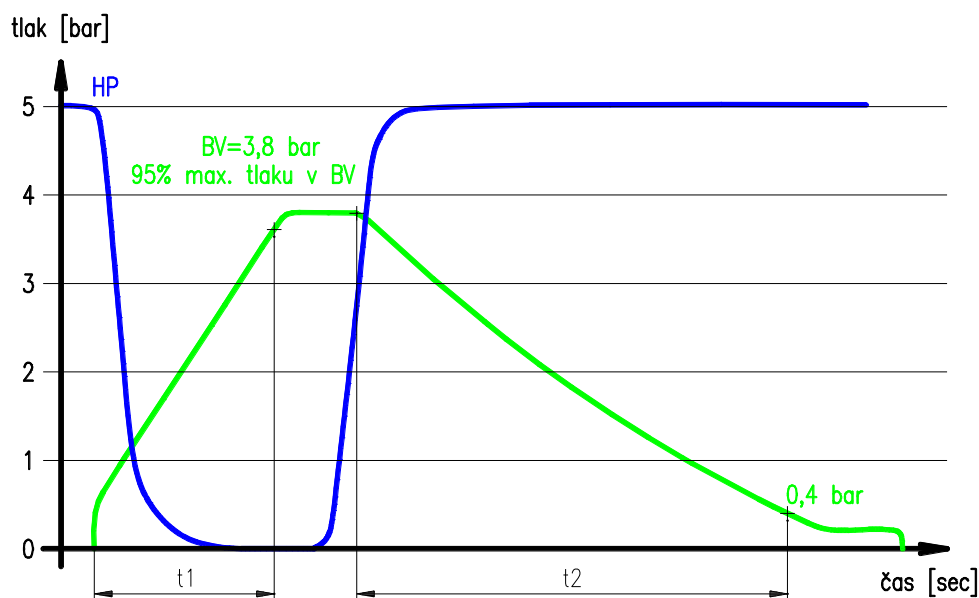


Legenda: HP – tlak v hlavním potrubí, BV – tlak v brzdovém válci, t_1 – doba, za kterou se naplní brzdový válec (kdy dosáhne 95% své maximální hodnoty), t_2 – doba za kterou se brzdový válec odbrzdí (tlak klesne na 0,4 bar); ($t_1=3-5$ s; $t_2=15-20$ s)

Obrázek 15 Rychlé zabrzdění a odbrzdění osobního vozu (11)

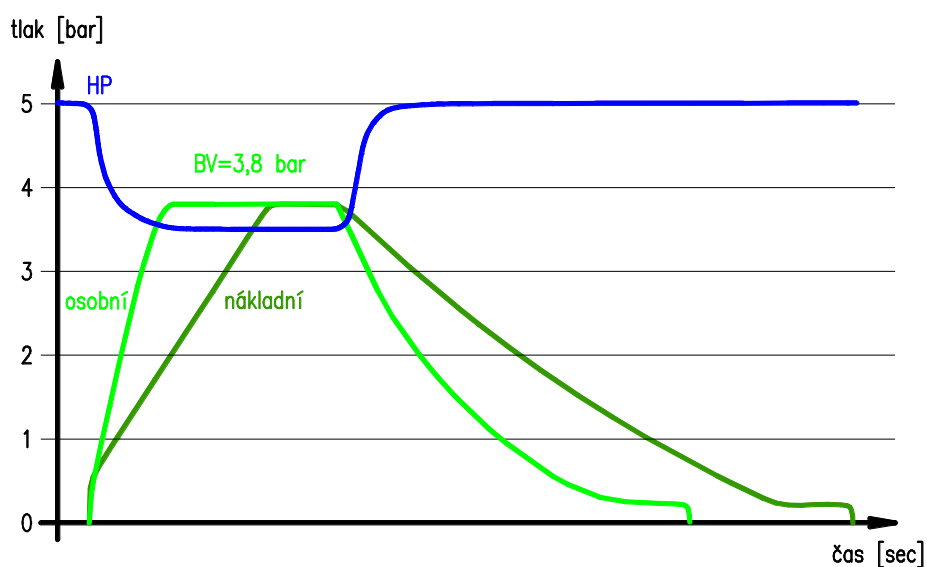
Režim nákladní

Vlaková souprava dosahuje větších délek (až 1000 m). Vysokorychlostní lokomotivy jsou i tzv. univerzální. To znamená, že mohou sloužit i pro tažení dlouhých nákladních vlakových souprav. Pokud by 1000 m dlouhý vlak brzdil v režimu brzdy osobní, potom by se při minimální průrazné rychlosti 280 m/s informace o zahájení brzdění do posledního vagónu dostala za cca 3,57 sekund, tj. rozdíl tlaku v brzdovém válci lokomotivy a v brzdovém válci posledního vozu je cca 3,6 barů, tj. poslední vozy vlaku by se de facto ještě nebrzdily, zatím co lokomotiva již brzdí plným účinkem. To by vedlo ke vzniku podélných rázů. Proto musíme pro brzdění dlouhých vlaků použít režim brzdy nákladní, u něhož dochází od pokynu zabrzdění dochází k pomalejšímu plnění brzdových válců. Tato pomalejší reakce nám snižuje riziko vzniku podélných rázů. Pomalejší reakce se uplatňuje i pro odbrzdění, viz Obrázek 16. Porovnání provozního zabrzdění a odbrzdění v závislosti na čase režimu nákladního a osobního si ukážeme na Obrázek 17.



Legenda: HP – tlak v hlavním potrubí, BV – tlak v brzdovém válci, t_1 – doba, za kterou se naplní brzdový válec (kdy dosáhne 95% své maximální hodnoty), t_2 – doba za kterou se brzdový válec odbrzdí (tlak klesne na 0,4 bar); ($t_1=18-30$ s; $45-60$ s)

Obrázek 16 Rychlé zabrzdění a odbrzdění nákladního vlaku (11)



Legenda: HP – tlak v hlavním potrubí, BV – tlak v brzdovém válci

Obrázek 17 Porovnání průběhů provozní zabrzdění a odbrzdění osobního a nákladního vlaku (11)

Hodnoty tlaků v brzdovém válci a hlavním potrubí v jednotlivých režimech brzdění samočinné tlakové brzdy jsou znázorněny, viz Obrázek 18.

Základní funkční stavy samočinné pneumatické brzdy tlakové		
Funkční stav	tlak v hlavním potrubí	tlak v brzdovém válci
Odbrzděno	normální provozní tlak (5 barů)	(0 barů)
provozní brzdění a odbrzdování	(5 ÷ 3,5) baru	maximum (0 ÷ 3,8) baru
úplné provozní brzdění zabrzdění	(3,5 baru)	maximum (0 ÷ 3,8) baru
rychločinné brzdění, záchranná brzda	(0 baru)	maximum (0 ÷ 3,8) baru
Pozn. : Z závorkách jsou uvedeny závazné jmenovité hodnoty, respektive rozmezí přetlaků pro brzdou používanou železničními správami v Evropě.		

Obrázek 18 Hodnoty tlaků v jednotlivých funkčních stavech (14)

Tyto funkční stavy jsou nastavovány polohou páky brzdiče samočinné pneumatické brzdy, viz Obrázek 19.

Polohy brzdíče samočinné brzdy:

J (jízdní poloha) – Vzduch projde do hlavního potrubí upravovačem tlaku, ten ho převede na 5 bar.

PB (provozní brzdění a odbrzdění) – Dochází ke snížení tlaku v hlavním potrubí, kdy úhel pootočení je úměrný poklesu tlaku a tím i výsledné brzdící síle v brzdovém válci. Při zpětném otočení páky dochází k odbrzdění.

RB (rychlé brzdění) – Vzduch v hlavním potrubí se urychleně vypustí a tím dojde k velmi rychlému nárůstu brzdové síly.

VŠ (vysokotlaký plnicí švih) – Tato poloha se využívá při rychlejším odbrzdění. Nedochozí k takovému škrcení upravovačem vzduchu. Je zde riziko tzv. přebití hlavního potrubí.

Z (závěr) – Závěr se využívá při kontrole těsnosti brzdy v odbrzděném stavu



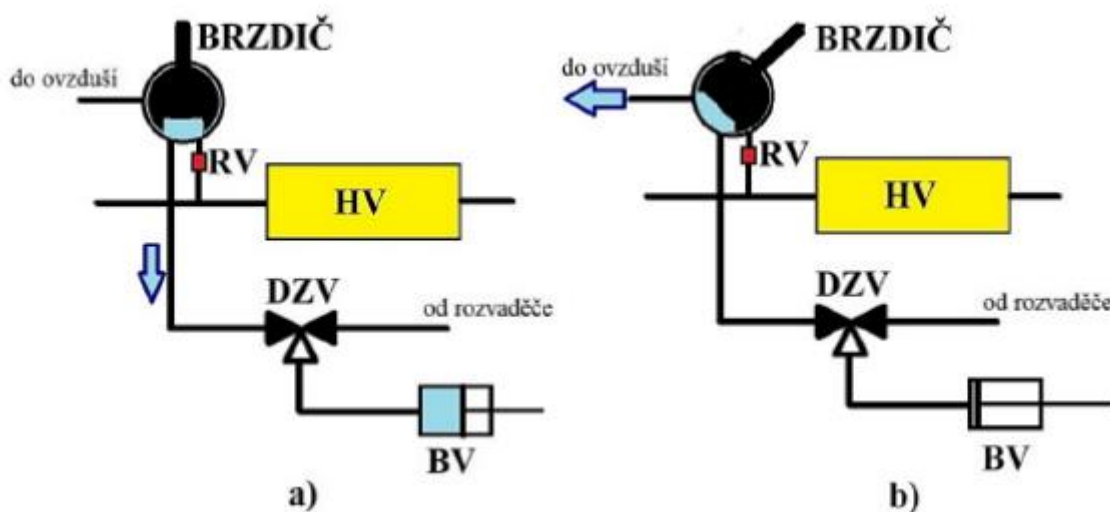
Obrázek 19 Pohled na ovladač brzdíče samočinné brzdy motorové lokomotivy (14)

V hlavním potrubí dochází z důvodu netěsností ke ztrátám, ty jsou průběžně doplňovány.

Tlaková brzda přímočinná

Přímočinnou brzdou je vybaveno pouze hnací vozidlo (lokomotiva). Není samočinná, protože je plně závislá na strojvedoucím. Ten ji ovládá pomocí brzdiče z odbrzděné polohy do polohy zabrzděno s tím, že opět úhel pootočení je úměrný výsledné brzdící síle. Lokomotivy jsou vybaveny dvojitým zpětným ventilem DZV, která odděluje samočinný a přímočinný pneumatický obvod a ten, který působí větší tlak, vpouští do brzdového válce. K pochopení slouží schéma, viz Obrázek 20. Dvojitý zpětný ventil tedy zaručuje, aby se vyvolaný účinek jednoho systému nerušil systémem druhým. Přímočinná tlaková brzda využívá vzduch akumulovaný v hlavním vzduchojemu, který je následně redukován maximálně na 4 bar. Přímočinná tlaková brzda je převážně využívána při potřebě zastavit hnací „sólo“ vozidlo – lokomotivu na určeném místě např. při připojování lokomotivy k vlaku nebo pro zastavení celého vlaku při brzdění v zastávce.

Přímočinná tlaková brzdy se nemůže používat na nákladních vozech. Důvodů je hned několik. Nákladní vlaková souprava dosahuje velkých délek a jak víme, tato brzda využívá vzduch z hlavního vzduchojemu, jehož objem nedokáže pokrýt kapacitu brzdových válců v celé délce vlakové soupravy. Samotná konstrukce brzdy nám nedovoluje použití na nákladních vozech. Stlačený vzduch prochází přes dvojitý zpětný ventil. Ten funguje jako brána do brzdového válce a vpouští buď samočinný nebo přímočinný tlakový obvod. To znamená, že v případě brzdění přímočinnou tlakovou brzdou je samočinný brzdový obvod bez spojení s brzdovým válcem, a to je u nákladních vozů nereálné. Posledním důvodem je, že přímočinná tlaková brzda postrádá schopnost samočinnosti. (11)



RV – redukční ventil, HV – hlavní vzduchojem, DZV – dvojitý zpětný ventil, BV – brzdový válec

Obrázek 20 Schéma přímočinného tlakového obvodu (15)

Ostatní tlakové brzdy speciálního určení

Tlaková brzda doplňková

Elektrodynamická brzda na motorovém vozidle disponuje určitým brzdovým výkonem, ale ten však není stoprocentní kvůli závislosti účinnosti na provozní rychlosti vozidla (čím pomalejší jsou otáčky elektromotoru, tím nižší účinnost). Proto je v brzdovém systému obsazena i brzda doplňková, která společný brzdový výkon doplňuje na sto procent. Přesněji řečeno, když se vozidlo pohybuje provozní rychlostí, doplňková brzda produkuje nulový výkon, a když se rychlost vozidla blíží nule, doplňková brzda produkuje maximální výkon tlakové brzdy. Brzda je ovládána pomocí centrálního řídicího počítače. (11)

Tlaková brzda parkovací

Brzda zcela závislá na pokynu strojvedoucího. Jak je již z názvu patrné, brzda slouží k uchování vlakové soupravy v klidové poloze při stání. Opět využívá stlačený vzduch, který je vpouštěn do brzdových válců. Stěžejní je stanovení velikosti tlaku (výkonu) potřebného k dosažení bezpečného stání i na největších používaných spádech na železničních tratích. Tato brzda se nesmí zaměňovat za brzdu ruční. (11)

Záchranná brzda

Po zatažení páky, viz Obrázek 21 této brzdy se z hlavního potrubí okamžitě urychleně vypouští stlačený vzduch. Následuje zaúčinkování samočinné tlakové brzdy v délce celé vlakové soustavy. Záchranná brzda je určena pro využití cestujícími (nákladní vozy ji neobsahují). Moderní doba však přinesla možnost neutralizace strojvedoucím. To znamená, že strojvedoucí může účinek záchranné brzdy přemostit. Neutralizace se využívá, když je záchranná brzda zatažena na nepříznivém místě, např. dlouhý tunel nebo most, kde je omezený přístup pro záchranné složky. Strojvedoucí může následně zastavit na vhodném místě. (11)



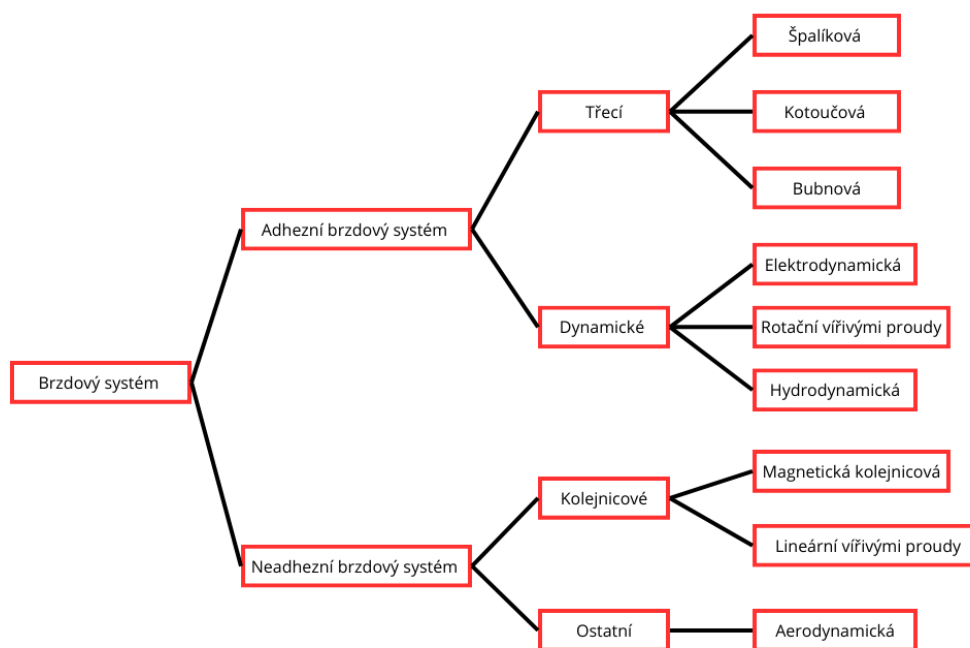
Obrázek 21 Záchranná brzda (16)

3.2.3 Mechanické adhezní brzdy

Jedno z dalších základních rozdělení brzdových systémů spočívá v tom, kde se nachází působíště brzdící síly a jak se brzdící síla „přenes“ na dráhu. Mluvíme zde o dělení na:

- Adhezní brzdový systém:** Účinek brzdící síly působí na dvojkolí a je přenesen ve stykových bodech kolo – kolejnice. Vedle mechanických třecích brzd je nutné do adhezních brzd zařadit i EDB (elektrodynamická brzda), neboť i zde dochází k přenosu brzdícího účinku v kontaktních bodech kolo-kolejnice.
- Neadhezní brzdový systém:** Využívají se, když adhezní brzdy vozidla nemohou vyvodit potřebnou brzdící sílu vozidla F_B , neboť překročily mez adheze F_{Bad} a tím došlo by k zablokování dvojkolí. Potřebnou brzdící sílu F_B rozložíme na součet $F_{Bad} + F_{Bn}$. U neadhezních brzd, již adheze nelimituje velikost brzdící síly F_{Bn} , neboť ta je přímo přenášena z brzdícího prvku (trámce) na rám podvozku. Mezi brzdy neadhezní řadíme u železnic brzdy kolejnicové a dále brzdy ozubnicové.

Dělení adhezního a neadhezního brzdového systému si můžeme znázornit pomocí Obrázek 22.



Obrázek 22 Brzdy železničních kolejových vozidel (11)

Adhezní brzdový systém

Třecí brzdy

Doposud bylo popsána pouze pneumatickou část brzdové výstroje. Pneumatická část brzd je tvořena pomocí dvou tlakových brzd. Mechanická část je pro oba brzdové systémy totožná a je centrována v brzdovém válci. Na pístu brzdového válce dochází k přeměně energie stlačeného vzduchu na pohyb a mechanickou sílu. Vzniklá síla je přes přenosové prvky (táhla a páky tzv. brzdové tyčové) přenesena na zdrže nebo čelisti, které jsou umístěny na dvojkolí.

Mechanická část je dle nich dělena na:

- Špalíkovou brzdu – zdrže
- Kotoučovou brzdu – brzdové čelisti
- Bubnovou brzdu – zastaralé, nepoužívá se

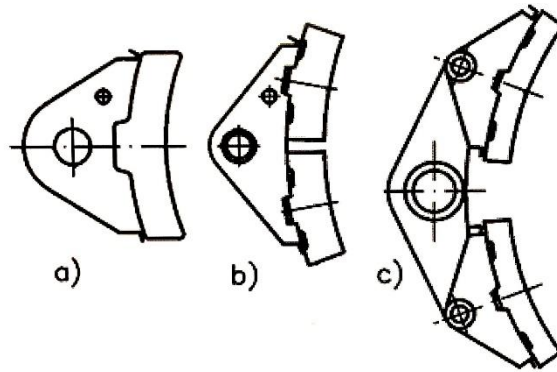
Brzdový válec je ve většině případů využíván jednopístový a méně častěji dvoupístový. Vnitřní průměr brzdového válce (uváděn v palcích) je veden jako zásadní parametr. Uvnitř je umístěna vratná pružina s pístem.

Mechanická síla je přiváděna pomocí **brzdového tyčové**, které musí být specificky uspořádané, přičemž je kladen důraz na stejný přítlak u všech brzdících prvků (zdrže, čelisti). To je záruka minimalizace opotřebení kol a dalších částí jako brzdové špalíky, obložení čelistí a brzdových kotoučů. Stejný přítlak umožňuje zapojit ruční brzdu. (11)

Špalíková brzda

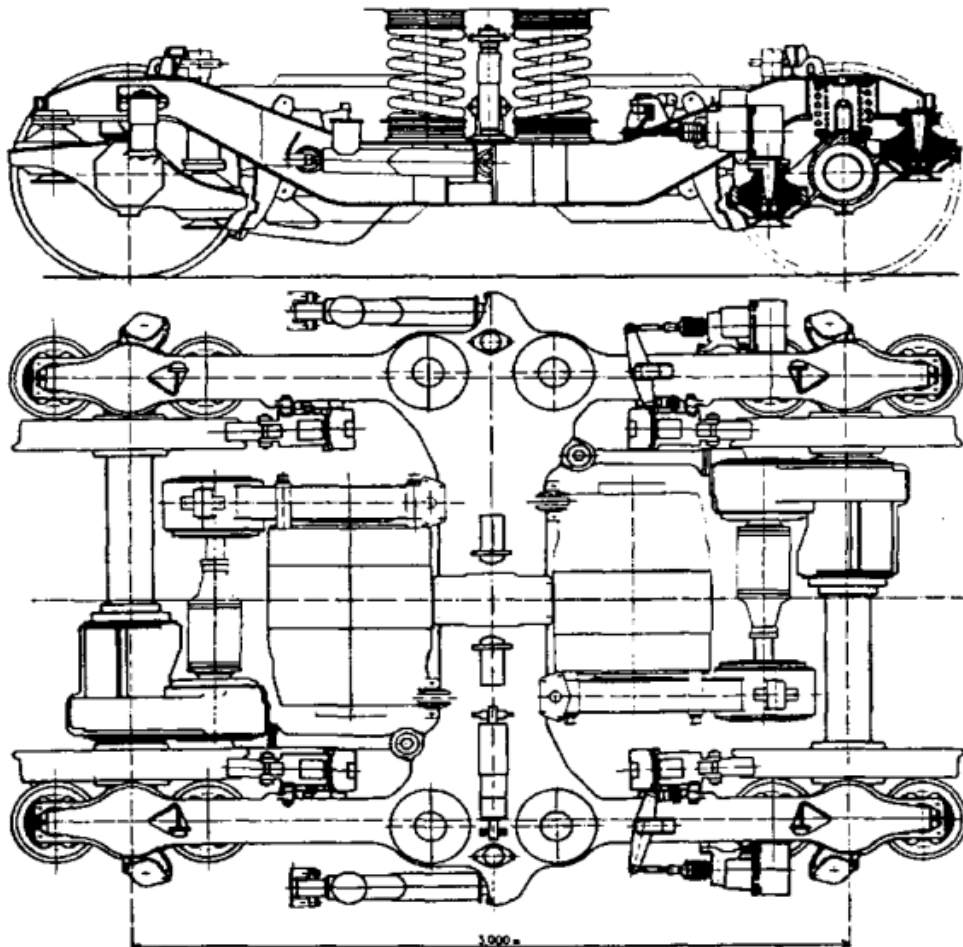
Na jízdni plochu kola je přitlačována zdrž ve tvaru špalíku. Špalíková brzda je třecí, což znamená, že dochází k opotřebení plochy kola a špalíkem. Dle stanovených předpisů musí brzdový špalík s kolem dodržovat, při provozu, konstantní odlehlost. Tuto funkci zastupuje stavěč odlehlosti, který v odbrzděném stavu reguluje odlehlost dle nastavených požadavků. Stavěč odlehlosti musí reagovat i na závislost změny ložení vozu, kdy je poloha špalíku vůči kolu posunuta vlivem vypružení. Přibližná hodnota pracovního zdvihu je udržována na 120–140 mm. Tvarově se brzdové zdrže mohou lišit, viz Obrázek 23. (11)

- Dělené jednošpalíkové (a)
- Dělené dvoušpalíkové (b)
- Dvojčité (c)
- Celistvé monoblokové se běžně nepoužívají



Obrázek 23 Typy brzdových zdrží (11)

Na Obrázek 24 můžeme vidět špalíkovou brzdu ve výbavě podvozku TGV – Y 230. Je nutno zmínit, že vysokorychlostní lokomotivy, jako například hlavová vozidla TGV, využívají jednostrannou špalíkovou brzdu jako záložní a rozhodně ne jako primární. V kapitole 3.2.4 je zmíněna brzda elektrodynamická, která je u těchto vozidel vedena jako primární provozní brzda.



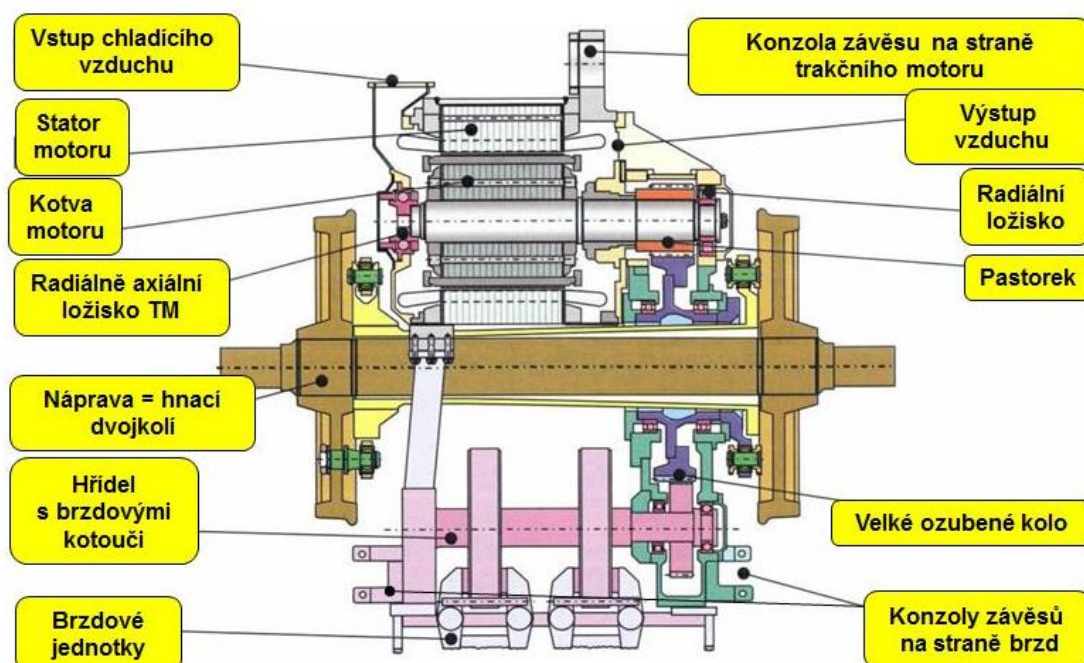
Obrázek 24 Podvozek TGV – Y 230 (14)

Špalíkové brzdy jsou hlučnější a nejsou vhodné pro vlakové soupravy dosahujících vysokých rychlostí (nad 120 km/h). Jejich konstrukce je oproti ostatním brzdám jednoduchá a umožňuje čištění plochy kola. (11)

Kotoučová brzda

V dnešní době je brzdný účinek vyvozován přitlačováním brzdových čelistí s obložení pomocí kleštinového mechanismu k bočním plochám brzdových kotoučů umístěných přímo v kole. Dříve se u lokomotiv nebo i dnes u přípojných vagónů se využívali brzdové kotouče připevněné na nábojích, které se umísťovaly na nápravu. Pomocí převodového mechanismu je přenesena vzniklá mechanická síla z brzdového válce k čelistem.

Dříve byl využíván jeden brzdový válec pro více brzdových kotoučů, k čemuž bylo zapotřebí složitějšího převodového mechanismu. Dnes je potřeba dosáhnout co nejmenšího zástavbového prostoru, a proto vznikly tzv. kompaktní kotoučové brzdy. Kompaktnost znamená, že každý brzdový kotouč je sdílen pouze se svým menším brzdovým válcem. To umožňuje velké zjednodušení převodového mechanismu a celkový zástavbový prostor je menší. Na Obrázek 25 je znázorněno zapojení kompaktní kotoučové brzdy u vysokorychlostní lokomotivy Taurus ES64U4, kdy k hnacímu dvojkolí je pomocí ozubeného brzdového pastorku připojena hřídel s dvěma brzdovými kotouči. Toto zapojení je velmi ojedinělé a u většiny vysokorychlostních lokomotiv se využívá kotoučová brzda umístěná přímo v kole. (11)



Obrázek 25 Pohon vysokorychlostní lokomotivy Taurus ES64U4 (14)

Brzdový válec u kompaktního provedení je menší (průměr 10“) a vůči ose dvojkolí má rovnoběžnou polohu. Dochází k velkému zlepšení z hlediska bezpečnosti provozu, jelikož při výpadku brzdového válce nedochází ke ztrátě veškerého brzdného výkonu. Je možné také dosahovat vyšších provozních rychlostí. (15)

Kotoučové brzdy jsou vhodné pro vyšší provozní rychlosti (vyšší brzdné výkony). Jsou méně hlučné a poskytují rovnoměrný brzdící účinek. Oproti špalíkové brzdě netrpí na tepelné zatěžování kol. Tato vlastnost přispívá k lepší životnosti obložení čelistí (6x delší než u špalíkové brzdy). Nevýhodou kotoučové brzdy je, oproti špalíkové brzdě, razantně větší hmotnost a čelní plocha kola není čištěna (nutnost dosazení čistícího špalíku). Odlehnutí čelistí není přímo kontrolováno. (11)

3.2.4 Ostatní adhezní brzdy

Dynamické brzdy

Elektrodynamická brzda

Jedná se o nejrozšířenější typ elektrické brzdy. Elektrická energie je generována pomocí trakčních motorů, převedených do generátorového chodu (dochází k brzdění). Vzniklá energie se vrací zpět do trolejového vedení (rekuperace), nebo se energie maří v brzdových odporních chlazenými ventilátory (dochází k brzdění). V brzdovém odporníku lze změnit velikost odporu, čímž dochází k regulaci intenzity brzdění. Velkou výhodou elektrodynamické brzdy na rozdíl od mechanické je, že se systém neopotřebovává. Proto je elektrodynamický brzdový systém využíván jako primární provozní brzda. Brzdící účinek EDB je závislý na provozní rychlosti. Největší brzdny účinek dosahuje EDB při velkých rychlostech. Naopak při malých rychlostech se účinek brzdící síly snižuje a je nutné využít brzdu doplňkovou, která zajišťuje stoprocentní brzdny účinek.

Maření v brzdových odporních využívají především dieselelektrické lokomotivy. Přebytečná energie je využitelná pro dobití akumulátorů u lokomotiv s hybridním pohonem. (11)

3.2.5 Neadhezní brzdy

Kolejnicové brzdy

Každé železniční vozidlo, dosahující rychlostí vyšších než 160 km/h, je povinné mít ve své výstroji kolejnicovou brzdu. Tuto povinnost mají i kolejová vozidla městské hromadné dopravy. (11)

Magnetická kolejnicová brzda

Brzdící síla této brzdy je vyvolána třením brzdových trámců o kolejnice. Hlavní součástí je elektromagnet, který je tvořen z podkovitého jádra, cívkou a tělesem cívky, viz Obrázek 28. Cívka je podélně orientovaná vůči kolejnici. Do elektromagnetu je vpouštěn elektrický proud, který po průchodu cívkou generuje magnetické pole. Vyvolaná magnetická síla přitahuje trámec ke kolejnici a tím vyvolává brzdící účinek. Jedná se o brzdu třecí, a proto dochází při provozu k opotřebení pracovních ploch magnetů. Je tedy třeba články měnit nebo využít spěkané materiály. Magnety se používají ve dvou provedeních: (11)

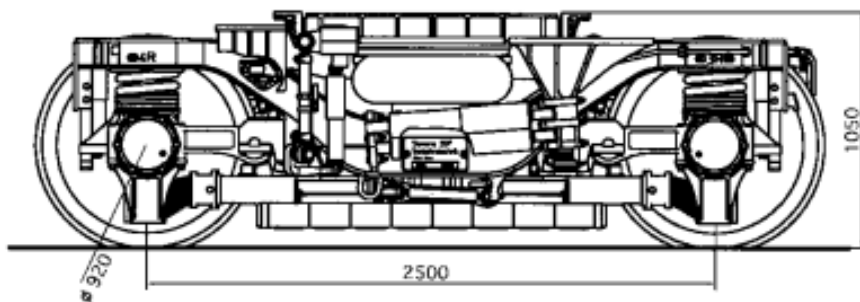
Monoblokový magnet:

- u vozidel městské dopravy
- dvě tuhé postranice, které jsou napevno přišroubovány k tělesu cívky, tvoří jádro magnetu

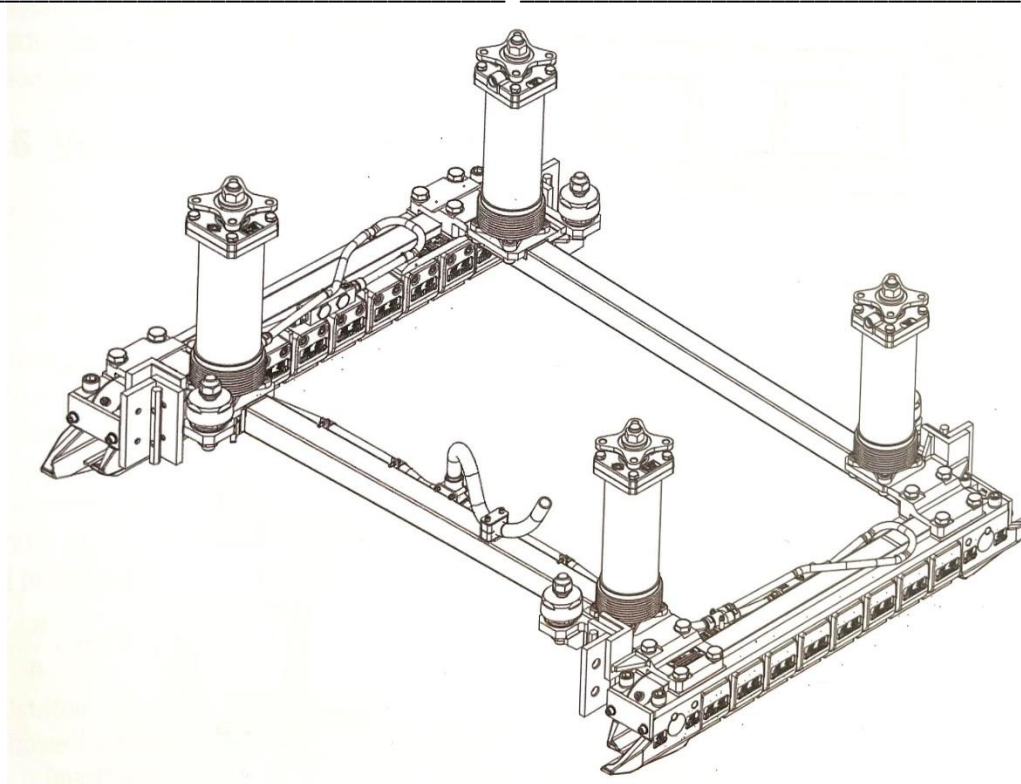
Dělený magnet:

- Magnet sestává z dvou koncových dílů (napevno přišroubované k jádru cívky) a několika mezičlánků (pohyblivé a sledují nerovnosti kolejnic–možnost zmenšení vzduchové mezery mezi trámcem a kolejnicí a tím zvýšit brzdňý účinek)

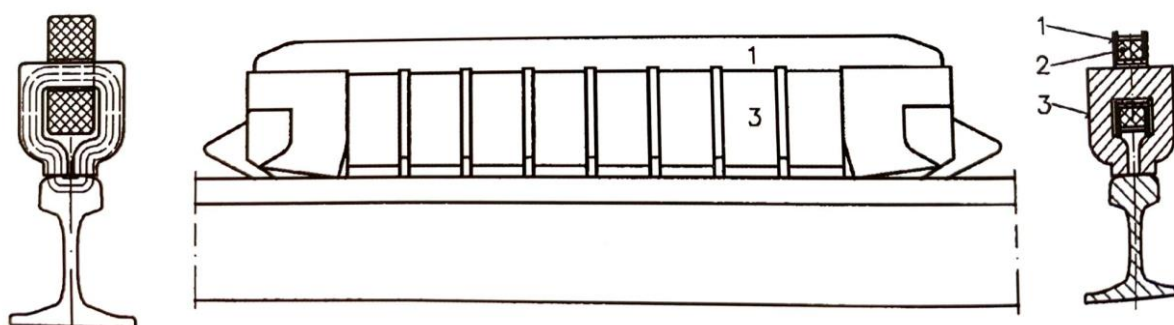
Magnetická kolejnicová brzda je využívána např. v trakčním podvozku hlavového vozidla ICE 3, viz. Obrázek 26. Na Obrázek 27 a Obrázek 28 je zobrazeno schématické uspořádání magnetické kolejnicové brzdy.



Obrázek 26 Trakční podvozek vysokorychlostních hlavových vozidel ICE 3 (14)



Obrázek 27 Elektromagnetická kolejnicová brzda DAKO (11)



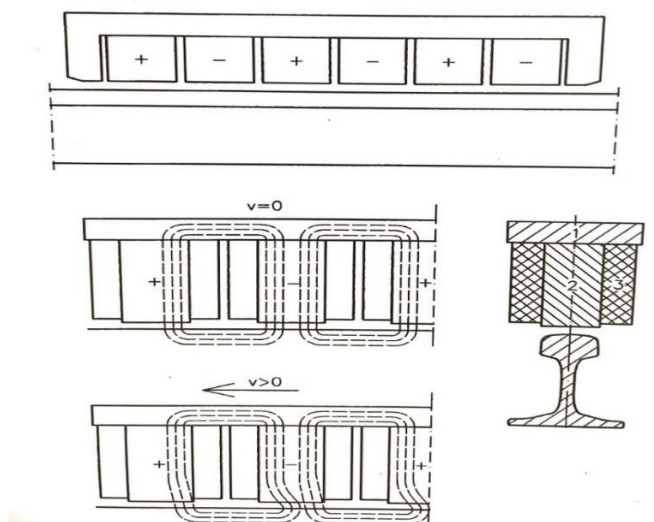
Obrázek 28 Trámec elektromagnetické kolejnicové brzdy (11)

1 – těleso cívky; 2 – cívka; 3 – podkovité jádro

Lineární vířivými proudy

Vířivá kolejnicová brzda disponuje jedinečnou výhodou oproti všem ostatním brzdám a to, že v průběhu brzdění nedochází ke styku s kolejnicí a tím také nedochází k žádnému opotřebení ploch. Je zavěšena cca 7 mm nad temenem kolejnice. Můžeme ji tedy označit za nejvíce vyhovující brzdu při provozu. Nevýhodou je však její budící spotřeba energie. Také vykazuje větší tepelné zatížení kolejnice a narušuje některé proudové okruhy jako např. zabezpečení a signalizace.

Hlavní součástí vířivé kolejnicové brzdy je masivní trámec s vněm zakomponovanými pólovými jádry, která jsou obehnaná cívkami z mědi. Orientace uspořádání cívek je znázorněna na Obrázek 29. Když lokomotiva setrvává v klidné poloze, magnetické pole, vytvořené cívkami, vykazuje symetrický tvar. Výsledkem symetrického magnetického pole je vertikální přitažná síla, která nemá brzdící účinky. Při pohybu lokomotivy se v horní části kolejnice generuje magnetické pole nestacionární. Na Obrázek 29 je vykresleno vzniklé magnetické pole, které působí proti směru jízdy. Vzniká horizontální brzdící síla. (11)



Obrázek 29 Brzda lineární vířivými proudy (11)

Ostatní

Aerodynamická brzda – Vyskytuje se méně častěji na lokomotivách, které dosahují velmi vysoké rychlosti. Aerodynamické brzdy fungují na jednoduchém principu, kdy pevné nebo nastavitelné plochy záměrně narušují aerodynamiku lokomotivy a tím zvyšují aerodynamický odpor. Za brzdu aerodynamickou se dá považovat i vystřelovací padák. U vysokorychlostních lokomotiv nasazených u nás se s aerodynamickou brzdou nesetkáme.

3.3 Současný stav techniky brzdové výstroje vysokorychlostní lokomotivy

Ve výstroji vysokorychlostní lokomotivy je obsažena elektrodynamická brzda (EDB), která je určena jako brzda lokomotivní provozní. EDB řadíme do adhezního brzdového systému vozidla. Nedochozí u ní sice k opotřebení, jako u třecích brzd, ale k přenosu brzdového účinku na dvojkolí dochází ve stykových bodech kolo – kolejnice a brzdu limituje adhezně přenositelná síla. Jak už bylo uvedeno v kapitole 3.2.4, EDB je využívána jako brzda primární. V provozu se využívá hlavně pro snižování rychlosti vlaku, ale pro úplné zabrzdění je nutno v nízké rychlosti využít brzdové pneumatické obvody, které jsou také obsaženy v brzdové výstroji.

Pokyn k aktivování vlakové samočinné brzdy může podat manuálně strojvedoucí nebo automaticky pomocí přístrojů CRV & AVV. Dále je lokomotiva vybavena přídatným zařízením, které je využíváno k ovládní vlakové elektropneumatické brzdy, viz vysvětleno v kapitole 3.3.1.

3.3.1 Brzdové pneumatické obvody ve vysokorychlostní lokomotivě

Brzdové pneumatické obvody přímočinné nebo samočinné brzdy obsažené na vysokorychlostní lokomotivě dělíme na elektropneumatický obvod a samočinný pneumatický obvod. Pneumatické obvody samočinné brzdy jsou ovládány pomocí brzdiče BSE a ovládacího kontroléru KRД. Pro elektropneumatický obvod a přemostění záchranného brzdění se využívá ještě lokomotivní jednotka.

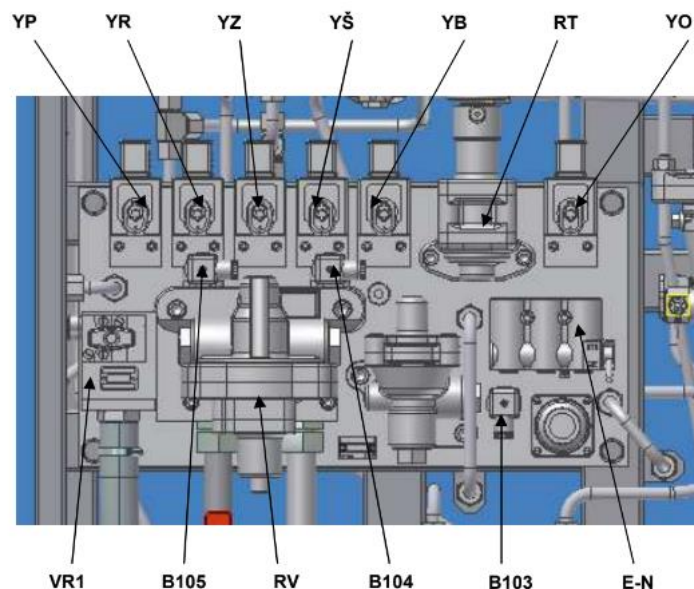
Elektropneumatická samočinná brzda

Elektropneumatická samočinná brzda se na lokomotivě využívá za účelem snížení doby plnění a vyprazdňování brzdových válců. V kabině strojvedoucího se nachází ovládací kontrolér KRД. Pomocí něj jsou vysílány řídicí impulsy do řídicí jednotky elektropneumatické brzdy. Řídicí jednotka vyhodnotí impulsy a následně vyšle signály s odbrzdovacím nebo zabrzdovacím pokynem po elektrickém vedení do elektropneumatických ventilů na jednotlivých osobních nebo nákladních vozech. Ty následně mění tlak v hlavním potrubí, a tudíž dochází k reakci v brzdových válcích. Na lokomotivě elektropneumatické ventily nejsou obsaženy.

Samočinná pneumatická brzda

Je řízena pomocí brzdiče BSE, který je zabudován na lokomotivě. Ten je ovládán pomocí již zmíněného ovládacího kontroléru KRД a jím vysílanými impulsy s časovými intervaly nebo také je možnost ovládat brzdič impulsy z centrální řídicí jednotky, která vyhodnocuje signály z různých regulátorů apod.

Na brzdič BSE je připojeno jak hlavní (HP) tak napájecí (NP) potrubí, odvětrání rychlobrzděného ventilu a připojení od přídavné brzdy pro nouzové ovládní.



Legenda: YP – ventil přebití, YR – ventil rychločinného brzdění, YZ – ventil závěru, YŠ – ventil švihů, YB – ventil brzdění, YO – ventil odbrzdění; RT – regulátor; VR1 – ventil rychlobrzdy; E-N – přepínač poloh; RV – rozvodový ventil; B103 – převodník tlaku; B104, B105 – snímače tlaku

Obrázek 30 Brzdič samočinné brzdy DAKO BSE

Režimy umožňující brzděčem BSE

Brzděč BSE umožňuje lokomotivě několik jízdních režimů. K popisu jednotlivých režimů nám pomůže schéma brzděče DAKO BSE, viz Obrázek 30.

Jízda

- pomocí regulátoru RT je nastaven řídicí tlak, který drží tlak v hlavním potrubí na 5 barů $\pm 0,05$ barů

Provozní brzdění

- stupňovité snižování tlaku v hlavním potrubí
- elektropneumatický ventil YB je rozepnut (doba rozepnutí odpovídá stupni brzdění)
- z řídicího vzduchojemu je přes rozvodový ventil RV vypouštěn vzduch do ovzduší
- úplné provozní zabrzdění – v řídicím vzduchojemu dojde ke změně z 5,0 barů na 3,5 barů – podmínka dosažení za 6,5 s $\pm 0,5$ s

Provozní odbrzdění

- pozvolné zvyšování tlaku v hlavním potrubí
- elektropneumatický ventil YO je sepnutý (doba sepnutí odpovídá stupni odbrzdění)
- prvotně je plněn řídicí vzduchojem a následně hlavní potrubí
- úplné provozní odbrzdění – v řídicím vzduchojemu dojde ke změně z 3,5 barů na 4,8 barů – podmínka dosažení za 4,5 s $\pm 0,5$ s

Nízkotlaké přebití

- po nízkotlakém přebití dochází v soupravě k vyrovnání tlaků
- přebití (doba sepnutí elektropneumatického ventilu YP) – dochází ke zvýšení provozního tlaku maximálně o 0,4 bar
- podmínka dosažení tlaku v hlavním potrubí z 5,0 barů na 5,4 barů neboli v časovacím vzduchojemu z 0 barů na 5,4 barů za cca 10 s
- návrat z 5,4 barů na 5,0 barů v hlavním potrubí trvá přibližně 180 s

Vysokotlaký plnicí švih

- přes rozvodový ventil RV dochází k plnění hlavního potrubí tlakem z napájecího potrubí
- využívá se u dlouhých souprav pro urychlené odbrzdění
- závisí na zvoleném režimu P nebo G a doba vysokotlakého plnicího švihů je časově omezena
- pokud dojde k pokynu vysokotlakého plnicího švihů, je automaticky aktivováno i nízkotlaké přebití
- spuštění tlačítkem umístěným v kabině strojvedoucího

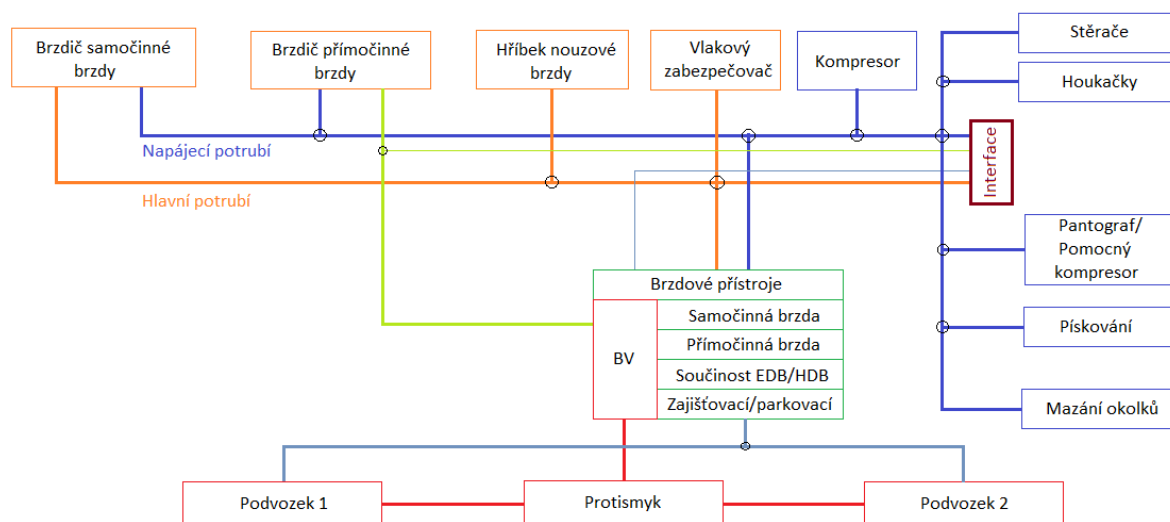
Rychločinné brzdění

- ovladač brzdíče se přepne do rychlobrzdné polohy, tím se v něm mechanicky otevře ventil a z hlavního potrubí vypustí vzduch
- elektropneumatický ventil YR se rozepne a tím dochází k vypuštění vzduchu z oblasti ventilu rychlobrzdy VR1
- vypouštěcí sedlo ve ventilu VR1 se otevře a z hlavního potrubí urychleně uteče vzduch

informace k této podkapitole byly čerpány ze zdroje (17)

3.3.2 Ostatní pneumatické obvody ve vysokorychlostní lokomotivě

Na lokomotivě se kromě pneumatických obvodů brzd nacházejí i další pomocné pneumatické obvody. Jedná se o okruhy, které například ovládají pískovače na každém podvozku samostatně, ovládají houkačky a píšťaly na každé čelní straně samostatně, mažou okolky na každém podvozku samostatně či doplňují záložní stlačený vzduch do zásobních vzduchojemů. Tyto pomocné pneumatické obvody využívají převážně stlačený vzduch stlačený hlavním kompresorem a uložený v hlavním vzduchojemu. V kapitole 4.3 jsou jednotlivé pomocné obvody schematicky zobrazeny a popsány, tyto schémata jsou vzata z velkého schématu lokomotivy řady 380. Na Obrázek 31 můžeme vidět zjednodušené potrubní zobrazení a příslušné pomocné obvody, které jsou vyznačeny na pravé straně v modrých rámečcích.



Obrázek 31 Potrubní uspořádání na lokomotivě

V současném stavu techniky brzdové výstroje vysokorychlostní lokomotivy hraje velkou roli třecí materiál, ze kterého jsou zhotoveny jednotlivé části brzd. Této problematice je věnována následující kapitola.

3.4 Brzda s moderními třecími materiály

Jedním z nejdůležitějších aspektů u brzd je použitý třecí materiál. Materiál, ze kterého jsou zhotoveny brzdové špalíky, obložení čelistí kotoučové brzdy nebo kola lokomotivy, vysoce ovlivňuje součinitel tření.

V této kapitole jsou popsány materiály využívané na třecí kotoučové nebo špalíkové brzdy a jejich vlastnosti, výhody a nevýhody. U kotoučové brzdy se zaměříme na materiálové složení brzdových kotoučů a obložení. Brzdové kotouče byly dříve vyráběny z litiny s kuličkovým grafitem, šedé litiny nebo lité oceli. Kotouče byly celistvé. Dnes se doba uchýlila k využívání hliníkových slitin s keramicky tvrzeným povrchem a radiálně děleným kotoučům. Povrch pracovních ploch se keramicky vytvrzuje za účelem snášení většího tepelného zatížení. Materiály obložení koresponduje s materiály brzdových špalíků u špalíkové brzdy.

Jedny z těch starších ale dnes stále používaných materiálů brzdového špalíku je buď šedá litina s označením GG nebo tzv. fosfornatá litina. České dráhy využívají fosfornatou litinu s označením P 14, což znamená, že obsahuje v průměru 1,4 % fosforu. V Tabulka 1 můžeme vidět složení těchto dvou zmíněných litin. Litina disponuje předností malé závislosti součinitele tření na vlhkém prostředí. Nevýhodou však je, že do kol lokomotivy jsou litinou vytvořeny rýhy, a to má za důsledek typický hluk při brzdění.

prvek	chemické složení brzdových špalíků [%]	
	GG	P 14
C	2,8 – 3,6	2,7 – 3,3
Mn	0,4 – 1,4	0,4 – 0,9
Si	1,4 – 2,0	1,2 – 2,2
P	0,5 – 0,8	1,35 – 1,55
S	max. 0,16	max. 0,16

Tabulka 1 Složení litiny GG a fosfornaté litiny P 14 (11)

Nevýhody litinových špalíků snižují nebo dokonce eliminují špalíky z kompozitních materiálů. Ty jsou sice více citlivé na vlhkost, ale vykazují nižší závislost součinitele tření na tlaku v jízdní ploše nebo rychlosti jízdy. Také nevytváří rýhy a tím snižují hlučnost v provozu. Kompozitní materiály nemají velkou tepelnou vodivost. Dochází tedy k většímu tepelnému opotřebení kol. (11)

Složky kompozitních materiálů:

- pevná třecí složka: mosazná vlna, minerální vlákna, železné třísky
- pojivo: různé pryskyřice, syntetický kaučuk apod.
- plnivo: mastek, křída nebo slída
- ostatní: rozpouštědlo, změkčovadlo apod.

Na brzdové špalíky jsou vždy kladeny jiné požadavky, a proto ze složek kompozitních materiálů jsou vytvořeny různé kategorie kompozitních třecích materiálů.

Kategorie kompozitních brzdových špalíků:

- vysoká úroveň tření – kategorie K
- střední úroveň tření – kategorie L
- nízká úroveň tření – kategorie LL

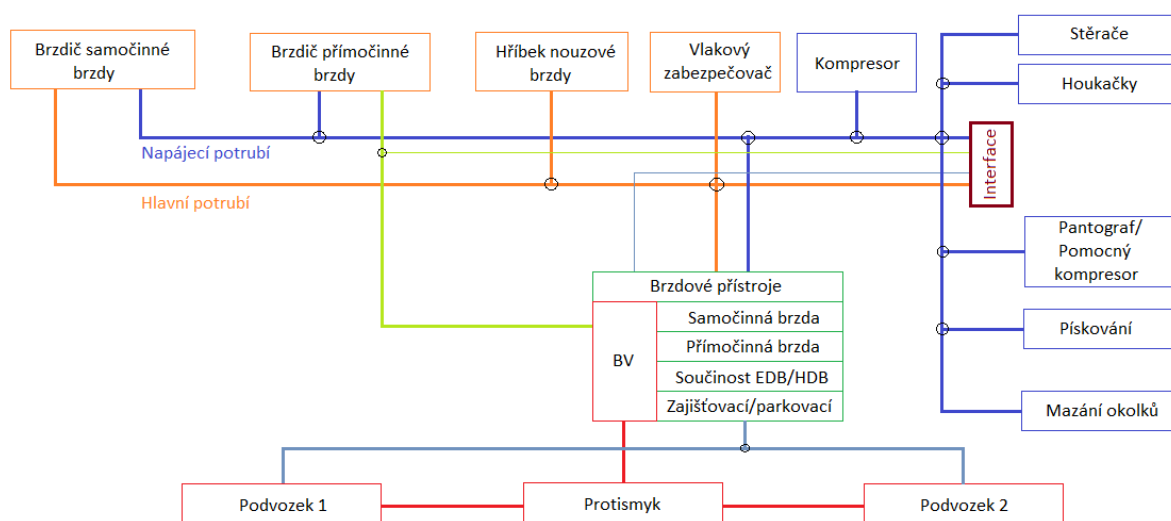
Nejlepší ale zároveň nejdražší možné špalíky jsou ze spěkaných materiálů. Tyto materiály mají schopnost zvládat vysoké nároky. (11)

4. Porovnání brzdového systému lokomotiv pro rychlost 200 km/h a 230 km/h a 22 t/nápravu

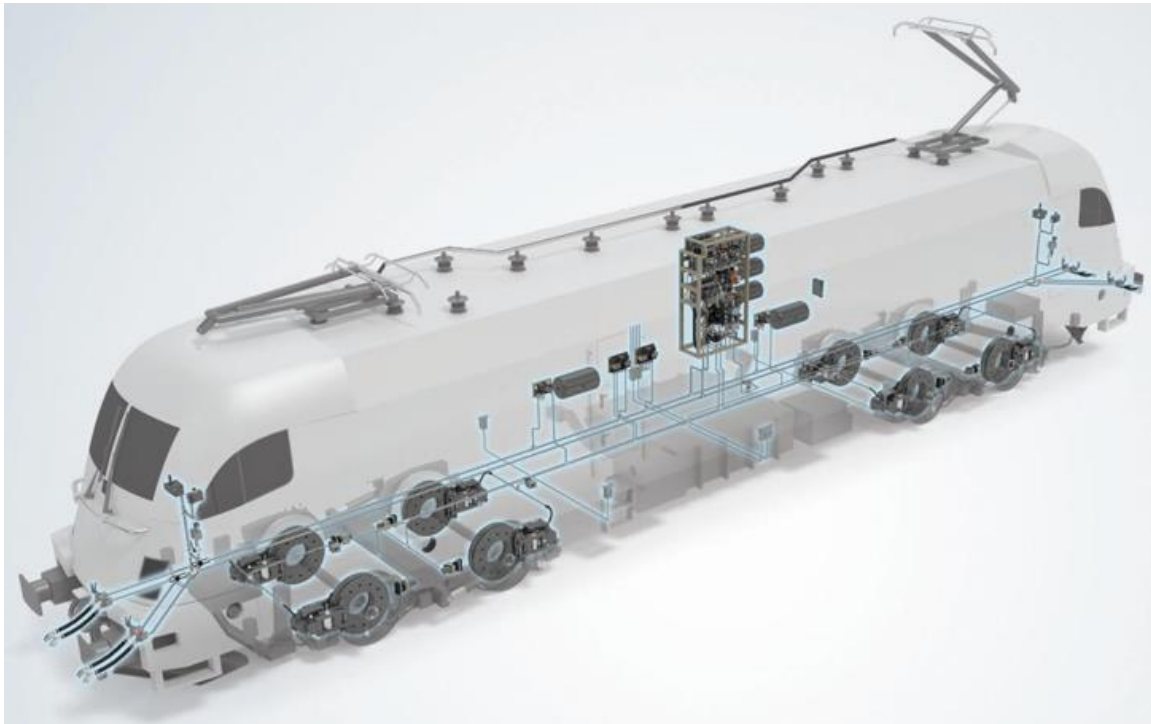
Tato část bakalářské práce se zaměřuje na detailnější porovnání brzdového systému vysokorychlostních lokomotiv pro rychlost 200 km/h a 230 km/h. Jsou zde zobrazena schémata lokomotiv pro obě rychlosti, kde je popsáno např. rozdíly v pomocných pneumatických obvodech atd. Dále v podkapitole 4.5 je zobrazena tabulka, ve které jsou přehledně představeny výstroje významných lokomotiv, tj. zda lokomotiva využívá špalíkovou či kotoučovou brzdu atd.

4.1 Blokové schéma a popis pneumatického schéma vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 200 km/h

Na lokomotivě řady 380 (ŠKODA 109E) je názorně ukázáno rozdělení a rozvod pneumatického vedení. Na blokovém schéma je zobrazeno základní rozložení jednotlivých hlavních a pomocných komponentů, které jsou propojeny hlavním a napájecím potrubím.



Blokové schéma, viz Obrázek 31, je vizualizováno na 3D modelu lokomotivy řady 380, viz Obrázek 32. Jedná se o portfolio společnosti DAKO-CZ. Na obrázku je blokové schéma převedeno na schéma pneumatické.



Obrázek 32 Podnikové portfolio společnosti DAKO-CZ

Na obrázku, viz Obrázek 33, je znázorněno pneumatické schéma lokomotivy řady 380. Toto schéma je také přiloženo v příloze 1. Pomocí pneumatického schématu lze více pochopit složitost rozložení pneumatických obvodů a detaily zapojení jednotlivých pneumatických přístrojů.

4.2 Popis pneumatické části brzdové výstroje

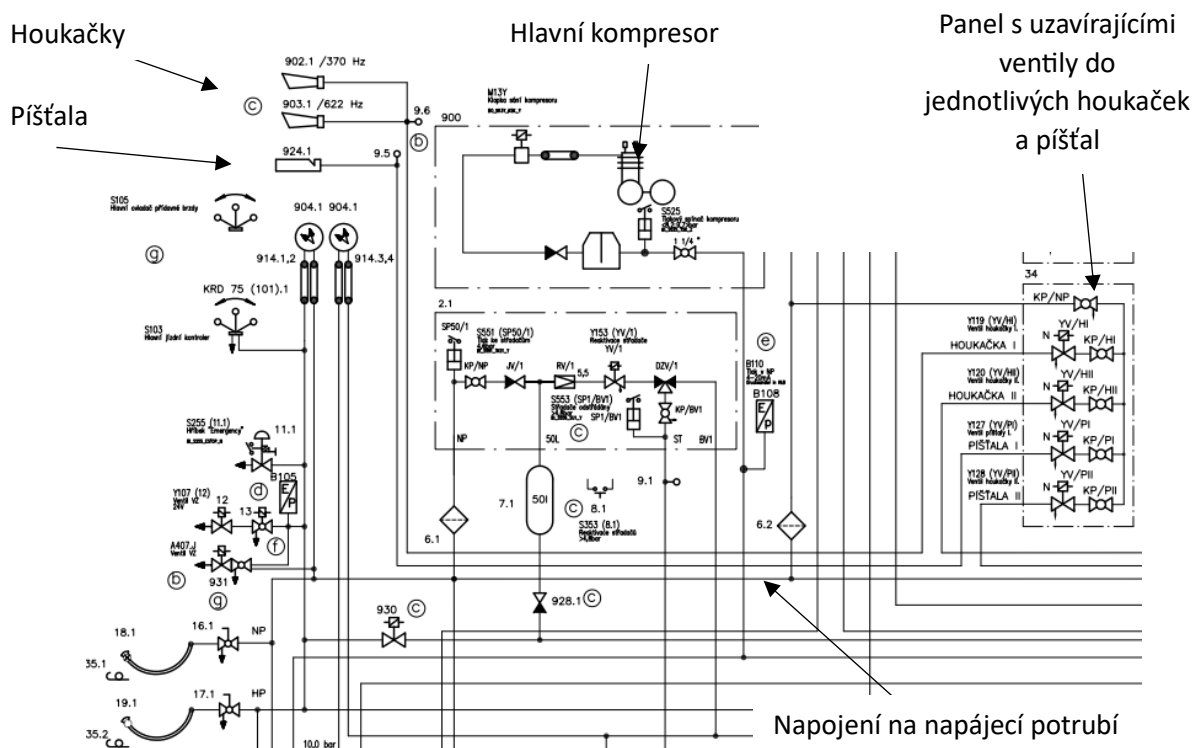
Pneumatická brzdová výstroj lokomotivy řady 380 je obstarána společností DAKO-CZ a Knorr-Bremse. Knorr-Bremse dodává bezolejový pístový kompresor s vysoušečem vzduchu. Kotoučová brzda je na lokomotivě ovládána elektropneumaticky a také je možné ji zajistit pomocí pružinové zajišťovací brzdy. Dále je lokomotiva uzpůsobena k elektropneumatickému ovládní brzd vozů zapojených v soupravě včetně přemostění záchranné brzdy. Zapojení přemostění odpovídá vyhlášce UIC 541-5. Stlačený vzduch lokomotiva také využívá k chlazení brzdových odporníků, které hrají důležitou roli při brzdění EDB. (18)

4.3 Popis ostatních pneumatických obvodů

V této kapitole jsou představeny jednotlivé pomocné obvody, které jsou na lokomotivě využívány. V následujících podkapitolách jsou uvedeny schémata z velkého pneumatického schématu lokomotivy řady 380, viz Obrázek 33.

4.3.1 Pneumatické obvody houkaček a píšťal

K ovládní houkaček a píšťal na lokomotivě je využíván stlačený vzduch, který je veden přímo z napájecího potrubí. Tento pneumatický obvod je velmi důležitý pro komunikaci a signalizaci ve vlakovém provozu. Strojvedoucí využívá tento obvod k varování ostatních účastníků dopravy na železnici. Využitím stlačeného vzduchu je dosaženo efektivního a spolehlivého aktivování houkaček i píšťal. Pro lepší pochopení tohoto pneumatického obvodu slouží schéma, viz Obrázek 34.

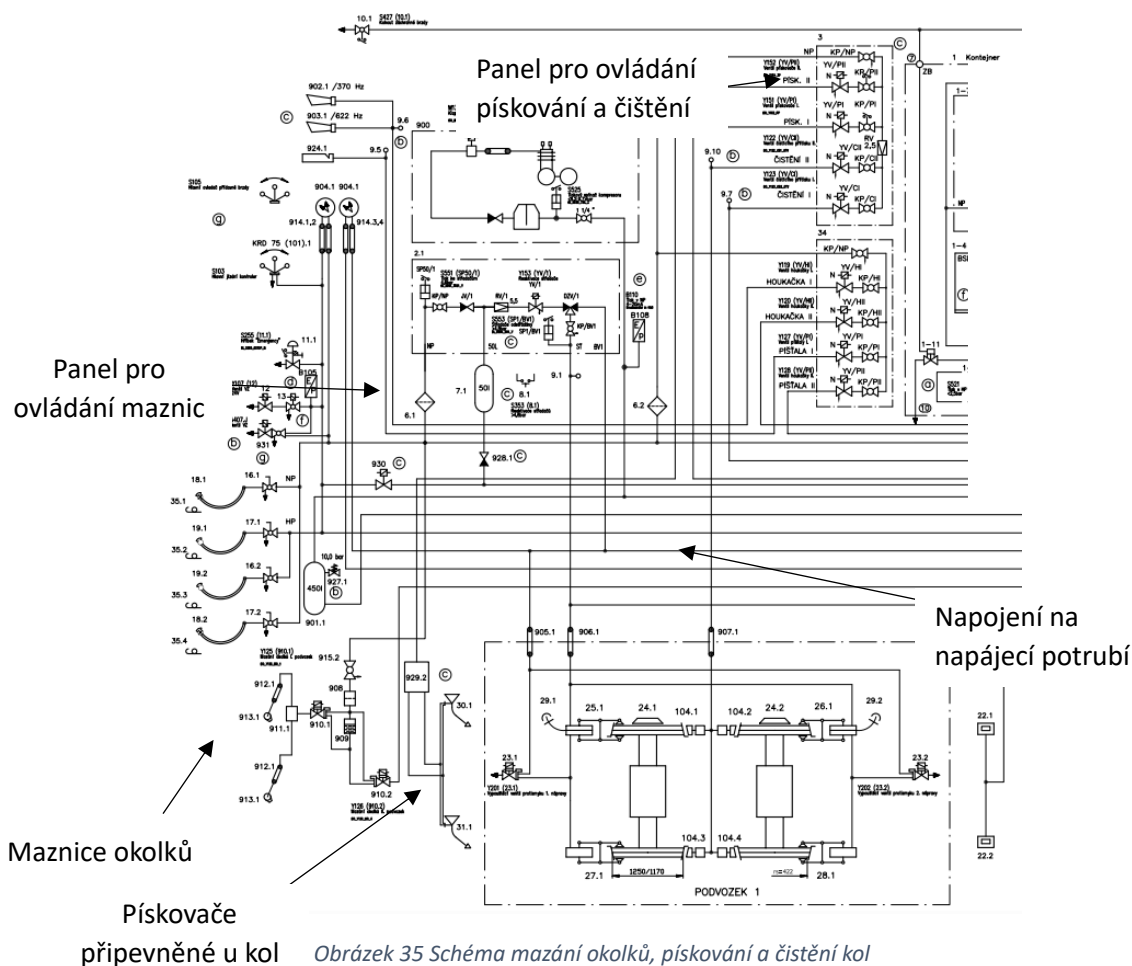


Obrázek 34 Pneumatické schéma houkaček a píšťal

U panelu s uzavíracími kohouty je možno pozorovat výstupy Houkačka I. Houkačka II. Pišťala I. a Pišťala II. Římské číslice I. a II. označují, že houkačky a pišťaly jsou umístěny na obou čelech lokomotivy.

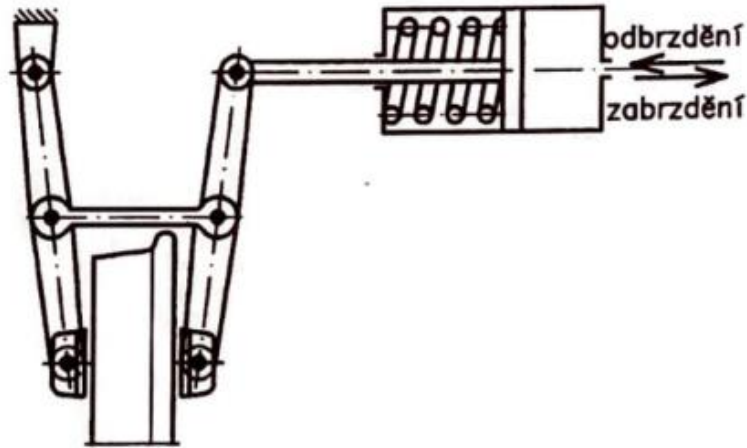
4.3.2 Pneumatické obvody pískování, mazání okolků a čištění jízdni plochy kola

Pneumatický obvod pískování využívá stlačený vzduch, který je veden přímo z napájecího potrubí, do prostoru mezi kolo a kolejnici. Písek zvyšuje tření vozidla a tím přispívá např. k lepším rozjezdům a brzdění lokomotivy. Velký význam má využívání obvodu mazání okolků. Mazání okolků v podvozku výrazně prodlužuje životnost těchto dílů a dále snížením hluku. Vysokorychlostní lokomotivy, které jsou vybaveny kotoučovou brzdou, musí mít ve své výstroji na každém kole čistící špalík. Tento špalík je řízen také pneumaticky a zajišťuje odstraňování nečistot jako je např. listí v prostoru mezi kolem a kolejnicí. Uspořádání těchto pomocných pneumatických obvodů je znázorněno, viz Obrázek 35.

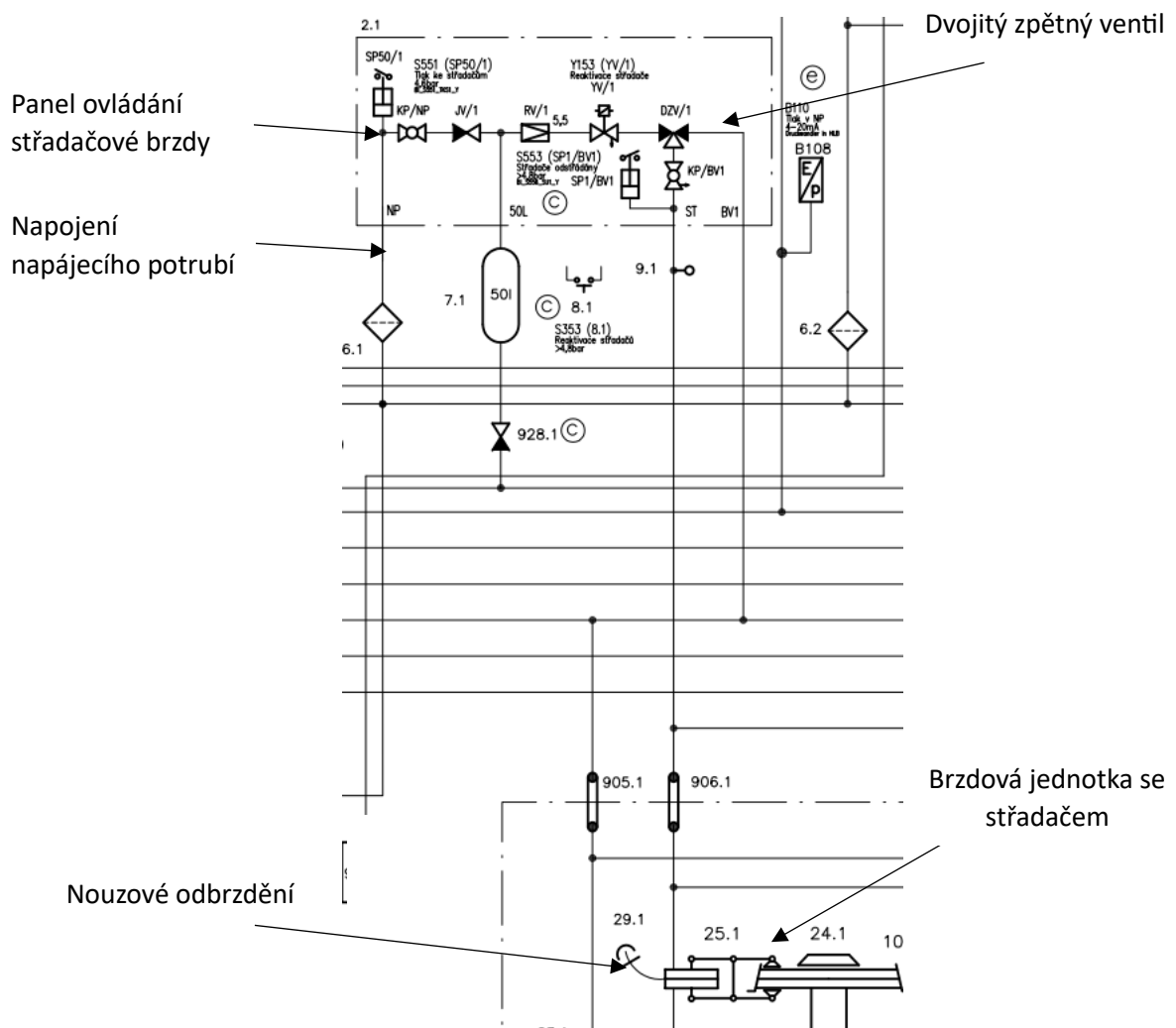


Obrázek 35 Schéma mazání okolků, pískování a čištění kol

Jako u předchozí kapitoly, označení pískování, čištění a mazání okolků se označuje římskými číslicemi I. a II., které označují směr jízdy lokomotivy.



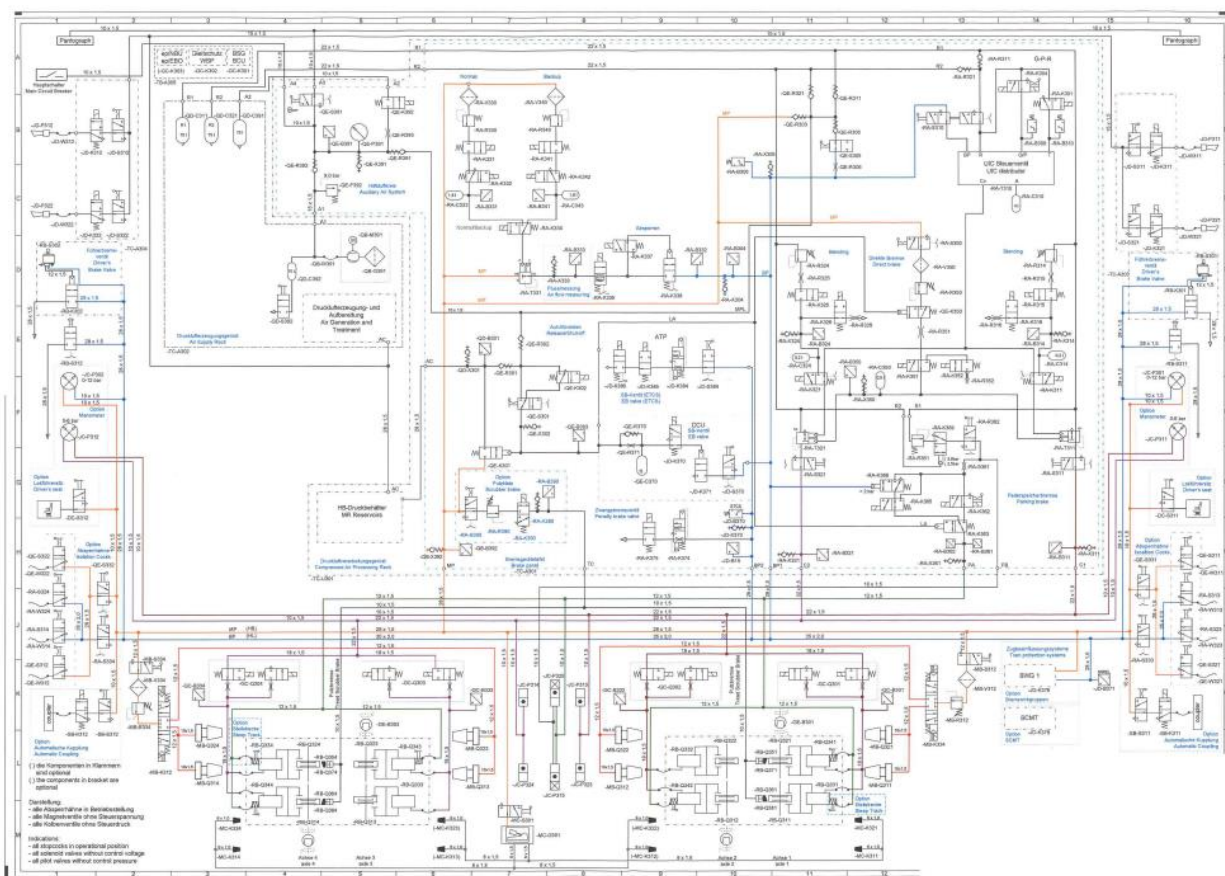
Obrázek 37 Zajišťovací střadačová brzda (11)



Obrázek 38 Schéma pneumatického obvodu střadačové brzdy

4.4 Pneumatické schéma vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h

Uvedené pneumatické schéma, viz Obrázek 39, náleží vysokorychlostní lokomotivě řady 383 (Siemens Vectron), která dokáže vyvinout rychlost 230 km/h. V porovnání s pneumatickým schématem lokomotivy řady 380 nenalezneme moc velké rozdíly. Siemens Vectron je však novější a modernější. Na jeho schématu je tedy možné nalézt komponenty, které jsou nadstavbové. Na schématu jsou vyznačeny modře s popisem Option. Jedná se například o zapojení pneumaticky ovládané sedačky řidiče, přídavné manometry apod. Toto schéma je přiložené v příloze 2.



Obrázek 39 Pneumatické schéma lokomotivy řady 383







4.5 Porovnání brzdové výstroje významných typů vysokorychlostních lokomotiv

V této podkapitole je cílem porovnat brzdové systémy jednotlivých vysokorychlostních lokomotiv z hlediska brzdové výstroje, tj. jaké typy brzd jsou v nich obsaženy, jestli mají schopnost přemostění záchrané brzdy atd. Vychází se z nápisů, které jsou umístěny přímo na jednotlivých lokomotivách na bočnicích. Při popisování jednotlivých značek je vycházeno z vyhlášky UIC 545.

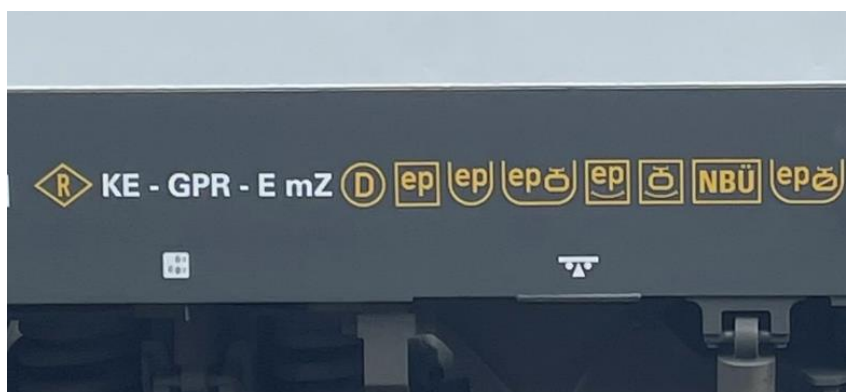
Lokomotiva řady 380 (ŠKODA 109E)




Obrázek 40 Boční nápisy lokomotivy řady 380

- 
 - Lokomotiva je vybavena rychlíkovou brzdou. Ohraničení značí, že brzda má 150-170 brzdících procent.
- DK
 - Lokomotiva využívá brzdový systém DAKO
- GPR
 - Značí jednotlivé režimy brzdění. G – nákladní; P – osobní; R – rychlíková
- E
 - Elektrodynamická brzda
- mZ
 - Lokomotiva má ve výstroji přídavnou brzdu přímočinnou
- 
 - Kromě kotoučové brzdy (D – disk brake) je lokomotiva vybavena přídavnou špalíkovou brzdou
- 
 - Přemostění záchranné brzdy
- 
 - Překlenutí záchranné elektropneumatické brzdy
- 
 - Lokomotiva disponuje kompletní výstrojí elektropneumatické brzdy (9 žilový kabel UIC) včetně přemostění záchranné brzdy. Okamžitě brzdí po zatažení, ale existuje možnost přemostění strojvedoucím.
- 
 - Zvedání bez pojezdu

Lokomotiva řady 383 (Siemens Vectron)



Obrázek 41 Boční nápisy lokomotivy řady 383


- 
- Lokomotiva je vybavena rychlíkovou brzdou. Ohraničení značí, že brzda má 150-170 brzdících procent.


- KE
- Lokomotiva využívá brzdový systém Knorr


- GPR
- Značí jednotlivé režimy brzdění. G – nákladní; P – osobní; R – rychlíková


- E
- Elektrodynamická brzda


- mZ
- Lokomotiva má ve výstroji přídatnou brzdu přímočinnou


- 
- Lokomotiva je vybavena kotoučovou brzdou (disk brake)


- 
- Zjednodušené provedení elektropneumatické brzdy (4 žilové)


- 
- Kompletní výstroj elektropneumatické brzdy (9 žilový kabel UIC)

- 
- Lokomotiva disponuje kompletní výstrojí elektropneumatické brzdy (9 žil + hlídání) včetně přemostění záchranné brzdy. Okamžitě brzdí po zatažení záchranné brzdy, ale umožňuje přemostění strojvedoucím.

- 
- Ovládání elektropneumatické brzdy dle systému DB

- 
- Překlenutí záchranné brzdy UIC

- 
- Přemostění záchranné brzdy UIC

- 
- Dolní 9 žilové vedení + NBA (při zatažení záchranné brzdy má strojvedoucí 10 sekund na rozhodnutí přemostění, poté se automaticky zaktivuje záchranná brzda)

Lokomotiva řady 1216 (Siemens ES64U4 Taurus)



Obrázek 42 Boční nápisy lokomotivy řady 1216

Lokomotiva řady 1216 (Siemens ES64U4 Taurus) neobsahuje jakékoliv jiné části brzdové výstroje v porovnání s lokomotivami řady 380 a 383. Proto není nutné jednotlivé značky rozepisovat. Důležité je vědět, že lokomotiva řady 1216 využívá kotoučovou brzdu Knorr-Bremse a je dále vybavena elektropneumatickou samočinnou brzdou. Systém EDB je u moderních lokomotiv samozřejmostí.

5 Brzdící účinek, stanovení brzdícího procenta a stanovení zábrzdě dráhy v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h a 230 km/h

Brzdová výkonnost a brzdící procenta brzdového systému vlaku jsou hlavními parametry při výpočtu zábrzdě dráhy vozidla. Zábrzdě dráha je následně ověřena provozní brzdovou zkouškou dle vyhlášky UIC 544-1. V běžném provozu, kdy lokomotivy jsou zapojovány do stále jiných souprav s vagóny, které mají jiné brzdě účinky, je však žádoucí existence zjednodušeného určení výsledného brzdícího účinku vlaku. Tento výsledný brzdící účinek je vyjádřen pomocí tzv. brzdících vah (hmotností).

5.3 Brzdové váhy v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h

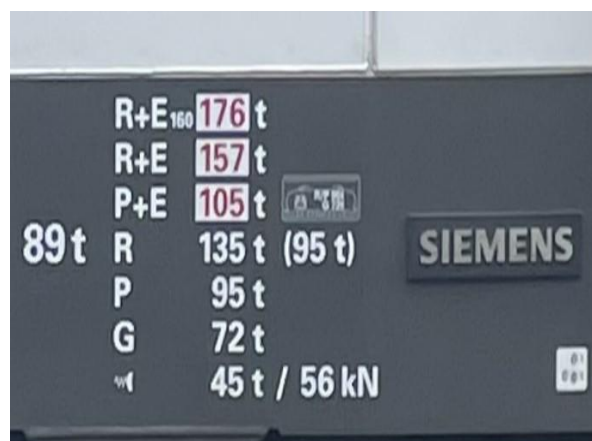
Brzdící váhy v kolejové dopravě mají fyzikální význam. Jejich hodnota charakterizuje v jednotlivých režimech provozu výši účinku brzd vozidla či vlaku. Brzdové váhy jsou uvedeny na bočních stranách všech vozů spolu s dalším důležitým označením a nápisy. Účinek brzd vlaku, tj. brzdící schopnost vozidla se určuje tzv. brzdícími procenty (výpočet v kapitole 5.4). V této podkapitole jsou uvedeny nápisy brzdových vah lokomotivy řady 380 (ŠKODA 109E) viz Obrázek 43, lokomotivy řady 383, viz Obrázek 44, okruhové lokomotivy 124.601 (ŠKODA 57Er), která je využívána VUŽ, viz Obrázek 46a lokomotivy řady 1216 (Siemens Taurus), viz Obrázek 45.

Lokomotiva ř. 380



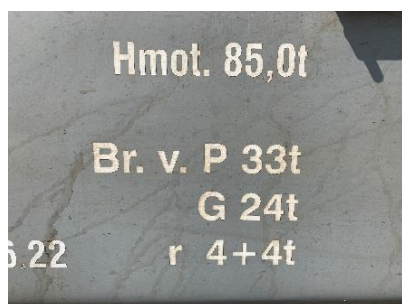
Obrázek 43 Nápisy brzdových vah lokomotivy ř.380

Lokomotiva ř. 383



Obrázek 44 Nápisy brzdových vah lokomotivy ř.383

VUŽ okružová lokomotiva 124.601



Obrázek 46 Nápisy brzdových vah okružové lokomotivy

Lokomotiva ř. 1216



Obrázek 45 Nápisy brzdových vah lokomotivy ř.1216

Brzdící váhy jsou smluvní veličiny, k jejichž výpočtu je využíváno brzdící procento λ . Pomocí vztahu:

$$B = \lambda \cdot G$$

kde B – brzdící váha, λ – brzdící procento a G – váha vozidla

Brzdící váhy se stanovují pomocí brzdňných zkoušek na zkušební trati, kdy se vychází ze skutečné brzdě dráhy zkoušeného vozu. Jedná se o výpočet pomocí vyhlášky UIC 544-1.

V této bakalářské práci, konkrétně v kapitole 5.7, je představen výpočet brzdících vah, brzdících procent a zábrzdě dráhy vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h pomocí fyzikálních postupů.

5.4 Výpočet brzdicích procent v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h

Jak bylo uvedeno v kapitole 5.3, brzdicí procenta vyjadřují brzdicí schopnost vozidla nebo vlaku. Pro výpočet brzdicích procent významných typů vysokorychlostních lokomotiv je třeba znát i hodnoty brzdicích vah na jednotlivých vozech vlaku. Pro pochopení určení výpočtu v praxi jsem sestavil vlak inspirovaný linkou EC 331 Jižní expres, viz Obrázek 47. Tato linka dopravce České dráhy jezdí mezi stanicemi Praha hl.n.-České Budějovice-Linz Hbf. Vlak sestává z lokomotivy řady 380 (ŠKODA 109E), čtyř osobních vagonů Bmz a jednoho osobního vagonu typu Bdmpee, tzn 7 vagonů.

Sestavení vlaku



Obrázek 47 Linka EC 331 Jižní expres

V následující tabulce, viz Tabulka 2, jsou uvedeny brzdivé váhy těchto jednotlivých vozů v jednotlivých režimech provozu.

Řada vozu	Kód	Kv	Dopravce	Hm. Vozu [t]		Délka [m]	V _{max} [km/h]	Brzdící váha vozu				
				Prázd.	Obs.			P	R	RR	RMG	r
Bmz ²²⁶	226	1	ČD	46	51	26,4	200	51	70	75	111	8
Bdmpee ²³³	233	1	ČD	44	50	26,4	160	53	70	75	104	18
Bbdgmee ²³⁶	236	1	ČD	46	50	26,4	160	51	70	75	107	19
ARmpee ⁸²⁹	829	1,2	ČD	47	51	26,4	160	52	70	75	-	16

Tabulka 2 Brzdivé váhy vagonů v jednotlivých režimech brzdění

Pro vysvětlení, co znamenají značky jednotlivých režimů (P, R, RR apod.)

- P – režim brzdění osobní (personen)
- R – režim brzdění rychlíkový (do rychlosti 120 km/h)
- RR – režim brzdění rychlíkový (do rychlosti 160 km/h)
- R+Mg – režim brzdění rychlíkový + zaúčinkování magnetické kolejnicové brzdy (pouze na vagónech, lokomotiva neobsahuje magnetickou kolejnicovou brzdou)
- r – brzda ruční
- + E – společné brzdění s EDB (elektrodynamická brzda)

Následuje výpočet možných variant režimů brzdění. Ve výpočtech předpokládáme, že osobní vagóny jsou plně obsazené. Výpočet brzdících procent celého vlaku je definován jako podíl součtu brzdných vah jednotlivých vozidel ku součtu skutečných vah jednotlivých vozidel, tj. výpočet pomocí vztahu:

$$\sum B = \lambda \cdot \sum G$$
$$\sum G = 88,2 + 5 \cdot 51 + 2 \cdot 50 = 443,2 \text{ t}$$

Režim P:

$$\lambda = \frac{\sum B}{\sum G} \cdot 100 = \frac{103 + 5 \cdot 51 + 53 + 52}{443,2} \cdot 100 = 105\%$$

Režim R:

$$\lambda = \frac{\sum B}{\sum G} \cdot 100 = \frac{149 + 7 \cdot 70}{443,2} \cdot 100 = 144\%$$

Režim RR:

$$\lambda = \frac{\sum B}{\sum G} \cdot 100 = \frac{163 + 7 \cdot 75}{443,2} \cdot 100 = 155\%$$

Režim R+Mg na vagónech a RR na lokomotivě:

$$\lambda = \frac{\sum B}{\sum G} \cdot 100 = \frac{163 + 4 \cdot 111 + 104 + 107 + 75}{443,2} \cdot 100 = 201\%$$

V běžném provozu se režimy brzdění lokomotivy a tažených vagónů kombinují. V Tabulka 3 je uveden přehled všech kombinací a v níž jsou vyznačeny používané kombinace. Poznámka: jedná se o brzdicí procenta, kdy osobní vagóny jsou plně obsazené.

LOKOMOTIVA	VAGÓNY			
	P	R	RR	RMg
P	105	134	142	188
R	115	144	152	198
RR	118	147	155	201
P+E	115	145	153	199
R+E	118	147	155	201
RR+E	121	150	158	204

Tabulka 3 Brzdicí procenta vlaku v jednotlivých režimech brzdění

Vyhláška UIC 544-1 klade požadavky na brzdicí účinek vlaku. V následující tabulce, viz Tabulka 4, je znázorněno, jakých brzdicích procent musí vlak dosahovat v jednotlivých režimech brzdění.

Režim	λ [%]
G, P	$100 \leq \lambda \leq 125$
R	$135 \leq \lambda \leq 170$
R + Mg	$170 \leq \lambda$

Tabulka 4 Požadavky na brzdicí procenta dle vyhlášky UIC 544-1

5.5 Stanovení zábrzdňných drah v jednotlivých režimech provozu významných druhů vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h

Stanovení zábrzdňné dráhy vlaku v jednotlivých režimech je zcela klíčové k dosažení zábrzdňné vzdálenosti vlaku. Vlaky dosahují vysokých rychlostí, což má za následek stále prodlužování výsledných zábrzdňných drah, které nesmí překročit stanovené délky.

Pro výpočet zábrzdňné dráhy platí vztah z vyhlášky UIC 544-1:

$$s = \frac{C}{\lambda + D}$$

kde λ – brzdicí procenta a C, D jsou konstanty. Tento vztah může být použit i opačně, a to k výpočtu brzdicích procent z výsledné zábrzdňné dráhy vlaku při zkoušce na testovací trati.

Konstanty C a D jsou určeny empiricky pro jednotlivé počáteční rychlosti a jejich hodnoty jsou znázorněny v následující tabulce.

v [km/h]	C	D
100	61 300	8,9
120	91 633	11,6
140	130 995	11,6
150	152 640	11,6
160	176 714	11,6
180	228 219	11,6
200	287 620	11,6

Tabulka 5 Konstanty v jednotlivých rychlostech dle vyhlášky UIC 544-1

V této části je názorně předveden výpočet zábrzdné dráhy vlaku z kapitoly 5.4 v jednotlivých režimech brzdění pomocí vzorce z UIC 544-1. Pro provozní brzdění v režimech vagónů P je rychlost $v = 120$ km/h, pro režim R je $v=140$ km/h a pro režim RR rychlost $v = 160$ km/h a pro režim R + Mg rychlost $v = 200$ km/h.

Režim P ($v=120$ km/h):

$$s = \frac{91\,633}{109 + 11,6} = 760\,m$$

Režim R ($v=140$ km/h):

$$s = \frac{130\,995}{152 + 11,6} = 800,7\,m$$

Režim RR ($v=160$ km/h):

$$s = \frac{176\,714}{165 + 11,6} = 1000,6\,m$$

Režim R+Mg na vagónech a RR na lokomotivě ($v=200$ km/h):

$$s = \frac{287\,620}{199 + 11,6} = 1365,7\,m$$

Tímto způsobem je možno vypočítat zábrzdné dráhy ve všech možných kombinacích režimů provozu a z různých provozních rychlostí.

5.6 Komentář k porovnání brzdového účinku v jednotlivých režimech provozu významných vysokorychlostních lokomotiv 200 km/h

V této kapitole jsou představeny přehledné tabulky brzdících procent a zábrzdných drah samotně jedoucích vysokorychlostních lokomotiv uvedených v této bakalářské práci. Porovnání zahrnuje lokomotivu řady 380, VUŽ okružová lokomotiva, Siemens Vectron a Siemens ES64U4 Taurus. Výpočty brzdících procent i zábrzdných drah jsou provedeny stejným postupem jako v kapitolách 5.4 a 5.5, tedy před vzorce z UIC 544-1.

$$\lambda = \frac{\sum B}{\sum G} \cdot 100 [\%]$$

$$s = \frac{C}{\lambda + D} [m]$$

Hodnoty brzdících vah a hmotností lokomotiv jsou uvedeny na obrázcích 42-45 v kapitole 5.3

Parametry v jednotlivých režimech brzdění:

- G 100 km/h C= 61 300 D= 8,6
- P, P+E 120 km/h C= 91 633 D= 11,6
- R, R+E 140 km/h C= 130 995 D= 11,6
- RR, RR+E 160 km/h C= 176 714 D= 11,6

Tabulka brzdících procent [%]:

Lokomotiva	Režimy brzdění (brzdící procenta)						
	G	P	R	RR	P+E	R+E	RR+E
Škoda 109E	96	117	169	185	171	183	199
Vectron	81	107	152	-	118	176	198
Taurus	76	76	159	-	114	205	-
VUŽ okružová	28	39	-	-	-	-	-

Tabulka 6 Brzdící procenta vysokorychlostních lokomotiv

Tabulka zábrzdných drah [m]:

Lokomotiva	Režimy brzdění (zábrzdné dráhy)						
	G	P	R	RR	P+E	R+E	RR+E
Škoda 109E	584	713	725	899	502	673	839
Vectron	682	773	801	-	707	698	843
Taurus	725	1046	768	-	730	605	-
VUŽ okružová	1661	1811	-	-	-	-	-

Tabulka 7 Zábrzdné dráhy vysokorychlostních lokomotiv

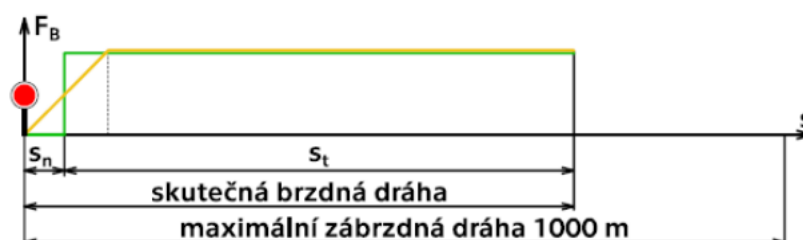
Z výsledných tabulek 6 a 7 je patrné, že novější a nejmodernější lokomotivy, mezi které řadíme lokomotivy Škoda 109E, Siemens Vectron i Taurus, mají mnohem kratší zábrzdné vzdálenosti a vyšší brzdné účinky než starší lokomotivy, jako je okružová lokomotiva 124.601. Zde je vidět nepřestávající vývoj v oblasti brzdných systémů a jejich výkonnosti brzdění.

Z kapitol 5.3-5.6 vyplývá, že v běžném provozu je důležité zohlednit vstupní faktory. Musíme zohlednit jak a kolik vagónů bude vysokorychlostní lokomotiva táhnout, zda se bude jednat o vlak osobní či nákladní a jakou provozní rychlostí vlak pojedí. Od toho se odvíjí režimy brzdění (zda P, R, RR apod.). Následně se vychází z brzdových vah, jejichž suma ze všech vozů spolu s celkovou hmotností vlaku určuje, jaká bude potřebná celková brzdící síla. Z celkové brzdící síly je určeno, na jaké celkové dráze vlak zabrzdí. To je požadovaná informace předtím, než vlak vyjede na trať.

5.7 Stanovení brzdové váhy, brzdícího procenta a zábrzdné dráhy lokomotivy pro rychlost 230 km/h

Při stanovení požadovaných veličin vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h a 22 t/nápravu je předpoklad, že lokomotiva brzdí pomocí EDB a také pomocí adhezní kotoučové brzdy. Jelikož je známa pouze rychlost a hmotnost lokomotivy musíme počítat přes fyzikální veličiny a konkrétně z kinetické energie lokomotivy.

Aby bylo možno pro výpočet brzdících procent a brzdících vah využít vztah UIC, jako v kapitole 5.4 a 5.5, musí se nejdříve stanovit zábrzdná dráha lokomotivy. Na železnicích jsou tratě rozdělené do jednotlivých úseků. Každý úsek začíná a končí autobloky. Tyto úseky jsou dlouhé 1000 m a slouží k bezpečnému zastavení vozidla, kdy vozidlo nesmí v průběhu brzdění překročit hranici určeného úseku, tj. že skutečná zábrzdná dráha musí být kratší, než je délka úseku. Skutečná zábrzdná dráha, na které lokomotiva zastaví je rozdělena na dvě části. Při pokynu k brzdění nastane čas, kdy se začnou plnit brzdové válce. V tomto časovém úseku nedochází k vyvození brzdění. V druhé části dojde k naplnění brzdových válců a lokomotiva začne brzdit maximálním brzdícím účinkem až do zastavení. Dráhu, kterou v tomto časovém úseku lokomotiva urazí označujeme jako teoretická zábrzdná dráha. Pro znázornění průběhu brzdění a pochopení určení skutečné zábrzdné dráhy slouží Obrázek 48.



Obrázek 48 Složky skutečné zábrzdné dráhy

- s_n – dráha, kterou lokomotiva urazí po dobu plnění brzdových válců
- s_t – teoretická zábrzdna dráha

Ze známých dob náběhů v jednotlivých režimech (P, G a R), viz kapitola 3.2.2, můžeme jednoduše určit dobu náběhu brzdových válců. Pro dráhu s_n platí vztah:

$$s_n = v \cdot \frac{t_p}{2}$$

- v – rychlost lokomotivy [m/s]
- t_p – doba plnění brzdového válce [s]

V úvodu této podkapitoly, pro výpočet teoretické zábrzdné vzdálenosti je použita hodnota kinetické energie lokomotivy. Jelikož se chce, aby lokomotiva zastavila, musíme kinetickou energii odebrat všechnu. Změnu kinetické energie vyjádříme jako práci vykonanou brzdou.

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

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

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

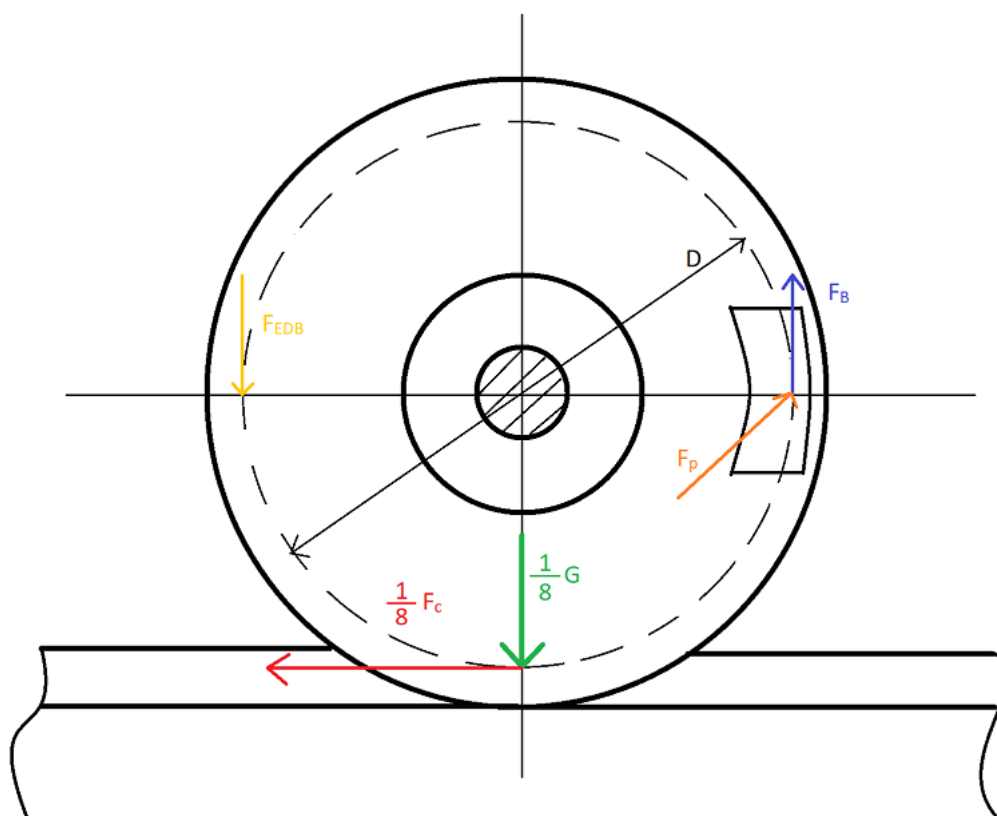
$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \delta \cdot v^2 \quad 1.$$

$$s = v \cdot \frac{t_p}{2 \cdot 3,6} + \frac{1}{2} m_{red} \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{1}{F_c} \quad 2.$$

- E_k – kinetická energie lokomotivy
- F_c – celková brzdná síla na kolech
- m – hmotnost lokomotivy
- v – rychlost lokomotivy
- δ – součinitel redukce hmot
- ξ – součinitel rotačních hmot lokomotivy

Celková brzdná síla F_c je hlavním parametrem postupného zpomalování a následného zastavení lokomotivy. Působí přímo ve stykových bodech kolo-kolejnice. K výpočtu brzdné síly F_c je potřeba vytvořit momentovou rovnici na kole lokomotivy. Tato momentová rovnice je sestavena na základě sil, působících na kolo lokomotivy, viz Obrázek 49.

Brzdná síla F_c je omezena adhezí. V našem případě předpokládáme, že kolo se po kolejnici odvaluje a nedochází ke smyku. Adhezni brzdná síla je tedy nejvyšší možná, při které nedochází k prokluzu kol. Prokluz kol je nežádoucí z důvodu ztráty brzdného účinku. Tíha lokomotivy je ovlivňující člen meze adheze a je třeba k ní přihlížet.



Obrázek 49 Síly na kole lokomotivy

Sestavení momentové rovnice:

$$M_C = M_B$$

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

$$\frac{1}{8} F_C \cdot \frac{D_k}{2} = \frac{1}{8} \cdot 2 \cdot F_p \cdot f \cdot \frac{D_k}{2}$$

$$F_C = 2 \cdot F_p \cdot f$$

- F_p – přítláčná síla kotoučové brzdy
- f – součinitel tření kolo – čelist

Při výpočtu přítláčné síly kotoučové brzdy F_p na jeden brzdový kotouč vycházíme ze síly pístu brzdového válce F_{CK} , kterou vyvine brzdový válec v pístnici. Její hodnota se rovná síle, kterou vyvine brzdový válec, od které je nutno odečíst sílu vratné pružiny F_{rk} .

$$F_{CK} = C \cdot A_K - F_{rk} \quad 3.$$

- C – tlak v brzdovém válci
- A_K – činná plocha brzdového válce
- F_{rk} – síla vratné pružiny

Musíme však určit celkovou přítlačnou sílu všech brzdových kotoučů na lokomotivě. Síla F_{CK} působící na brzdové obložení se musí násobit pevným převodovým poměrem pákovic, do kterého musíme započíst i jeho účinnost a následně vynásobit počtem jednotek.

$$F_P = F_{CK} \cdot i \cdot n_k \cdot \eta_k \quad 4.$$

- i – převod pákovic
- n_k – počet jednotek
- η_k – účinnost pákovic

Celkovou přítlačnou sílu F_P označujeme jako sílu normálovou a celkovou brzdící sílu F_C jako sílu třecí. Třecí síla se rovná součinu síly normálové a součinitele tření. Po úpravě dostaneme finální vztah pro výpočet celkové brzdící síly F_C :

$$F_C = F_P \cdot \mu_K \cdot 2 \cdot \frac{R_m}{D_n} \quad 5.$$

- f_k – součinitel tření
- R_m – střední třecí poloměr brzdového kotouče
- D_n – průměr kola (zde kola nového, v případě opotřebení dochází k výsledkům lepším)

5.7.1 Výpočet brzdících procent samotné lokomotivy v režimu brzdění R z rychlosti 230 km/h

Předpokladem je, že lokomotiva je postavena na dvou dvounápravových podvozcích. To znamená, že k brzdění v režimu R využívá 8 kotoučových brzd, které jsou umístěny na všech kolech lokomotivy. Do výpočtů jsou zahrnuty průměry kol nových, jelikož ze vzorce pro celkovou brzdící sílu vyplývá, že opotřebované kolo brzdí více než kolo nové. Co se týče kotoučové brzdy, tak hodnota součinitele rotačních hmot pro lokomotivy je vzata z předpisu UIC 544-1. Součinitel tření se v průběhu brzdění mála mění. Jeho hodnota se určuje z výsledků zkoušek na zkušební trati. Po konzultaci s pracovníky DAKO bylo doporučeno využít ve výpočtu konstantní hodnotu $\mu=0,37$. To samé platí v případě pevného převodu pákovic. Technické parametry brzd jsou uvedeny v tabulce.

Technické parametry lokomotivy a kotoučové brzdy

Kotoučová brzda			Lokomotiva		
Počet jednotek	n_k	8 ks	Hmotnost lokomotivy	m	89 t
Průměr brzdového válce	-	7"	Maximální rychlost	v_{max}	230 km/h
Činná plocha válce	A_K	176,7 cm ²	Průměr nového kola	D_n	1250 mm
Síla vratné pružiny	F_{rk}	0,5 kN	Průměr opotřebovaného kola	D_o	1170 mm
Pevný převod pákovi	i	8,51	Plnicí doba brzdového válce	t_p	4 s
Účinnost pákovi	η_k	0,97	Max. tlak v brzdovém válci	C	3,8 bar
Průměr brzdového kotouče	D_k	1040 mm			
Střední třecí poloměr	R_m	448 mm			
Součinitel tření	f_K	0,37			
Součinitel redukce rotačních hmot	δ	1,11			

Tabulka 8 Technické parametry lokomotivy a kotoučové brzdy

Brzdicí síla F_C

Síla pístu brzdového válce z rovnice 3:

$$F_{CK} = 3,5 \cdot 10^5 \cdot 176,7 \cdot 10^{-4} - 500 = 6,215 \text{ kN}$$

- V režimu R je tlak v brzdovém válci 3,8 baru.

Celková přítlačná síla všech jednotek kotoučové brzdy z rovnice 4:

$$F_P = 6,215 \cdot 8,51 \cdot 8 \cdot 0,97 = 410,4 \text{ kN}$$

- Po konzultaci v DAKO byla doporučena hodnota převodového poměru pákovi $i=8,51$

Celková brzdicí síla lokomotivy rovnice 5:

$$F_C = 410,4 \cdot 0,37 \cdot 2 \cdot \frac{0,448}{1,25} = 108,8 \text{ kN}$$

Kinetická energie lokomotivy E_k z rovnice 1:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \delta \cdot v^2 = 0,5 \cdot 89 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot \left(\frac{230}{3,6}\right)^2 = 181,7 \text{ MJ}$$

Zábrzdná dráha z rovnice 2:

$$s = s_n + s_t$$

$$s = v \cdot \frac{t_p}{2 \cdot 3,6} + \frac{E_k}{F_C} = 230 \cdot \frac{4}{2 \cdot 3,6} + \frac{181,7 \cdot 10^6}{108800} = 1980,2 \text{ m}$$

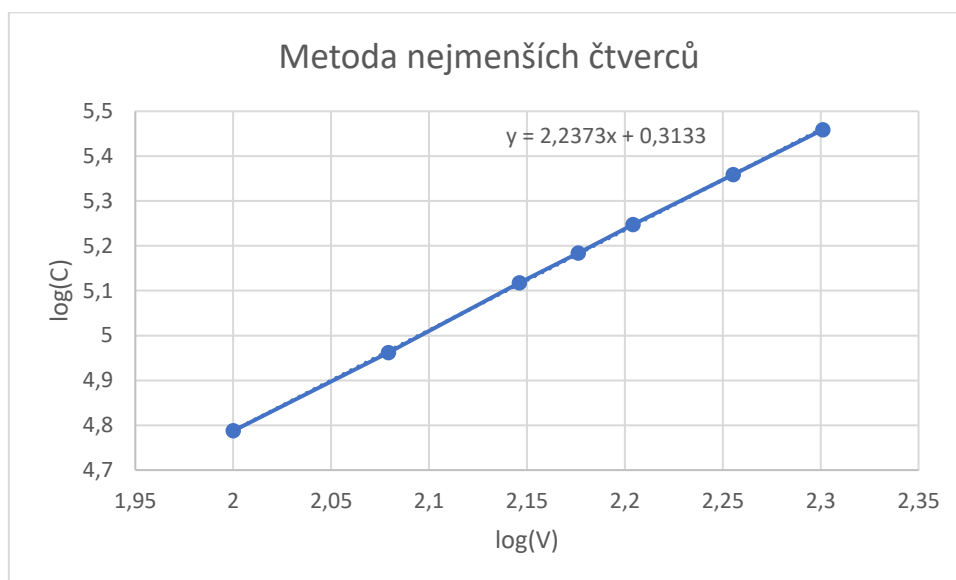
Zbývá stanovit brzdící procento a brzdící váhu lokomotivy. Využijeme k tomu předpis UIC 544-1.

$$s = \frac{C}{\lambda + D} \quad 6.$$

$$\lambda = \frac{C}{s} - D$$

$$B = \lambda \cdot G \quad 7.$$

Protože předpis UIC 544-1 stanovuje hodnoty konstant C a D pouze do rychlosti 200 km/h viz tabulka v kapitole 5.5. Konstanta D je od rychlosti 120 km/h a výše je neměnná, a proto ji ve výpočtech i pro rychlost 230 km/h zachovám $D=11,6$. Konstanta C se však mění. Proto je tabulka aproximována metodou nejmenších čtverců v programu Excel, viz Obrázek 50.



Obrázek 50 Aproximace empirické konstanty C

Hodnoty na ose x se rovnají logaritmu rychlosti V a hodnoty na ose y se rovnají logaritmu konstanty C. Po vykreslení grafu je patrné, že je funkce lineární. Program Excel umožnil znázornit rovnici křivky.

Z uvedeného grafu vychází rovnice pro hodnoty y:

$$y = 2,2373x + 0,3133$$

Za x je dosazen logaritmus rychlosti:

$$x = \log(230) = 2,3617$$

$$y = 5,597211$$

Nyní hodnota y je převedena z tvaru logaritmu na konstantu C :

$$C = 10^{5,597211} = 395\,558$$

- Takto vypočítaná konstanta C je pouze teoretická. Nebyla ověřena experimentem (jízdni brzdovou zkouškou).

Brzdící procenta v režimu brzdění R lokomotivy pro rychlost 230 km/h z rovnice 6:

$$\lambda = \frac{395\,558}{1980,2} - 11,6 = 188,2 \%$$

Brzdící váha lokomotivy v režimu brzdění R pro rychlost 230 km/h z rovnice 7:

$$B = \lambda \cdot G$$

$$B = 1,882 \cdot 89 = 167 \text{ t}$$

Výpočet je proveden pomocí programu Excel. Výpočet se nachází v příloze 3.

5.7.2 Výpočet brzdových parametrů samotné lokomotivy v režimu R+E z rychlosti 230 km/h

Vysokorychlostní lokomotiva využívá jako primární provozní brzdu EDB systém. Vysokorychlostní lokomotivy mají možnost rekuperace energie.

Ne vždy je možno se spolehnout na plný výkon rekuperace až 6963 kW, neboť nemusí být lokomotivě povoleno rekuperovat do napájecí sítě. Pro tento případ jsou na lokomotivě brzdové odporníky, které mají brzdový výkon 4 700 kW.

V tomto výpočtu je tudíž předpoklad, že lokomotiva brzdí EDB na hodnotě výkonu pouze brzdových odporníků, tj. rekuperovanou energii nemůže vracet do sítě, ale dochází pouze pomocí maření energie v brzdových odpornících spolu s účinkem kotoučové brzdy tak, aby lokomotiva zastavila na vzdálenosti stejné jako v předchozím výpočtu, resp. $s=1980$ m. Vysokorychlostní lokomotivy mají výkon na obvodu kol brzdění do odporníků přibližně 4 700 kW.

Brzdící výkon můžeme počítat dle vzorce:

$$P = v \cdot F$$

Průběh brzděné charakteristiky je do určité rychlosti konstantní a následně klesá po hyperbole, viz Obrázek 51. Maximální možná brzděná síla EDB je omezena hranicí 130 kN. Z těchto informací je vypočítáno, do které rychlosti je brzděná síla konstantní.

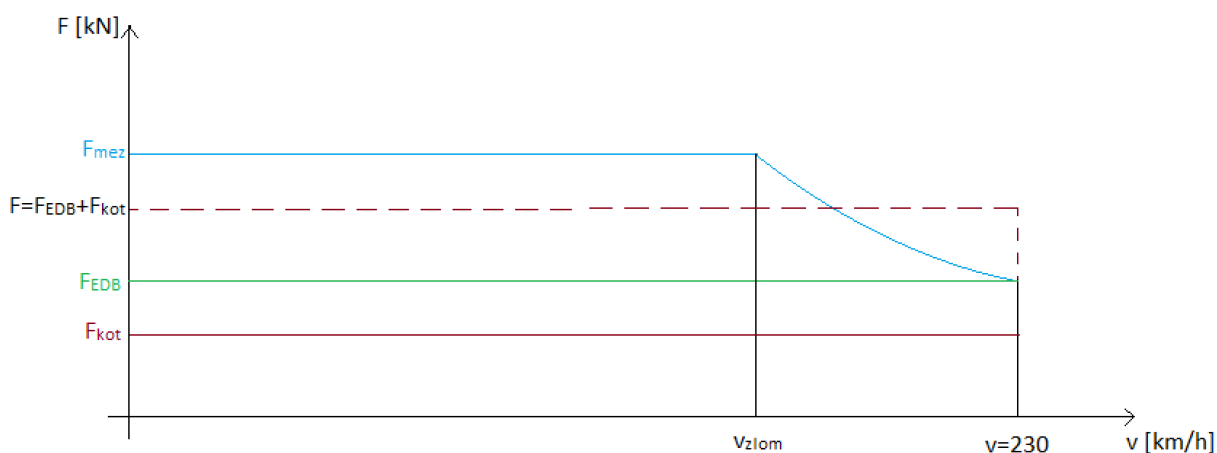
$$4700 = \frac{v}{3,6} \cdot 130$$

$$v_{zlom} = \frac{4700 \cdot 3,6}{130} = 130 \text{ km/h}$$

Ve výpočtech je také třeba brát na v úvahu mez adheze lokomotivy, která vychází z hmotnosti lokomotivy.

$$F_{mez} = m \cdot g \cdot f = 89\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 130,96 \text{ kN}$$

- m – hmotnost vozidla
- g – gravitační zrychlení
- f – součinitel adheze



Obrázek 51 Brzdová charakteristika v režimu R+E

V našem případě bude vysokorychlostní lokomotiva brzdit v režimu R+E. Kdy část brzdného výkonu zajistí adhezní EDB a část adhezní kotoučová brzda, viz Obrázek 51. Následuje výpočet velikosti síly EDB.

$$F_{EDB} = \frac{P}{v} = \frac{4700 \cdot 3,6}{230} = 73,6 \text{ kN}$$

Výslednou hodnotu F_{EDB} snížíme na hodnotu 70 kN. Takto bude brzdit EDB. Zde je nutno nastavit brzdnu sílu mechanické kotoučové brzdy. Hledanou hodnotou je tlak v brzdovém válci. Ve výpočtu zábrzdě dráhy vysokorychlostní lokomotivy při rychlosti 230 km/h v režimu R v kapitole 5.7 je celková brzdící síla lokomotivy F_c 108,8 kN. Z toho plyne:

$$F_c = F_{EDB} + F_{kot}$$

$$F_{kot} = 108,8 - 70 = 38,8 \text{ kN}$$

Dle známých vzorců:

- Celková brzdící síla:

$$F_C = F_P \cdot \mu_K \cdot 2 \cdot \frac{R_m}{D_n}$$

- Celková přítlačná síla všech jednotek kotoučové brzdy:

$$F_P = F_{CK} \cdot i \cdot n_k \cdot \eta_k$$

- Síla pístu pneumatického válce:

$$F_{CK} = C \cdot A_K - F_{rk}$$

Velikost tlaku v brzdovém válci C.

$$F_{c,kot} = F_P \cdot 0,37 \cdot 2 \cdot \frac{448}{1250} = 38,8 \rightarrow F_P = 146,3 \text{ kN}$$

$$F_P = F_{CK} \cdot 8,51 \cdot 8 \cdot 0,97 = 146,3 \rightarrow F_{CK} = 2,22 \text{ kN}$$

$$F_{CK} = C \cdot 176,7 \cdot 10^{-4} - 500 = 2,22 \cdot 10^3 \rightarrow C = 153 \text{ 673 Pa} = 1,54 \text{ baru}$$

Z tohoto plyne, že při brzdění vysokorychlostní lokomotivy z rychlosti 230 km/h strojvedoucí nastaví tlak do brzdových válců na cca 1,50 baru a tím společně s EDB dosáhne celkové brzdicí síly 108,8 kN, která lokomotivu zastaví z rychlosti 230 km/h na dráze 1980,2 m.

Výpočet je proveden i pomocí programu excel. Výpočet se nachází v příloze 4.

5.7.3 Výpočet zábrzdě dráhy samotné lokomotivy v režimu E z rychlosti 230 km/h

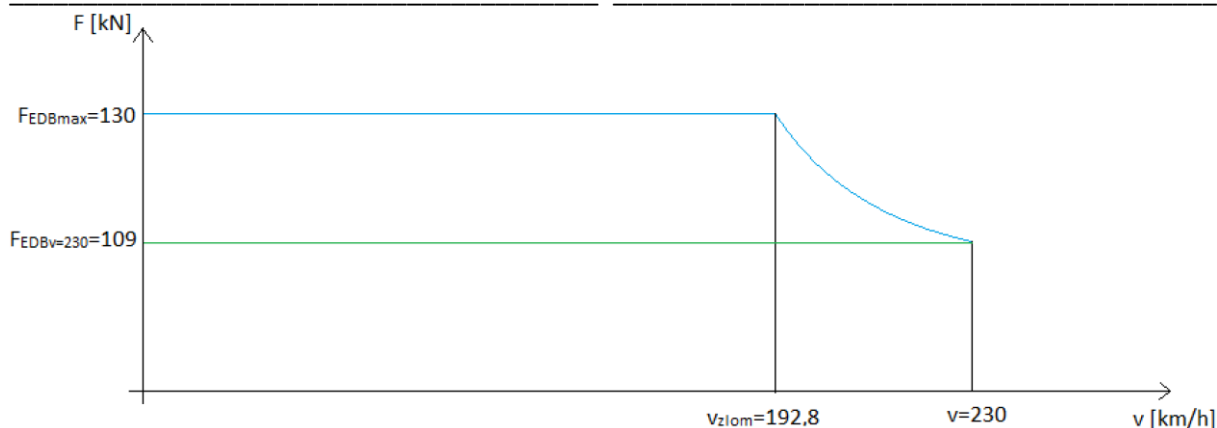
V tomto výpočtu připustíme, že vysokorychlostní lokomotiva využije možnost rekuperace a je jí povoleno vracet plný výkon (až 6963 kW) do troleje. Výsledná hodnota tohoto výpočtu je tedy výsledná brzděná dráha při využití pouze EDB systému při maximálním možném brzděném výkonu na obvodu kol. Výsledkem je, zda vysokorychlostní lokomotiva zastaví na kratší zábrzdě dráze než v předchozích výpočtech v režimech brzdějí R a R+E. Z parametrů lokomotivy řady 380 (ŠKODA 109E) je známo, že brzděný výkon na obvodu kol při rekuperaci je roven 6963 kW. Postup výpočtu je obdobný jako v předešlém výpočtu v režimu R+E.

$$P = v \cdot F$$

$$6963 = \frac{v}{3,6} \cdot 130$$

$$v_{zlom} = \frac{6963 \cdot 3,6}{130} = 192,8 \text{ km/h}$$

$$F_{EDB} = \frac{P}{v} = \frac{6963 \cdot 3,6}{230} = 109 \text{ kN} = F_C$$



Obrázek 52 Brzdová charakteristika v režimu brzdění E

Následně jsou stanoveny všechny parametry potřebné k výpočtu výsledné zábrzdné dráhy samostatně jedoucí lokomotivy. Výsledná zábrzdná dráha je vypočítána na dvě fáze.

První fáze je ohraničena intervalem rychlosti od 230 km/h do 192,8 km/h, kdy je brzdná síla EDB proměnná, viz Obrázek 52. Dráha v tomto úseku se vypočítá dle vztahu:

$$s_2 = \frac{m_{red}}{P_L} \cdot \int_{v_2}^{v(x)} v^2 \cdot dv = \frac{1}{3} \cdot \frac{m_{red}}{P_L} (v_{(x)}^3 - v_2^3)$$

Kde $v_{(x)}$ je velikost počáteční rychlosti, resp. 230 km/h, v_2 je koncová rychlost, resp. 192,8 km/h, P_L je maximální možný brzdový výkon na obvodu kol při rekuperaci a m_{red} je redukováná hmotnost, a tedy součin hmotnosti vozidla a součinitele redukce rotačních hmot.

$$s_2 = \frac{89\,000 \cdot 1,11}{6\,963} \cdot \int_{192,8}^{230} v^2 \cdot dv = \frac{1}{3} \cdot \frac{89\,000 \cdot 1,11}{6\,963\,000} (230^3 - 192,8^3) = 506,9 \text{ m}$$

V druhé fázi je brzdná síla F_{EDB} konstantní, kdy má hodnotu maximální dosažitelné hodnoty 130 kN. Výpočet vychází ze vztahu:

$$s_1 = \frac{1}{2} m_{red} \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{1}{F_{EDBmax}}$$

$$s_1 = \frac{1}{2} \cdot 89\,000 \cdot 1,11 \cdot \left(\frac{192,8}{3,6}\right)^2 \cdot \frac{1}{130\,000} = 1\,089,8 \text{ m}$$

Po sečtení zábrzdných drah v obou fázích získáme výslednou zábrzdnou dráhu.

$$s = s_1 + s_2 = 1\,089,8 + 506,9 = 1\,596,7 \text{ m}$$

Výsledná zábrzdná dráha lokomotivy ř. 380, kdy brzdí pouze pomocí EDB a rekuperuje při maximálním brzděném výkonu, je rovna cca 1 600 m. V Porovnání tedy s režimy R a R+E je výsledná dráha kratší zhruba o 400 m.

5.7.4 Porovnání výsledků výpočtů v jednotlivých režimech brzdění

Parametry	Režimy brzdění		
	R	R+E	E
Tlak v brzdových válcích	3,8 baru	1,52 baru	0 bar
Brzdicí síla kotoučové brzdy	108 kN	38,8 kN	0 kN
Brzdicí výkon EDB	0	4700 kW	6963 kW
Brzdicí síla EDB	0 kN	70 kN	109-130 kN
Celková brzdicí síla	108 kN	108 kN	109-130 kN
Celková zábrzdňá dráha	1980,2 m	1980,2 m	1596,7 m

Tabulka 9 Porovnávací tabulka výsledků

Při výpočtech jsme uvažovali tři režimy brzdění. Nejdříve bylo předpokládáno, že lokomotiva nevyužívá EDB systém a musí zastavit pouze při použití kotoučové brzdy v režimu brzdění R, a tedy v brzdových válcích je tlak 3,8 baru. V druhém výpočtu byly předpoklady, aby lokomotiva zabrzdila na stejné dráze jako v prvním výpočtu, ale využít také EDB systém, který lokomotivě umožňoval brzdit pouze do odporů. Musel se tedy dimenzovat tlak v brzdovém válci pro kotoučovou brzdou, který je 1,52 baru. Ve třetím výpočtu bylo uvažováno, že lokomotivě bylo povoleno rekuperovat a využít maximální brzdňý výkon EDB. Z toho se stanoví, zda lokomotiva zabrzdí na kratší zábrzdňé dráze. Z výsledné tabulky, viz Tabulka 9, je patrné, že lokomotiva zkrátí svoji zábrzdňou dráhu o téměř 400 metrů.

6 Závěr

Bakalářská práce je zaměřena na popis a návrh brzdových a pneumatických systémů vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h při nápravovém zatížení 22 t/nápravu. Pro vysokorychlostní lokomotivu disponující těmito parametry jsem v praktické části navrhoval zábrzdě dráhy v jednotlivých režimech brzdění.

V úvodní části bakalářské práce je uvedena rešerše historických i současně využívaných vysokorychlostních lokomotiv. Na tuto rešerši je navázáno teoretickou částí ohledně brzdových systémů využívaných na vysokorychlostních lokomotivách. Jsou zde jednotlivé brzdy podrobněji rozděleny, popsány jejich funkce a jejich konstrukční uspořádání. Hlavním tématem této kapitoly jsou brzdy pneumatické a brzdy dynamické. Věnuje se podrobnému popisu principu fungování a uspořádání samočinné a přímočinné tlakové brzdy. Okrajově je zde zmíněna výroba a distribuce stlačeného vzduchu pomocí kompresoru. Vedle pneumatické části je zaměřeno na část mechanickou, tj. jak brzdám špalíkovým i brzdám kotoučovým. Kromě jejich uspořádání na lokomotivě a jejich principům fungování je zde zařazena podkapitola věnující se jejich materiálovému složení a vlivu materiálu na výkonnost brzd lokomotiv. Na konci teoretického bloku jsou porovnány pneumatické obvody vysokorychlostních lokomotiv pro rychlost 200 km/h a 230 km/h. K tomuto porovnání jsou využita pneumatická schémata lokomotiv řady 380 (Škoda 109E) a lokomotiv řady 383 (Siemens Vectron). Z těchto schématů jsou vyňaty a podrobněji popsány kromě brzdových také pomocné pneumatické obvody. Porovnání je zakončeno popisem nápisů na bočních stranách zmíněných lokomotiv, které informují o brzdové výstroji konkrétních lokomotiv.

Na teoretickou část je navázáno částí praktickou. První polovina praktické části je věnována výpočtům brzdových procent a zábrzdě drah ze známých hodnot brzdících vah vysokorychlostních lokomotiv do provozní rychlosti 200 km/h dle daných postupů UIC 544-1. V druhé polovině praktické části jsou odvozeny vztahy potřebné k určení následného návrhu parametrů brzdové výstroje vysokorychlostní lokomotivy pro rychlost 230 km/h. Při odvození vztahů je vycházeno z konstrukčního řešení podvozků vysokorychlostní lokomotivy. Odvozené vztahy jsou aplikovány při návrhu brzdy vysokorychlostní lokomotivy ve třech režimech brzdění (R, R+E a E samostatné). Všechny tři režimy brzdění byly porovnány z hlediska jejich zábrzdě drah a využitelnosti v provozu.

7 Seznam použitých veličin

Označení	Jednotka	Popis
A_K	[cm ²]	činná plocha brzdového válce
B	[t]	brzdící váha vozu
C	[bar]	tlak v brzdovém válci
C, D	[-]	výpočtové konstanty dle UIC 544-1
D_K	[mm]	průměr brzdového kotouče
D_n	[mm]	průměr nového kola
D_o	[mm]	průměr opotřebovaného kola
E_K	[MJ]	kinetická energie lokomotivy
f	[-]	součinitel adheze
F_C	[kN]	celková brzdící síla
F_{CK}	[kN]	síla pístu brzdového válce
F_{EDB}	[kN]	brzdná síla elektrodynamické brzdy
F_{kot}	[kN]	brzdná síla kotoučové brzdy
F_P	[kN]	celková přitlačná síla na brzdové kotouče
F_{rk}	[kN]	síla vratné pružiny
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
i	[-]	pevný převod pákovi
m	[t]	hmotnost lokomotivy
m_{red}	[t]	redukováná hmotnost lokomotivy
n_k	[ks]	počet brzdových kotoučů
P	[kW]	brzdný výkon na obvodu kol brzdění do odporů
P_L	[kW]	brzdný výkon na obvodu kol při rekuperaci
R_m	[mm]	střední třecí poloměr brzdového kotouče
s	[m]	výsledná zábrzdná dráha lokomotivy
s_n	[m]	dráha dosáhnutá při plnění brzdových válců
s_t	[m]	teoretická zábrzdná dráha
s_1	[m]	zábrzdná dráha při konstantní velikosti síly EDB
s_2	[m]	zábrzdná dráha při proměnné velikosti síly EDB
t_p	[s]	doba plnění brzdových válců
v	[km/h]	rychlost lokomotivy
v_{max}	[km/h]	maximální rychlost lokomotivy
v_{zlom}	[km/h]	rychlost kdy se přechází z adhezního na výkonové omezení
δ	[-]	součinitel rotačních hmot lokomotivy
ξ	[-]	součinitel redukce hmot lokomotivy
η_k	[-]	účinnost pákového převodu
μ_k	[-]	součinitel tření
λ	[%]	brzdící procenta

8 Seznam použitých obrázků

Obrázek 1 Vysokorychlostní trať Norimberk-Ingolstadt-Mnichov	11
Obrázek 2 Rakousko: Railjet Wien-Linz ICE 91.....	11
Obrázek 3 Lokomotiva ŠKODA 67Er (1).....	12
Obrázek 4 Lokomotiva ŠKODA ČS200-001 (3).....	13
Obrázek 5 Lokomotiva BB 9004 (5).....	14
Obrázek 6 Vlaková souprava TGV Sud-Est (6)	15
Obrázek 7 Lokomotiva ŠKODA 109E (7)	16
Obrázek 8 Lokomotiva Siemens ES64U4 (9)	17
Obrázek 9 Lokomotiva Siemens ES64U4 v barvách Českých drah (9)	17
Obrázek 10 Siemens Vectron v barvách Českých drah (10).....	18
Obrázek 11 Základní rozdělení brzd.....	20
Obrázek 12 Bezolejový kompresor Knorr-Bremse (11).....	21
Obrázek 13 Podnikové portfolio firmy Knorr-Bremse (20)	22
Obrázek 14 Schéma samočinné tlakové brzdy (11)	23
Obrázek 15 Rychlé zabrzdění a odbrzdění osobního vozu (11)	24
Obrázek 16 Rychlé zabrzdění a odbrzdění nákladního vlaku (11)	25
Obrázek 17 Porovnání průběhů provozní zabrzdění a odbrzdění osobního a nákladního vlaku (11) ...	26
Obrázek 18 Hodnoty tlaků v jednotlivých funkčních stavech (14).....	26
Obrázek 19 Pohled na ovladač brzdiče samočinné brzdy motorové lokomotivy (14).....	27
Obrázek 20 Schéma přímočinného tlakového obvodu (15)	28
Obrázek 21 Záchranná brzda (16).....	29
Obrázek 22 Brzdy železničních kolejových vozidel (11)	30
Obrázek 23 Typy brzdových zdrží (11)	32
Obrázek 24 Podvozek TGV – Y 230 (14)	32
Obrázek 25 Pohon vysokorychlostní lokomotivy Taurus ES64U4 (14).....	33
Obrázek 26 Trakční podvozek vysokorychlostních hlavových vozidel ICE 3 (14)	35
Obrázek 27 Elektromagnetická kolejnicová brzda DAKO (11).....	36
Obrázek 28 Trámec elektromagnetické kolejnicové brzdy (11)	36
Obrázek 29 Brzda lineární vířivými proudy (11)	37
Obrázek 30 Brzdič samočinné brzdy DAKO BSE	38
Obrázek 31 Potrubní uspořádání na lokomotivě	40
Obrázek 32 Podnikové portfolio společnosti DAKO-CZ.....	43
Obrázek 33 Pneumatické schéma lokomotivy řady 380.....	44
Obrázek 34 Pneumatické schéma houkaček a píšťal.....	45
Obrázek 35 Schéma mazání okolků, pískování a čištění kol.....	46
Obrázek 36 Schéma pomocného pneumatického obvodu pantografu	47
Obrázek 37 Zajišťovací střadačová brzda (11)	48
Obrázek 38 Schéma pneumatického obvodu střadačové brzdy.....	48
Obrázek 39 Pneumatické schéma lokomotivy řady 383.....	49
Obrázek 40 Boční nápisy lokomotivy řady 380.....	50
Obrázek 41 Boční nápisy lokomotivy řady 383.....	51
Obrázek 42 Boční nápisy lokomotivy řady 1216.....	52
Obrázek 43 Nápisy brzdových vah lokomotivy ř.380	53
Obrázek 44 Nápisy brzdových vah lokomotivy ř.383	53
Obrázek 45 Nápisy brzdových vah lokomotivy ř.1216	53



Obrázek 46 Nápisy brzdových vah okružové lokomotivy	53
Obrázek 47 Linka EC 331 Jižní expres	54
Obrázek 48 Složky skutečné zábrzdne dráhy	59
Obrázek 49 Síly na kole lokomotivy	61
Obrázek 50 Aproximace empirické konstanty C	64
Obrázek 51 Brzdová charakteristika v režimu R+E.....	66
Obrázek 52 Brzdová charakteristika v režimu brzdění E.....	68

9 Seznam použitých tabulek

Tabulka 1 Složení litiny GG a fosfornaté litiny P 14 (11)	41
Tabulka 2 Brzné váhy vagónů v jednotlivých režimech brzdění.....	54
Tabulka 3 Brzdicí procenta vlaku v jednotlivých režimech brzdění	56
Tabulka 4 Požadavky na brzdicí procenta dle vyhlášky UIC 544-1.....	56
Tabulka 5 Konstanty v jednotlivých rychlostech dle vyhlášky UIC 544-1.....	57
Tabulka 6 Brzdicí procenta vysokorychlostních lokomotiv	58
Tabulka 7 Zábrzdné dráhy vysokorychlostních lokomotiv	58
Tabulka 8 Technické parametry lokomotivy a kotoučové brzdy	63
Tabulka 9 Porovnávací tabulka výsledků	69

10 Seznam použité literatury

Citovaná literatura

1. ŠKODA-CLUB.net. [Online] 2015. <https://www.skoda-club.net/>.
2. Vlaky ČR. *Webnote*. [Online] . <https://nejvlakycr.webnode.cz/>.
3. retroŠkoda. [Online] 6. únor 2024.
<https://www.facebook.com/333571646788365/photos/a.411266149018914/2307024656109711/?type=3>.
4. SNCF BB 9003-9004. *Locomotive fandom*. [Online] .
https://locomotive.fandom.com/wiki/SNCF_BB_9003-9004.
5. N., Keld. *Pinterest*. [Online] 2024. <https://cz.pinterest.com/pin/393924298650563770/>.
6. TGV Süd-Est. *Hattons Model Railways*. [Online]
https://www.hattons.co.uk/directory/vehicledetails/3143144/tgv_sud_est_snfc.
7. *Wikipedia*. [Online] 15. prosinec 2023. https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_109E.
8. Konečný, Jiří. Taurus. *Svět přátelých železnic*. [Online] 22. prosinec 2022.
<https://spz.logout.cz/vozidla/taurus.html>.
9. *Wikipedia*. [Online] 22. Leden 2024. https://cs.wikipedia.org/wiki/Siemens_ES64U4.
10. Vectrony ČD. *Železnčář*. [Online] 22. prosince 2023. <https://zeleznicar.cd.cz/zeleznicar/provoz-a-technika/vectrony-cd-jezdi-az-do-hamburku/-18270/21,0,,/>.
11. doc. Ing. Petr Heller, CSc. *Kolejová vozidla II*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2019. 1.
12. Zítko, Bc. Martin. *VagonyCZ*. [Online] 2010. <https://www.vagony.cz/>.
13. *Školení DAKO-CZ*. Pechar, Ing. Stanislav.
14. doc. Ing. Josef Kolář, CSc. *Hnací ústrojí vozidel*. Praha : FS ČVUT v Praze, 2021.
15. Píškač, Jáchym. *Studie brzdového systému železničního vagónu pro kombinovanou dopravu*. Praha : autor neznámý, 2022.

-
16. *Wikipedia Commons*. [Online] 4. Únor 2024.
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:RegioJet,_vagon,_z%C3%A1chrann%C3%A1_brzda.jpg.
17. Pazdera, Ing. Jan. *Brzdová výstroj elektrické lokomotivy 109E (B'o B'o)*. Třemošnice : DAKO-CZ, a. s., 2008.
18. Quayle, David L. *Zachovalé britské parní lokomotivy*. [Online] leden 2013.
<https://preservedbritishsteamlocomotives.com>.
19. DAKO-CZ, a. s. *Lokomotivní brzdové systémy Dako*. Třemošnice : autor neznámý, 2020.
20. *Knorr-Bremse*. [Online] 25. Březen 2024. <https://www.knorr-bremse.cz/cz/>.

11 Seznam příloh

- Příloha 1 – Pneumatické schéma lokomotivy 380 (Škoda 109E)
- Příloha 2 – Pneumatické schéma lokomotivy 383 (Siemens Vectron)
- Příloha 3 – Výpočet kotoučové brzdy
- Příloha 4 – Výpočet tlaku v brzdovém válci