

UNIVERZITA PARDUBICE  
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2008

Bc. Martin Diák

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Brzdy vozidel pro vysoké rychlosti  
Bc. Martin Diák

Diplomová práce  
2008

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky  
Akademický rok: 2007/2008

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin DIÁK**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**  
  
Název tématu: **Brzdy vozidel pro vysoké rychlosti**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Cílem práce je analýza a návrh brzdového systému vysokorychlostní elektrické jednotky podle daných parametrů. V práci se zaměřte na:

1. Brzdění z vysokých rychlostí.
2. Brzdy trakčních a netrakčních vozů.
3. Bezdotykovou kolejnicovou brzdu.
4. Brzdový management.
5. Zástavbu pneumatických zařízení do vozidla.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího DP  
Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran  
Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

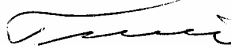
- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.
- [2] OPPOLZER T.: Řešení spolupráce brzdových systémů železničních vozidel. Univerzita Pardubice, disertační práce, 2000.
- [3] GRALLA D.: Eisenbahnbremstechnik. Düsseldorf. Werner Verlag, 1999, 3-8041-1813-5.
- [4] BRAUN A.: Erfahrungen mit Reibungsbremsen des InterCityExpress, ZEV+DET Glas. Ann. 11/1993, s. 352 – 355.
- [5] SCHLOSSER W., AURICH S.: Moderne Bremssysteme für Schienenfahrzeuge. ZEV+DET Glas. Ann. 8/2001, s. 273 - 277.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Oppolzer, Ph.D.  
Siemens Kolejová vozidla, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: 18. února 2008  
Termín odevzdání diplomové práce: 26. května 2008

  
prof. Ing. Bohumil Čálek, CSc.  
děkan

L.S.

  
doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.  
vedoucí katedry

dne

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval kolektivu pedagogů Dopravní fakulty Jana Pernera za trpělivý přístup při předávání znalostí a zkušeností v průběhu celého studia, vedoucímu práce panu Oppolzerovi za pomoc a za poskytnutí podkladů, důležitých rad a připomínek k diplomové práci, a rovněž i některým strojvedoucím ČD a ZSSK, zejména panu Ferdinandu Janíkovi a Jiřímu Vondrovi, za poskytnutí cenných informací z provozu.

Poděkování patří i mým rodičům, kteří mi materiální i morální podporou umožnili studium vysoké školy, tvorbu diplomové práce i přípravu na závěrečné zkoušky.

## **SOUHRN**

Diplomová práce je zaměřena na brzdy používané na vysokorychlostních vozidlech. Popisuje specifika vysokorychlostních vlaků se zaměřením na jejich brzdové systémy, zabývá se konstrukční i provozní stránkou těchto systémů. Součástí práce je návrh základních parametrů brzdového systému vysokorychlostní elektrické jednotky.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

brzdový systém; vysokorychlostní elektrická jednotka; bezkontaktní brzda; zábrzdna dráha, bezpečnost

## **TITLE**

Brakes of high speed railway vehicles

## **ABSTRACT**

The work focuses on the brakes used on high speed railway vehicles. It describes specialities and differences of high speed trains with a view to their brake systems, it deals with constructional and operational aspect of these systems. The part of the work is design of basic parameters of the brake system for the high speed electric unit.

## **KEYWORDS**

brake system; high speed electric unit; contactless brake; braking-down distance; safeness

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 1
---	-----------------	----------

<b>1. Úvod .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Brzdění z vysokých rychlostí .....</b>	<b>4</b>
2.1. Specifika vozidel pro vysoké rychlosti.....	4
2.2. Specifika brzdění z vysokých rychlostí .....	4
2.3. Kinetická a potenciální energie vysokorychlostního vlaku .....	5
2.4. Vliv jízdního odporu .....	7
2.5. Adhezní omezení.....	8
2.6. Zabezpečení jízdy vysokorychlostních vlaků .....	11
2.7. Brzda jako bezpečnostní prvek.....	13
<b>3. Brzdy trakčních a netrakčních vozů .....</b>	<b>15</b>
3.1. Elektrodynamická rekuperační brzda.....	16
3.1.1. Charakteristiky a vlastnosti elektrodynamické rekuperační brzdy.	16
3.1.2. Podmínky úspěšné rekuperace .....	17
3.1.3. Efekt rekuperace .....	19
3.2. Elektrodynamická odporová brzda.....	19
3.2.1. Charakteristiky a vlastnosti elektrodynamické odporové brzdy.....	19
3.2.2. Zástavba a chlazení brzdových odporníků .....	20
3.3. Kotoučová třecí brzda.....	21
3.3.1. Specifika kotoučové brzdy pro vysokorychlostní vozidla .....	23
3.3.2. Kotoučová brzda na nápravě.....	25
3.3.3. Kotoučová brzda v discích kol .....	27
3.3.4. Vliv brzdových kotoučů na jízdní odpor [18] .....	28
3.3.5. Elektropneumatické řízení třecích brzd .....	30
3.4. Třecí kolejnicová brzda.....	31
3.4.1. Elektromagnetická třecí kolejnicová brzda.....	32
3.4.2. Kolejnicová třecí brzda s permanentními magnety [21].....	34
3.5. Vířivá kolejnicová brzda.....	34
3.5.1. Princip a konstrukce elektromagnetické vířivé brzdy .....	34
3.5.2. Průběh tečné a normálové síly v závislosti na rychlosti.....	35
3.5.3. Energetika, napájení a oteplení vinutí elektromagnetické vířivé kolejnicové brzdy .....	36
3.5.4. Vířivá kolejnicová brzda s permanentními magnety .....	37
3.5.5. Řízení vířivé brzdy.....	38

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 2
---	-----------------	----------

<b>4. Brzdový management .....</b>	<b>39</b>
4.1. Charakteristiky a vlastnosti jednotlivých typů brzd .....	39
4.2. Brzdné režimy .....	40
4.3. Požadované zábrzdné dráhy [12] .....	42
4.4. Koordinace činnosti brzd [5] .....	44
<b>5. Zástavba brzdových zařízení do vozidla .....</b>	<b>49</b>
5.1. Komponenty brzd umístěné na dvojkolí .....	49
5.2. Komponenty brzd umístěné na podvozku.....	49
5.3. Komponenty brzd umístěné na spodku vozidla .....	50
5.4. Komponenty brzd umístěné uvnitř vozidla .....	50
5.5. Komponenty brzd umístěné na střeše vozidla .....	51
5.6. Mezivozové spojení .....	51
<b>6. Návrh brzdového systému vysokorychlostní elektrické jednotky ....</b>	<b>52</b>
6.1. Popis vysokorychlostní jednotky Velaro X .....	52
6.2. Popis brzdového systému jednotky Velaro X.....	52
6.2.1. Použité typy brzd u hnacích vozů .....	53
6.2.2. Použité typy brzd u vložených vozů.....	53
6.3. Návrh a výpočet brzdy vloženého vozu .....	54
6.3.1. Potřebné technické parametry vloženého vozu .....	54
6.3.2. Stanovení potřebné brzdné síly .....	55
6.3.3. Brzdná síla vířivé elektromagnetické kolejničové brzdy.....	56
6.3.4. Brzdná síla kotoučové brzdy.....	58
6.3.5. Přehled výsledků .....	60
6.4. Návrh a výpočet brzdy hnacího vozu.....	62
6.4.1. Potřebné technické parametry hnacího vozu.....	62
6.4.2. Stanovení potřebné brzdné síly .....	62
6.4.3. Brzdná síla rekuperační elektrodynamické brzdy .....	63
6.4.4. Brzdná síla kotoučové brzdy.....	64
6.4.5. Přehled výsledků .....	65
6.5. Spolupráce brzdových systémů vlaku Velaro X.....	66
<b>7. Závěr.....</b>	<b>70</b>



UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 3
---	-----------------	----------

## 1. Úvod

Tématem diplomové práce jsou brzdy železničních vozidel pro vysoké rychlosti. Cílem této práce je provést analýzu a návrh brzdového systému vysokorychlostní elektrické jednotky zadaných parametrů. Cílem teoretického rozboru je uvést specifika brzdění z vysokých rychlostí, popsat možné varianty brzd trakčních a netrakčních vozů, analyzovat koordinaci činnosti jednotlivých brzd a uvést možnosti zástavby jednotlivých zařízení brzdy do vozidla.

Brzdový systém je jedním z hlavních faktorů, které mají vliv na maximální rychlost vozidla. Obecně je u železniční dopravy kladen důraz zejména na bezpečnost provozu, brzdový systém tedy musí zajistit při všech provozních situacích bezpečné zastavení vozidla. S nástupem vysokorychlostní dopravy bylo zjištěno, že stávající technická řešení (např. špalíková brzda) těmto požadavkům neodpovídají. Důvodem je zejména obrovské množství energie, které je nutné při brzdění z vysokých rychlostí zmařit. Řešením použitým na současných vysokorychlostních vlacích je spolupráce více druhů brzd na jednom vlaku, použití nových materiálů a nových typů brzd (např. vířivé elektromagnetické brzdy). Vývoj brzdových systémů nejen pro tato vozidla však stále pokračuje směrem k návrhu takových řešení, u nichž je minimalizováno opotřebení, tedy i nároky na údržbu, minimalizována hmotnost i energetická náročnost, a zaručena vysoká spolehlivost a nezávislost na vnějších vlivech (např. adheze).

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 4
---	-----------------	----------

## 2. Brzdění z vysokých rychlostí

### 2.1. *Specifika vozidel pro vysoké rychlosti*

Pojem vysoké rychlosti znamená v železniční dopravě řádově 230 – 350 km/h. Jedná se o hodnotu cestovních rychlostí dosahovaných v běžném komerčním provozu. Rychlostní rekord platící pro konvenční železnici je v současné době asi 575 km/h a byl dosažen speciálně upravenou jednotkou TGV. Rychlostní rekord platný pro sériově vyráběný vlak (speciálně neupravený) vytvořila jednotka Velaro E, jeho hodnota je 403,7 km/h. Tyto rychlosti však pro běžný provoz zatím nejsou reálné.

Pro vysoké rychlosti jsou určena většinou specifická vozidla, která mají následující charakteristiky:

- Ucelené jednotky určené výhradně pro osobní dopravu
- Trakční výkon řádově 8 – 10 MW rozložený na více vozů
- Výkonné brzdové systémy s použitím neadhezních brzd
- Aerodynamicky výhodné řešení skříně vozidla
- Nadstandardně vybavený interiér
- Provoz zejména po zvláštních tratích k tomuto účelu určených (VRT)

Z hlediska provozovatele tato vozidla mají představovat jednak konkurenci individuální automobilové dopravy, jednak dopravy letecké na krátké a střední vzdálenosti. Z této skutečnosti vyplývají požadavky nejen na luxusně vybavený interiér a vysokou úroveň poskytovaných služeb, ale i na výborné jízdní vlastnosti a vysokou úroveň bezpečnosti těchto vozidel. Toto zajišťuje společně s ostatními celky i brzdový systém vozidla.

### 2.2. *Specifika brzdění z vysokých rychlostí*

- **Nutnost zmařit velké množství energie** – díky nelineární (teoreticky kvadratické) závislosti kinetické energie na rychlosti je např. při brzdění z rychlosti 300 km/h třeba zmařit asi 3,5 krát více energie, než při brzdění z rychlosti 160 km/h. Tento fakt vyvolává nutnost speciálních úprav brzdového systému tak, aby nedošlo k přehřívání jednotlivých brzdících členů (brzdové kotouče, odporníky EDB, apod.). Velmi výhodné je zde rovněž použití rekuperační elektrodynamické brzdy, která umožní

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 5
---	-----------------	----------

vracet energii zpět do sítě a tím výrazně sníží energetickou náročnost provozu.

- **Velmi dlouhé zábrzdé dráhy** – pohybují se v řádu několika kilometrů (např. pro 350 km/h je zábrzdá dráha při provozním brzdění až 11,5 km). Z tohoto důvodu je třeba zvláštních úprav zabezpečovacího zařízení na trati, rovněž je nutná speciální technologie řízení provozu na takovéto trati – vyloučení pomalých nákladních a osobních vlaků.
- **Nižší brzdá síla většiny typů brzd a nižší přenositelná adhezní síla v oblasti vysokých rychlostí.** Z toho vyplývá nižší zábrzdé zpomalení při vysokých rychlostech.

## 2.3. *Kinetická a potenciální energie vysokorychlostního vlaku*

### Kinetická energie vlaku

Při jízdě vlaku se uplatňují zejména dvě formy kinetické energie:

- Kinetická energie posuvná
- Kinetická energie rotujících hmot

Posuvná kinetická energie je funkcí hmotnosti celého vlaku a rychlosti a vypočítá se jako:

$$E_{K_{\text{posuv}}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{vlaku}} \cdot v^2 \quad (1)$$

Kinetická energie rotačních hmot zohledňuje rotující části vozidla, největší vliv mají dvojkolí a rotory trakčních motorů. Závislá je na momentu setrvačnosti a úhlové rychlosti otáčení jednotlivých hmot. Vypočítá se:

$$E_{K_{\text{rotace}}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \cdot J_i \cdot \omega_i^2 \quad (2)$$

Celková kinetická energie vlaku je potom součtem kinetické posuvné energie a energie rotačních hmot:

$$E_{K_{\text{vlaku}}} = E_{K_{\text{posuv}}} + E_{K_{\text{rotace}}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{vlaku}} \cdot v^2 + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \cdot J_i \cdot \omega_i^2 = \frac{1}{2} \cdot \left( m_{\text{vlaku}} + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{r_i^2} \right) \cdot v^2 \quad (3)$$

Ze obecného vztahu (3) vyplývá, že kinetická energie vlaku se mění hlavně s jeho rychlostí, ostatní veličiny je možno považovat za konstantní.

### Potenciální energie vlaku

Tato forma energie souvisí při jízdě vlaku s výškovým profilem trati. Obecně se potenciální energie vypočítá:

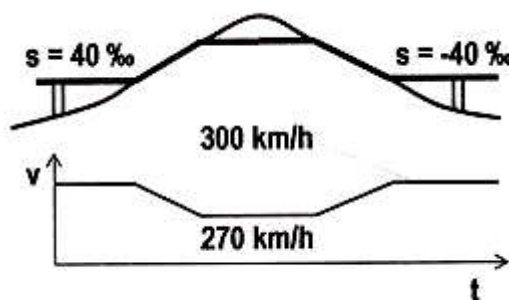
$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (4)$$

Při jízdě vlaku po výškově nerovné trati dochází ke změně výšky  $h$  a tím se mění potenciální energie vlaku.

### Vzájemné přeměny $E_k$ a $E_p$ při jízdě vysokorychlostního vlaku

Nově budované vysokorychlostní tratě jsou navrhovány se sklony až 40 ‰. Důvodem je úspora nákladů při budování těchto tratí, kdy by současná optimalizace směrových i výškových parametrů trati byla ekonomicky neúnosná. Přednost mají optimální směrové poměry trati před optimálními výškovými poměry, a to kvůli možnosti dosažení rychlostí 300-350 km/h. V obloukovité trati je dosažení těchto rychlostí nemyslitelné, naopak náročná stoupání umožňuje trakční výkon moderních vysokorychlostních vozidel překonat.

Jejich zdolání pomáhají právě i vzájemné přeměny kinetické a potenciální energie. Při průjezdu takto sklonově náročnou tratí není kladen důraz na jízdu konstantní rychlostí. Naopak se využívá jevu, při kterém kinetická energie uvolněná při zpomalení vlaku umožní vlaku zdolat krátké strmé stoupání a naopak při jízdě po klesání vlak opět počáteční rychlost nabere. Příklad takového způsobu jízdy schematicky představuje Obr. 1. Při jednoduchém výpočtu založeném na rovnosti  $\Delta E_p = \Delta E_k$  je možno zjistit, že pokles rychlosti z 300 km/h na 270 km/h teoreticky umožní vlaku zdolat 74 výškových metrů bez použití trakce.



Obr. 1 – Průběh rychlosti vlaku v závislosti na sklonu trati

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 7
---	-----------------	----------

## 2.4. Vliv jízdního odporu

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Obecně je možné je rozdělit na jízdní odpory traťové a vozidlové. Traťový jízdní odpor vzniká v důsledku jízdy do stoupání/klesání, jízdy obloukem koleje a jízdy tunelem, vozidlový jízdní odpor je dán valením kola po kolejnici, třením v ložiscích a odporem vzduchu.

**Vozidlový jízdní odpor** bývá vyjádřen souhrnnou rovnicí, ve které jsou obsaženy všechny tři vlivy. Rovnice se udává ve tvaru:

$$o_v = a + b \cdot V + c \cdot V^2, \quad (5)$$

kde:  $o_v$  ... vozidlový měrný jízdní odpor v [N/kN],

$V$  ... rychlost jízdy vozidla v [km/h],

$a, b, c$  ... koeficienty specifické pro každé vozidlo dané jeho konstrukcí.

Konstantní člen  $a$  je dán odporem v ložiscích, lineární člen  $b \cdot V$  zastupuje valení kola po kolejnici a kvadratický člen  $c \cdot V^2$  charakterizuje odpor vzduchu. Koeficienty  $a, b, c$  se stanovují experimentálně tzv. výběhovou zkouškou. Z rovnice (5) vyplývá, že při malých rychlostech převládá odpor vyvolaný třením v ložiscích, naopak při vysokých rychlostech má dominantní podíl odpor vzduchu. Vozidlový jízdní odpor má vždy kladné znaménko, vozidlo tedy zpomaluje.

**Traťový jízdní odpor** se podobně jako vozidlový vyjadřuje souhrnným vztahem:

$$o_t = s_n \cdot g, \quad (6)$$

Kde:  $o_t$  ... traťový měrný jízdní odpor v [N/kN],

$s_n$  ... náhradní traťový sklon v [‰],

$g$  ... tíhové zrychlení.

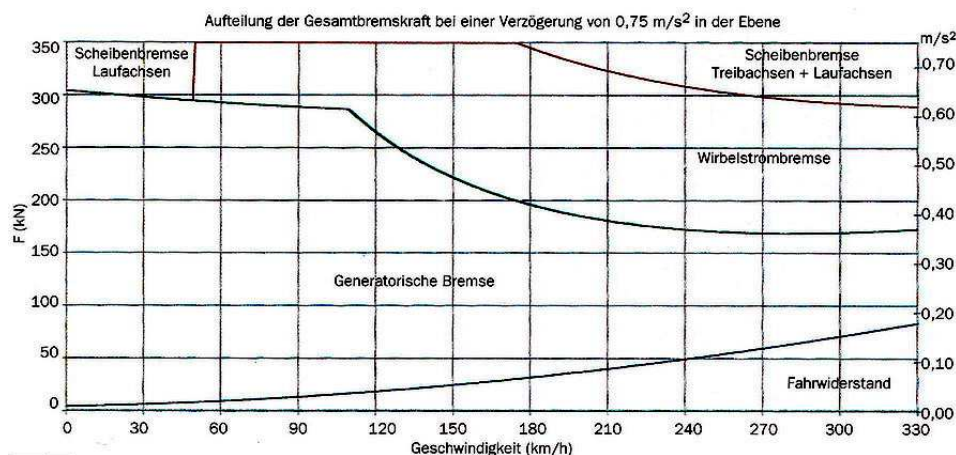
Náhradní traťový sklon slučuje všechny traťové odpory do jedné veličiny. Počítá se zvlášť pro každý úsek, ve kterém jsou všechny traťové odpory konstantní (stálý sklon, konstantní poloměr oblouku, tunel). Traťový jízdní odpor může být kladný i záporný (např. při jízdě po klesání v přímé koleji a bez tunelu). Vozidlo tedy může být pomocí traťového odporu zpomalováno i urychlováno.

Při navrhování brzdového systému vozidla je tedy možné počítat s vozidlovým jízdním odporem jako s jakousi fiktivní brzdou. Při vysokých rychlostech má navíc tato „brzda“ neadhezní charakter, neboť je dána převážně odporem vzduchu. Podíl

jízdního odporu na celkové brzdné síle jednotky ICE 3 znázorňuje Obr. 2. Jízdní odpor je dán stoupající křivkou v dolní části grafu označené „Fahrwiderstand“. Je patrné, že při rychlosti 300 km/h dosahuje jízdní odpor hodnoty asi 70 kN. Při přepočtu odporové síly na výkon dostaneme následující hodnotu:

$$P = \frac{F \cdot V}{3,6} = \frac{70 \cdot 300}{3,6} \cong 5833 \text{ kW} \quad (7)$$

Při této rychlosti se jedná asi o 70 % výkonu rekuperační EDB vlaku (8200 kW), Je tedy zřejmé, že při vysokých rychlostech má jízdní odpor významný brzdicí účinek.



**Obr. 2 – Podíl jízdního odporu na celkové brzdné síle jednotky ICE 3 [2]**

Naproti tomu u traťového jízdního odporu je při navrhování parametrů brzdy vždy nutné vycházet z nejnepříznivější hodnoty, tedy ze situace dané jízdou po přímé trati bez tunelu s maximálním klesáním na trati dosaženým. Při klesání 40 ‰ je hodnota traťového jízdního odporu rovna:

$$o_t = 10 \cdot s = 10 \cdot (-40) = -400 \text{ N/t} \quad (8)$$

Při hmotnosti jednotky ICE 3, která je 435 t, vyjde síla -174 kN. Brzdný výkon, který je potřeba pro vyrovnání této síly se vypočítá podle vztahu (7) a je roven 14500 kW. Je tedy zřejmé, že vliv traťového odporu na takto sklonově náročné trati významně zvyšuje požadavky na výkon brzdového systému.

## 2.5. Adhezní omezení

Adhezní omezení je limitujícím faktorem pro adhezní brzdy. Brzdná síla přenášená v kontaktu kola a kolejnice nikdy nemůže být větší, než je aktuální síla adhezní. V případě překročení adhezní síly dojde k zablokování kola a smyku, což je

jev z hlediska bezpečnosti a opotřebení jízdní plochy kola nežádoucí. Okamžitá přenositelná brzdná síla se potom vypočítá:

$$F_B \leq \mu \cdot Q, \quad (9)$$

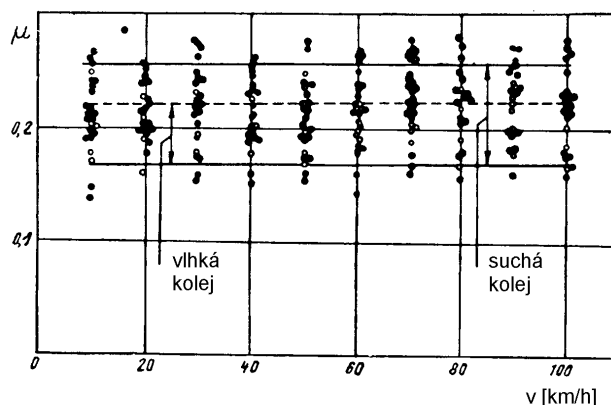
kde  $\mu$  je okamžitý součinitel adheze a  $Q$  je kolová síla. Lze tedy říci, že okamžitá přenositelná brzdná síla je funkcí okamžitého součinitele adheze, neboť svislá kolová síla je téměř konstantní.

Problematické je stanovení limitní hodnoty součinitele adheze při brzdění. Zatímco pro trakci jsou k dispozici poměrně podrobné studie a výsledky s obecnou platností (např. závislost součinitele adheze na rychlosti podle Kothera nebo Curtius-Knifflera), u brzdění lze nalézt pouze výsledky dílčích experimentů, jejichž závěry se do značné míry liší. Příklady některých výzkumů jsou uvedeny v Tab. 1:

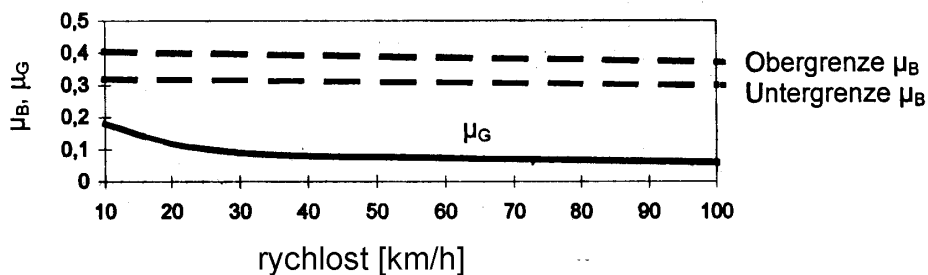
**Tab. 1– Výsledky různých výzkumů adhezních limitů pro brzdění [14]**

Zdroj, přibližná doba výzkumu	Vlhká kolej			Suchá kolej		
	$\mu$ min	$\mu$ stř	$\mu$ max	$\mu$ min	$\mu$ stř	$\mu$ max
Metzkow; 1930	0,17	-	0,22	0,17	-	0,26
USA; 1950	0,04	0,07	0,1	0,12	0,16	0,2
Gralla; 1990	-	-	-	0,32	-	0,4

U posledního zdroje není uvedeno, zda se jednalo o suchou, či mokrou kolej, podle hodnot se však zřejmě jedná o kolej suchou. Všechny tyto experimenty byly vykonávány v rozsahu rychlostí pouze do 100 km/h. Pokles součinitele adheze se zvyšující se rychlostí však zřejmě není tak dramatický jako u trakce. Tuto závislost znázorňuje Obr. 3 (výzkum provedený Metzkowem) a Obr. 4 (výsledek publikovaný Grallou).



**Obr. 3 – Závislost součinitele adheze na rychlosti podle Metzkowa [14]**



**Obr. 4 – Závislost součinitele adheze na rychlosti publikovaná Grallou [14]**

Adhezní limit pro brzdění je znázorněn pásmem ohraničeným čárkovanými čarami,  $\mu_G$  je hodnota součinitele smykového tření při zablokování kola.

Na okamžitou hodnotu součinitele adheze má vliv spousta dalších faktorů, např.:

- Hustota provozu
- Provozovaná trakce
- Povětrnostní vlivy (vlhko, sníh, spadané listí)
- Specifický tlak v kontaktu kola a kolejnice
- Kvalita trati (dynamické účinky)

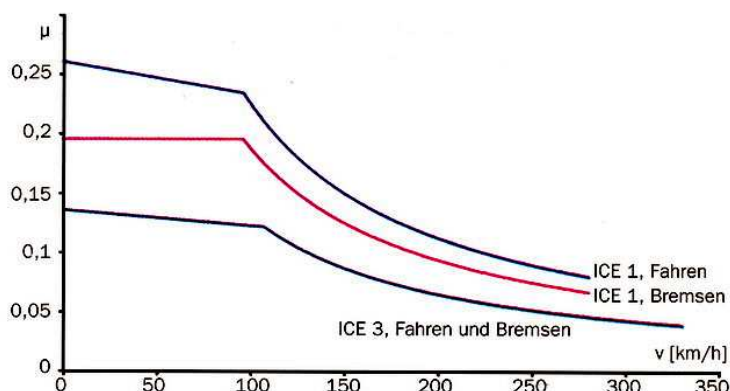
Z důvodů udržení cestovního komfortu i respektování horšího stavu koleje se brzdová zařízení v současné době nastavují v oblasti rychlostí nad  $V = 20$  km/h u zdrží na hodnotu odpovídající  $\mu_B \leq 0,15$  a u třecích obložení na  $\mu_B \leq 0,14$ , s možným



rozptylem  $0,12 \leq \mu_B \leq 0,15$ . Těmito hodnotami je již fyzikálně dáno omezení brzdové schopnosti adhezních brzd.

Pro vysokorychlostní vlak lze těchto poznatků využít i při rozhodování o použití distribuovaného nebo soustředěného pohonu. Distribuovaný pohon umožňuje většímu počtu dvojkolí brzdít elektrodynamickou rekuperační brzdou, tato brzda tedy může mít celkově větší výkon, nebo naopak při stejném výkonu brzdy snížit využitý součinitel adheze. Naproti tomu pohon soustředěný buď při stejném výkonu rekuperační EDB zvýší využitý součinitel adheze, nebo je nutné větší množství energie zmařit pomocí brzd na ostatních (netrakových) dvojkolích, které tuto energii neumějí vrátit zpět do sítě.

Jako příklad může sloužit porovnání využití adheze u jednotek ICE 1 a ICE 3. Jednotky ICE 1 mají pohon soustředěný (8 hnacích náprav a 48 náprav běžných) zatímco u jednotek ICE 3 byl použit pohon distribuovaný (16 hnacích a 16 běžných náprav). Při návrhu novějších jednotek ICE 3 byla zvolena cesta přibližného zachování výkonu EDB při snížení využitého součinitele adheze. Přednost tedy dostala bezpečnost a vyšší komfort cestování. Výkon EDB je u obou jednotek přibližně stejný (ICE 1 - 8000 kW, ICE 3 - 8200 kW) U ICE 3 je ale podstatně méně využita adheze, což vede k již zmíněnému zvýšení bezpečnosti a komfortu cestování. Porovnání obou jednotek znázorňuje Obr. 5:



Obr. 5 – Využitý součinitel adheze jednotek ICE 1 a ICE 3 [2]

## 2.6. Zabezpečení jízdy vysokorychlostních vlaků

Jedním ze základních předpokladů provozu vlaků vysokými rychlostmi je odpovídající zabezpečovací zařízení. Nezbytným prvkem takového zabezpečovacího zařízení je přenos návěstí a údajů o omezení rychlosti na stanoviště strojvedoucího.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 12
---	-----------------	-----------

(Pozn.: Přenos návěstního znaku není výsadou pouze vysokorychlostních vlaků, např. u ČD je povolena v úsecích bez přenosu návěstního znaku rychlost do 100 km/h.)

Současné systémy vysokorychlostních vlaků využívají různé zabezpečovací systémy. Jako příklady lze uvést:

- Francouzský zabezpečovací systém vlaků TGV nazvaný **TVM 430**. Jedná se o jakýsi vysokorychlostní autoblok, který však oproti běžnému autobloku využívá k přenosu návěstních znaků radiovou komunikaci. Strojvedoucí touto cestou dostává informace jak o následující návěsti, tak o maximální povolené rychlosti vlaku. [7]
- Liniový vlakový zabezpečovač **LZB** pro německou vysokorychlostní trať Hannover – Berlin. Strojvedoucí je rovněž informován jak o návěsti, tak o povolené maximální rychlosti, jiná je však technologie přenosu dat na hnací vozidlo. U tohoto systému probíhá výměnou datových telegramů mezi vlakem a vodičem uloženým uprostřed koleje. [8]

V posledních letech začíná docházet k propojování kdysi výhradně „národních“ vysokorychlostních systémů, což s sebou přináší požadavek na sjednocení technických podmínek provozu jednotlivých vlaků (tzv. interoperabilitu). Jedním ze závažných problémů je i zabezpečovací zařízení.

V rámci Evropy se v této souvislosti vyvíjí univerzální zabezpečovací systém, který je možno aplikovat i na vysokorychlostní vozidla. Nazývaný je **ETCS** (European Train Control System). Tento systém je rozdělen do tří úrovní tak, aby ho bylo možné postupně zavádět na tratě s různými národními zabezpečovacími zařízeními. Jednotlivé úrovně mají následující charakteristiky [4]:

- Level 1: Systém založený na spolupráci existujícího návěstního systému s novou technologií. Skládá se ze stabilní části tvořené traťovými body, tzv. balízami. Ty jsou umístěny v dostatečné zábrzdě vzdálenosti před návěstidlem a přenášejí návěstní znak daného návěstidla na mobilní část zařízení umístěnou na vozidle.
- Level 2: Stabilní část je doplněna radiovou komunikací pomocí technologie GSM-R řízené tzv. radioblokovou centrálou. Ta komunikuje se stávajícím zabezpečovacím zařízením a kontinuálně přenáší získané informace pomocí radia na mobilní část na hnacím vozidle. Balízy zde slouží k identifikaci polohy vozidla.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 13
---	-----------------	-----------

- Level 3: Podobné jako úroveň Level 2 s tím, že veškeré řízení přebírá radiobloková centrála. S klasickým stacionárním zabezpečovacím zařízením již v této úrovni není počítáno. Podmínkou funkce takového systému je jednak použití doplňujících automaticky fungujících prvků zabezpečovacího zařízení (např. kolejové obvody, počítače náprav), jednak to, že všechny vlaky pohybující se po takto zabezpečené trati musí disponovat funkční palubní částí ETCS.

### **Spolupráce ETCS a brzdového systému vozidla**

ETCS je zabezpečovač s kontrolou rychlosti vlaku. Rychlost vlaku tedy neřídí, pouze ji kontroluje. Kontrolována není pouze ustálená rychlost, ale i tzv. brzdná křivka. To je určitá klesající posloupnost rychlostí, z nichž má vlak reálnou možnost zastavit před návěstidlem v poloze „Stůj“ nebo neprojet začátek úseku se sníženou rychlostí rychlostí vyšší, než dovolenou, a to při použití provozního režimu brzdění. V případě, že strojvedoucí překročí rychlost danou brzdovou křivkou, zabezpečovací zařízení na vozidle vyhodnotí, že provozní brzdění je nedostačující, a zavede brzdění rychločinné.

### **2.7. Brzda jako bezpečnostní prvek**

Jak již bylo napsáno v úvodu, brzdový systém musí pracovat tak, aby při každé provozní situaci byl schopen vlak zastavit. Je tedy požadována vysoká spolehlivost všech komponentů a systém by měl být navržen tak, aby jeho výpadek nezpůsobil neovladatelnost vlaku, ale např. jeho zastavení. Vlastnosti brzdového systému, které mají zaručovat co nejvyšší míru bezpečnosti jsou zejména tyto:

- **Samočinnost brzdy** – spočívá ve filozofii ovládnání vlastních výkonných prvků (brzdových válců). Tlak v brzdovém válci se zvyšuje pomocí snižování tlaku v hlavním potrubí. Se zvyšováním tlaku v brzdovém válci dochází ke zvyšování brzdného účinku. Pokud tedy dojde z jakéhokoliv důvodu k poklesu tlaku nebo úplnému vyprázdnění hlavního potrubí, vlak se nestane neovladatelným, ale automaticky zastaví.
- **Nevyčerpatelnost brzdy** – konstrukce brzdy musí zajišťovat, aby i při opakovaném stupňovitém brzdění a následném odbrzďování nedošlo k vyprázdnění pomocného vzduchojemu (zdroj stlačeného vzduchu pro brzdový válec) a tím poklesu nebo ztrátě brzdného účinku. Řešení spočívá v jednosměrném propojení pomocného vzduchojemu s hlavním

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 14
---	-----------------	-----------

potrubím mimo rozvaděč, což umožní rychlé doplnění tlaku v pomocném vzduchojemu právě při rychlém sledu brzdění a odbrzdování.

Dalším moderním prvkem, který přispívá ke zvýšení bezpečnosti provozu je **přemostění záchranné brzdy**. Strojvedoucí zde má možnost přerušit vyprazdňování hlavního potrubí při zaúčinkování záchranné brzdy cestujícím a tím oddálit zastavení vlaku. Důvodem použití takového prvku je snaha zabránit nouzovému zastavení vlaku v nepřístupném místě (např. tunel, most, apod.), při kterém by mohlo dojít např. k nekontrolovatelnému rozšíření požáru, zamezení přístupu záchranářů k raněným osobám, atd.

Brzdový systém většinou spolupracuje i se zabezpečovacím zařízením, a to nejen se systémem ETCS popsáním v kapitole 2.6, ale i s ostatními dnes běžně používanými zabezpečovacími systémy. Častou funkcí, kterou tato spolupráce umožňuje je dálkové zastavení vlaku výpravčím nebo dispečerem v případě nebezpečí. To je realizováno napojením zabezpečovacího zařízení na elektropneumatický ventil umístěný na hlavním potrubí, který v případě příslušného signálu vypustí z hlavního potrubí vzduch a tím vlak zastaví.

Samotné brzdové systémy podléhají přísnému testování v akreditovaných laboratořích, kterých je jen několik na světě, což zaručuje vysokou technickou úroveň a spolehlivost těchto zařízení.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 15
---	-----------------	-----------

### 3. Brzdy trakčních a netrakčních vozů

Obecně lze brzdy rozdělit následujícím způsobem:

- Brzdy adhezní
  - Třecí
    - kotoučová brzda
    - zdržová (špalíková) brzda
  - Dynamické
    - Elektrodynamická brzda
    - Hydrodynamická brzda
- Brzdy neadhezní
  - Třecí
    - Třecí elektromagnetická kolejnicová brzda
  - Dynamické
    - Lineární vířivá elektromagnetická kolejnicová brzda
    - Permanentně buzená vířivá magnetická brzda

U brzd adhezních dochází k přenosu tečné brzdné síly přes kontaktní plošku ve styku kolo – kolejnice. Brzdná síla těchto brzd je tedy omezena adhezí (viz kapitola 2.5) Brzdná síla u neadhezních brzd je vyvíjena mezi pracovním prvkem této brzdy a kolejnicí, je tedy na adhezních podmínkách kontaktu kolo – kolejnice nezávislá.

V brzdovém systému trakčních vozů bývá použita:

- Dynamická brzda elektrická nebo hydraulická (podle přenosu výkonu),
- Třecí brzda kotoučová, zdržová, nebo jejich kombinace.

Brzdový systém netrakčních vozů zpravidla obsahuje:

- Třecí brzdou kotoučovou, zdržovou, nebo jejich kombinaci,
- Třecí nebo lineární vířivou kolejnicovou elektromagnetickou brzdou.

### 3.1. *Elektrodynamická rekuperační brzda*

Podstatou elektrodynamické brzdy (EDB) je využití trakčního motoru v generátorickém režimu. U stejnosměrného motoru dochází k odpojení motoru od zdroje napájení elektrickým proudem, jeho nabuzení a připojení spotřebiče. Trakční motor v takovémto režimu vyrábí elektrickou energii a působí proti směru pohybu vozidla. Třífázový asynchronní motor pracuje jako generátor, pokud úhlová rychlost točivého magnetického pole je menší, než úhlová rychlost kotvy. Kotva se pak snaží přiblížit své otáčky točivému poli a opět působí proti pohybu.

Podle způsobu zatížení motoru pracujícího v generátorickém režimu je pak možno rozdělit elektrodynamickou brzdu na brzdu rekuperační a odporovou.

#### 3.1.1. Charakteristiky a vlastnosti elektrodynamické rekuperační brzdy

Základní vlastností rekuperační elektrodynamické brzdy je, že umožňuje znovu využít vyrobenou elektrickou energii. Ta je vrácena buď zpět do trolejového vedení, nebo je akumulována ve speciálních vysokokapacitních kondenzátorech umístěných v hnacím vozidle. První uvedený způsob rekuperace je používán výhradně u vozidel elektrické trakce, způsob druhý pak spíše zatím u vozidel trakce nezávislé (hlavně regionální lehká vozidla).

U vozidel závislé trakce pomáhá trolejové vedení odvést tuto energii k zátěžovému mechanismu, který ji spotřebuje. Takovým „spotřebičem“ může být vlak nacházející se na stejné trati, který dodanou energii využije k trakci, nebo je energie vrácena přes transformovnu do veřejné sítě.

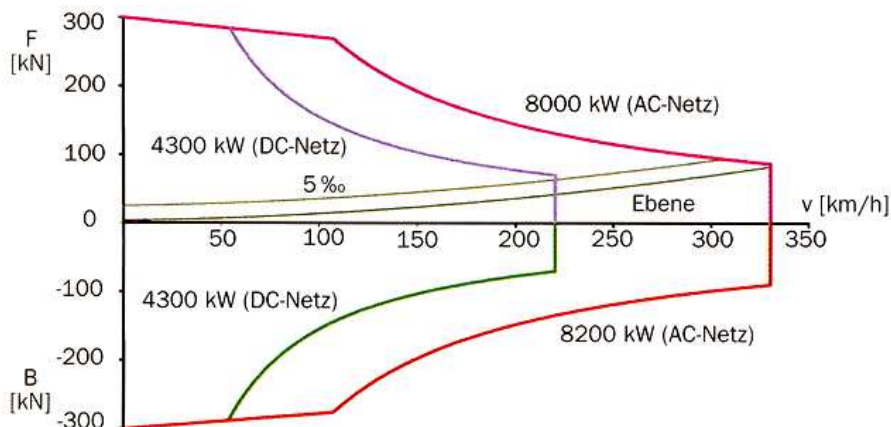
Přehlednější popis možností rekuperačního brzdění je uveden v Tab. 2:

**Tab. 2 – druhy rekuperačního brzdění**

trakce	přenos vyrobené energie	zátěžový prvek
závislá (elektrická)	trolejové vedení	jiný vlak na trati
		veřejná energetická síť
závislá i nezávislá	-	vysokokapacitní kondenzátor

Základní sledovaná charakteristika všech typů brzd je závislost brzdné síly na rychlosti. Tato závislost u EDB bývá zpravidla u moderních vozidel téměř zrcadlovým obrazem trakční charakteristiky. Někdy bývá brzdná síla oproti tažné síle omezena

určitou hranicí, např. 150 nebo 200 kN. Příklad brzdné charakteristiky rekuperační EDB jednotky ICE 3 znázorňuje Obr. 6:



Obr. 6 – Trakční a brzdná charakteristika jednotky ICE 3 [2]

### 3.1.2. Podmínky úspěšné rekuperace

Vzhledem k faktu, že EDB patří mezi brzdy adhezní, je zásadním limitujícím faktorem i pro rekuperační elektrodynamickou brzdu okamžitý součinitel adheze, který přímo určuje maximální možnou brzdnou sílu. I v případě zajištěného odběru rekuperované energie může být tedy účinek této brzdy citelně omezen špatnými adhezními podmínkami.

Každý z druhů rekuperačního brzdění uvedených v Tab. 2 má kromě adhezního limitu své podmínky a svá omezení pro úspěšné odvedení a znovuvyužití „odpadní“ energie vznikající při brzdění. Dodržení brzdné charakteristiky rekuperační EDB je potom vázáno na možnost odvedení vyprodukované energie. V případě, že tuto energii není možno odvést (příp. spotřebovat nebo uložit v kondenzátoru), klesá brzdný účinek této brzdy na nulu.

#### **Podmínky úspěšné rekuperace rekuperačního brzdění vracejícího energii do troleje.**

Z hlediska možnosti odvodu elektrické energie vyprodukované při rekuperačním brzdění je rozdíl mezi stejnosměrnou a střídavou napájecí soustavou.

**Stejnosemřná napájecí soustava** v současné době neumožňuje vracet elektrickou energii zpět do veřejné energetické sítě. Důvod je prostý – veřejná síť disponuje střídavým proudem. Trakční měniřny by tak musely být vybaveny zpětným měničem, který by ze stejnosměrného proudu vyráběl střídavý proud požadovaných parametrů. Technická náročnost takového zařízení však zřejmě převažuje nad

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 18
---	-----------------	-----------

výhodami danými úsporou energie. Na této napájecí soustavě tedy musí být elektrická energie vyráběná rekuperujícím vlakem současně spotřebovávána jiným vlakem ve stejném napájecím úseku. Pokud tomu tak není, dochází při rekuperaci ke zvyšování napětí v troleji. V praxi je napětí v troleji omezeno určitou maximální hodnotou. Brzdění rekuperační EDB je tedy možné pouze do okamžiku dosažení této hodnoty, pak je toto brzdění automaticky vypnuto a nahrazeno brzděním odporovou EDB, nebo jiným prvkem brzdového systému.

Jako příklad lze uvést brzdění stejnosměrných elektrických jednotek řady 471 ČD. Jmenovité napětí v troleji je 3000 V, maximální hodnota je 3500 V. Při brzdění jednotky řady 471 je přednostně využíváno brzdění rekuperační EDB a to až do dosažení maximální hodnoty napětí v troleji. Poté je rekuperace vypnuta a využije se odporová EDB, příp. brzda kotoučová.

**Střídavá napájecí soustava** – zde je technicky možné elektrickou energii vyrobenou při rekuperaci za určitých podmínek do veřejné sítě vracet. Zátěžovým prvkem spotřebovávajícím rekuperovanou energii tak obecně může na střídavé napájecí soustavě být jak další vlak ve stejném napájecím úseku, tak veřejná energetická síť. I zde však existují určité technické obtíže, které souvisejí zejména s frekvencí a fázovým posunutím střídavého proudu vyráběného při rekuperaci. Takový proud má jiné parametry, než napájecí proud v troleji, příslušné lokomotivy tak musejí pro vrácení rekuperované elektrické energie do sítě disponovat vybavením umožňujícím odstranění tohoto problému.

Tuto možnost však v současné době využívá pouze několik železničních správ na světě. V České republice není možné ani na střídavé napájecí soustavě elektrodynamickou rekuperační brzdu použít.

#### **Podmínky úspěšné rekuperace rekuperačního brzdění kumulujícího energii ve vysokokapacitních kondenzátorech**

Této technologii se využívá zejména u lehkých regionálních vozidel, která se často rozjíždějí a zastavují. Při brzdění je kondenzátor nabit a při rozjezdu je vybíjen a dodávanou energií pomáhá spalovacímu motoru, příp. napájecímu vedení. Hlavním limitujícím faktorem je při tomto druhu rekuperačního brzdění kapacita kondenzátoru. Dostatečně výkonné kondenzátory však byly vyvinuty teprve v nedávné době, v současnosti se spíše testuje možnost jejich využití. S dalším rozvojem elektrotechniky a elektroniky však pravděpodobně toto řešení najde velké využití u všech hnacích kolejových vozidel.



UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 19
---	-----------------	-----------

### 3.1.3. Efekt rekuperace

Pozitivní efekty brzdění rekuperační elektrodynamickou brzdou jsou v zásadě 2:

- **Snížení opotřebení částí brzdového systému** – Tento efekt není vázán pouze na rekuperační EDB, ale obecně na elektrodynamickou brzdu. Vzhledem k tomu, že se procesu brzdění elektrodynamickou brzdou neúčastní žádné třecí dvojice, jedná se teoreticky o brzdový systém bez opotřebení. Při maximálním možném využití EDB se tedy výrazně snižuje opotřebení ostatních brzd třecích (kotoučová, zdržová, magnetická kolejnicová), jejichž funkci elektrodynamická brzda nahrazuje.
- **Snížení energetické náročnosti provozu** je výsadou a nejdůležitějším efektem rekuperační elektrodynamické brzdy. energii, která by při využití ostatních brzdových systémů byla nenávratně ztracena, je možné při rekuperačním brzdění znovu použít. Největší efekt má použití rekuperace u často zastavujících osobních vlaků, kde je možné při dostatečné četnosti vlaků na trati využít významný podíl energie vrácené zastavujícími vlaky k rozjezdu vlaků zvyšujících rychlost, dále pak u vlaků vysokorychlostních, u kterých je díky vysokým rychlostem akumulována obrovské množství energie.

Další snížení energetické náročnosti železniční dopravy dané větším využitím rekuperace může být v budoucnu významným argumentem v boji s konkurenční silniční a leteckou dopravou.

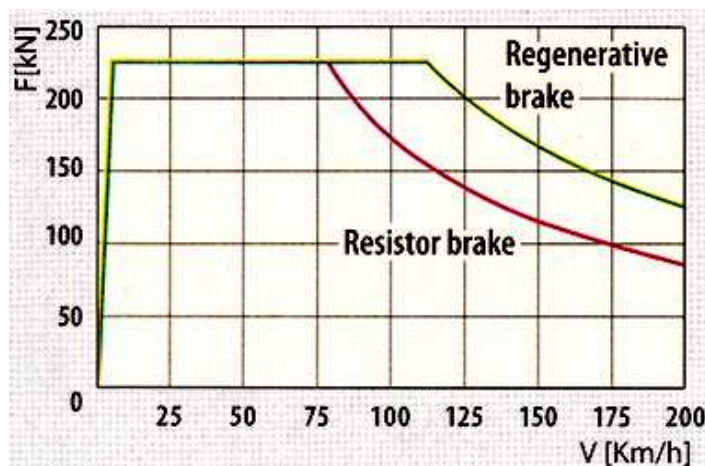
## 3.2. *Elektrodynamická odporová brzda*

### 3.2.1. Charakteristiky a vlastnosti elektrodynamické odporové brzdy

Obecné charakteristiky elektrodynamické brzdy uvedené v kapitole 3.1 platí i pro elektrodynamickou brzdu odporovou. Také se tedy využívá generátorického režimu trakčního motoru. Základním rozdílem oproti rekuperační EDB je, že odporová EDB maří energii vyráběnou trakčním motorem při brzdění v tzv. brzdovém odporníku. Brzdový odporník je zařízení, ve kterém se elektrická energie přeměňuje na teplo. Jeho základem je vinutí z materiálu o vysokém elektrickém odporu, který se průchodem elektrického proudu silně zahřívá a tím spotřebovává dodávanou energii.

Výkon i brzdná síla odporové EDB je pak kromě již zmiňovaného adhezního limitu omezena zejména možnostmi chlazení brzdového odporníku.

Základní charakteristikou elektrodynamické odporové brzdy je rovněž závislost brzdné síly na rychlosti. Mívá, podobně jako rekuperační EDB, obdobný průběh jako trakční charakteristika vozidla. Z důvodu omezení chlazením brzdového odporníku může být brzdná síla a výkon této brzdy nižší, než brzdy rekuperační. Příklad je uveden na Obr. 7, který znázorňuje brzdnu charakteristiku lokomotivy ŠKODA 109E. Z obrázku je patrné, že tato lokomotiva disponuje elektrodynamickou brzdou rekuperační i odporovou, přičemž rekuperační brzda má v oblasti rychlostí přibližně nad 80 km/h vyšší výkon, než brzda odporová.



Obr. 7 – Brzdná charakteristika lokomotivy ŠKODA 109E

### 3.2.2. Zástavba a chlazení brzdových odporníků

Protože chlazení brzdového odporníku je jedním ze základních limitujících faktorů výkonu elektrodynamické brzdy, je třeba mu věnovat velkou pozornost.

Chladícím médiem je v drtivé většině vzduch, brzdový odporník by tedy měl být umístěn tam, kde je dostatek vzduchu s co nejnižší možnou teplotou. Tímto místem bývá nejčastěji střecha hnacího vozidla. Vzduch je možné k samotnému odporníku přivádět buď náporově, nebo ventilátory.

**Náporové chlazení** bylo používáno u starších vozidel (např. příměstské jednotky řady 451 a 452 ČD), případně tam, kde je EDB použita pouze jako doplňková a má nižší výkon (např. motorové vozy řady 843 ČD). Nevýhodou náporového chlazení je závislost jeho výkonu na rychlosti jízdy, v oblasti malých rychlostí k chlazení téměř nedochází.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 21
---	-----------------	-----------

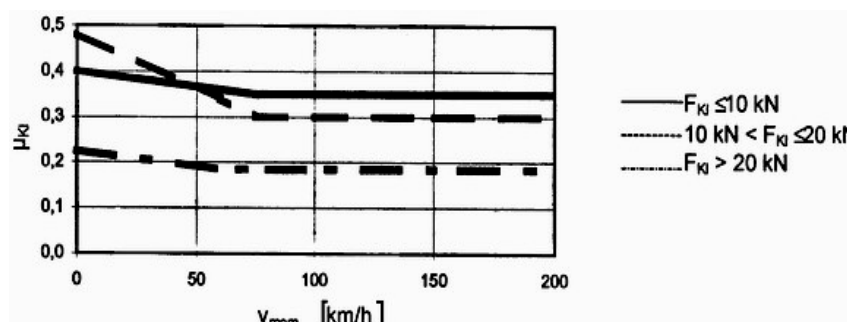
**Chlazení ventilátory** umožňuje regulovat chladicí výkon nezávisle na rychlosti jízdy, je zde tedy téměř vyloučeno přehřátí odporníku. Nevýhodou tohoto systému je jeho větší složitost, vyšší hmotnost a energetická náročnost. Z hlediska energetického je výhodné zapojit motory ventilátorů tak, aby spotřebovávaly energii vyrobenou trakčním motorem při brzdění. Při zapojení do série s brzdovým odporníkem jsou navíc otáčky ventilátoru přímo úměrné zatížení odporníku, chladicí výkon tak přímo, a bez nutnosti další regulace, odpovídá změnám v oteplení vinutí odporníku. Chlazení ventilátory se používá většinou u výkonných elektrických lokomotiv. U starších vozidel s odporovou regulací výkonu byl pro brzdění elektrodynamickou brzdou použit rozjezdový odporník, vozidla s moderní polovodičovou regulací výkonu mají brzdový odporník samostatný.

### 3.3. *Kotoučová třecí brzda*

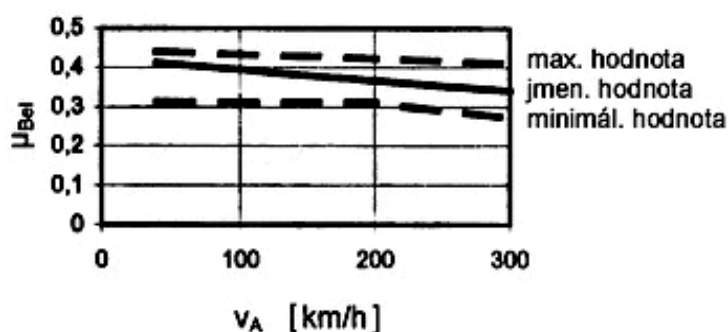
Je v současné době zřejmě nejpoužívanějším typem brzdy pro osobní vozy, jednotky a hnací vozidla. Z historického hlediska je nástupcem brzdy zdržové, oproti které má řadu výhod. K těm základním patří:

- **Nižší hmotnost** (až 40 % úspora oproti zdržové brzdě)
- **Vyšší účinnost mechanického převodu** (0,9 – 0,95 u brzdy kotoučové oproti 0,8 – 0,85 u zdržové brzdy)
- **Možnost použití brzdových válců s malým zdvihem** (10 – 20 mm oproti původním 100 – 200 mm), což je dáno menšími vůlemi mezi třecími plochami a menším převodem pákovi mezi brzdovým válcem a třecími elementy. Přínosem je menší spotřeba tlakového vzduchu a rychlejší působení brzdy.
- **Možnost použití vhodnějších třecích materiálů** (výběr materiálů není limitován pevnostními požadavky na jízdní plochu kola). Výsledkem je stálější průběh součinitele smykového tření v závislosti na rychlosti, delší životnost brzdového obložení, vyšší brzdny výkon, vyšší komfort cestování, odpadá nutnost složité konstrukce dvoustupňové rychlíkové brzdy. Porovnání průběhu součinitele smykového tření zdržové a kotoučové brzdy je uvedeno na Obr. 8 a Obr. 9. První z obrázků znázorňuje průběh součinitele smykového tření pouze do rychlosti 200 km/h, zdržová brzda se pro vyšší rychlosti nepoužívá. Z obrázků je patrné, že kotoučová brzda má v rozsahu 0-200 km/h průběh součinitele

smykového tření jen mírně klesající, zatímco u brzdy zdržové dochází k jeho poměrně významnému poklesu v rychlostním pásmu 0-75 km/h.



**Obr. 8 – Závislost součinitele smykového tření na rychlosti u zdržové brzdy podle UIC 541 [14]**



**Obr. 9 – Závislost součinitele smykového tření na rychlosti u kotoučové brzdy podle UIC 541 [14]**

Kotoučová brzda má však i nevýhody:

- Neumožňuje čištění jízdni plochy kola, což způsobuje zejména při zhoršených povětrnostních podmínkách snížení využitelného součinitele adheze.
- Z jízdni plochy není odstraňován opotřebený materiál, jízdni plocha je pak náchylnější k odlupování materiálu z povrchové vrstvy.

Z tohoto důvodu se u moderních vozidel slučují oba druhy třecí brzdy. Kotoučová brzda je použita k vyvíjení dominantního podílu brzděné síly, brzda zdržová pak bývá dosazena jako doplňková, má minimální brzděný účinek a slouží zejména k odstraňování nečistot a opotřebeného materiálu z jízdni plochy kola. K tomuto účelu bývá použita většinou jednošpalíková brzdová jednotka.

### 3.3.1. Specifika kotoučové brzdy pro vysokorychlostní vozidla

Při brzdění z vysokých rychlostí se vyskytly některé problémy, které bylo nutné řešit. Jedná se o:

- Vyšší opotřebenění brzdových kotoučů a obložení,
- Ohřívání brzdových kotoučů na vysokou teplotu,
- Požadovaný vyšší výkon a nižší hmotnost brzdového zařízení.

Řešení těchto problémů je do značné míry záležitostí volby vhodného materiálu, často však stojí požadavky vyplývající z těchto problémů proti sobě a je nezbytné volit kompromis. Při volbě vhodného materiálu je také velmi podstatným kritériem cena. Ta bývá samozřejmě u tepelně, výkonově a hmotnostně výhodnějších materiálů vyšší, vždy je tedy třeba najít optimum pro danou aplikaci.

Optimalizace všech uvedených parametrů je spojena s volbou vhodné třecí dvojice. Dnes používané materiály jsou uvedeny v Tab. 3.

**Tab. 3 – Používané třecí dvojice brzdový kotouč – obložení [14, 19]**

brzdový kotouč	obložení
litina (GG, GGG)	lisované materiály
ocel	spékané materiály
hliník	hliníková slitina, uhlíkový kompozit
lehký uhlíkový kompozit (CFC)	lehký uhlíkový kompozit
keramika (CMC)	keramika

První z uvedených možností se využívá převážně v pásmu „běžných“ rychlostí, tedy řádově do 200 km/h. Výhodou je patrně nejnižší pořizovací cena, nevýhodou vyšší opotřebenění a hmotnost, nižší brzdový výkon a nižší schopnost akumulace energie.

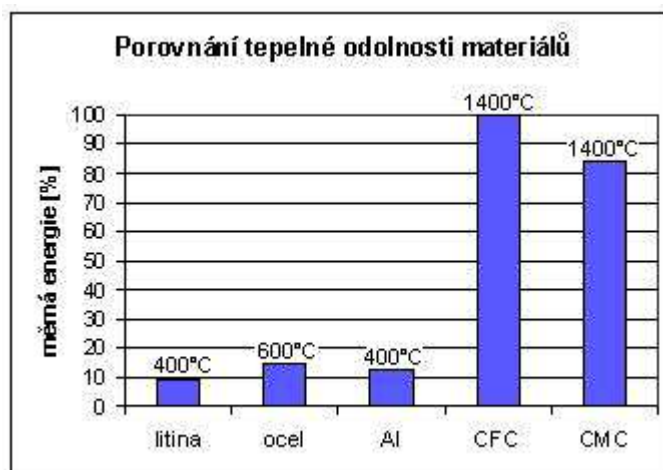
Ocelové a hliníkové brzdové kotouče s příslušným obložení je již možné použít pro rychlosti do 300 km/h. Ocelové kotouče je možné použít i jako deskové bez vnitřního ventilátoru, což má pozitivní dopad na velikost jízdního odporu. Hliníkové kotouče zase vynikají svou nízkou hmotností (cca 40 % úspora oproti litinovým). Obě varianty se vyznačují rovněž podstatně nižším opotřebením, než má litina. Cena těchto brzd je však již podstatně vyšší.

CFC (Carbon Fiber Composite) je materiál, který byl převzat z leteckého průmyslu. Cílem jeho použití bylo snížení hmotnosti (cca 50 % oproti litině) a zvýšení brzdového výkonu (cca dvojnásobek oproti litině) a tepelné odolnosti. Nevýhodou

tohoto materiálu je oxidační citlivost, poměrně silně kolísavá hodnota součinitele smykového tření a vyšší opotřebenění. Při odstranění těchto nedostatků se však jedná o materiál použitelný i pro rychlosti, které se dnes běžně nedosahují.

CMC (keramické kompozitní materiály) jsou v oblasti vývoje, jehož cílem je vysoce výkonná brzda s nízkým opotřebením a přijatelnou cenou.

Porovnání jednoho ze zmiňovaných parametrů, konkrétně tepelné odolnosti, je uvedeno na Obr. 10. Jsou zde vzájemně porovnaná specifická množství tepla, které je materiál schopen přijmout při maximální provozní teplotě (uvedena vždy nad příslušným sloupcem).



**Obr. 10 – Tepelné odolnosti třecích materiálů [19]**

Pozn.: Vzhledem k tomu, že jsem neměl k dispozici konkrétní údaje o hodnotách absorbované energie, je porovnání uvedeno v procentech vzhledem k maximální absorbované energii – u CFC materiálu.

Další možností jak snížit opotřebenění třecích částí kotoučové brzdy je převzetí části jejího brzdového výkonu brzdou bez opotřebenění, např. vířivou kolejnicovou elektromagnetickou brzdou použitou na jednotkách ICE 3, případně rotační vířivou elektromagnetickou brzdou (viz dále).

**Umístění brzdových kotoučů** na dvojkolí je v zásadě dvojí. Buď se brzdový kotouč přišroubuje k sedlu umístěnému mezi koly na nápravě, nebo se připevní k disku kola.

### 3.3.2. Kotoučová brzda na nápravě

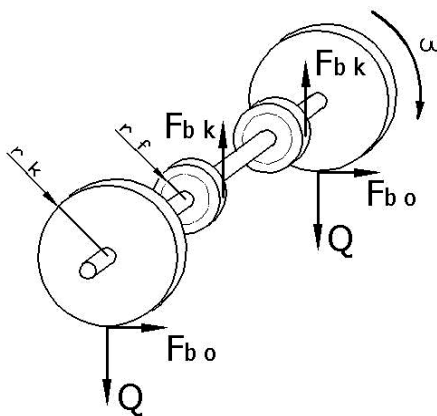
Toto řešení je využíváno zejména u netrakčních dvojkolí, kde se mezi koly nenachází žádné zařízení a je tam tak dostatek místa pro mechanismus kotoučové brzdy. Na nápravě bývá příslušný počet sedel, na kterých jsou nalisovány náboje. Vlastní brzdový kotouč je k náboji většinou přišroubován. Toto řešení je patrné z Obr. 11. Brzdový válec, pákový a obložení je pak fixováno v rámu podvozku.



Obr. 11 – Kotoučová brzda na nápravě

#### Silový limit kotoučové brzdy na nápravě

Brzdná síla vyvíjená mezi kotoučem a brzdovým obložení je jednoznačně omezena přenositelnou tečnou silou v kontaktu kolo – kolejnice. Limitujícím faktorem brzdné síly kotoučové brzdy tak bude okamžitý součinitel adheze v kontaktu kola a kolejnice. Při výpočtu maximální brzdné síly kotoučové brzdy s ohledem na adhezní možnosti je rovněž nutné brát v úvahu rozdílné poloměry, na kterých je brzdná síla vyvíjena. Na kotoučích je to třecí poloměr  $r_f$  a na kole poloměr kola  $r_k$ . Tuto situaci schematicky znázorňuje Obr. 12.



Obr. 12 – Dvojkolí brzděné kotoučovou brzdou

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 26
---	-----------------	-----------

Výpočet limitní brzdné síly je dán rovností momentů a pro modelové dvojkolí z Obr. 12 se vypočítá:

$$F_{bk} = F_{bo} \cdot \frac{r_k}{r_f}, \quad (10)$$

$F_{bk}$  je brzdná síla vyvíjená jedním kotoučem a  $F_{bo}$  je brzdná síla na obvodu kola. Momentálně dosažitelná brzdná síla na obvodu kol je dána součinem svislé kolové síly  $Q$  a okamžitého součinitele adheze  $\mu$ . Silový limit kotoučové brzdy je pak dán vztahem:

$$F_{bk} \leq Q \cdot \mu \cdot \frac{r_k}{r_f} \quad (11)$$

Tomuto omezení se pak podřizuje konstrukce celého systému kotoučové brzdy. Všechny prvky jsou dimenzovány tak, aby byly schopny bez problémů vyvinout a přenést aspoň takovou brzdnu sílu, která je dána adhezním silovým limitem.

### Výkonový a energetický limit kotoučové brzdy na nápravě

Tato omezení souvisí zejména s oteplením brzdového kotouče a obložení. Při brzdění kotoučovou brzdou se téměř veškerá kinetická energie jedoucího vlaku mění na teplo, které tyto třecí součásti ohřívá. Limit energie, kterou je kotoučová brzda schopna zmařit je pak dán:

- Tepelnou odolností materiálů brzdového kotouče a obložení
- Chlazením těchto třecích elementů

Tepelná odolnost používaných materiálů se poměrně značně liší, jak je vidět z grafu na Obr. 10. Příslušný materiál je třeba při návrhu parametrů kotoučové brzdy vybrat s ohledem na velikost mařené energie, která závisí na maximální rychlosti a hmotnosti vlaku.

Přibližnou představu o oteplení kotoučů poskytuje vztah mezi akumulovanou energií (teplem)  $Q$  a změnou teploty  $\Delta t$ , kterou přijetí tepla vyvolalo:

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t \Rightarrow \Delta t = \frac{Q}{c \cdot m}, \quad (12)$$

kde  $c$  je měrná tepelná kapacita materiálu kotouče a  $m$  je hmotnost brzdového kotouče. Přijaté teplo  $Q$  je přibližně rovno kinetické energii vlaku, která se na teplo při brzdění přemění. Při dosažení hodnot platných pro vysokorychlostní jednotku a ocelový brzdový kotouč vyjde při brzdění z rychlosti 300 km/h oteplení kotouče



UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 27
---	-----------------	-----------

přibližně 500-600°C. Tato hodnota je však v praxi nižší díky náporovému chlazení brzdového kotouče vzduchem. Výpočet ochlazení kotouče daného prouděním vzduchu je však velmi složitý a vyžaduje použití empirických konstant daných experimentem.

Možnosti chlazení brzdových kotoučů budou popsány v samostatné kapitole.

### 3.3.3. Kotoučová brzda v discích kol

Tohoto řešení se používá zejména u trakčních podvozků, kde mezi koly není dostatek místa z důvodu zástavby trakčního motoru, převodovky, atd. Zástavba kotouče je patrná z Obr. 13. Disk kola je provrtán několika dírami, přes které je z obou stran k disku přišroubován buď již samotný brzdový kotouč, nebo člen, který brzdový kotouč drží. Šrouby, které vážou brzdový kotouč k disku, případně muzikusu, jsou do třecí plochy zapuštěné tak, aby nebránily tření.



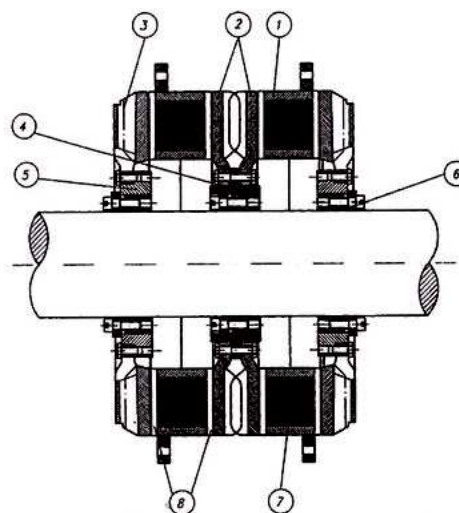
Obr. 13 – Brzdový kotouč v disku kola

**Silový limit** kotoučové brzdy v disku kola je stejně jako v případě kotouče na nápravě dán maximální přenositelnou tečnou silou v kontaktu kolo-kolejnice. Pro maximální brzdovou sílu kotouče tedy platí vztah (11).

**Výkonový a energetický limit** je rovněž dán oteplením brzdového kotouče při brzdění. V tomto případě je však k dispozici méně prostoru pro žebra sloužící k chlazení brzdových kotoučů, je tedy třeba počítat s větším oteplením kotouče při brzdění. Dalším požadavkem tohoto konstrukčního provedení je minimalizace přenosu tepla mezi brzdovým kotoučem a částmi kola. Nadměrné oteplení kola by

mohlo vyvolat nežádoucí pnutí v materiálu kola, v krajním případě deformaci některé z jeho částí.

Možnou alternativou ke třecí kotoučové brzdě je využití **rotační vířivé elektromagnetické brzdy** [13]. Toto řešení bylo vyvinuto spíše pro silniční vozidla, ale zkoušeno bylo i na vozidlech železničních. Obecným principem tohoto řešení je vyvíjení brzdné síly pomocí kotoučů umístěných proti sobě na nápravě. Jeden z kotoučů – stator – má v sobě zabudovávánou cívku, která při průchodu elektrického proudu indukuje magnetické pole. Společně s nápravou se otáčejí dva rotory vyrobené z feromagnetického materiálu. Při brzdění pak dochází k pohybu kotoučů rotoru v magnetickém poli statoru, magnetická síla mezi kotouči pak vyvolá brzdění nápravy a vznik vířivých proudů v rotoru. Konstrukční řešení je uvedeno na Obr. 14. Stator je označený pozicí 1 a rotory pozicemi 2 (vnitřní) a 3 (vnější).



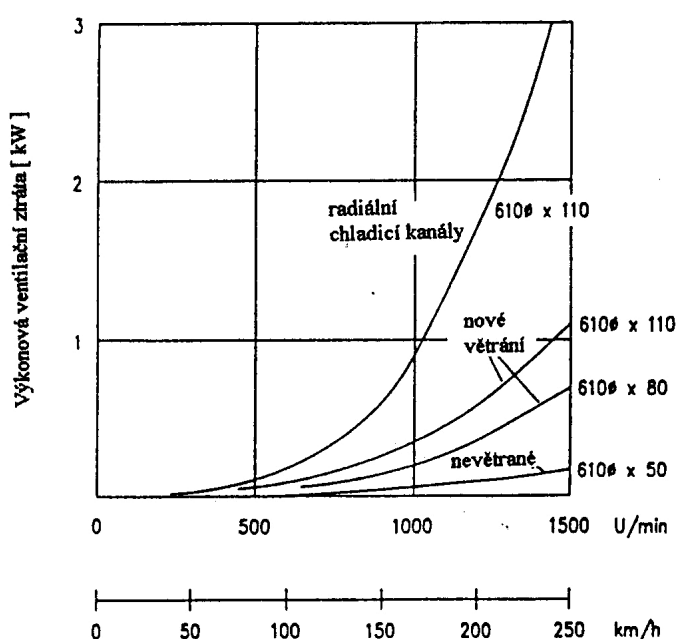
**Obr. 14 – Řez pracovní částí rotační vířivé brzdy [13]**

Tuto brzdu je možné použít jako doplňkovou k brzdě třecí. Výhodou je omezení opotřebení třecí brzdy a možnost zvýšení brzdného výkonu omezením oteplením třecích částí brzdy třecí. Nevýhodou je celková vyšší hmotnost brzdového systému, zejména neodpružených hmot, nutnost napájení elektromagnetů a vyšší cena a složitost. Podle dostupných informací se zatím tento systém v praxi neosvědčil a v současné době se nepoužívá. Je ale možné, že po odstranění některých technických problémů najde v budoucnu u kolejových vozidel uplatnění.

### **3.3.4. Vliv brzdových kotoučů na jízdní odpor [18]**

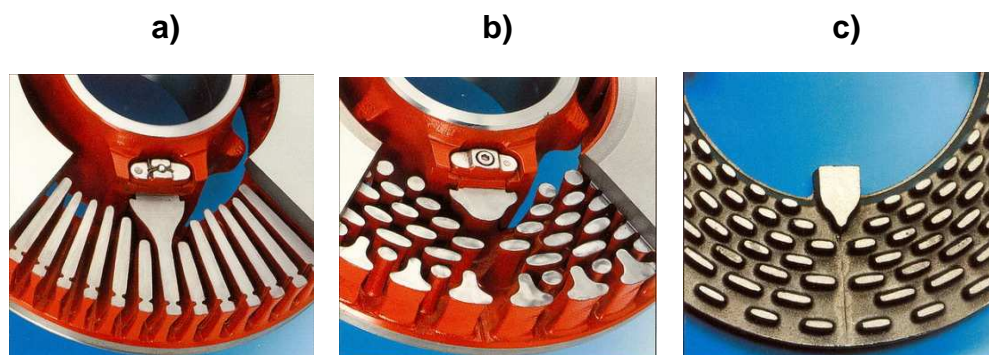
Jak je patrné z Obr. 11, obě třecí plochy brzdového kotouče umístěného na nápravě jsou spojeny žebry, které při rotaci umožňují pronikání vzduchu mezi tyto

třecí plochy. Vzniká tak v podstatě ventilátor, který třecí plochy brzdového kotouče chladí. V případě brzdových kotoučů v disku kola je dosažení takového ventilátoru omezeno prostorovými možnostmi, žebra tak mají menší šířku, než u brzdového kotouče na nápravě. Brzdové kotouče opatřené ventilátorem však způsobují dodatečný odpor působící proti jízdě vlaku, který je vyvolán vířením vzduchu mezi žebry. Tento odpor výrazně vzrůstá s rychlostí a jeho průběh je ovlivněn také tvarem žeber ventilátoru a šířkou brzdového kotouče. Průběhy odporu proti jízdě vlaku v závislosti na rychlosti, různých tvarech žeber a různých šířkách brzdových kotoučů představuje Obr. 15.



**Obr. 15 – Ventilační ztráty brzdových kotoučů [1]**

Z obrázku je patrné, že původní ventilátory s radiálně uspořádanými žebry nejsou pro vysokorychlostní vlaky vhodné. Při vysokých rychlostech dosahuje ventilační ztráta celého vlaku řádově stovek kilowatů, což klade zvýšené nároky na trakci. Proto byl vyvinut jiný typ žebrování (na Obr. 15 označeno jako „nové větrání“), který zachová ventilační účinnost a podstatně sníží výkonovou ventilační ztrátu. Z obrázku je také patrný rozdíl v průběhu ventilačního odporu při rozdílných šířkách kotouče. Ve spodní části grafu je uvedena křivka pro tenké nevětrané kotouče, které byly použity např. u jednotek TGV. Mají sice výrazně nižší ventilační ztráty, výrazně vyšší je však oteplení. Četnost zastavování vysokorychlostních vlaků je ale podstatně nižší, než u vlaků běžných, dostatečné vychlazení brzdových kotoučů je tak zajištěno. Porovnání možných tvarů žeber brzdových kotoučů s ventilátorem je uvedeno na Obr. 16:



**Obr. 16 – Ventilátory brzdových kotoučů [17]**

Obr. 16 a) znázorňuje radiální žebrování, b) nově vyvinuté žebrování s nižšími ventilačními ztrátami a c) ventilátor s tangenciálními žebry určený pro vysoké otáčky, který je možno umístit na hřídel trakčního motoru, popř. předlokový hřídel u trakčních vozidel.

Pro použití na běžných podvozcích vysokorychlostních jednotek budou z hlediska ventilačních ztrát vhodné tenčí kotouče s uspořádáním ventilátoru z Obr. 16 b).

### **3.3.5. Elektropneumatické řízení třecích brzd**

Stlačený vzduch v hlavním potrubí má u klasického provedení samočinné tlakovzdušné brzdy dvě základní funkce:

- Pracovní (silovou)
- Řídící (přenos informace)

Pracovní funkce stlačeného vzduchu spočívá ve vyvíjení tlakové síly na píst brzdového válce. Řídící funkce vyplývá z ovládání rozvaděčů tlakovým impulzem (změnou tlaku), který se šíří hlavním potrubím. Vznik impulzu vyvolá strojvedoucí pomocí brzdiče na základě požadované brzdě síly, impulz se pak šíří hlavním potrubím a přenáší tak informaci k rozvaděčům na jednotlivých vozech. Ty potom podle změny tlaku v hlavním potrubí regulují velikost tlaku v brzdovém válci a tím brzdou sílu. Rychlost přenosu informace je však omezena rychlostí šíření tlakového impulzu. Ten se ve vzduchu šíří maximálně rychlostí zvuku, tedy cca 300 m/s. Tato hodnota je však pouze teoretická, v praxi dosahuje rychlost šíření tlakové změny v hlavním potrubí cca 250 m/s.

To znamená, že u vlaku, který má délku 500 m, poslední vůz začne brzdit o dvě sekundy později, než lokomotiva. Negativním důsledkem tohoto jevu je vznik podélných rázů v soupravě vyvolaných nerovnoměrným brzdícím účinkem

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 31
---	-----------------	-----------

jednotlivých vozů při změnách brzdě síly a také prodloužení zábrzdě vzdálenosti. U krátkých osobních vlaků pohybujících se rychlostmi cca do 160 km/h se tento negativní jev téměř neprojevuje. Významným se stává u dlouhých nákladních vlaků a u vysokorychlostních vlaků osobní dopravy.

Možným řešením je použití **elektropneumatické brzdy**. Podstatou tohoto řešení je nahrazení řídicí funkce tlakového vzduchu elektrickým vedením, ve kterém se informace může šířit teoreticky rychlostí světla. Hlavní potrubí je pak tedy pouze určitou zásobárnou pracovního média – stlačeného vzduchu, a ovládání brzdy je uskutečněno podstatně rychlejším elektrickým vedením. Výsledkem takového řešení je, že všechny vozy vlaku začnou teoreticky brzdit i odbrzdovat ve stejném okamžiku. To jednak zkracuje zábrzdě vzdálenost, jednak zlepšuje ovladatelnost brzdy. Další výhodou použití e-p brzdy je možnost dosazení přemostěné záchranné brzdy.

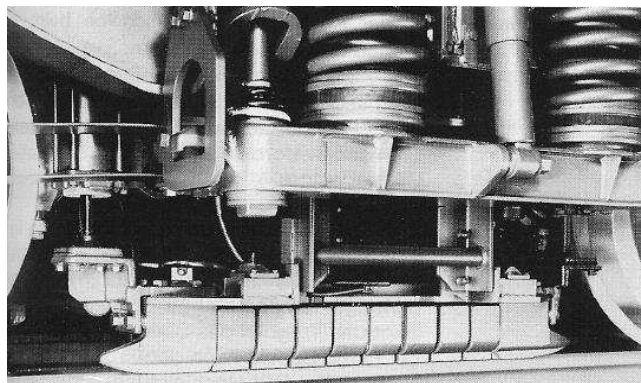
Elektropneumatická brzda je však použitelná pouze v případě osobních vysokorychlostních jednotek. Důvodem je nutnost napájení ovladače brzdy na každém voze. Vozy vybavené elektropneumatickou brzdou tak musí disponovat zdrojem elektrické energie, což je z provozních důvodů u nákladních vozů nemožné.

### **3.4. Třecí kolejnicová brzda**

V souvislosti se zvyšováním rychlostí v osobní železniční dopravě přestaly stačit k bezpečnému brzdění adhezní brzdy. Důvodem je zejména nejistý průběh a snižování součinitele adheze za zhoršených povětrnostních podmínek. Bylo tedy třeba najít způsob, jakým přenést dostatečnou brzdě sílu potřebnou k bezpečnému zastavení vlaku z vyšších rychlostí.

Možným řešením je použití kolejnicových brzd, které pro přenos brzdě síly nevyužívají kontaktní plošky mezi kolem a kolejnicí, nejsou tedy tolik závislé na okamžitých adhezních poměrech. Brzdě síla je vyvíjena brzdovými trámci umístěnými nad kolejnicemi v prostoru mezi koly a je vyvolána buď třením mezi třecí plochou trámce a kolejnicí (třecí kolejnicová brzda), nebo silou magnetického pole, které se uzavírá mezi magnetem v trámci a hlavou kolejnice (vířivá kolejnicová brzda).

Umístění brzdového trámce v podvozku je patrné z Obr. 17. Trámce jsou zavěšené na zvláštním rámu, který jednak udržuje stálý rozchod trámců, jednak vymezuje svislou polohu trámců vůči hlavě kolejnice. Výška trámce nad hlavou kolejnice je regulována pneumatickými prvky, buď pneumatickými zdvihovými válci, nebo vzduchovými měchy.



**Obr. 17 – Umístění trámce neadhezní kolejnicové brzdy [5]**

Třecí kolejnicová brzda může být v zásadě dvojí konstrukce:

- Elektromagnetická třecí kolejnicová brzda,
- Třecí kolejnicová brzda s permanentními magnety.

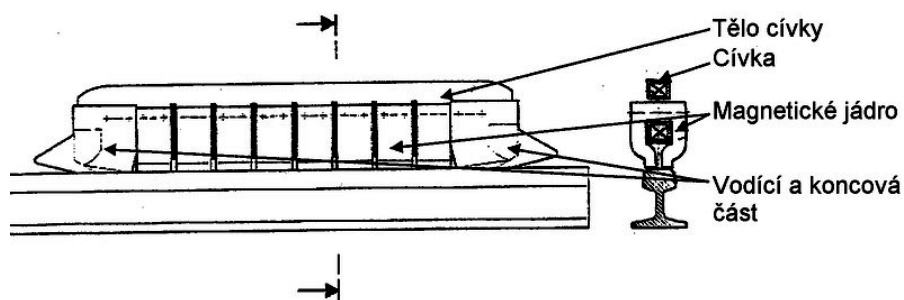
Brzdná síla u třecích kolejnicových brzd vzniká následujícím způsobem: Při přiblížení magnetu k hlavě kolejnice vznikne přitažlivá síla mezi brzdovým trámcem a kolejnicí, brzdový trámec se ke kolejnici přitlačí a vlivem tření mezi těmito dvěma prvky dochází k brzdění vlaku. Brzdná síla  $F_B$  je pak závislá na přitlačné síle  $F_P$  brzdového trámce a na součiniteli smykového tření  $f$  a je dána známým vztahem:

$$F_B = F_p \cdot f \quad (13)$$

Rozdíl mezi oběma uvedenými řešeními je patrný z názvu, v případě elektromagnetické brzdy jsou k vytvoření přitažlivé síly použity elektromagnety napájené z baterií, v druhém případě permanentní magnety, kde se přitažlivá síla ke kolejnici reguluje jejich vertikální polohou uvnitř brzdového trámce.

### 3.4.1. Elektromagnetická třecí kolejnicová brzda

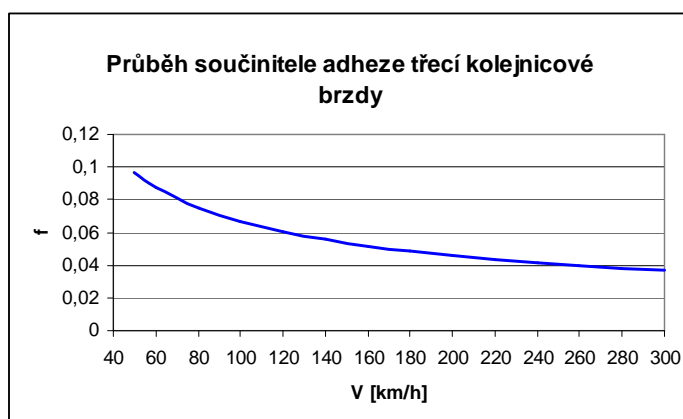
V případě tohoto řešení se pro vytvoření přitažlivé síly používá elektromagnetu, který je zabudován v brzdovém trámcu. Konstrukční uspořádání znázorňuje Obr. 18.



**Obr. 18 – Brzdový trámec třecí kolejnicové brzdy [6]**

V klidovém stavu je brzdový trámec přidržován asi 100 mm nad temenem kolejnice, při poklesu tlaku v hlavním potrubí pod určitou hodnotu (např. 3,5 bar) je rám s oběma trámci spuštěn dolů tak, aby došlo k dotyku brzdového trámce s kolejnicí. Současně je do cívek uvnitř trámců vpuštěn elektrický proud, který vyvolá vznik magnetického pole. Přes magnetické jádro je magnetické pole zesilováno, uzavírá se přes hlavu kolejnice a tak vzniká přitažlivá síla, která následně vyvolá sílu třecí. Cívky jsou napájeny z baterií, většinou napětím 24 nebo 48 V.

Z provozního hlediska se elektromagnetická kolejnicová brzda využívá pouze jako doplňková pro případ nouzového brzdění. Výhodou je již zmiňovaná nezávislost na tečné síle přenositelné kontaktní ploškou mezi kolem a kolejnicí, při používání této brzdy rovněž dochází ke zlepšení adheze v kontaktu kolo-kolejnice v důsledku zdrsnění povrchu kolejnice. Základní nevýhodou je fakt, že se jedná o brzdu třecí, dochází tedy k opotřebením. V případě ocelových třecích ploch dochází ke vzniku šupin, které snižují brzdňý účinek a musí se nákladně odstraňovat, u dalších používaných materiálů (litina GGG, spékané materiály) k tomuto jevu sice nedochází, nevýhodou je však zejména jejich vyšší opotřebením a tedy nižší životnost a vyšší provozní náklady. Další nevýhodou je značný pokles hodnoty součinitele smykového tření při vyšších rychlostech (Obr. 19), brzdňá síla tak poměrně výrazně klesá.



**Obr. 19 – Závislost součinitele tření třecí kolejnicové brzdy na rychlosti [6]**

Použití elektromagnetické kolejnicové brzdy pro provozní brzdění není tedy z hlediska provozních nákladů výhodné, její přítomnost na vozidle však výrazně zvýší počet brzdících procent daného vozidla, což umožní jeho provozování podstatně vyššími rychlostmi. Obvykle bývá elektromagnetická třecí brzda instalována do běžných podvozků osobních vozů a vložených vozů jednotek pro osobní dopravu.

### 3.4.2. Kolejnicová třecí brzda s permanentními magnety [21]

Pro vyvolání přitažlivé síly se v případě tohoto řešení používá permanentních magnetů, které jsou umístěny rovněž v brzdovém trámci. Při spuštění brzdového trámce na kolejnici tak místo průtoku elektrického proudu cívkou dochází k posunu trvalých magnetů uvnitř trámce směrem dolů. Magnetické pole se posunuje do kontaktní oblasti mezi trámcem a kolejnicí, vzniká přitažlivá síla. V případě nečinné brzdy se magnety vysunou v trámci směrem vzhůru a magnetické pole se uzavře nakrátko uvnitř horní části trámce.

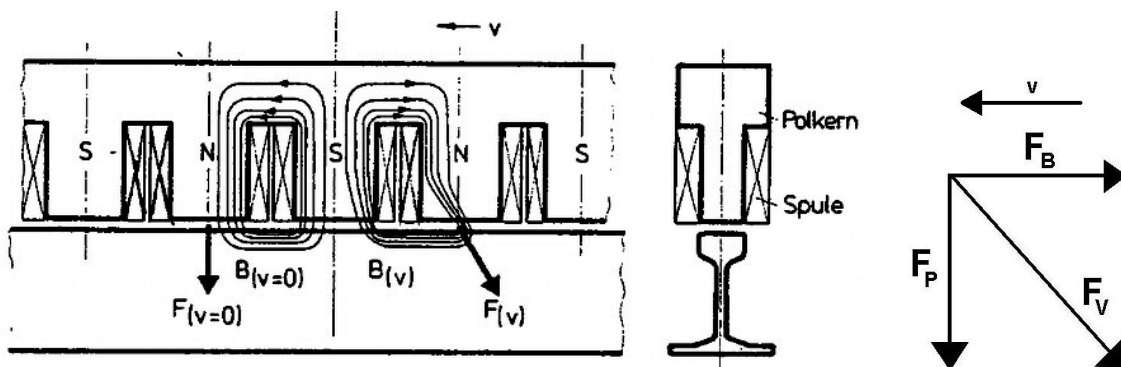
Výhodou permanentní magnetické třecí brzdy oproti elektromagnetické třecí brzdě je možnost jejího využití i jako parkovací brzdy, dále pak nižší celková hmotnost zařízení. Nevýhodou je naopak podstatně vyšší cena, která omezuje použití tohoto řešení pouze na určité aplikace (např. zástavba do hnacího podvozku u lokomotivy řady 460 SBB.)

## 3.5. Vířivá kolejnicová brzda

Dalším typem neadhezní brzdy je vířivá kolejnicová brzda. Konstrukční provedení mechanické části brzdy (zvláštní rám nesoucí brzdové trámce umístěné nad kolejnici mezi koly) je podobné jako u kolejnicové brzdy třecí. Rozdíl je v principu vyvíjení brzdné síly. Kolejnicová vířivá brzda může být vybavena buď elektromagnety nebo permanentními magnety.

### 3.5.1. Princip a konstrukce elektromagnetické vířivé brzdy

V tomto případě nedochází ke tření mezi brzdovým trámcem a kolejnicí, brzdná síla je vyvolána magnetickým polem působícím mezi brzdovým trámcem a kolejnicí. Princip vzniku brzdné síly je patrný z Obr. 20.



Obr. 20 – Vznik brzdné síly vířivé brzdy [15]

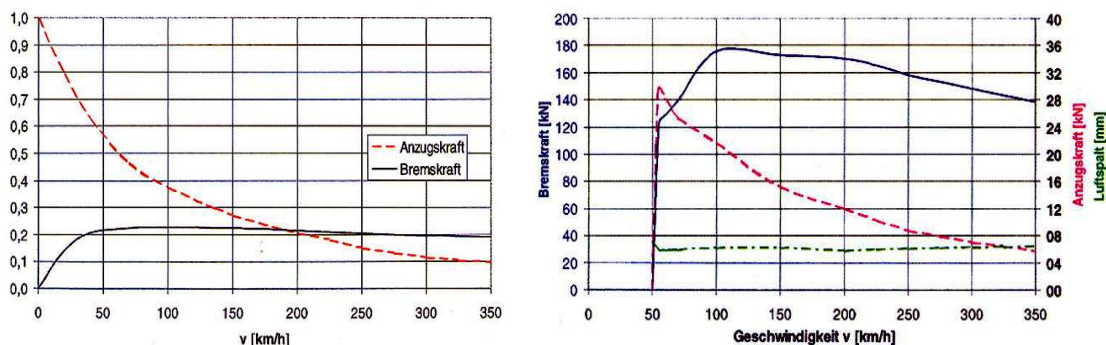


Elektromagnety vestavěné v brzdovém trámci vytvářejí při průchodu elektrického proudu magnetické pole. V případě nulové rychlosti je magnetické pole dáno siločárami označenými  $\mathbf{B}_{(v=0)}$  a výsledná magnetická síla pouze přitahuje brzdový trámec ke kolejnici. Pokud se vozidlo pohybuje, dochází k deformaci siločar (v obrázku označeny symbolem  $\mathbf{B}_v$ ) a výsledná síla  $\mathbf{F}_v$  je odkláněna proti směru pohybu. Úhel, pod kterým je výsledná síla odkláněna, se zvětšuje s rychlostí pohybu  $v$  a udává poměr mezi tečnou brzdovou silou  $F_B$  a normálovou přitažlivou silou  $F_P$ . Rozklad výsledné síly je znázorněn v pravé části obrázku. Obě sledované složky výsledné síly se tedy mění s rychlostí.

Pro optimalizaci činnosti brzdy je třeba zajistit pokud možno konstantní vzduchovou mezeru mezi brzdovým trámcem a kolejnici. Její velikost je 5-7 mm. Výškové stavění rámu s brzdovými trámcem je u vířivé kolejnicové brzdy provedeno pomocí pneumatických měchů. Vzhledem k silně proměnné přitažlivé síle trámce ke kolejnici a nutnosti zachovat konstantní šířku mezery je nutné tlak v měchu příslušně regulovat. Tuhost pneumatického měchu je však konečná, proto je v oblasti nízkých rychlostí charakterizovaných prudkým nárůstem přitažlivé síly tato brzda vypínána z činnosti a nahrazena jinou brzdou (např. třecí kotoučovou).

### 3.5.2. Průběh tečné a normálové síly v závislosti na rychlosti

Graficky je průběh tečné brzdové a normálové přitažlivé síly zobrazen na Obr. 21.

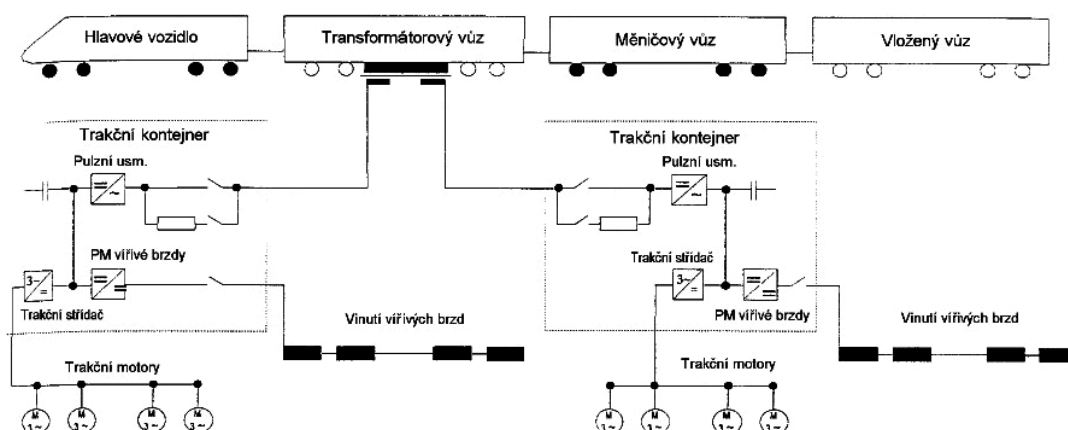


**Obr. 21 – Teoretický a skutečný průběh tečné a normálové síly [20]**

Teoretický průběh obou sil je znázorněn na levém obrázku, brzdná síla je znázorněna souvislou čarou, přitažlivá síla čárkovaně. Pravý graf zobrazuje situaci platnou pro aplikaci vířivé brzdy na jednotce ICE 3. Je zde již patrné vyřazení brzdy z činnosti v oblasti rychlostí pod 50 km/h dané velkým nárůstem přitažlivé síly. Čerchovanou čarou je znázorněn průběh velikosti mezery mezi brzdovým trámcem a kolejnici.

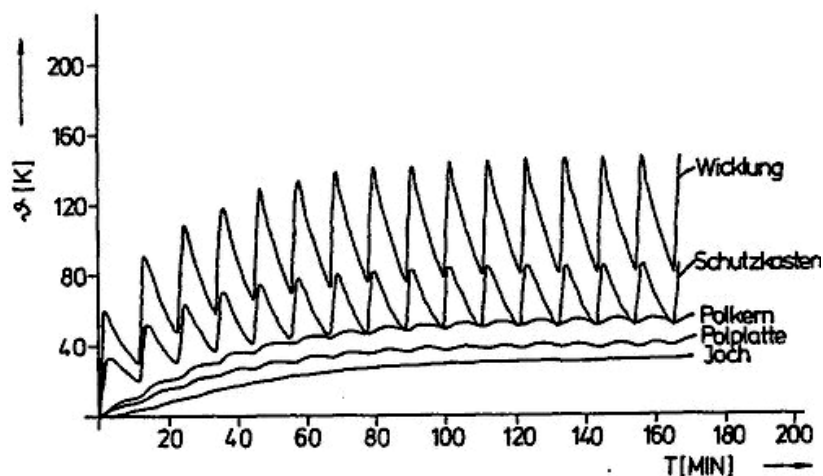
### 3.5.3. Energetika, napájení a oteplení vinutí elektromagnetické vířivé kolejnicové brzdy

Jistou nevýhodou elektricky buzené vířivé brzdy je její energetická náročnost. Budící výkon na magnet je 20 – 40 kW oproti cca 1 kW u elektricky buzené třecí brzdy [20]. Napájení vířivé brzdy tedy již není možno trvale realizovat z baterie. Při běžných provozních podmínkách je vířivá brzda na vložených vozech jednotek ICE 3 napájena ze stejnosměrného meziobvodu přes pulzní měniče. Nouzově je možné vířivou brzdou napájet i z baterií, v tomto případě však pracuje s přibližně pětinovým výkonem a vyvíjí asi poloviční brzdou sílu. Elektrické schéma napájení vířivé brzdy je znázorněno na Obr. 22.



**Obr. 22 – Napájení elektromagnetů vířivé kolejnicové brzdy [5]**

Významným omezením využití vířivé brzdy je intenzivní oteplování vinutí elektromagnetů umístěných v brzdovém trámci. To je dáno vířivými proudy, které při brzdění vznikají mezi kolejnicí a brzdovým trámcem. Limitní hodnota oteplení vinutí je dána typem použitého izolačního materiálu. Při překročení povoleného oteplení hrozí vypálení izolace, ztráta izolačních vlastností a zničení cívek elektromagnetů. V případě vířivé brzdy jednotek ICE 3 byla v cívkách elektromagnetů použita izolace typu F, u které je hraniční teplota cca 145°C. Vířivá brzda je zde navržena tak, aby byla schopna z tepelného hlediska zvládnout opakované zabrzdění z 300 km/h. Průběh oteplení jednotlivých částí vířivé brzdy při opakovaném brzdění je znázorněn na Obr. 23.



**Obr. 23 – Oteplení částí vířivé brzdy při opakovaném brzdění [15]**

Z obrázku je patrné, že každá z částí trámce vířivé brzdy má jiný průběh ohřívání. Měděné vinutí (Wicklung) se ohřívá velmi intenzivně, naopak při vypnutí brzdy zase poměrně rychle chladne. Druhým extrémem je ocelové jho (Joch), jehož teplota při opakovaném zatěžování brzdy pomalu, ale vytrvale a stále narůstá. Obr. 23 znázorňuje průběh oteplení při opakovaných rozjezdech a brzdění v rozsahu 0-300 km/h po dobu cca 3 hodiny. Zabrzdění odpovídá vždy vzestupná část křivky oteplení vinutí, rozjezdu, a tím pádem vypnuté brzdě, pak sestupná část křivky.

Při brzdění se však neotepluje pouze samotná brzda, ale i kolejnice, přes kterou se vířivé proudy uzavírají. Oteplení kolejnice je závislé jednak na brzdě síle, kterou vířivá brzda daného vlaku vyvíjí, jednak na časovém intervalu, ve kterém vlaky na daném úseku brzdí. Pokud je tento interval příliš krátký, kolejnice se nestihne dostatečně vychladit a v extrémním případě může dojít k její deformaci. Omezení vyplývající z oteplení kolejnice při používání vířivé brzdy tedy spočívá ve stanovení určitého minimálního intervalu, ve kterém se mohou vlaky používající vířivou brzdu po daném úseku pohybovat. Bezpečný interval je v praxi řádově 15 minut [10].

### 3.5.4. Vířivá kolejnicová brzda s permanentními magnety

Princip vyvíjení brzdě síly této brzdy je stejný jako v případě elektromagnetické vířivé brzdy. Rozdílem je pouze použití permanentních magnetů místo magnetů elektricky buzených. Výhodou tohoto řešení je nezávislost na zásobování elektrickou energií, nižší hmotnost, cena, možnost použití jako parkovací brzdy, odpadá problém s tepelným zatěžováním. Nevýhodou je naopak o něco nižší maximální brzdě síla a regulace brzdě účinku pouze způsobem zapnuto/vypnuto.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 38
---	-----------------	-----------

### 3.5.5. Řízení vířivé brzdy

V případě moderních vlaků, jakými jsou i jednotky na bázi vlaků ICE 3, Velaro E, apod., je pro řízení veškerých systémů použito značné množství elektronických zařízení. Původní filosofie ovládní brzd tlakovým impulzem v hlavním průběžném potrubí je tak často potlačována. Moderní vysokorychlostní vlaky již disponují elektropneumatickým řízením brzd. Vířivá brzda (stejně jako všechny ostatní brzdy) je řízena centrální řídicí jednotkou, která vyhodnocuje požadovanou brzdnu sílu zadanou strojvedoucím a rozděljuje brzdny účinek mezi jednotlivé brzdy vlaku. Preferována je rekuperační EDB na hnacích vozech, poté vířivá brzda na vozech vložených. Kotoučová brzda je aktivována v případě, že EDB a vířivá brzda nejsou schopny vyvinout dostatečnou brzdnu sílu. Její účinek je regulován tak, aby v kombinaci s ostatními brzdami nedošlo k přebrzdění vozidla, vzniku smyku, příp. porušení komfortu cestování.

V případě elektromagnetické vířivé brzdy je nutné regulovat jednak elektrické buzení elektromagnetů (regulace napětím, proudem), jednak tlak v měchu, který vymezuje výšku rozchodového držáku s brzdovými trámcí. Buzením je regulována brzdna síla, v oblasti rychlostí pod 100 km/h dochází k postupnému odbuzování a tím omezování přitažlivé normálové i tečné brzdny síly. Při snížení rychlosti pod 45-50 km/h je vířivá brzda vypnuta z činnosti. Tlak v měchu je v oblasti rychlostí 200-100 km/h. trvale zvyšován podle zvyšující se přitažlivé normálové síly (viz Obr. 21) tak, aby byla zachována konstantní velikost mezery mezi brzdovým trámcem a kolejnicí.

U vířivé brzdy s permanentními magnety odpadá řízení elektrického buzení, naopak je nutné řídit přesun magnetů mezi neaktivní (zdvíženou) a aktivní (brzdící) polohou. Samotný přesun mezi oběma polohami je prováděn pomocí pneumatických válců. Řízení tlaku v měchu vymezujícím polohu rozchodového držáku je stejné jako v případě elektromagnetické vířivé brzdy.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 39
---	-----------------	-----------

## 4. Brzdový management

Pro optimalizaci funkce brzdového systému je nezbytné stanovit pravidla spolupráce jednotlivých brzd instalovaných na vozidle. Je tak třeba určit, kdy budou jednotlivé brzdy uváděny do činnosti, vypínány, jaký budou mít v daných případech brzdny účinek, případně které brzdy budou při určitém druhu brzdění preferovány. Při návrhu takové součinnosti se vyjde z možností a charakteristik jednotlivých brzd.

Požadavky, které je při návrhu brzdového systému nutné respektovat jsou:

- **Bezpečnost** spočívající v minimalizaci rizika takového výpadku brzdového systému, který by způsobil neovladatelnost vlaku. Z tohoto důvodu je např. nutné zálohovat brzdy závislé na napájení z troleje brzdami na napájení nezávislymi (př. kotoučová třecí brzda).
- **Ekonomické a ekologické požadavky** souvisí s jednak s možnými úsporami energie použitím rekuperace tam, kde to je možné, jednak s minimalizací opotřebení která zvyšuje ekonomičnost nižšími nároky na provoz a údržbu a zvyšuje disponibilitu vozidla zkrácením času údržby. Žádoucí je tedy použití rekuperační EDB u hnacích vozidel, bezkontaktních brzd (např. kolejnicová vířivá), příp. třecích brzd s nižším opotřebením třecích částí (třecí brzda kotoučová). Důležitým faktorem při výběru vhodného typu brzdy je rovněž jeho pořizovací cena.

### 4.1. Charakteristiky a vlastnosti jednotlivých typů brzd

Podrobný rozbor vlastností jednotlivých typů brzd byl proveden v kapitole 3. Z hlediska použití pro vysokorychlostní vlaky jsou vhodné zejména tyto brzdy:

- **Rekuperační EDB**, která jednoznačně splňuje ekonomické a ekologické požadavky, neboť je schopna vracet energii mařenou při zpomalení vlaku zpět do sítě a jedná se o brzdu bez opotřebení. Její použití je však omezeno pouze na trakční vozidla a je třeba počítat s jejím výpadkem.
- **Vířivá kolejnicová brzda** vhodná zejména pro zajištění dostatečného brzdného účinku při vysokých rychlostech (výhodná závislost brzdné síly na rychlosti), brzda bez opotřebení. Nevýhodou je opět možnost výpadku, příp. omezení účinku, vyšší energetická náročnost, možnost použití pouze na speciálně upravených tratích a nutnost omezení jejího účinku při nízkých rychlostech (velká přitažlivá síla brzdového trámce ke kolejnici).

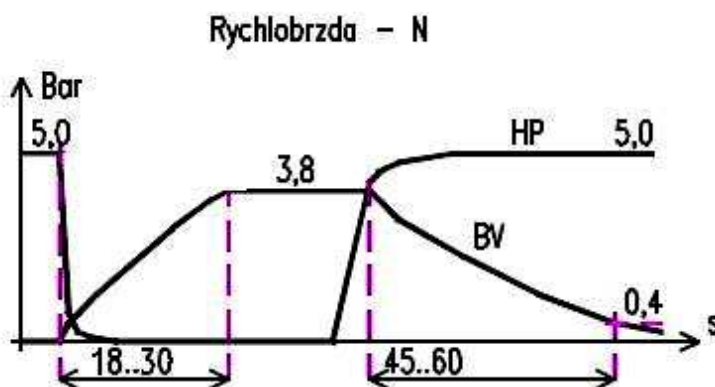
- **Kotoučová brzda**, která slouží jako záloha brzd výše uvedených, doplňuje jejich účinek při nouzovém brzdění a nahrazuje vířivou brzdou v oblasti nízkých rychlostí. Jedná se o brzdou, která musí nezbytně být stále funkční.

Konkrétní případ součinnosti těchto brzd při různých provozních situacích bude proveden v kapitole 6 týkající se návrhu brzdového systému vysokorychlostní elektrické jednotky.

#### 4.2. Brzdné režimy

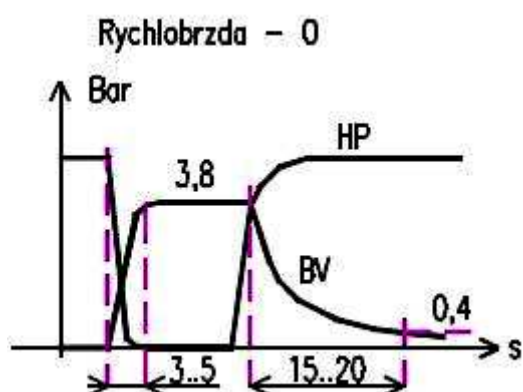
Obecně jsou železniční vozidla podrobována různým provozním podmínkám. V oblasti brzdových systémů tyto odlišnosti spočívají zejména v druhu a délce vlaku a použitím druhu brzdy u jednotlivých vozidel vlaku. Při postupném vývoji brzdových systémů bylo zjištěno, že je vhodné, aby bylo v provozu možné volit mezi určitými nastaveními brzdového systému tak, aby toto nastavení umožnilo co nejefektivnější využití brzdového systému. Tato nastavení se týkají pneumatické části brzdového systému a nazývají se **brzdné režimy**. Vzájemně se liší jednak velikostí brzdného účinku, jednak například rychlostí nárůstu a poklesu brzdné síly. Brzdné režimy používané v současnosti jsou následující:

- **Režim G** – tzv. nákladní brzdň režim, je určen pro dlouhé nákladní vlaky s uvolněnými spřáhly, kde je nutno omezit rychlost změn brzdné síly z důvodu zamezení podélným rázům v soupravě. Spočívá v prodloužení doby nárůstu a poklesu tlaku v brzdovém válci. Průběh tlaku v hlavním potrubí (HP) a brzdovém válci (BV) při rychločinném brzdění a následném odbrzdování znázorňuje Obr. 24. V současnosti je postupně od tohoto režimu upouštěno a i dlouhé nákladní vlaky jsou brzděny osobním způsobem – v režimu P.



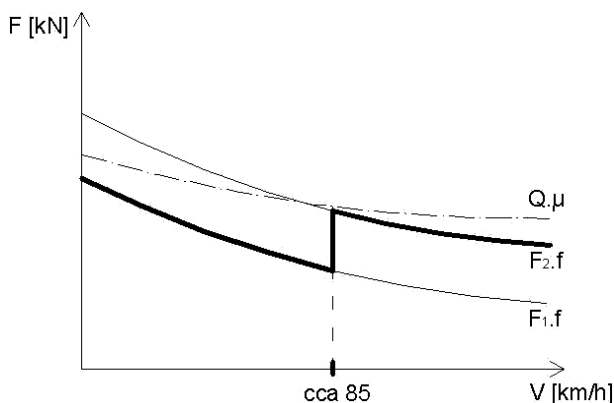
Obr. 24 – Průběh tlaku při rychločinném brzdění v režimu G [5]

- **Režim P** – tzv. osobní režim brzdění je určen pro osobní vlaky a rychlíky, resp. krátké těsně spřažené vlaky. V současnosti se tímto způsobem brzdí i vlaky nákladní. Doby nárůstu a poklesu tlaku v brzdovém válci při změně tlaku v hlavním potrubí jsou podstatně kratší, než u režimu G, což umožňuje přesnější brzdění. Průběh tlaku v hlavním potrubí a brzdovém válci při rychločinném brzdění a následném odbrzdňování znázorňuje Obr. 25. U vozidel vybavených rychlíkovou brzdou (režim R) je maximální tlak v brzdovém válci v režimu P nižší, cca 2 bar.



**Obr. 25 - Průběh tlaku při rychločinném brzdění v režimu P [5]**

- **Režim R** – byl zaveden kvůli optimalizaci účinku zdržové třecí brzdy u vlaků s vyšší provozní rychlostí. Součinitel smykového tření se u zdržové brzdy výrazně mění s rychlostí, při stálém přítlaku na zdrž by tedy docházelo buď k přebrzdění a smyku vozidla při malých rychlostech, nebo naopak k nedostatečnému brzděmu účinku zdržové brzdy při rychlostech vyšších. Doby plnění a vyprazdňování brzdového válce jsou stejné jako v režimu P, rozdílný je přítlak na brzdové zdrže.



**Obr. 26 – Průběh brzděné síly – režim R, zdržová brzda**

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 42
---	-----------------	-----------

Průběh brzdné síly v závislosti na rychlosti při brzdění vozidla se zdržovou brzdou v režimu R znázorňuje Obr. 26. Čerchovaně je znázorněna maximální přenositelná tečná síla daná adhezí, křivky  $F_x$  a  $F_f$  znázorňují průběh brzdné síly zdržové brzdy. Síly  $F_1$  a  $F_2$  odpovídají každá určitému tlaku v brzdovém válci.  $F_2$  bývá u vozů spojena s maximálním tlakem 3,8 bar, síla  $F_1$  bývá dána tlakem nižším, cca 2 bar. Průběh brzdné síly v celém rozsahu rychlostí je znázorněn tučně. K přepnutí slouží odstředivý regulátor závislý na rychlosti, který pracuje automaticky, k přepnutí dochází při rychlosti asi 85 km/h. U vozidel vybavených kotoučovou brzdou není takováto regulace nutná, závislost součinitele smykového tření na rychlosti je téměř konstantní (viz kapitola 3.3). Vozidla s kotoučovou brzdou tak jsou v režimu R brzděna silou odpovídající maximálnímu tlaku v brzdovém válci (u vozů 3,8 bar) v celém rozsahu rychlostí.

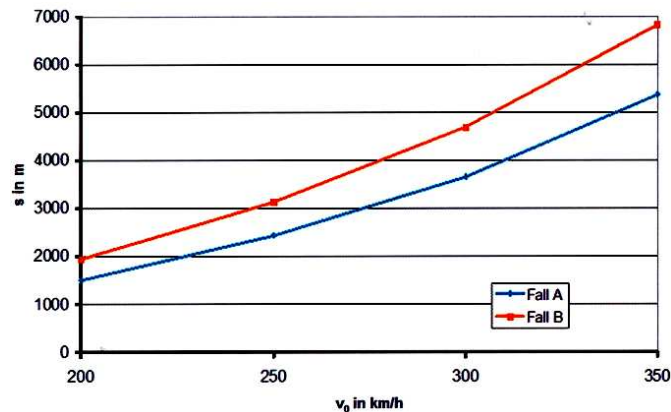
- **Režim R+Mg** vzniknul v souvislosti s používáním kolejnicových neadhezních brzd. Brzdění adhezními brzdami zůstává nezměněno, přibývá však možnost brzdit brzdou neadhezní. V tomto režimu dosahuje vozidlo podstatně vyššího počtu brzdících procent, což mu umožňuje z hlediska brzdění jízdu vyššími rychlostmi.

### 4.3. Požadované zábrzdné dráhy [12]

S použitým typem a parametry brzdového systému i s brzdným režimem souvisí tzv. zábrzdná dráha, což je vzdálenost, na které se vozidlu (vlaku) podaří zastavit z určité rychlosti. Délka zábrzdné dráhy pro určitý typ vozidla a rychlost je stanovena směrnici TSI. Výrobce vozidel pak musí brzdový systém vozidla navrhnout tak, aby této normě vyhovoval.

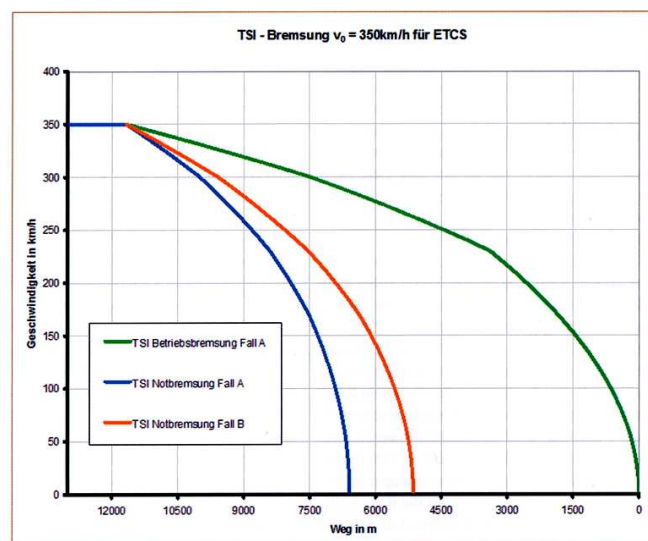
V oblasti vysokorychlostní dopravy směrnice v současnosti počítá s rychlostmi do 350 km/h. Rozlišuje **nouzové** a **provozní** brzdění, u každého z těchto režimů je ještě zohledněn vliv podmínek, rozlišovány jsou „**Případ A**“ a „**Případ B**“. V případě A je počítáno s hladkou kolejí, normální hmotností vlaku a nefunkčností brzd závislých na napájení. V případě B je počítáno navíc s výpadkem třecí brzdy na jednom nebo dvou podvozcích, se zhoršeným stavem koleje a zhoršenými adhezními poměry. Vztah maximální zábrzdné dráhy a rychlosti, ze které je brzdění uskutečněno, v případě nouzového brzdění znázorňuje Obr. 27.





**Obr. 27 – Vztah maximální zábrzdé dráhy a rychlosti [12]**

Pro potřeby zabezpečovacího zařízení není sledována pouze celková zábrzdá vzdálenost, ale i průběh tzv. brzdé křivky (definice uvedena v kapitole 2.6). Z Obr. 27 je patrné, že zastavování z takto vysokých rychlostí není záležitostí pár stovek metrů. Pro zajištění bezpečnosti provozu je tedy nutné průběh zpomalování realizovaný strojvedoucím průběžně sledovat a vyhodnocovat tak, aby měl strojvedoucí nad zpomalováním stálou kontrolu. Pro novostavby vysokorychlostních tratí v Evropě je v současnosti používán zabezpečovací systém ETCS, který sleduje již zmíněnou brzdnou křivku. V případě, že strojvedoucí nezpomaluje dostatečně intenzivně (nepohybuje se v oblasti pod brzdnou křivkou), je zabezpečovacím systémem informován. V případě ignorování tohoto upozornění a překročení brzdé křivky zavede zabezpečovací zařízení vozidla rychločinné brzdění. Brzdné křivky pro nouzové („Notbremsung“) a provozní („Betriebsbremsung“) brzdění z rychlosti 350 km/h jsou uvedeny na Obr. 28.



**Obr. 28 – Brzdné křivky z rychlosti 350 km/h pro systém ETCS [12]**

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 44
---	-----------------	-----------

Jsou zde porovnány i průběhy brzdných křivek nouzového brzdění pro případ A a B. V případě B je počítáno s méně příznivými podmínkami, zábrzdná dráha je tedy logicky delší. Z Obr. 28 je rovněž možno vyčíst, že maximální zábrzdná vzdálenost při provozním brzdění z rychlosti 350 km/h činí cca 11,5 km.

Filosofie průběžného sledování poklesu rychlosti brzdění je poněkud odlišná u francouzského zabezpečovacího zařízení TVM 430. V tomto případě je brzdná dráha rozdělena do úseků po 1,5 km a na konci každého oddílu je kontrolována rychlost. Při provozním brzdění z 300 km/h tak např. po ujetí prvního 1,5 kilometrového úseku nesmí vlak jet rychleji než 270 km/h, po druhém úseku je hraniční rychlost 230 km/h, atd. V případě překročení požadované rychlosti je rovněž zavedeno rychločinné brzdění. Není tak spojitě sledována brzdná křivka jako u ETCS, kontrola probíhá bodově v pravidelných intervalech.

#### **4.4. Koordinace činnosti brzd [5]**

Koordinace činnosti brzd je záležitostí řídicích obvodů vozidla. Jejich konstrukce může být různá, u moderních vozidel se využívá převážně mikroprocesorové techniky. Z důvodu bezpečnosti však bývá i u moderních řídicích systémů k dispozici určitá záloha zaručující alespoň nouzové ovládání brzdy v případě selhání ovládání elektrického, či elektronického. Příkladem může být mechanická záklopka záchranné brzdy umístěná na stanovišti strojvedoucího hnacího vozidla, nebo např. fakt, že elektrický ovladač brzdiče DAKO OBE-1 používaný na českých vozidlech disponuje polohou „rychlobrzda“, která není závislá na elektrickém obvodu, ale při přestavení ovladače do této polohy je přímo mechanicky otevřena záklopka na hlavním potrubí, která způsobí vypuštění tlaku z hlavního potrubí a zastavení vlaku.

Vzhledem k různorodým parametrům jednotlivých typů brzd i nutnosti spolupráce brzdového systému s ostatními systémy vozidla je nutné stanovit určitá pravidla pro jejich spolupráci. Jedná se jednak o tzv. preference (přednosti) a jednak o součinnost jednotlivých druhů brzd na vozidle. V případě preference činnost jednoho systému vylučuje činnost druhého, v případě součinnosti se jedná vhodnou spolupráci obou systémů.

##### **Preference**

Strojvedoucí má při ručním řízení možnost provést povely, které si vzájemně odporují. Řídicí systém vozidla musí vždy určit, který povel bude preferován, upřednostněn. Jedná se např. o zavedení brzdění při jízdě pod výkonem. **Z hlediska**

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 45
---	-----------------	-----------

**bezpečnosti má přednost režim brzda před režimem jízda nebo výběh**, řídicí systém musí tedy v tomto případě zastavit vyvíjení tažné síly a umožnit brzdění. Technicky je toto zabezpečeno tlakovým spínačem v potrubí k brzdovým válcům, který dá signál ke zrušení tahu. Tato preference však může mít i výjimku, jedná se např. o zastavení hořícího vlaku v tunelu nebo na mostě, kde není možné provádět záchranné práce. K tomuto účelu disponují moderní vozidla tzv. přemostěním záchranné brzdy, které strojvedoucímu umožňuje překlenout brzdění zavedené cestujícím nebo automatickým řízením a kontrolovat tak místo zastavení vlaku. Další preferencí z hlediska bezpečnosti je **brzdění před odbrzdováním**.

Z hlediska ekonomického a ekologického je možné stanovit **přednost elektrodynamického brzdění před pneumatickým mechanickým**, příp. **prioritu rekuperačního elektrodynamického brzdění před odporovým**. V tomto případě moderní vozidla většinou disponují jak brzdovým odporníkem, tak možností rekuperace. Pak je možné v závislosti na okamžitých podmínkách preferovat brzdu rekuperační, při nemožnosti jejího použití použít brzdu odporovou a až v případě nefunkčnosti celé EDB brzdu pneumatickou třecí.

V praxi se však nepoužívá brzdění pouze jednou brzdou, naopak k zajištění požadovaného brzdného účinku bývá účelné brzdové systémy kombinovat. Potom je zároveň v činnosti více typů brzd a je nutné vymezit pravidla jejich součinnosti.

### **Součinnost brzd**

Při definování součinnosti brzd je nezbytné zajistit tyto požadavky:

- Vyvíjení požadované brzdné síly při každé rychlosti,
- Zamezení přebrzdění a smyku při brzdění adhezními brzdami,
- Zamezení podélným rázům v soupravě při předávání brzdného účinku mezi jednotlivými brzdami.

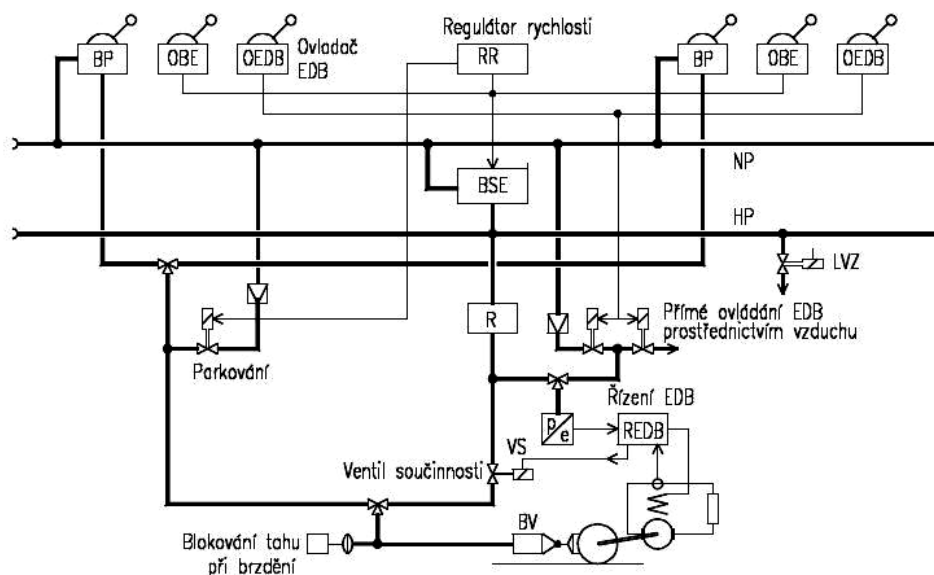
Velkou pozornost je nutné věnovat nastavení součinnosti brzd adhezních. V praxi se jedná zejména o pneumatickou třecí brzdu a elektrodynamickou brzdu na hnacím vozidle. Základním úkolem je v tomto případě zabezpečit:

- Srovnatelný účinek EDB hnacího vozidla s pneumatickou brzdou vozů,
- Součinnost EDB a pneumatické třecí brzdy na hnacím vozidle.

Nejdůležitějším požadavkem je v tomto případě požadavek na zamezení přebrzdění a smyku. Při brzdění tak musí fungovat s plným výkonem buď brzda

elektrodynamická, nebo brzda odporová třecí, případně obě brzdy zároveň, ale s částečným výkonem.

Řešení používané na českých hnacích vozidlech řeší jak požadavek na součinnost EDB s pneumatickou brzdou vlaku, tak spolupráci EDB s pneumatickou třecí brzdou vozidla. Elektricko-pneumatické schéma ovládání brzdy hnacích vozidel 2. generace ČD (řada 163, 363,...) je uvedeno na Obr. 29.




**Obr. 29 – Ovládání brzdy lokomotiv 2. generace ČD [5]**

Brzdíčem přímočinné brzdy (BP) ovládá strojvedoucí pouze pneumatickou brzdu na vozidle, ovladačem EDB pouze elektrodynamickou brzdu a ovladačem brzdíče (OBE) ovládá elektrický brzdíč BSE, který reguluje tlak v hlavním potrubí (HP). Pomocí dalších zařízení je při použití brzdíče BSE zajištěna součinnost EDB s pneumatickou brzdou vozidla i vlaku. Spolupráce je realizována pomocí elektropneumatického převodníku, což je zařízení, které při plnění brzdového válce vzduchem z rozvaděče převede změnu tlaku na elektrický impuls, který určí stupeň odporového brzdění. Po dosažení určité velikosti brzdového proudu uzavře ventil součinnosti (VS) přívod vzduchu do brzdového válce a vyprázdní ho. Tak je pneumatická brzda na vozidle vyřazena z činnosti a brzdí jen EDB tak, aby nedošlo k přebrzdění. Vlaku tedy brzdí pneumatickou brzdou na základě povelu z hlavního potrubí a hnací vozidlo brzdí přibližně stejným účinkem brzdou elektrodynamickou.

Ve schématu na Obr. 29 je zakreslena i možnost ovlivnění tlaku v hlavním potrubí ze zabezpečovacího zařízení (e-p ventil, který při povelu zabezpečovače vypustí tlak z hlavního potrubí), rovněž je zde zařízení pro blokování tahu při brzdění (viz kapitola Preference).

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 47
---	-----------------	-----------

Tento příklad tedy uvádí jednoduchou součinnost EDB hnacího vozidla s brzdou pneumatickou. Je však nutné poznamenat, že u zahraničních vozidel nejmodernější konstrukce tato spolupráce většinou chybí a strojvedoucí ovládá odděleně EDB a pneumatickou brzdu vlaku.

Strojvedoucí má možnost odděleně ovládat rovněž samočinnou a přímočinnou brzdu, na hnacím vozidle je tedy třeba vyřešit součinnost těchto dvou pneumatických brzd. Obě tyto brzdy realizují brzdny účinek pomocí stejných brzdových válců, zásadou součinnosti je uplatnění největšího z požadovaných tlaků. Zařízení, které tuto spolupráci zajišťuje se nazývá dvojitá zpětná záklopka a na Obr. 29 je znázorněna symbolem .

Součinnost adhezních a neadhezních brzd je v případě třecí kolejnicové brzdy a vířivé kolejnicové brzdy odlišná. Třecí kolejnicová brzda, která je uváděna do činnosti pouze při rychločinném brzdění, je ovládána elektropneumatickým ventilem. Ten brzdu zapne při poklesu tlaku v hlavním potrubí pod hodnotu 3,5 bar, při opětovném nárůstu tlaku nad tuto hodnotu nebo poklesu rychlosti pod cca 50 km/h ji opět vypíná. Třecí kolejnicová brzda nevyžaduje elektropneumatické ovládání brzdy vlaku. Pro řízení vířivé brzdy je elektropneumatické řízení brzdy nutné, na základě požadované brzdné síly ovládá řídicí jednotka pulzní měnič, který vířivou brzdu napájí. Součinnost s ostatními brzdami je tedy záležitostí elektronického řízení.

### **Koordinace činnosti brzd při smyku**

O smyku je možné hovořit v souvislosti s brzdami adhezními. Koordinace jejich účinkování se tedy bude týkat brzdy elektrodynamické a pneumatické třecí. Děje související se smykem kola po kolejnici jsou velmi rychle proměnné (řádově desetiny sekundy), pro jejich zachycení a částečnou kompenzaci tedy není vhodná elektrodynamická brzda, která v takto krátkém časovém okamžiku není schopna reagovat. Při detekci smyku je tak EDB na hnacím vozidle automaticky vypínána z činnosti a brzdění se uskutečňuje brzdou pneumatickou třecí. Každé vozidlo s pneumatickou brzdou brzděné v režimu R musí být vybaveno protismykovým zařízením. Protismykové zařízení je schopné v krátké době snižovat a následně opět zvyšovat tlak v brzdovém válci tak, aby byl smyk omezen. Ovládání protismykového zařízení je buď mechanické, které zachycuje náhlé změny v úhlové rychlosti otáčení nápravy, u modernějších vozidel je mechanický regulátor nahrazen rychlejším elektronickým.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 48
---	-----------------	-----------

### **Koordinace činnosti brzd při poruchách**

Podobně jako jsou při návrhu brzdového systému stanoveny preference a pravidla součinnosti jednotlivých brzd, musí být určena i kritéria chování brzdového systému při určitých poruchových stavech. Obecně je přípustné počítat s výpadkem EDB a vířivé brzdy, pneumatická třecí brzda však musí být navržena tak, aby při každé situaci byla funkční (samočinnost pneumatické brzdy). V případě poruchy ostatních instalovaných brzd musí tedy pneumatická třecí brzda být schopna převzít jejich brzdny účinek.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 49
---	-----------------	-----------

## 5. Zástavba brzdových zařízení do vozidla

Brzdová zařízení je možné rozdělit do těchto základních částí:

- Mechanická část (pákoví, brzdové špalíky, brzdové kotouče, ...),
- Pneumatická část (brzdové válce, vzduchojemy, hlavní potrubí,...),
- Elektrická část (elektrická část EDB a vířivé brzdy, baterie,...),
- Řízení a ovládání (ovladač brzdiče, řídicí jednotky,...).

Přestože jsou výkonné členy brzdového systému soustředěny výhradně na pojezdu vozidla, jsou ostatní celky rozmístěny i v dalších částech vozidla. V této kapitole bude uveden přehled rozmístění jednotlivých částí brzdového systému na vozidle. Brzdová zařízení hnacího vozidla a vozu se pochopitelně liší, u vysokorychlostních jednotek s distribuovaným pohonem nejsou rozdíly v brzdovém vybavení mezi hnacími a vloženými vozy tak výrazné.

### 5.1. *Komponenty brzd umístěné na dvojkolí*

Na dvojkolí jsou umístěny pouze komponenty **mechanické části brzdy**. Jedná se zejména o brzdové kotouče, v případě hnacího vozidla umístěné v kole (viz Obr. 13), na předřadném hřídeli (lokomotivy 1X16 „Taurus“), nebo na kloubovém dutém hřídeli objímajícím nápravu, v případě vozu na nápravě (viz Obr. 11). Zmínit je možné i velké ozubené kolo umístěné na hnací nápravě trakčního vozidla, které se dá považovat za mechanickou část elektrodynamickej brzdy.

### 5.2. *Komponenty brzd umístěné na podvozku*

Z komponentů **mechanické části brzdy** se na podvozku nachází mechanický převod (pákoví vedoucí od brzdového válce k brzdovým destičkám nebo zdržím) a samotné brzdové obložení u kotoučové brzdy, zdrže s brzdovými špalíky u zdržové brzdy a rozchodové držáky třecí a vířivé kolejnicové brzdy a trámce magnetické třecí kolejnicové brzdy.

Z **pneumatických zařízení** může být na podvozku umístěn brzdový válec (válec) s příslušným přívodním vzduchovým potrubím. V podvozku je zabudován brzdový válec u hnacích vozidel a u vozů s kotoučovou brzdou. Další zařízení související s pneumatickou částí brzdy umístěné v podvozku je protismykový regulátor. V podvozku je zabudováno i pneumaticky ovládané výškové stavění rozchodového držáku s brzdovými trámcí kolejnicové brzdy třecí i vířivé.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 50
---	-----------------	-----------

Ke komponentům **elektrické části brzdy** patří v případě hnacího vozidla trakční motory s příslušnou kabeláží, u vozů vybavených vířivou brzdou pak brzdový trámec vířivé brzdy, v případě elektromagnetické třecí kolejnicové brzdy pak elektrické obvody v brzdovém trámci.

### **5.3. Komponenty brzd umístěné na spodku vozidla**

U vozů se zdržovou brzdou se na spodku vozu nachází část pákové náležející k **mechanické části brzdy**.

Největší zastoupení mají na spodku vozidla zřejmě komponenty **pneumatické části brzdy**. U hnacích vozidel k nim patří hlavní jímky a hlavní potrubí, u vozů hlavní potrubí, rozvaděč s pomocným a řídicím vzduchojemem, pneumatická část přestavovače stavu prázdný/ložený, případně režimů G,P,R,R+Mg, v případě vozů se zdržovou brzdou i brzdový válec. V případě ucelených jednotek s distribuovaným pohonem jsou na spodku vozidla rozmístěna i další pneumatická zařízení, jako kompresory, elektrický brzdič, lokomotivní rozvaděč s příslušenstvím a další spojovací potrubí.

Ke komponentům **elektrické části brzdy** umístěným na spodku vozidla je možné zařadit i vozovou baterii, ze které je napájena elektromagnetická třecí kolejnicová brzda, tato baterie však slouží i jiným účelům. Ucelené jednotky s distribuovaným pohonem mají na spodku vozidla umístěny i pulzní měniče pro napájení a ovládání vířivé a elektrodynamické brzdy.

### **5.4. Komponenty brzd umístěné uvnitř vozidla**

Brzdová zařízení jsou uvnitř vozidla umístěna pouze u vozidel hnacích, výjimku tvoří průběžný kabel e-p brzdy, který prochází vnitřkem vozů tímto zařízením vybavených a ovládání záchranné brzdy instalované v osobních vozech.

Z komponentů **pneumatické části brzdy** se uvnitř hnacího vozidla nachází kompresor, napájecí potrubí, rozvaděč s příslušenstvím, pomocné vzduchojemy, brzdiče, pneumatická část přestavovače brzdových režimů, záklopka záchranné brzdy, příp. elektropneumatický převodník.

**Elektrická část brzdy** umístěná v hnacím vozidle je úzce spojena s částí řídicí i pneumatickou. Mohou zde být umístěny pulzní měniče pro napájení a řízení elektrodynamické brzdy. Rovněž elektrický brzdič má nejen pneumatickou, ale i elektrickou část.



UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 51
---	-----------------	-----------

Do komponentů **řídící části brzdy** je možno zařadit ovladače brzdičů (ovladač EDB, pneumatické brzdy, příp. sdružený ovladač), u novějších vozidel řídicí mikroprocesorové jednotky (většinou neslouží pouze pro ovládání brzdy, ale pro kompletní řízení vozidla), řídicí část propojení brzdového systému se zabezpečovacím zařízením, atd.

### 5.5. **Komponenty brzd umístěné na střeše vozidla**

Na střeše vozidla má své místo většinou jen odporník elektrodynamické brzdy patřící do **elektrické části brzdového systému**. Důvodem je dostatek náporového vzduchu pro chlazení odporníku, případně nejlepší podmínky pro nasávání vzduchu při nuceném chlazení odporníku ventilátory. Jiné komponenty brzdy se na střechu vozidla běžně nemontují.

### 5.6. **Mezivozové spojení**

Vzhledem k nutnosti centrálního řízení i napájení brzdového systému z hnacího vozidla je nezbytné propojit hlavní potrubí jednotlivých vozidel vlaku, v případě e-p brzdy se vozidla propojí i průběžným řídicím kabelem. Oba typy spojení jsou normalizovány a musí být u každého vozidla stejné. Rozlišuje se pouze spojení klasickým a automatickým spřáhlem. V případě použití klasického spřáhla je nutné použít propojovací hadice se spojovací koncovkou, hadice pro napájení hlavního potrubí bývají označeny červeně. V případě spřáhla automatického je spojení brzdového potrubí integrováno ve spřahovacím ústrojí. Mezivozové spojení brzdového potrubí průběžné brzdy v obou popisovaných případech je patrné z Obr. 30 a Obr. 31. Do spřáhla automatického bývá integrováno i propojení e-p brzdy.



**Obr. 30 – Klasické spřáhlo**



**Obr. 31 – Automatické spřáhlo**

V případě ucelených jednotek může spojení mezi jednotlivými vozy být zjednodušeno, takovouto jednotku je většinou možno rozpojit pouze v depu při údržbovém nebo opravárenském zásahu.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 52
---	-----------------	-----------

## 6. Návrh brzdového systému vysokorychlostní elektrické jednotky

Na základě teoretické analýzy provedené v předchozích kapitolách byl proveden návrh brzdového systému zadané vysokorychlostní elektrické jednotky, která konstrukčně vychází z vlaků ICE 3, příp. Velaro E z produkce firmy Siemens. Ve skutečnosti se nejedná ani o jednu zmiňovanou jednotku, pro rozlišení bude počítaná jednotka označena jako „**Velaro X**“. Vzhledem k tomu, že některé parametry nebyly v zadání upřesněny a nejsou k dispozici ani v literatuře o zmiňovaných jednotkách, byly pro potřeby práce přibližně stanoveny. Jednalo se zejména o hmotnost a rozložení jízdního odporu jednotlivých vozů jednotky.

### 6.1. *Popis vysokorychlostní jednotky Velaro X*

Jednotka Velaro X je ucelená jednotka určená výhradně pro osobní dopravu s předpokladem použití zejména na vysokorychlostních tratích. Je určena pro napájecí systém 25 kV 50 Hz a pro maximální rychlost 300 km/h. Disponuje distribuovaným pohonem a odpovídá parametrům norem TSI pro vysokorychlostní tratě. Jednotka je dle zadání složena z osmi vozů, z čehož 4 jsou hnací a 4 vložené. Uspořádání podvozků hnacích vozů je Bo´Bo´, vložených vozů B´B´.

### 6.2. *Popis brzdového systému jednotky Velaro X*

Brzdový systém jednotky Velaro X je založen na principu klasické tlakovzdušné brzdy. Je zde tedy k dispozici hlavní průběžné potrubí disponující tlakem 5 bar. Jednotka je z důvodu dosahování vysokých rychlostí rovněž vybavena e-p brzdou, přenos informace o požadované brzdě síle se tedy děje elektricky a nikoliv tlakovým impulzem v hlavním potrubí.

Při konstrukci brzdového systému této jednotky byl kladen důraz nikoliv na jeho pořizovací cenu, ale hlavně na bezpečnost, spolehlivost, co nejnižší náklady na údržbu a provoz, a na minimalizaci negativních dopadů provozu na životní prostředí. Z těchto důvodů byla snaha využít pro provozní brzdění v co největší míře bezkontaktní brzdy, aby bylo minimalizováno opotřebení. Významným přínosem je rekuperační elektrodynamická brzdy s vysokým instalovaným výkonem. Pozitivní dopad na bezpečnost má použití neadhezní lineární vířivé elektromagnetické brzdy.

Brzdová výbroj použitá u hnacích a vložených vozů se liší.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 53
---	-----------------	-----------

### 6.2.1. Použité typy brzd u hnacích vozů

Všechna dvojkolí hnacích vozů jednotky Velaro X jsou vybavena:

- Elektrodynamickou rekuperační brzdou,
- Kotoučovou brzdou v discích kol.

Vzhledem k tomu, že jednotka Velaro X disponuje šestnácti hnanými dvojkolími, je i použitelný výkon rekuperační elektrodynamické brzdy vysoký, což významně přispívá k hospodárnosti provozu. Při výpadku trolejového vedení však výkon této brzdy klesá na nulu, dimenzování kotoučové brzdy musí být provedeno tak, aby brzda elektrodynamická byla v případě výpadku plně nahrazena.

### 6.2.2. Použité typy brzd u vložených vozů

Každý podvozek vloženého vozu je vybaven:

- Dvěma podélnými trámci lineární vířivé elektromagnetické brzdy,
- Dvěma brzdovými kotouči kotoučové brzdy na každé nápravě.

Brzdový systém je navržen tak, že pro provozní brzdění je přednostně využíváno lineární vířivé brzdy, a to v rozsahu rychlostí od 300 km/h přibližně do 45 km/h. Z důvodu prudkého vzestupu přitažlivé síly trámce s magnety vířivé brzdy ke kolejnici při nižších rychlostech je v rozmezí rychlostí 75-45 km/h brzdná síla vířivé brzdy plynule omezena a převedena na brzdu kotoučovou. Vířivé brzdy lze pro provozní brzdění využívat jen na nově konstruovaných VRT, nebo upravených tratích, kde je traťový svršek pro tento účel patřičně zesílen. Na starších tratích musí tedy brzdňvý výkon v celém rozsahu rychlostí převzít brzda kotoučová. Při výpadku napájení z trolejového vedení je vířivá brzda napájena z baterií, což vede ke snížení její brzdné síly na cca polovinu.

Z výše uvedeného vyplývá, že použití jednotlivých brzd jednotky je závislé na více faktorech a jejich řízení je poměrně složité.

Pro potřeby **návrhu brzdy** byly vozy jednotky zjednodušeně rozděleny do dvou skupin se stejnými parametry:

- Vozy vložené
- Vozy hnací

Kompletní výpočet brzdy byl proveden pouze u brzdy kotoučové, neboť brzdná síla elektrodynamické brzdy vychází ze zadaného výkonu, u vířivé brzdy byla pouze

navržena maximální brzdná síla a brzdná síla při napájení z baterií na základě jejich rozměrových a výkonových parametrů.

Při výpočtu kotoučové brzdy bylo základním kritériem rovnoměrné rozložení brzdné síly mezi oba typy vozů tak, aby účinek brzdy vyvolával u obou typů vozů stejné zpomalení a nedocházelo tak k podélným rázům v soupravě, nebo nadměrnému namáhání brzdy některého z vozů. Dimenzování kotoučové brzdy bylo provedeno na nejnepříznivější možný případ, tedy nouzové brzdění s požadovaným zábrzdňým zpomalením  $0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  při současném výpadku trolejového vedení, který způsobí nefunkčnost EDB a omezení výkonu vířivé brzdy. Kotoučová brzda je v tomto případě v rozsahu rychlostí 0-45 km/h jediným fungujícím brzdovým systémem. Rovnoměrnost rozložení brzdného zpomalení mezi všechny typy brzd v ostatních provozních situacích je již záležitostí elektroniky řídicího systému.

### 6.3. Návrh a výpočet brzdy vloženého vozu

#### 6.3.1. Potřebné technické parametry vloženého vozu

Veličiny potřebné k výpočtu základních parametrů kotoučové a vířivé brzdy jsou uvedeny v Tab. 4.

**Tab. 4 – Technické parametry vloženého vozu jednotky Velaro X**

Maximální hmotnost (ložený stav) $m_{\max}$	50 t
Ekvivalent rotačních hmot $\rho$	0,05
Ekvivalentní hmotnost $m_{\text{ekv.}}$	52,5 t
průměr kola $\varnothing D$	0,92 m
brzda	kotoučová, vířivá kolejnicová
průměr brzdového kotouče $\varnothing d$	0,61 m
třecí poloměr $r_f$	0,233 m
aktivní délka trámce vířivé brzdy $L$	1,2 m
max. výkon vířivé brzdy (napájení z troleje) $P_t$	42 kW
max. výkon vířivé brzdy (napájení z baterie) $P_b$	5,5 kW
vozidlový odpor $O_{\text{vozidlo}}$ [kN]	$(0,3+0,00053\cdot V^2)/8$
požadované průměrné zpomalení z rychlosti 300 km/h $a_{\text{nouzové}}$	- 0,8 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$

Pozn.1: Průměrné zpomalení  $-0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  je požadované na nulovém sklonu, traťový odpor tedy bude teoreticky roven nule. Toto zpomalení odpovídá nouzovému brzdění, na jeho dosažení je tedy třeba dimenzovat brzdový systém.

Pozn. 2: Údaje o maximálním výkonu vířivé brzdy jsou vztaženy na jeden brzdový trámec, výkon vířivé brzdy celého vozu bude čtyřnásobný.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 55
---	-----------------	-----------

Pozn. 3: Částečně nestandardní tvar rovnice vozidlového jízdního odporu je dán zadáním, kde nebyla zadána souhrnná rovnice pro měrný jízdní odpor, ale bylo zkombinováno zadání absolutního členu jízdního odporu s odporem vzduchu. Jako základ byla použita rovnice pro měrný jízdní vozidlový odpor:

$$o_{\text{voz}} = a + b \cdot V + c \cdot V^2 \text{ [N/kN]}, \quad (14)$$

kde **a** je absolutní člen (ze zadání 1 N/kN), lineární člen **b.V** chybí a kvadratický člen **c.V<sup>2</sup>** je dán aerodynamickým odporem. Aerodynamický odpor je dán rovnicí:

$$O_{\text{vzduchu}} = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot S \cdot \rho_{\text{vzduchu}} \cdot v^2 = 0,5 \cdot 1 \cdot 11 \cdot 1,25 \cdot v^2 = 6,875 \cdot v^2 \text{ [N]} \quad (15)$$

V tomto případě se však jedná o absolutní odpor a nikoliv měrný odpor, jako u absolutního členu **a**. Pro zajištění „kompatibility“ obou druhů odporů je třeba absolutní člen vynásobit tažnou silou v kN, nebo aerodynamický odpor stejnou silou vydělit. Vzhledem k tomu, že k výpočtu je třeba absolutní hodnoty odporu, byla zvolena první uvedená možnost. Absolutní hodnota vozidlového odporu se pak vypočítá podle vztahu:

$$O_{\text{voz}} = a \cdot F_{\text{tažná}} + O_{\text{vzduchu}} = 1 \cdot 300 + 6,875 \cdot v^2 \text{ [N]} \quad (16)$$

Po převodu jednotek odporu z N na kN a rychlosti z m/s na km/h má výsledný vozidlový odpor tvar:

$$O_{\text{voz}} = \frac{300}{1000} + \frac{6,875}{1000} \cdot \frac{V^2}{3,6^2} \text{ [N]} = 0,3 + 0,00053 \cdot V^2 \text{ [kN]}$$

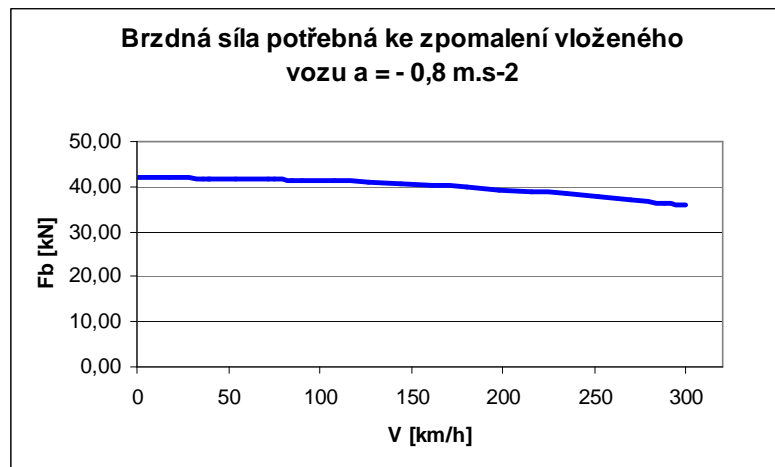
Pro zjednodušení byla pro jeden vůz použita jedna osmina hodnoty celkového jízdního odporu.

### 6.3.2. Stanovení potřebné brzdné síly

Pro stanovení síly, potřebné k požadovanému zpomalení vozu, se použije pohybová rovnice vlaku, která bude mít pro tuto situaci tvar:

$$m_{\text{ekv}} \cdot a_{\text{nouzove}} = -O_{\text{vozidlo}} - F_B \Rightarrow F_B = -O_{\text{vozidlo}} - m_{\text{ekv}} \cdot a_{\text{nouzove}} \quad (17)$$

Vzhledem k závislosti vozidlového jízdního odporu na rychlosti je průběh brzdné síly v závislosti na rychlosti nekonstantní. Výpočet byl prováděn pomocí tabulkového editoru MS Excel. Grafické vyjádření závislosti požadované brzdné síly všech brzd vloženého vozu na rychlosti je uveden na Obr. 32.

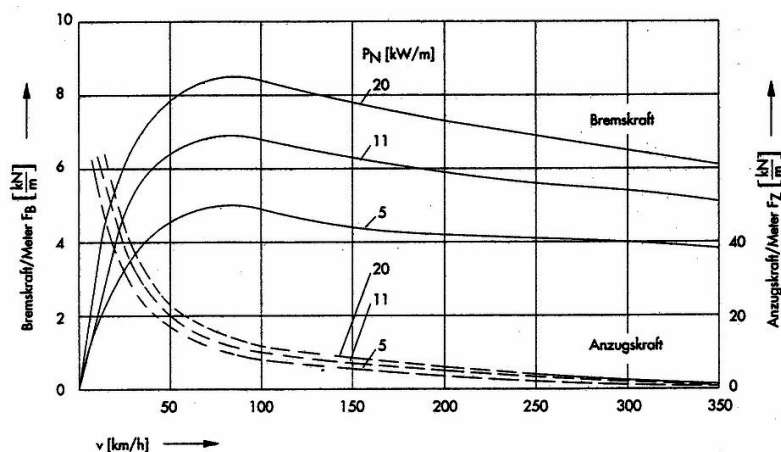


**Obr. 32 – Potřebná brzdná síla všech brzd vloženého vozu**

Brzdná síla se pak rozdělí mezi instalovanou brzdou kotoučovou a lineární vířivou elektromagnetickou kolejnicovou. Návrh kotoučové brzdy bude vycházet z možností brzdy vířivé.

### 6.3.3. Brzdná síla vířivé elektromagnetické kolejnicové brzdy

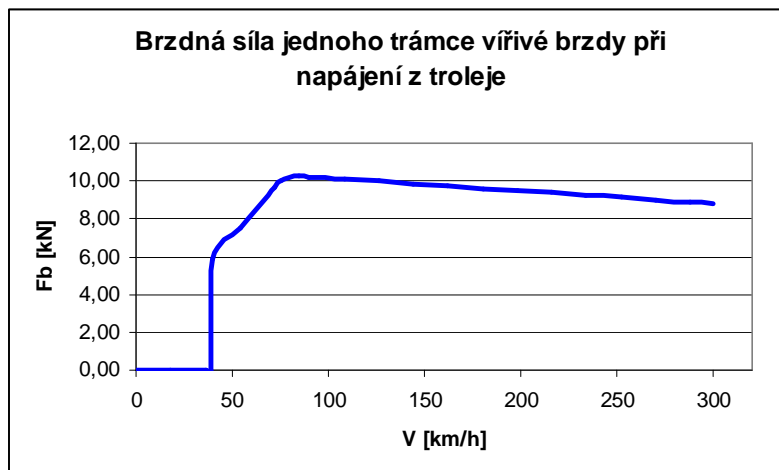
Pro stanovení brzdné síly vířivé brzdy se používá grafu uvedeného na Obr. 33. Křivky tečné brzdné síly jsou znázorněny plnou čarou, křivky přitažlivé normálové síly čárkovaně. Konkrétní křivka je dána poměrem výkonu vířivé brzdy a délkou jejího trámce.



**Obr. 33 – Graf pro stanovení brzdné síly vířivé brzdy [6]**

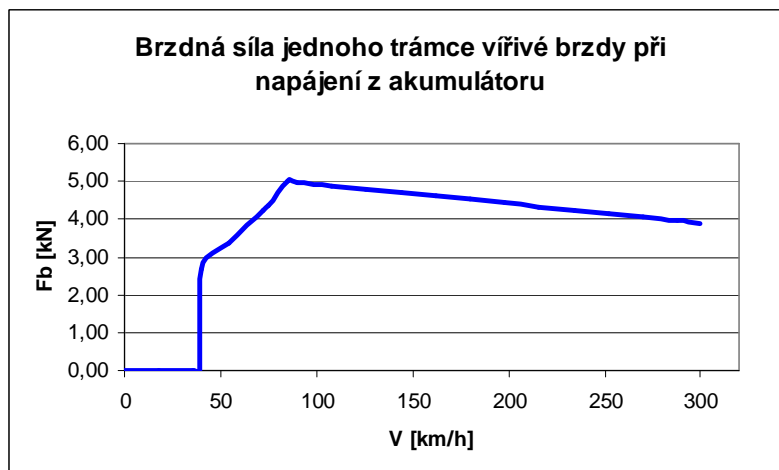
Na základě parametrů vířivé brzdy (délka trámce, výkon) byla podle grafu z Obr. 33 stanovena přibližná křivka průběhu maximální brzdné síly. V oblasti rychlostí pod 75 km/h byla brzdná síla této brzdy kvůli neúměrně se zvyšující přitažlivé síle

omezena. Závislost maximální brzdě síly na rychlosti jednoho brzdového trámce vířivé brzdy při napájení z troleje je znázorněna na Obr. 34.



**Obr. 34 – Závislost brzdě síly vířivé brzdy na rychlosti při napájení z trolejového vedení**

Pro návrh parametrů kotoučové brzdy je však nutné vycházet z nejméně příznivého případu, kterým je výpadek napětí v troleji a napájení vířivé brzdy z baterií. Tím je výkon vířivé brzdy omezen a závislost brzdě síly na rychlosti jednoho brzdového trámce pak má průběh podle Obr. 35.



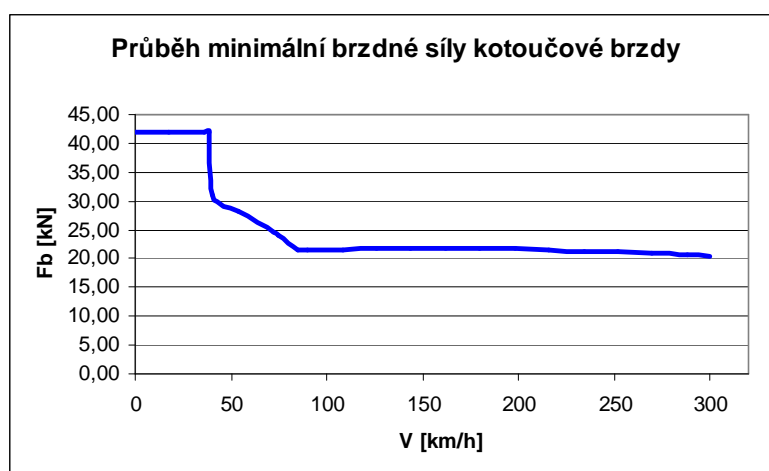
**Obr. 35 – Průběh brzdě síly vířivé brzdy při napájení z akumulátoru**

Pozn.: Teoreticky ještě méně příznivým případem je nouzové brzdění při jízdě po neupravené trati, tedy s vypnutou vířivou brzdou. Kotoučová brzda pak musí převzít plný brzdě výkon v celém rozsahu rychlostí. Jak je patrné z Obr. 36, na dimenzování kotoučové brzdy z hlediska maximální brzdě síly nebude mít tato situace žádný vliv. Rozdíl může nastat v oteplení kotoučů, kde při vypnuté vířivé

brzdě musí brzda kotoučová zmařit víc energie. I to je však diskutabilní, protože v tomto případě se vlak pohybuje podstatně nižší než maximální konstrukční rychlostí. Tím se nároky na množství mařené energie naopak snižují.

### 6.3.4. Brzdná síla kotoučové brzdy

Po vynásobení hodnot brzdné síly jednoho brzdového trámce vířivé brzdy čtyřmi (4 trámce/vůz) a po odečtení těchto hodnot od hodnot potřebné brzdné síly na jeden vůz vyjde průběh brzdné síly připadající na kotoučovou brzdou. Ten znázorňuje Obr. 36.



**Obr. 36 – Požadovaná brzdná síla kotoučové brzdy**

Z Obr. 36 je patrné, že kotoučová brzda musí vyvinout maximální brzdnou sílu v oblasti nízkých rychlostí (0-45 km/h). Hodnota maximální požadované síly je **41,96 kN**. Na tuto hodnotu musí být kotoučová brzda dimenzována, omezení její brzdné síly při současném působení vířivé brzdy při vyšších rychlostech je záležitostí řídicí elektroniky. Jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, díky nulovému brzdnému účinku vířivé brzdy při nízkých rychlostech přítomnost vířivé brzdy na stanovení maximální brzdné síly kotoučové brzdy nemá vliv.

### Výpočet parametrů kotoučové brzdy

Maximální brzdná síla požadovaná od kotoučové brzdy jednoho vozu byla stanovena v kapitole 6.3.2, její hodnota je  $F_{B_{k_{max}}} = 41,96$  kN. Nyní je nutné přepočítat brzdnou sílu na jednotlivé kotouče a podle toho stanovit:

- Počet kotoučů na nápravě,
- Velikost brzdového válce,
- Převod pákoví.



UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 59
---	-----------------	-----------

Stanovení brzdné síly na jednu nápravu:

$$F_{B_{\text{naprava}}} = \frac{F_{B_{k\text{max}}}}{4} = \frac{41,96}{4} = 10,49 \text{ kN} \quad (18)$$

Nyní je možné ověřit, jestli takovouto brzdou sílu je možné adhezně přenést. Podmínka zní:

$$F_{B_{\text{naprava}}} < 2 \cdot Q \cdot \mu$$

$$F_{B_{\text{naprava}}} < 2 \cdot \frac{50 \cdot 9,81}{8} \cdot 0,14 \quad (19)$$

$$10,49 < 17,17$$

Svislá kolová síla  $Q$  byla vypočítána jako jedna osmina celkové tíhové síly vozu, součinitel adheze 0,14 je považován za maximální bezpečný při procesu brzdění. Z nerovnosti je patrné, že adhezně je možné požadovanou brzdou sílu bez problémů přenést.

Dále je potřeba vypočítat brzdou sílu, připadající na jeden brzdový kotouč. V tomto bodě je nutné zkusmo stanovit počet kotoučů na nápravě. V tomto případě byly zvoleny 2 kotouče na nápravě. Při výpočtu je třeba zohlednit rozdílné poloměry, na kterých je brzdny moment vyvíjen. Rameno brzdneho momentu kotouče je dáno třecím poloměrem  $r_f$ , rameno brzdneho momentu působícího na obvodu kol je poloměr kola  $r_k$ . Brzdna síla na jeden brzdový kotouč pak vychází z rovnosti momentů a vypočítá se:

$$F_{B_{\text{kotouč}}} = \frac{F_{B_{\text{naprava}}} \cdot \frac{r_f}{r_k}}{2} = \frac{10,49 \cdot \frac{0,233}{0,46}}{2} = 10,36 \text{ kN} \quad (20)$$

Dalším krokem je stanovení přítláčné síly brzdového obložení na kotouč tak, aby byl vyvinut příslušný brzdny moment. Vyjde se ze vztahu:

$$F_{\text{treci}} = N \cdot f, \quad \text{zde: } F_{B_{\text{kotouč}}} = F_p \cdot f \Rightarrow F_p = \frac{F_{B_{\text{kotouč}}}}{f} \quad (21)$$

$$F_p = \frac{10,36}{0,3} = 34,52 \text{ kN}$$

Hodnota součinitele smykového tření byla stanovena na základě [14]. Přítláčnou sílu  $F_p$  jde také vypočítat jako:

$$F_p = (p \cdot S - F_{vp}) \cdot i \cdot \eta \quad (22)$$

V tomto vztahu jsou dvě neznámé: **S** (plocha pístu brzdového válce) a **i** (převod pákoví). Maximální tlak v brzdovém válci **p** je standardně 3,8 bar, účinnost mechanického převodu **η** je pro kotoučovou brzdu možno uvažovat 0,95 a síla vratné pružiny **F<sub>vp</sub>** je vázána k velikosti brzdového válce. Pro kotoučovou brzdu je běžně používáno osmipalcových brzdových válců, při potřebě větší brzdě síly se využije brzdového válce desetipalcového. Plochy pístů brzdových válců těchto rozměrů a příslušné síly vratných pružin jsou uvedeny v Tab. 5.

**Tab. 5 – Parametry brzdových válců velikosti 8´ a 10´**

brzdový válec	S [m <sup>2</sup> ]	F <sub>vp</sub> [kN]
10´	0,05067	0,9
8´	0,03243	0,8

Dále je tedy třeba nalézt vhodný vztah mezi velikostí brzdového válce a převodem pákoví. Hodnota převodu se běžně pohybuje v rozmezí 2,0 – 3,5. Výpočet převodu pro obě velikosti válců se provede podle vztahu:

$$i = \frac{F_p}{(p \cdot S - F_{vp}) \cdot \eta} \quad (23)$$

Hodnoty převodu **i** pro jednotlivé brzdové válce pak jsou:

$$i_{8'} = 3,153$$

$$i_{10'} = 1,980$$

Je tedy zřejmé, že pro tento vůz postačí běžně používaný osmipalcový brzdový válec.

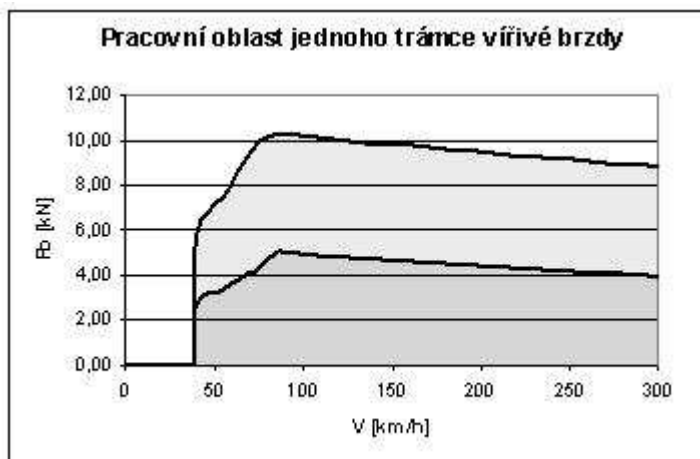
### 6.3.5. Přehled výsledků

#### Vířivá elektromagnetická kolejnicová brzda

Parametry vířivé brzdy byly stanoveny podle grafu, její maximální brzdě síla v jednotlivých režimech je proměnlivá, vyjádřená je tedy graficky. Maximální brzdě síla vířivé brzdy jednoho vozu při napájení z troleje je **41 kN** při rychlosti cca 85 km/h, při napájení z baterie je tato hodnota přibližně poloviční, přesně **20 kN**.

Pracovní oblast vířivé brzdy vloženého vozu v případě, že není nuceně vypnuta při jízdě po neupravené trati, je uvedena na Obr. 37.

Oblast vybarvená tmavším odstínem šedé znázorňuje pracovní oblast jednoho trámce vířivé brzdy při napájení z baterií, obě oblasti dohromady (tmavší i světlejší šedá) pak rozmezí použitelných brzdě sil vířivé brzdy při napájení z troleje.



Obr. 37 – Rozmezí použitelných brzdných sil vířivé brzdy

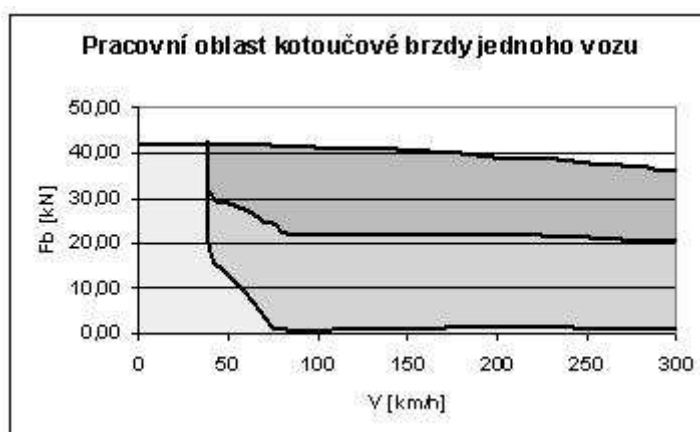
### Kotoučová brzda

Vypočítané parametry kotoučové brzdy vloženého vozu jednotky Velaro X shrnuje Tab. 6.

Tab. 6 – Shrnutí vypočtených parametrů kotoučové brzdy vloženého vozu

Počet kotoučů na nápravě	2
Velikost brzdového válce	8'
Převod pákovi	3,153
Max. tlak v brzdovém válci	3,8 bar
Max. brzdná síla kotoučové brzdy na obvodu kol	41,96 kN/vůz
Max. zpomalení odpovídající brzdné síle	- 0,8 m.s <sup>-2</sup>
Max. využitý součinitel adheze	0,086

Rozsah brzdných sil, které připadají na kotoučovou brzdou při nouzovém brzdění se zpomalením 0,8 m.s<sup>-2</sup> v závislosti na jednotlivých provozních režimech brzdy vířivé znázorňuje Obr. 38.



Obr. 38 – Rozmezí brzdných sil připadajících na kotoučovou brzdou vozu

Oblast znázorněná nejsvětlejším odstínem šedé ukazuje pracovní oblast kotoučové brzdy při nouzovém brzdění a plném účinku vířivé brzdy, souhrn nejsvětlejší a středně světlé oblasti udává rozmezí brzdě síly připadající na kotoučovou brzdou při nouzovém brzdění a omezeném účinku vířivé brzdy (napájení z baterie) a všechny tři oblasti dohromady znázorňují pracovní oblast kotoučové brzdy při vypnuté brzdě vířivé. Nejtmaší oblast ve skutečnosti nebude zasahovat až do oblasti rychlostí 300 km/h, ale bude omezena traťovou rychlostí starších tratí. (pravděpodobně někde kolem 200 km/h)

## 6.4. Návrh a výpočet brzdy hnacího vozu

### 6.4.1. Potřebné technické parametry hnacího vozu

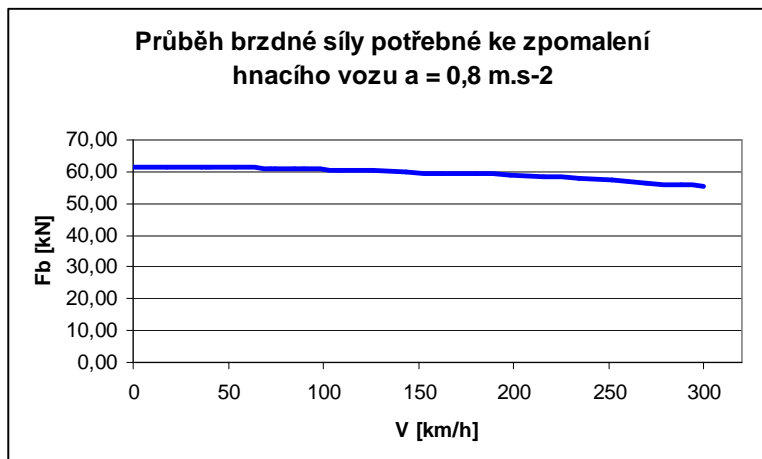
Veličiny potřebné k výpočtu základních parametrů kotoučové a rekuperační elektrodynamické brzdy jsou uvedeny v Tab. 7.

**Tab. 7 – Parametry hnacího vozu jednotky Velaro X**

Maximální hmotnost (ložený stav) $m_{max}$	64 t
Ekvivalent rotačních hmot $\rho$	0,2
Ekvivalentní hmotnost $m_{ekv.}$	76,8 t
průměr kola $\varnothing D$	0,92 m
brzda	kotoučová, rekuperační EDB
průměr brzdového kotouče $\varnothing d$	0,61 m
třecí poloměr $r_f$	0,233 m
brzdňý výkon EDB na obvodu kol	8000 kW
vozidlový odpor $O_{vozidlo}$ [kN]	$(0,3+0,00053.V^2)/8$
požadované průměrné zpomalení z rychlosti 300 km/h $a_{nouzové}$	- 0,8 m.s <sup>-2</sup>

### 6.4.2. Stanovení potřebné brzdě síly

Pro stanovení potřebné brzdě síly hnacího vozu bude platit stejná pohybová rovnice vlaku jako u vozu vloženého, její tvar bude tedy stejný jako v kapitole 6.3.2. Rozdíl bude pouze v hodnotě ekvivalentní hmotnosti. Grafické vyjádření průběhu požadované brzdě síly hnacího vozu je uvedeno na Obr. 39.



**Obr. 39 – Potřebná brzdná síla hnacího vozu**

Tato brzdná síla se opět rozdělí mezi brzdu elektrodynamickou a kotoučovou, kde jednoznačnou prioritu bude mít použití brzdy elektrodynamické. Dimenzování kotoučové brzdy však musí být provedeno na situaci, kdy má elektrodynamická brzdy nulový účinek.

#### **6.4.3. Brzdná síla rekuperační elektrodynamické brzdy**

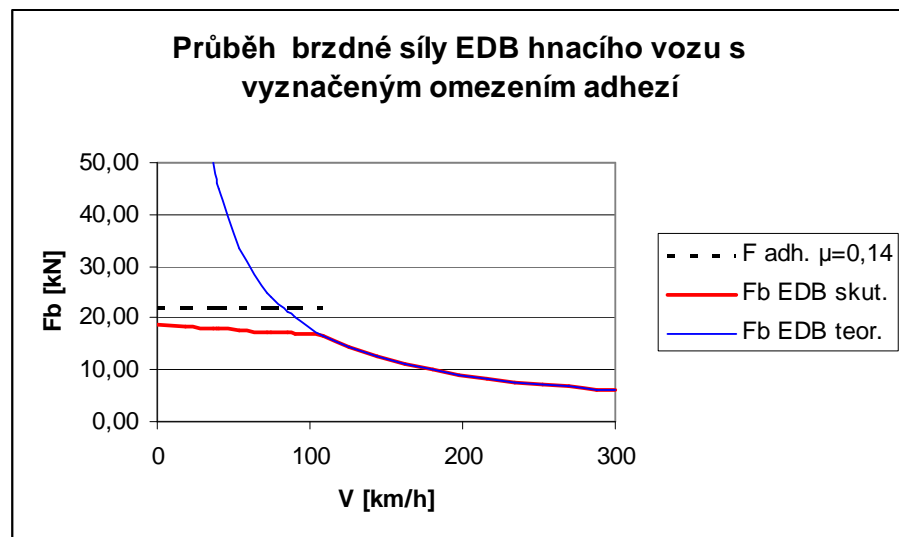
Průběh brzdné síly v závislosti na rychlosti této brzdy vychází z jejího instalovaného výkonu. Vypočítá se jako:

$$F_{\text{BEDB}} = \frac{P}{v} = \frac{8 \cdot 10^6}{v} \quad (24)$$

Grafem takovéto rovnice je hyperbola, jejíž průběh je naznačen na Obr. 40 modře. Čárkovaně je vyznačeno adhezní omezení vyplývající z maximálního součinitele adheze  $\mu = 0,14$ . Z důvodu omezení brzdné síly EDB hodnotou 300 kN a rovněž kvůli nejistotě vyplývající ze závislosti součinitele adheze na rychlosti (popsáno v kapitole 2.5), byl průběh brzdné síly stanoven následujícím způsobem:

- s maximální brzdou silou 300 kN,
- s rozšířením omezení do rychlosti přibližně 108 km/h (30 m/s)

Takový průběh brzdné síly se tedy pohybuje z hlediska adheze na bezpečnější straně. V grafu na Obr. 40 je vyznačen červeně.



Obr. 40 – Teoretický a skutečný průběh brzdné síly EDB a adhezní omezení

#### 6.4.4. Brzdná síla kotoučové brzdy

Návrh parametrů kotoučové brzdy hnacího vozu se provede podle stejného postupu jako u kotoučové brzdy vloženého vozu. V případě hnacího vozu však je počet brzdových kotoučů na jedné nápravě limitován faktem, že jsou umístěny v discích kol. Jedno dvojkolí tak může disponovat dvěma brzdovými kotouči. Návrh vychází z průběhu brzdné síly uvedené na Obr. 39, počítáno musí být s úplným výpadkem EDB. Maximální brzdná síla kotoučové brzdy tak bude **61,40 kN**.

#### Stanovení parametrů kotoučové brzdy

Hledanými parametry zde budou:

- Velikost brzdového válce
- Převod pákovicí.

Výchozím údajem je maximální požadovaná brzdná síla  $F_{b \max} = 61,4 \text{ kN}$ . Výpočet bude postupovat podle vztahů uvedených v kapitole 6.3.4. Brzdná síla na jednu nápravu tak bude:

$$F_{B_{\text{naprava}}} = \frac{61,40}{4} = 15,35 \text{ kN}$$

Adhezní kontrola:

$$F_{B_{\text{naprava}}} < 2 \cdot \frac{64 \cdot 9,81}{8} \cdot 0,14$$

$$15,35 < 21,97$$

Z nerovnosti vyplývá, že požadovanou brzdou sílu je možné bez obtíží adhezně přenést.

Brzdná síla připadající na jeden brzdový kotouč se vypočítá:

$$F_{B \text{ kotouč}} = \frac{15,35 \cdot \frac{0,233}{0,46}}{2} = 15,15 \text{ kN}$$

Přítlačná síla nutná k vyvození takovéto brzdě síly:

$$F_p = \frac{15,15}{0,3} = 50,51 \text{ kN}$$

Pro návrh relace mezi převodem a velikostí brzdového válce byl použito údajů z Tab. 5 a vztahu (16), vypočtené hodnoty převodu pro jednotlivé brzdové válce jsou:

$$i_{8'} = 4,614$$

$$i_{10'} = 2,897$$

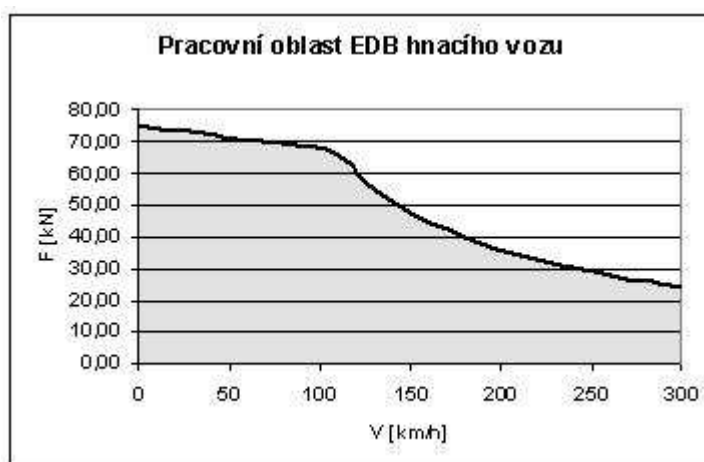
V tomto případě tedy bude vhodnější použít brzdový válec desetipalcový.

#### 6.4.5. Přehled výsledků

##### Rekuperační elektrodynamická brzda

Její brzdná síla je závislá na možnostech napájecího trolejového vedení, maximální využitelná brzdá síla EDB na obvodu kol hnacího vozu činí **75 kN**.

Rozmezí použitelných brzdě síl jednoho hnacího vozu je znázorněno šedou oblastí na Obr. 41.



Obr. 41 – Rozmezí použitelných brzdě síl rekuperační EDB

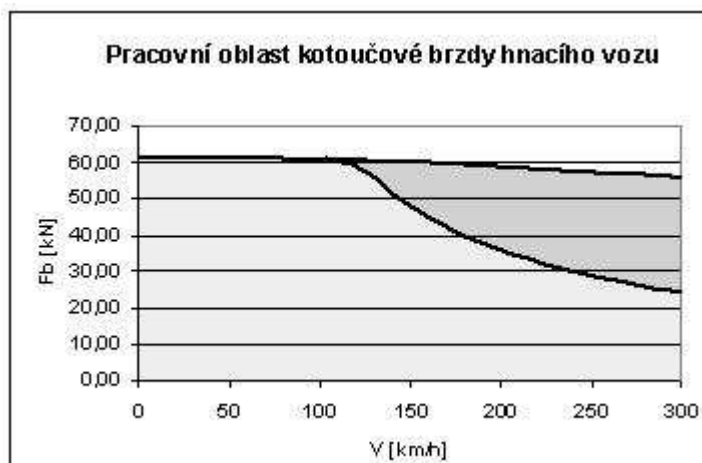
### Kotoučová brzda

Vypočítané parametry kotoučové brzdy vloženého vozu jednotky Velaro X shrnuje Tab. 8.

**Tab. 8 – Shrnutí vypočtených parametrů kotoučové brzdy hnacího vozu**

Počet kotoučů na nápravě	2
Velikost brzdového válce	10´
Převod pákovi	2,897
Max. tlak v brzdovém válci	3,8 bar
Max. brzdná síla kotoučové brzdy na obvodu kol	61,40 kN/vůz
Max. zpomalení odpovídající brzdě síle	- 0,8 m.s <sup>-2</sup>
Max. využitý součinitel adheze	0,098

Rozsah brzdných sil, které připadají na kotoučovou brzdou při nouzovém brzdění se zpomalením 0,8 m.s<sup>-2</sup> v závislosti na brzdě síle brzdy elektrodynamické znázorňuje Obr. 42. V oblasti vyplněné tmavším odstínem šedé je kotoučová brzda vloženého vozu využita v případě nouzového brzdění a plného účinku EDB, v oblasti dané oběma odstíny šedé dohromady pak v případě nouzového brzdění a výpadku EDB.



**Obr. 42 – Rozmezí brzdných sil, ve kterých je využita kotoučová brzda**

### 6.5. Spolupráce brzdových systémů vlaku Velaro X

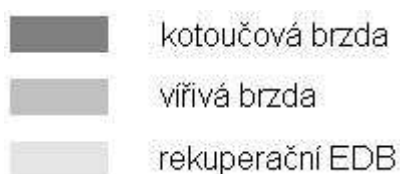
V kapitolách 6.3 a 6.4 byly uvedeny zákonitosti součinnosti brzdových systémů v rámci vloženého, příp. hnacího vozu. Toto rozdělení bylo provedeno zejména z důvodu možnosti návrhu kotoučové brzdy, jejíž parametry se pro oba typy vozů liší. Ve skutečnosti však jsou všechny brzdové systémy na vozidle řízeny centrálně, brzdný účinek jednotlivých brzd je regulován tak, aby při dané provozní situaci bylo brzdění co nejekonomičtější. Jednotlivé brzdy jsou používány v následujícím pořadí:



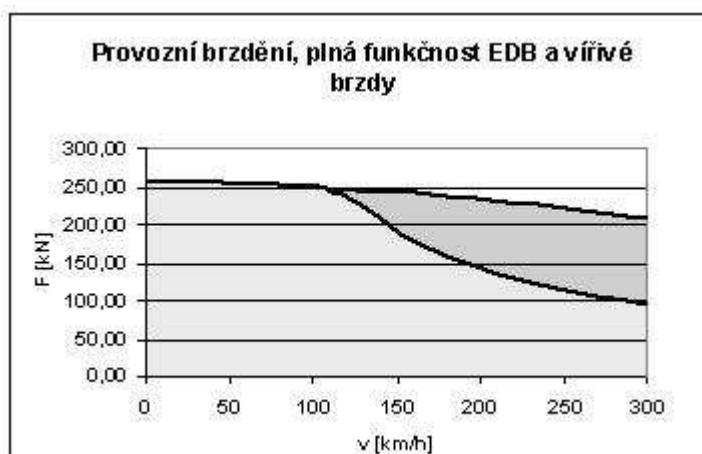
1. Rekuperační EDB hnacích vozů
2. Vířivá kolejnicová brzda vložených vozů
3. Kotoučová brzda hnacích a vložených vozů

Jednoznačnou prioritou je tedy rekuperační elektrodynamická brzda, která jako jediná umožňuje znovu využít naakumulovanou kinetickou energii jedoucího vlaku, následuje brzda vířivá, jejíž výhodou je nulové opotřebení, v případě nedostatečného brzdného účinku nebo výpadku těchto brzd je nasazována brzda kotoučová. Tato filosofie podstatným způsobem snižuje provozní i údržbové náklady.

Využití jednotlivých brzdových systémů při různých provozních situacích je patrné z následujících grafů. Oblasti brzdných sil jednotlivých brzd jsou vyznačeny třemi odstíny šedé:



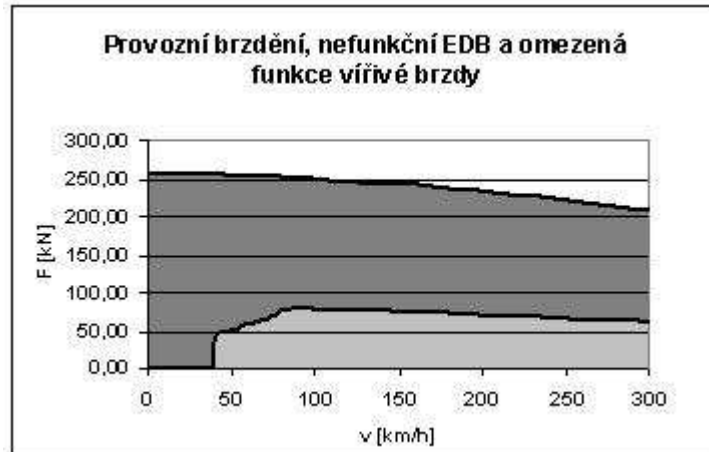
**Situace 1:** Provozní brzdění se zpomalením  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  a plnou funkcí elektrodynamické a vířivé brzdy (Obr. 43).



**Obr. 43 – Rozdělení brzdné síly při situaci 1**

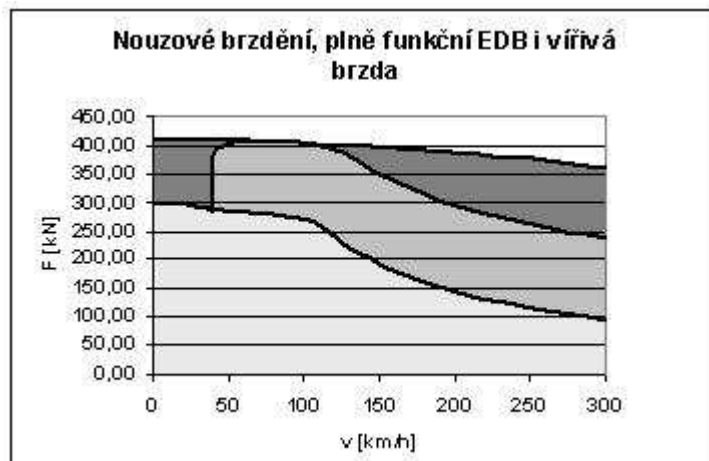
V této situaci má dominantní brzdný účinek rekuperační EDB, která je doplněna brzdou vířivou. Při tomto režimu tedy teoreticky není potřeba použít kotoučovou brzdu, EDB a vířivá brzda disponují dostatečným výkonem.

**Situace 2:** Provozní brzdění se zpomalením  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , nefunkční EDB, částečně funkční vířivá brzda (výpadek troleje). Největší podíl brzdné síly je zde přenesen brzdou kotoučovou, na brzdění se podílí i brzda vířivá.



**Obr. 44 – Rozdělení brzdné síly při situaci 2**

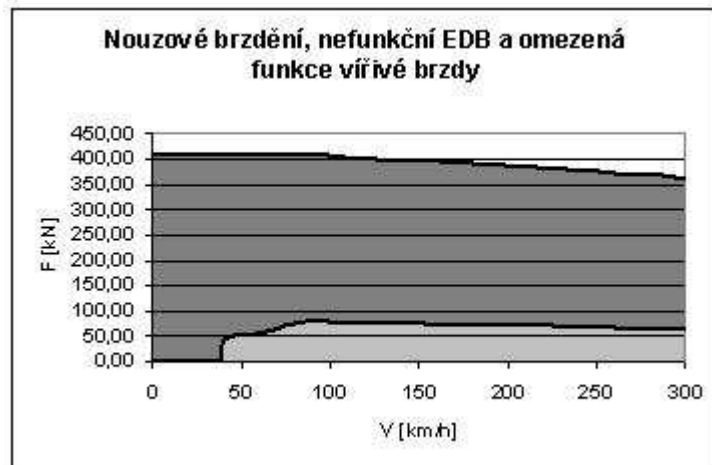
**Situace 3:** Nouzové brzdění se zpomalením  $0,8 \text{ m.s}^{-2}$  a plně funkční EDB i vířivá brzda.



**Obr. 45 – Rozdělení brzdné síly při situaci 3**

V této provozní situaci se již na vyvíjení brzdné síly podílejí všechny instalované brzdové systémy. Největší podíl brzdné síly má rekuperační EDB, velký význam má i brzda vířivá a obě brzdy doplňuje brzda kotoučová.

**Situace 4:** Nouzové brzdění se zpomalením  $0,8 \text{ m.s}^{-2}$ , nefunkční EDB a omezená brzdná síla vířivé brzdy. Tato situace klade největší nároky na brzdu kotoučovou, vířivá brzda zde má díky napájení z baterií nižší brzdny účinek.



**Obr. 46 – Rozdělení brzdné síly při situaci 3**

Situace 1-4 jsou jakési hraniční stavy, ke kterým může v provozu dojít, další provozní situace je možno charakterizovat podobnými grafy s odlišnou velikostí jednotlivých oblastí.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 70
---	-----------------	-----------

## 7. Závěr

Brzdový systém je z hlediska bezpečnosti jízdy jednou z nejdůležitějších částí vozidla. Jeho parametry a možnosti nepřímo určují maximální dosažitelnou rychlost vozidla. V průběhu vývoje došlo k určité diferenciaci používaných konstrukčních řešení brzd u nákladních a osobních vozů. Zatímco vozy nákladní jsou z důvodu požadavku na minimalizaci údržby, co nejnížší cenu vozu a maximální spolehlivost stále vybavovány pneumatickou brzdou zdržovou, u vozů osobních se kvůli tlaku na dosahování čím dál vyšších rychlostí brzdové systémy poměrně dynamicky vyvíjejí.

To platí zvláště u vysokorychlostních jednotek, na kterých se nejčastěji objevují nově vyvinuté systémy. V tomto případě již nehraje nejdůležitější roli cena, příp. jednoduchost a bezúdržbovost systému, ale hlavně schopnost zastavit bezpečně vozidlo z vysokých rychlostí. Tento požadavek vedl k vývoji neadhezních brzd, které umožňují bezpečné zastavení vozidla i v případě nepříznivých povětrnostních podmínek. Z ekonomického a ekologického hlediska se zde dostává do popředí i požadavek na minimalizaci opotřebení částí brzdového systému, které je v případě brzdění z vysokých rychlostí velmi výrazné. Na základě tohoto požadavku byla např. třecí kolejnicová brzda nahrazena bezkontaktní vířivou kolejnicovou brzdou využitelnou i pro provozní brzdění. Spolu se zvýšeným výkonem brzdy elektrodynamické vede toto opatření ke snížení opotřebení brzdy kotoučové a eliminaci opotřebení brzdy kolejnicové.

Dalším fenoménem, který v současné době nabývá na významu, je schopnost brzdového systému vracet kinetickou energii jedoucího vlaku mařenou při brzdění zpět do zařízení, které je schopné ji akumulovat, případně znovu využít. Toto umožňuje elektrodynamická rekuperační brzda. energii je možno vracet buď do napájecího trolejového vedení, akumulovat ji přímo ve vozidle v tzv. superkondenzátorech, zvažováno je i využití mechanických setrvačnicků. Největší ekonomický přínos má využití rekuperace patrně u často zastavujících osobních vlaků, ale i u vysokorychlostních vozidel díky velké naakumulované energii.

Jednou z podmínek optimální funkce brzdového systému je vhodná koordinace činnosti všech brzd instalovaných na vozidle (vlaku). Z provedené studie vlastností a parametrů jednotlivých brzd vyplývá, že každý typ brzdy má jiný účinek, různé možnosti řízení, různou závislost brzdné síly na rychlosti a různé podmínky pro svou činnost. Při návrhu brzdového systému je tedy žádoucí využít výhod jednotlivých brzd a s ohledem na výše uvedené požadavky vymezit jejich místo v brzdovém systému. I při snaze o co největší opětovné využití energie a minimalizaci opotřebení

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 71
---	-----------------	-----------

však není možné zapomenout na bezpečnost. Brzdy, u kterých může dojít např. vlivem výpadku napájení ke ztrátě nebo omezení jejich účinku, je nezbytné zálohovat brzdou pneumatickou třecí. V případě vysokorychlostních jednotek, ale i osobních vozů a lokomotiv je používána pneumatická brzda kotoučová.

Jednotlivá brzdová zařízení jsou většinou rozmístěna ve všech hlavních částech vozidla. Složitější je vybavení a tím pádem i zabudování brzdy na hnacím vozidle, u vozů bývají brzdová zařízení většinou soustředěna na spodku vozu. V případě ucelených jednotek s distribuovaným pohonem je při návrhu zabudování zařízení brzdy nevýhodou nedostatek místa vyplývající z nutnosti umístit veškerá zařízení (včetně trakčních a dalších zařízení) pod podlahu vozu.

Z návrhu brzdového systému elektrické vysokorychlostní jednotky provedeném v kapitole 6 je patrné, že pro vysokorychlostní jednotku je vhodné použít kombinaci rekuperační elektrodynamické brzdy s vysokým instalovaným výkonem na vozech hnacích, vířivé brzdy na vozech vložených a brzdy kotoučové na všech vozech. Možnost použití takto výkonné elektrodynamické brzdy je dána koncepcí distribuovaného pohonu jednotky.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 72
---	-----------------	-----------

## Seznam použité literatury:

- [1] OPPOLZER T.: *Řešení spolupráce brzdových systémů železničních vozidel*. Pardubice: Univerzita Pardubice, disertační práce, 2000.
- [2] RAHN T.: *ICE Zug der Zukunft*. Darmstadt. Hestra Verlag, 1997, ISBN 3-7771-0272-5
- [3] LATA M.: *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004, 206 s., ISBN 80-7194-696-6
- [4] KUNHART M.: *Systémový návrh aplikace ERTMS/ETCS L2 v ČR*. Pardubice: Univerzita Pardubice, habilitační práce, 2005
- [5] DANZER J.: *Elektrická trakce 8. – Elektrické ovládání brzd*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 42 s.
- [6] GRALLA D.: *Eisenbahnbremstechnik*. Düsseldorf. Werner Verlag, 1999, ISBN 3-8041-1813-5.
- [7] PERNIČKA J.: *Jak se jezdí s TGV*. Železniční magazín 1/1999, s. 19-23
- [8] PERNIČKA J.: *Vysokorychlostní trať Hannover-Berlin*. Železniční magazín 2/1999, s. 15-17
- [9] HOJGR A., LOCHMAN L.: *ETCS poprvé v ČR*. Železniční magazín 5/2004, s. 24-25
- [10] PERNIČKA J.: *ICE 3*. Železniční magazín 2/1999, s. 18-21
- [11] SCHLOSSER W., AURICH S.: *Moderne Bremssysteme für Schienenfahrzeuge*. ZEV+DET Glas. Ann. 8/2001, s. 273-277
- [12] JAENICHEN D.: *Die Auslegung der Bremse nach europäischen Regelwerken*. ZEV Rail Glas. Ann. 3/2007, s. 93-96
- [13] SONTAG H., JÄNSCH E.: *Universal applicability of rotary eddy-current brakes on railway vehicles*. RTR 1/2007, s. 14 -19
- [14] ČÁP J.: *Adhezní limity procesu trakce a brzdění*. Scientific Papers of the University of Pardubice, Series B, 6 (2000), s. 53-74.
- [15] KRÖGER U.: *Prinzip, Entwicklung und Konstruktion der linearen Wirbelstrombremsen*. ZEV - Glas. Ann. 9/1985, s. 368-374.
- [16] KRÖGER U.: *Bremseinrichtungen im ICE*. ETR 9/1989, s. 575-580.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera	Diplomová práce	Strana 73
---	-----------------	-----------

[17] *Bremsscheiben*. Malmö, Schweden: SAB WABCO, 2006, 4 s.

[18] BRAUN A.: *Erfahrungen mit Reibungsbremsen des InterCityExpres*. ZEV+DET Glas. Ann. 11/1993, s. 352-355.

[19] WIRTH X.: *Entwicklung einer Schiebenbremse aus Kohlefaserverbundwerkstoff für R/S Hochgeschwindigkeitszüge*. ETR 3/1997, s. 173-176.

[20] SAUMWEBER E.: *Neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Schienenbremsen*. ZEV - Glas. Ann. 9/10/1998, s. 542-546.

[21] OOSTVEEN H.: *Erfahrungen mit Permanentmagnet-Schienenbremsen*. ZEV+DET Glas. Ann. 12/1997, s. 613-617.