

**Univerzita Pardubice**  
**Dopravní fakulta Jana Pernera**

**Návrh zařízení pro ochranu jízdny plochy  
kol při brzdění nákladních vozů  
kotoučovou brzdou**  
Diplomová práce

2025

Bc. Dominik Řihák

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2024/2025

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Dominik Řihák**  
Osobní číslo: **D23454**  
Studijní program: **N0788A040001 Dopravní technika**  
Specializace: **Stavba vozidel**  
Téma práce: **Návrh zařízení pro ochranu jízdni plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou**  
Zadávací katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

## Zásady pro vypracování

Bezpečnost a plynulost železniční dopravy je ovlivněna i parametry brzdové výstroje vozidel. Klíčovým faktorem při brzdění je adheze a tření mezi brzdovým obložním a brzdovým kotoučem. V případě vozů s kotoučovou brzdou nedochází při brzdění k čistění jízdni plochy kola, což v kombinaci s nárůstem součinitele tření při dobrzdování zvyšuje pravděpodobnost smyku dvojkolí a poškození jízdni plochy kola. V práci se proto zaměřte na návrh zařízení pro ochranu jízdni plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou.

Vypracujte:

1. Technické a legislativní možnosti eliminace poškození jízdni plochy kol při brzdění.
2. Stavba modelu pro simulaci brzdění nákladního vozu s reálnými vstupy.
3. Návrh zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí nákladních vozů s využitím simulace brzdění.
4. Konstrukční řešení zástavby do podvozku nákladního vozu.

Rozsah pracovní zprávy: **50**  
Rozsah grafických prací: **dle pokynů vedoucího práce**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] MARUNA, Zdeněk; HOFFMANN, Vilém a KOULA, Jiří. *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00815-0.  
[2] ČSN EN 15595 (284043) *A Železniční aplikace – Brzdění – Protismyková ochrana kola*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.  
[3] ČSN EN 61373 (333565) *Drážní zařízení – Zařízení drážních vozidel – Zkoušky rázy a vibracemi*. Praha: Český normalizační institut, 2002.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Martin Kohout, Ph.D.**  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Konzultant diplomové práce: **Ing. Michal Kuna**  
DAKO-CZ, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **7. února 2025**  
Termín odevzdání diplomové práce: **9. května 2025**

L.S.

---

**doc. Ing. Ladislav Řoutil, Ph.D.**  
děkan

---

**doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 7. února 2025

## PROHLÁŠENÍ AUTORA

Prohlašuji:

Práci s názvem *Návrh zařízení pro ochranu jízdní plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou* jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 28. 6. 2025

Bc. Dominik Řihák, v. r.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Martinu Kohoutovi, Ph.D., stejně jako Ing. Michalu Kunovi a dalším pracovníkům společnosti DAKO-CZ, a. s., za poskytnutí veškerých důležitých materiálů, stejně jako za jejich ochotu a vstřícnost při konzultaci problematiky spojené s vypracováním této práce.

Děkuji rovněž své rodině a přítelkyni Lence za jejich pomoc s gramatickou korekturou textu i dlouhodobou podporu během studia na Dopravní fakultě Jana Pernera, jež tato práce završuje.

## **ANOTACE**

V případě vozů s kotoučovou brzdou nedochází při brzdění k čištění jízdni plochy kola, což v kombinaci s nárůstem součinitele tření při dobrzdování zvyšuje pravděpodobnost smyku dvojkolí, poškození jízdni plochy kola a prodloužení zábrzdné dráhy. Cílem této práce je návrh zařízení pro nákladní vozy, které by tomuto projevu zabránilo a chránilo jízdni plochy kol před poškozením. Vzhledem k určení je volena varianta čistě mechanického zařízení s využitím již existujícího konstrukčního řešení: odstředivého regulátoru DAKO-K, který na základě rychlosti otáčení kol rozhoduje o aplikaci vysokého či nízkého stupně brzdného účinku.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Kotoučová brzda, nákladní vozy, jízdni plocha, ochrana.

## **TITLE**

Design of a device to protect the wheel running surface of freight wagons during braking with disc brakes

## **ABSTRACT**

In the case of freight cars with disc brakes, the wheel running surface is not cleaned during braking. In combination with increase of the friction coefficient during braking, it increases the probability of wheel slip, damaging of the wheel and lengthening the braking distance. The aim of this work is to design a device for freight cars that would prevent this phenomenon and protect the wheel from damage. Given the purpose, a purely mechanical device is chosen using an existing design solution: the DAKO-K centrifugal regulator, which, based on the wheel rotation speed, decides on the application of a high or low level of braking effect.

## **KEYWORDS**

Disc brake, freight car, wheel running surface, protection.



# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>Adheze.....</b>	<b>11</b>
2.1	Tečné síly při pohybu kola, skluz .....	11
2.2	Maximální velikost tečných sil .....	14
2.3	Velikost součinitele adheze .....	15
<b>3</b>	<b>Normativní požadavky na ochranu jízdní plochy kola .....</b>	<b>17</b>
3.1	Požadavky na technické provedení.....	17
<b>4</b>	<b>Technické možnosti ochrany jízdní plochy .....</b>	<b>19</b>
4.1	Dvoustupňová rychlíková brzda DAKO-R .....	19
4.2	Elektromechanický protismykový regulátor DAKO-F .....	20
4.3	Mikroprocesorový protismykový regulátor DAKO PE94 - MSV.....	20
<b>5</b>	<b>Simulace brzdění nákladního vozu .....</b>	<b>22</b>
5.1	Pohybová rovnice vlaku a její řešení .....	22
5.2	Výpočet brzděné síly nákladního vozu.....	24
5.3	Sestavený výpočtový model .....	25
5.3.1	Algoritmus výpočtu.....	25
5.3.2	Validace modelu .....	27
<b>6</b>	<b>Vhodné technické řešení konstrukce zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí.....</b>	<b>31</b>
6.1	Detailní popis principu funkce dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R .....	32
6.1.1	Brzdový rozvaděč DAKO-CV1R .....	32
6.1.2	Přídavný ventil DAKO-R.....	32
6.1.3	Odstředivý regulátor DAKO-K.....	33
6.1.4	Popis spolupráce jednotlivých přístrojů brzdy.....	34
6.2	Využití konceptu dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R ke konstrukci zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí .....	35
<b>7</b>	<b>Matematický model odstředivého regulátoru .....</b>	<b>37</b>
7.1.1	Získaná charakteristika regulátoru .....	38
<b>8</b>	<b>Zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí.....</b>	<b>41</b>
8.1	Zástavba do podvozku .....	41
8.1.1	Přichycení na ložiskovou skříň .....	41
8.1.2	Dodržení obrysu pro vozidla.....	47
8.2	Náhon regulátoru od dvojkolí.....	51
8.3	Charakteristika regulátoru .....	52
8.3.1	Požadavky .....	52

8.3.2	Volba vlastností vnitřních komponent .....	56
8.3.3	Shrnutí .....	58
8.4	Zástavba zařízení do pneumatického obvodu .....	58
8.4.1	Požadavky .....	58
8.4.2	Pneumatické schéma .....	59
<b>9</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>61</b>
	<b>Literatura .....</b>	<b>63</b>
	<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>66</b>
	<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>68</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a označení veličin .....</b>	<b>69</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>73</b>
	<b>Seznam výkresů a volně vložených příloh .....</b>	<b>74</b>

# 1 Úvod

Železniční nákladní doprava je odvětvím, ve kterém se dlouhodobě vybavení vozidel omezuje na nejnütnější minimum. Důraz je kladen především na nízkonákladovost a údržbovou nenáročnost. A tak zatímco v osobní dopravě je v roce 2025 pravidlem používání ep brzdy, nákladní vlaky využívají standardní samočinnou tlakovou brzdu v režimech G a P.

Některé evropské státy však zvyšují požadavky na vozidla provozovaná na své infrastruktuře. Začíná být například kladen důraz na „track friendly“ chování a minimalizaci hlukových emisí. Z těchto důvodů se do nákladní dopravy dostává alespoň částečná technická invence a rozšiřuje se používání nekovových špalíků či kotoučové brzdy.

To však pootevřívá možné nové problémy. Kotoučová brzda z principu své funkce nezajišťuje čištění jízdní plochy kol, čímž se zvyšuje pravděpodobnost smyku a poškození dvojkolí. Osobní vozy mají elektronická protismyková zařízení, která tento hendikep vyrovnají. Nákladní vozy však těmito zařízeními (až na výjimky) vybavovány nejsou.

Tato práce se proto věnuje návrhu zařízení pro ochranu jízdní plochy kol nákladních vozů při brzdění kotoučovou brzdou. Po krátkém úvodu do teoretické podstaty problému je věnována pozornost normativním požadavkům a technickým možnostem ochrany. Dále je sestaven matematický model, který simuluje brzdění vozidla s využitím reálných vstupů. S pomocí dat z modelu je přikročeno k návrhu zařízení. V závěru práce je okomentováno řešení jeho zástavby na vozidlo.

## 2 Adheze

Adheze je schopnost přenosu tečných (tedy například hnacích či brzdných) sil mezi kolem a jízdni dráhou. [9] Na její velikosti tedy přímo závisí možná intenzita snižování (či zvyšování) rychlosti vlaku.

Při zkoumání adheze lze pozorovat tři základní jevy: smykové tření, valení a spin. [10] Pro zjednodušení je problematika popisována za předpokladu jízdy v přímé koleji s úhlem náběhu  $0^\circ$ .

### 2.1 Tečné síly při pohybu kola, skluz

Pokud se ve styku dvojkolí s kolejí nevyvozuje žádná tečná síla, dvojkolí se prostě valí.

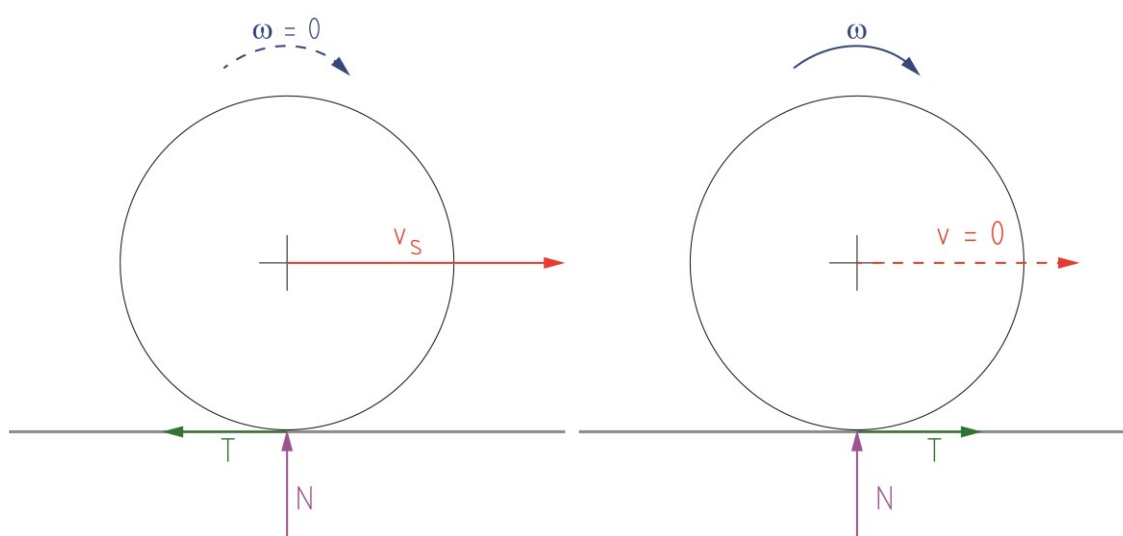
Jestliže bude dvojkolí zabráněno v otáčení, bude se po kolejnici smýkat (konat posuvný pohyb skluzovou rychlostí  $v_s$ ), přičemž v kontaktu bude vznikat tečná síla smykového tření [11]:

$$T = Q \cdot f_f \quad (1)$$

kde:

- $Q$  je svislá kolová síla;
- $f_f$  je součinitel smykového tření.

Ke vzniku totožné síly dojde rovněž v případě, kdy se bude kolo otáčet a bude mu znemožněn dopředný posuvný pohyb. Oba tyto případy (znázorněné na Obr. 1) jsou projevy prostého tření [11].



Obr. 1: Schématické znázornění případů zablokování jednoho ze stupňů volnosti kola. Převzato z [11], upraveno.

Pokud se kolo otáčí a současně je konán odpor proti tomuto otáčení (kolo je brzděno), ve styčné ploše kola s kolejnicí bude existovat skluz určitou rychlostí  $v_s$  a bude vyvozoována tečná síla [11]:

$$T = Q \cdot \mu \quad (2)$$

kde:

- $Q$  je svislá kolová síla;
- $\mu$  je součinitel adheze.

Pokud by v tomto případě existovalo jen valení bez skluzu, nedocházelo by k opotřebování jízdní plochy kol. To je tedy důkazem existence skluzové rychlosti. Další potvrzující skutečností je rozdíl ve velikosti ujeté dráhy, kterou bychom vypočítali na základě počtu otáček dvojkolí, oproti dráze odpovídající absolutnímu posuvnému pohybu vozidla vůči jízdní dráze. [10] V praxi se proto lze setkat s tím, že pro zjišťování přesné rychlosti a polohy na základě ujeté dráhy jako vstupů pro zabezpečovací systémy (např. ETCS) se nevyužívá pouze měření otáčkovým čidlem na nápravě (kterýžto systém byl a je naprosto běžný pro účely pouhé indikace aktuální rychlosti strojvedoucímu), nýbrž měřicí systémy zcela nezávislé na otáčení kola, tedy například Dopplerovy radary. [12]

Brzděné kolo se zkrátka otáčí vždy rychlostí nižší, než jaká vyplývá z ujeté vzdálenosti – přestože tento jev nejsme schopni pozorovat svými smysly. Rozdílem obvodové rychlosti kola a skutečné dopředné rychlosti je skluzová rychlost  $v_s$  [9]:

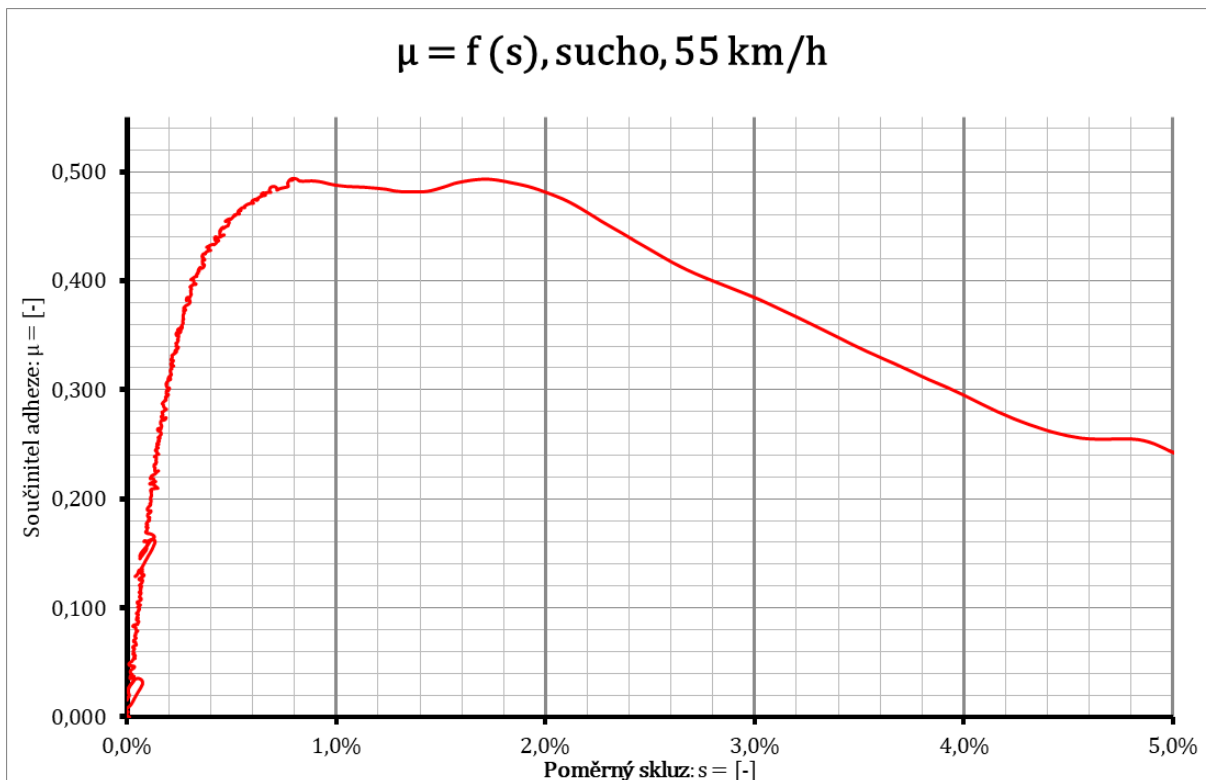
$$v_s = \omega \cdot r - v \quad (3)$$

Pokud se veličina  $v_s$  vyjádří v poměrné podobě vzhledem k dopředné rychlosti, hovoří se o ní jako o tzv. (relativním) skluzu [7]:

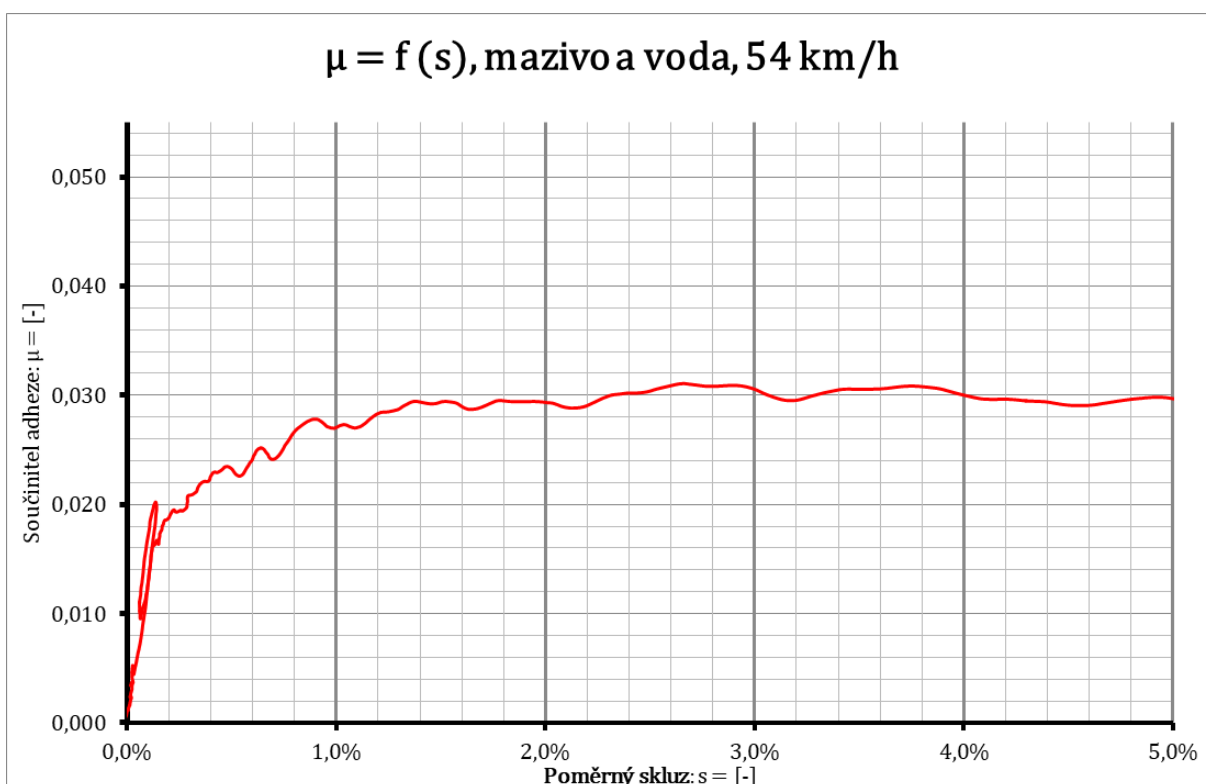
$$w = \frac{v_s}{v} = \frac{\omega \cdot r}{v} - 1 \quad (4)$$

Skluz lze pozorovat na dotykové ploše kola a kolejnice. Ta je rozdělena na dvě oblasti: zónu lpění a zónu skluzu. Největší schopnosti přenosu tečných sil lze obvykle dosáhnout při relativním skluzu v řádech jednotek procent (vždyť reakcí na existenci skluzu je právě vznik tečné síly v kontaktu kola a kolejnice). S rostoucím skluzem však roste i velikost zóny skluzu až do vymizení oblasti lpění – dvojkolí se pak v mezním případě dostává do stavu plného prokluzu. [7] Závislostí součinitele adheze na relativním skluzu je skluzová (adhezní) charakteristika, její příklady jsou uvedeny jako Obr. 2 a Obr. 3.

Obr. 2 a Obr. 3 jsou výstupem z měření provedených doc. Ing. Petrem Voltrem, Ph. D., na zkušebním stavu tramvajového kola v laboratořích Univerzity Pardubice. Reprezentují dva extrémní stavy: ideální adhezní podmínky na suché koleji (Obr. 2) a naopak velmi špatnou adhezi v případě potřísnění kolejí vodou a mazivem (Obr. 3).



**Obr. 2:** Závislost součinitele adheze na relativním skluzu pro suchý povrch kolejnice. Při maximální hodnotě efektivního skluzu je dosaženo součinitele adheze přibližně 0,49.



**Obr. 3:** Závislost součinitele adheze na relativním skluzu pro povrch kolejnice znečištěný směsí maziva a vody. Při maximální hodnotě efektivního skluzu je dosaženo součinitele adheze přibližně 0,03.

## 2.2 Maximální velikost tečných sil

Velikost maximálně přenositelné tečné síly  $T_{MAX}$  vyplývá ze vztahu, jež je analogický ke vztahu (2):

$$T_{MAX} = Q \cdot \mu_{MAX} \quad (5)$$

kde:

- $Q$  je svislá kolová síla;
- $\mu_{MAX}$  je mez adheze (maximální hodnota součinitele adheze).

Přesáhne-li brzdňý moment na dvojkolí maximální přenositelnou hodnotu tečné síly, dojde k prokluzu, případně až k úplnému smyku dvojkolí. Jedná se o jev značně nežádoucí, neboť následkem prokluzování (smyku) se přenáší pouze malá tečná síla a prodlužuje se tak brzdňá dráha vozidla. Současně dochází k silnému poškození jízdní plochy kola (vzniku plochého místa), což se následně projevuje zvýšenou hlučností chodu vozidla a také rázovým namáháním jak pojezdu vozidla, tak traťového svršku. [11]

Prokluz či smyk dvojkolí lze odstranit buď pískováním (tedy zvýšením adheze), nebo snížením působícího brzdňého momentu.



**Obr. 4:** Příklad extrémně poškozené jízdní plochy kola následkem smýkání zablokovaného dvojkolí po kolejnici. Jedná se o nákladní vůz vybavený špalíkovou brzdou. Autor fotografie: Daniel Forejtár

## 2.3 Velikost součinitele adheze

Dosažitelná hodnota součinitele adheze se pohybuje ve značně širokých mezích a závisí na mnoha faktorech. Na prvním místě výčtu jsou zcela jednoznačně povětrnostní vlivy, respektive jakost povrchu koleje. Pro suchou kolej za dobrého počasí se hodnota se pohybuje okolo 0,35 a výše (viz také Obr. 2). Za deště na zcela mokré koleji je součinitel adheze nižší, extrémním případem je však kolej mírně ovlhklá, orosená či jemně potřísněná olejem. Při kombinaci těchto negativních vlivů může být hodnota  $\mu = 0,03$  (viz Obr. 3).

Velikost součinitele adheze je ale také ovlivňována stavem jízdní plochy kola. Čím drsnější je, tím lépe se přenáší tečné síly mezi kolem a kolejnicí. Důležitá je také čistota jízdní plochy. Z těchto důvodů jsou vozidla vybavená nekovovými špalíky nebo kotoučovou brzdou mnohem náchylnější ke vzniku plochých míst. Aby byl tento negativní jev odstraněn, je v konstrukcích vozidel přikračováno k tomu, že se na dvojkolí obržděné kotoučovou brzdou instaluje rovněž brzda špalíková působící na jízdní plochu. Špalíková brzda přitom většinou přenáší jen velmi malé procento brzdného výkonu a jejím hlavním úkolem je čištění jízdní plochy od nečistot. [11]

Uvedené faktory ovlivňují velikost skluzu, a tedy i velikost součinitele adheze (jak bylo popsáno v kapitole 2.1). Pro praktické vyšetřování problémů spojených s adhezí je významná především její velikost v závislosti na dopředné rychlosti vozidla. Zde neexistuje přímá fyzikální vazba, byly však empiricky odvozeny vztahy, které ve vazbě na dopřednou rychlost popisují maximálně dosažitelný součinitel. [7] Jedním z nich je vzorec dle Curtiuse-Knifflera:

$$\mu_{MAX} = \frac{7,5}{v + 44} + 0,161 \quad (6)$$

Analogický vztah dle Kothera má následující tvar:

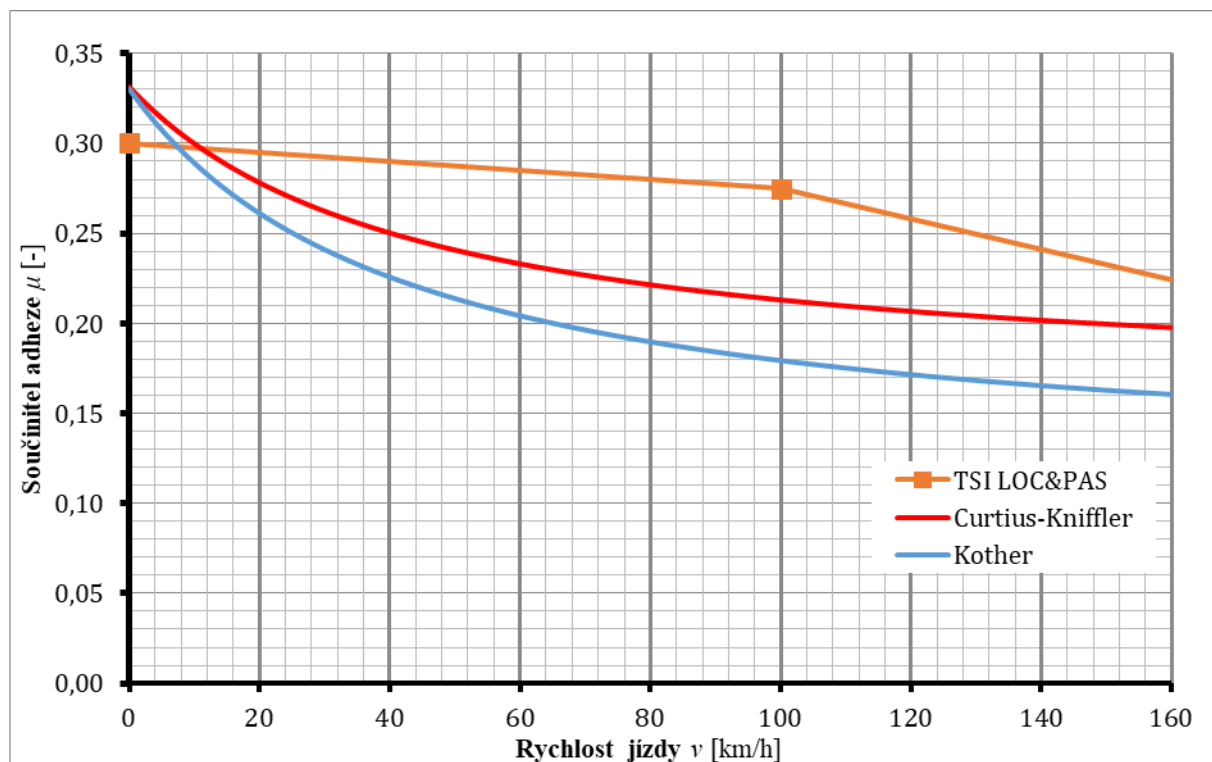
$$\mu_{MAX} = \frac{9,0}{v + 42} + 0,116 \quad (7)$$

Technické specifikace pro interoperabilitu pak udávají maximální dosažitelný součinitel adheze výčtem diskrétních bodů:

Tabulka 1: Závislost součinitele adheze na rychlosti jízdy dle TSI LOC&PAS. Převzato z [7].

Rychlost jízdy [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ]	0	100	200	300
Součinitel adheze [-]	0,300	0,275	0,190	0,100

To, jaký mají uvedené závislosti vlastně průběh, je patrné z grafu níže.



Obr. 5: Grafická prezentace závislostí, které určují vztahy (6), (7) a Tabulka 1.

Všechny tři průběhy ukazují, že s rostoucí rychlostí velikost dosažitelného součinitele adheze klesá, v případě Kothera je při rychlosti  $160 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  dokonce jen poloviční oproti klidovému stavu. Toto konstatování dává prostor myšlence, jak to bude se součinitelem adheze v rychlostech, jakými jsou provozovány vlaky na vysokorychlostních tratích – na základě výše interpretovaných teoretických poznatků by se mohlo zdát, že takový provoz je téměř nemožný. Okolní svět však dokazuje, že tomu tak není.

S rostoucí rychlostí dochází k intenzivnějším změnám svislého zatížení – vlivem jízdy po nerovné koleji dochází ke krátkodobým změnám svislých kolových sil. Tento projev se však eliminuje tím, že na tratích pojížděných vysokými rychlostmi se klade patřičný důraz na kvalitu geometrické polohy koleje, stejně jako tím, že u vozidel určených pro vysoké rychlosti se v rámci konstrukce dbá na co nejmenší podíl nevypružených hmot v pojezdu.

### 3 Normativní požadavky na ochranu jízdní plochy kola

Systémy protismykové ochrany se do vozidel instalují primárně za účelem eliminace poškození dvojkolí a tratě. Klade se při tom důraz, aby došlo k minimálnímu zvýšení spotřeby stlačeného vzduchu a minimálnímu prodloužení zábrzdě dráhy. Jsou navrhovány tak, aby co nejlépe využívaly dostupnou adhezi a zlepšovaly podmínky mezi kolem a kolejnicí snižováním a obnovováním brzdě síly za účelem zabránění blokování a nekontrolovanému smyku dvojkolí. Tím je optimalizován brzdě výkon a minimalizuje se výskyt poškození dvojkolí. [1], [2]

Požadavky na vybavení vozidel systémem protismykové ochrany shrnuje Tabulka 2.

Tabulka 2: Požadavky na použití systému protismykové ochrany na vozidlech podle [1] a [3].

Rychlost	Brzdě výstroj	Úroveň adheze ( $\mu$ ) a brzdě procento ( $\lambda$ )		
		$\mu \leq 0,11$	$0,11 < \mu \leq 0,12$	$\mu > 0,12$
		$\lambda \leq 125 \%$	$125 \% < \lambda \leq 135 \%$	$\lambda > 135 \%$
$> 150 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$	všechny typy brzd působící na kolo	povinné	povinné	povinné
$\leq 150 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$	pouze kotoučové brzda	doporučené	povinné	povinné
	dynamická brzda	doporučené	povinné	povinné
	kombinace kotoučové a špalíkové brzdy	žádné požadavky	doporučené	povinné
	špalíky (bez ohledu na materiál)	žádné požadavky	doporučené	povinné

#### 3.1 Požadavky na technické provedení

Normy [1], [2] určují následující požadavky na konstrukci systému protismykové ochrany kola:

- jeden systém nesmí kontrolovat více než 8 náprav;
- u elektrických či motorových jednotek musí být zajištěno, aby poruchový stav systému nezpůsobil pokles brzdě účinku pod 50%;
- v rámci řídicího algoritmu systému lze s výhodou využívat informace z jiných systémů, např. snímačů ložení;
- snižovat brzdě sílu při smyku kola může systém zcela nebo částečně;
- pod prahem nízké rychlosti ( $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ) musí, bez ohledu na okolnosti, na kolo působit vždy 100 % brzdě účinku nastaveného strojvedoucím;

- systém musí být při rozjezdu vlaku k dispozici od rychlosti  $6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  (pro nákladní vozy, které nemají zajištěno v nízké rychlosti napájení, od  $15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ );
- systém nesmí být schopen zvýšit brzdny účinek nad úroveň brzdneho účinku vyžadovaného brzdovým systémem;
- systém nesmí měnit požadovanou brzdnou sílu během stání vozidla (s výjimkou okamžiku jeho zkoušky);
- pokud je vozidlo vybaveno dynamickou brzdou, musí systém protismykové ochrany zajistit v případě smyku kola její řízení, nebo vypnutí;
- pro případ nouzového brzdění musí mít systém protismykové ochrany vlastní subsystém se speciálním řídicím algoritmem, který zabrání nadměrnému snížení brzdné síly;
- nepřetržité odbrzdění požadované systémem nesmí trvat déle než 10 s – po uplynutí této doby musí bezpečnostní obvod zabránit zasahování do brzdy;
- systém musí být automaticky vyřazen z činnosti, pokud tlak v pomocném vzduchojemu klesne pod stanovenou hodnotu (u jednopotrubní brzdy v případě, že tlak v pomocném vzduchojemu je o 0,3 bar vyšší, než tlak v brzdovém válci při nejvyšším stupni brzdění).

Z hlediska napájení musí být systém protismykové ochrany navržen tak, aby správně fungoval při kolísání napětí v rozmezí povoleném normou EN 50155 (s výjimkou případů, kdy si systém sám generuje vlastní energii). Pokud napětí spadne pod stanovenou mez, musí systém dál pracovat normálně nebo se vypnout do stavu, kdy jsou všem připojeným systémům (ovládání brzdy, ovládání dveří) předány předem stanovené signály. [2]

Pneumatické rozhraní musí být konstruováno tak, aby bylo možné demontovat vypouštěcí ventil protismyku bez narušení trubkování. Kde je to možné, má mít potrubí stejné rozměry a má být pro každou nápravu stejné, přičemž průměr potrubí by měl být přizpůsoben jmenovitému průměru otvoru vypouštěcích ventilů. Ty by pak měly být namontovány v co nejmenší vzdálenosti od brzdového válce s přihlédnutím k tomu, aby byly co nejlépe chráněny před sněhem a ledem. [2]

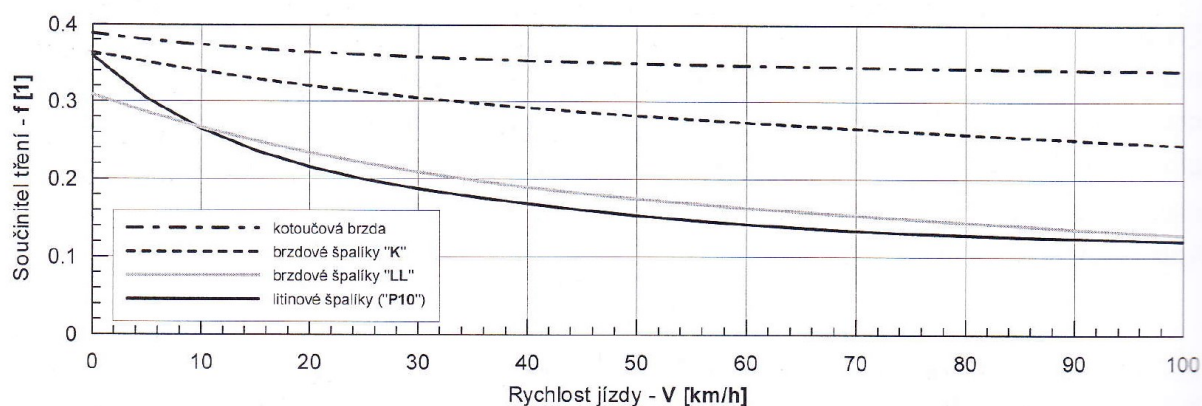
## 4 Technické možnosti ochrany jízdní plochy

Na trhu se pohybuje několik výrobců komponentů brzd železničních vozidel. Většina z nich ve svém portfoliu nabízí vlastní patentní řešení protismykové ochrany kola. V dalším textu jsou popsána jednotlivá charakteristická konstrukční řešení na konkrétních zařízeních od společnosti DAKO-CZ. Je tomu tak však pouze pro lepší věcnou správnost popisu, účelem je podchytit konstrukční podstatu, která je napříč výrobci obdobná.

### 4.1 Dvoustupňová rychlíková brzda DAKO-R

Rychlíková brzda DAKO-R je dvoustupňová třecí brzda. Byla vyvinuta na přelomu 60. a 70. let 20. století v Československu, a to konstrukční skupinou v čele s Josefem Daňkem. Základním funkčním principem dvoustupňové brzdy je přitlačování zdrží ke kolům vysokým přitlakem, který se při zpomalení na stanovenou rychlost samočinně sníží. [14] Dodnes je v České republice používána například na vozech typu UIC Y (řada B<sup>249</sup> a obdobné).

K sestrojení dvoustupňové brzdy vedl fakt, že tehdy výhradně používané brzdové špalíky z šedé litiny mají součinitel tření, který s klesající rychlostí výrazně roste (názorně patrné z Obr. 6). Při brzdění neproměnným přitlakem zdrží tedy musela být brzda vozidla poddimenzována tak, aby při zavedení plného brzdného účinku v nízkých rychlostech nedocházelo ke smyku dvojkolí. [14]



Obr. 6: Závislost součinitele tření na rychlosti pro jednotlivé materiály. Převzato z [7].

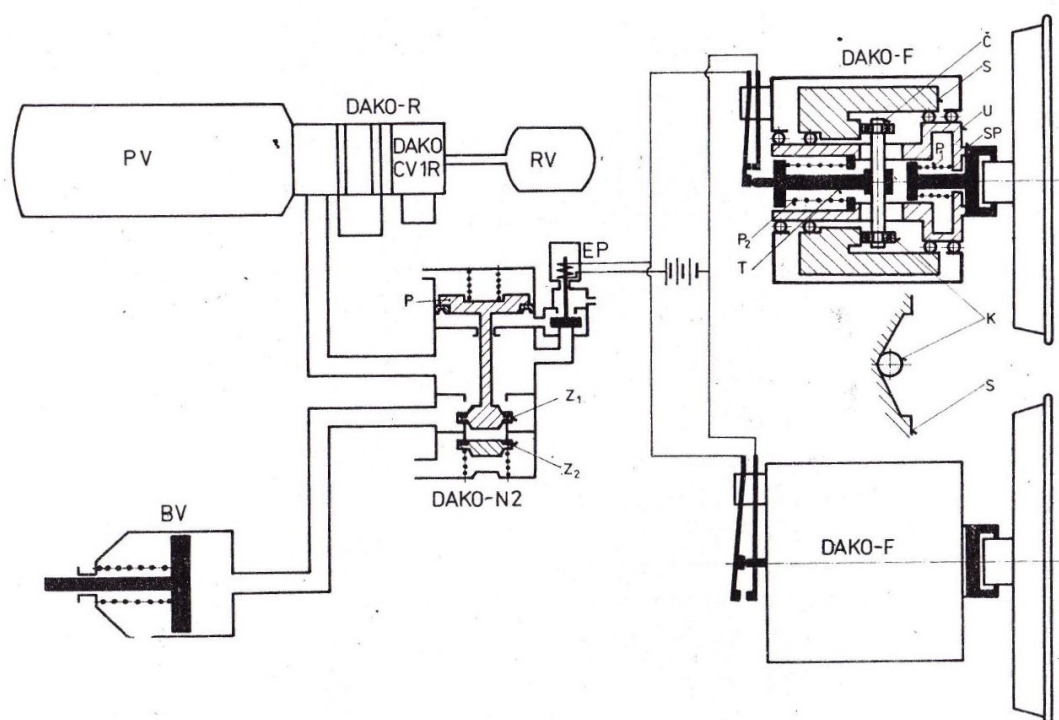
Základním funkčním prvkem je odstředivý regulátor DAKO-K, který je umístěn na ložiskové skříni dvojkolí. Na základě rychlosti otáčení dvojkolí vnitřní mechanismus regulátoru omezuje maximální tlak v brzdovém válci na nízký nebo vysoký stupeň.

Dvoustupňová brzda jako taková přímo aktivně nechrání jízdní plochu kola před smykem způsobeným poklesem adheze, předchází však poškození kola následkem vzrůstu součinitele tření brzdových špalíků, jemuž je přímo úměrná brzdná síla přenášená na obvodu kol. Celá regulace je mechanicko – pneumatická, tedy nevyžaduje zdroj elektrické energie.

## 4.2 Elektromechanický protismykový regulátor DAKO-F

Protismykovými regulátory DAKO-F byly od 60. let 20. století osazovány československé osobní vozy vystrojené rychlíkovou brzdou popsanou v části 4.1.

Regulátory jsou namontovány na ložiskách náprav všech dvojkolí daného vozu. Otáčivým pohybem dvojkolí je přes spojku roztáčen i setrvačnick uvnitř regulátoru. Setrvačnick je veden ve sférické dráze. Pokud skokově nastane velká změna rychlosti otáčení kola (větší než  $6,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ), setrvačnick se po sférické dráze vychýlí až takovým způsobem, že zajistí mechanické sepnutí elektrického protismykového obvodu napájeného z vozové baterie. [15]



Obr. 7: Schéma vzduchové instalace na voze vybaveném protismykovým systémem DAKO-F. Převzato z [15].

Následkem sepnutí obvodu se otevře elektropneumatický vypouštěcí ventil, který zajistí snížení tlaku v brzdovém válci. Jakmile se obnoví valení kola (odrychlí se sníží), setrvačnick se po sférické dráze vrátí do výchozí polohy, čímž mechanicky rozpojí elektrický protismykový obvod. Následkem toho se uzavře vypouštěcí elektropneumatický ventil a brzdový válec se začne plnit na tlak určený rozvaděčem. [15]

## 4.3 Mikroprocesorový protismykový regulátor DAKO PE94 - MSV

Současným technickým řešením používaným od 90. let minulého století je vybavení vozidla protismykovým zařízením, které je řízeno mikroprocesorovou jednotkou umístěnou v interiéru vozidla. Ta umožňuje v každém okamžiku regulovat brzdění tak, aby bylo dosaženo co nejkratší zábrzdné dráhy při optimálním využití adheze. [26]

Signály rychlosti regulační mikroprocesorová jednotka získává ze snímačů připevněných k ložiskovým skříním náprav. Ty generují střídavý proud s frekvencí přímo úměrnou úhlové rychlosti otáčení dvojkolí. Jestliže nastane smyk dvojkolí, je rozlišen na základě okamžité rychlosti odlišné od ostatních náprav. Zařízení zároveň aktuální rychlosti porovnává s tzv. fiktivní nápravou, tedy vypočtenou křivkou tvořící obálku maximálního odrychlení vozidla na suchých kolejích. Pokud tedy nastane synchronní smyk všech dvojkolí, je regulátor schopen jej rozpoznat. Ovlivnit brzdový účinek je regulátor schopen buď přerušením nárůstu tlaku, stupňovitým vypouštěním, trvalým vypouštěním, nebo stupňovitým, popřípadě trvalým napouštěním vzduchu do brzdového válce. [26]

U zařízení je konstrukčně zohledněna odolnost vůči vibracím a rázům dle platných norem, stejně jako elektromagnetická kompatibilita. Stupeň krytí zařízení IP je 20. Pro svůj provoz vyžaduje trvalé připojení k akumulátorové baterii o minimálním napětí 24 V. [26]

## 5 Simulace brzdění nákladního vozu

V souladu se zaužívanými zvyklostmi v odvětví trakční mechaniky byla simulace procesu brzdění nákladního vozu postavena na řešení pohybu hmotného bodu s jedním stupněm volnosti podél jízdní dráhy. S tímto zjednodušením pak problém přechází na řešení jediné diferenciální rovnice druhého řádu, tzv. pohybové rovnice vlaku. [7] Vzhledem k zaměření práce je sestavena pro vůz vybavený kotoučovou brzdou.

### 5.1 Pohybová rovnice vlaku a její řešení

Pohybová rovnice vlaku má obecně tvar:

$$m \cdot \ddot{x} \cdot (1 + \rho) = F_{ok} - B - O_v - O_t \quad (8)$$

Přičemž význam jednotlivých členů vysvětluje následující tabulka:

Tabulka 3: Veličiny vystupující v pohybové rovnici vlaku a jejich jednotky. [7]

Značka	Název veličiny	Jednotka
$m$	Hmotnost vozidel	kg
$\ddot{x}$	Zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$\rho$	Součinitel rotačních hmot	-
$F_{ok}$	Tažná síla na obvodu kol	N
$B$	Brzdná síla na obvodu kol	N
$O_v$	Jízdní vozidlové odpory	N
$O_t$	Jízdní traťové odpory	N

Pro použití rovnice (8) k vyšetření pohybu během brzdění lze vypustit její člen  $F_{ok}$ , neboť tažná síla na obvodu kol bude logicky nulová.

Vyšetřovanou neznámou veličinou je zrychlení, které bude pro účely této práce voleno jako kladné, pokud vozidlo bude svou rychlost snižovat. Pro formální správnost tedy bude tato veličina nadále v textu označována jako „odrychlení“. Proto i všechny síly, které budou působit pohybu vozidla odpor, budou vstupovat do rovnice s kladným znaménkem. Matematický model tedy bude založen na řešení pohybové rovnice ve tvaru:

$$\ddot{x} = \frac{B + O_v + O_t}{m \cdot (1 + \rho)} \quad (9)$$

Velikost brzdné síly  $B$  se stanoví na základě výpočtu, který je podrobněji popsán v části 5.2 této práce.

Vozidlové odpory  $O_v$  jsou závislé na konstrukci a technickém stavu vozidla. Jednotlivých dílčích odporů je několik – například odpor z valení, odpor v ložiskách,

aerodynamický odpor nebo výběhový odpor vznikající v soustavě pohonu, pokud se jedná o hnací vozidlo. Celkový vozidlový odpor je dán součtem těchto složek a popisuje se tzv. Davisovým vztahem. Pro praktické použití u vozů se používá měrné vyjádření vozidlového odporu. [7] Člen  $O_v$  se tedy vypočte ze vztahu:

$$O_v = m \cdot g \cdot (a + b \cdot v + c \cdot \tau \cdot v^2) \quad (10)$$

Kde:

- $m$  [t] je hmotnost vozidel;
- $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je tíhové zrychlení;
- $a$  [ $\text{N} \cdot \text{kN}^{-1}$ ] je koeficient měrné složky vozidlového odporu nezávislé na rychlosti jízdy;
- $b$  [ $\text{N} \cdot \text{kN}^{-1} \cdot \text{h} \cdot \text{km}^{-1}$ ] je koeficient měrné složky vozidlového odporu lineárně závislé na rychlosti jízdy;
- $c$  [ $\text{N} \cdot \text{kN}^{-1} \cdot \text{h}^2 \cdot \text{km}^{-2}$ ] je koeficient měrné aerodynamické složky vozidlového odporu;
- $\tau$  [-] je tzv. tunelový koeficient, který zohledňuje aerodynamický odpor vzniklý jízdou v tunelu;
- $v$  [ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ] je rychlost vozidla.

Jízdní traťové odpory jsou ovlivněny železniční infrastrukturou – sklonem koleje a poloměrem pojížděného oblouku. [7] Do výpočtového modelu tyto vlivy vstupují v podobě měrného vztahu:

$$O_t = m \cdot g \cdot \left( s + \frac{600}{R} \right) \quad (11)$$

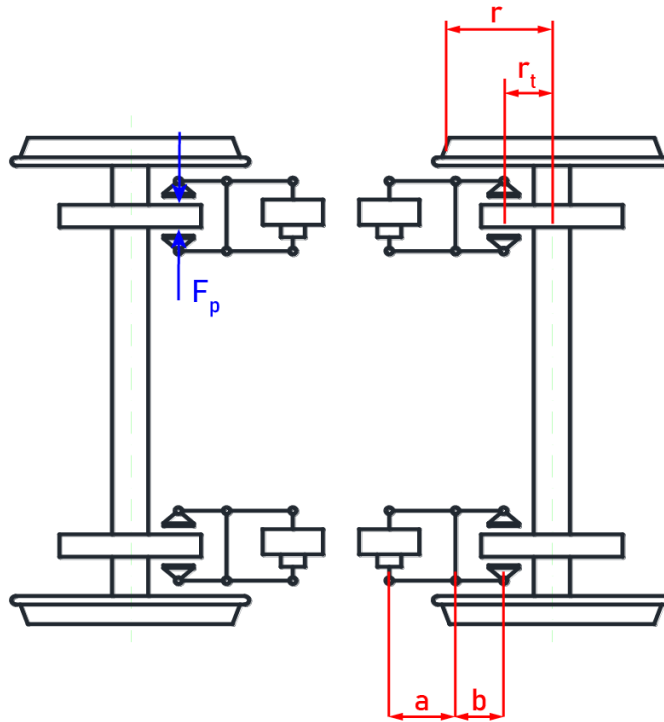
Kde:

- $m$  [t] je hmotnost vozidel;
- $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je tíhové zrychlení;
- $s$  [‰] je sklon koleje (s kladným znaménkem v případě, že vozidlo po koleji stoupá);
- $\frac{600}{R}$  [ $\text{N} \cdot \text{kN}^{-1}$ ] je měrný odpor z jízdy obloukem dle normy [8];
- $R$  [m] je poloměr oblouku koleje.

Součinitel rotačních hmot  $\rho$  fiktivně navyšuje hmotnost vozidel, díky čemuž je možno postihnout celkovou kinetickou energii vozidel, která je součtem kinetické energie posuvného pohybu hmoty vozidla a kinetické energie pohybu jednotlivých rotujících součástí.

## 5.2 Výpočet brzdné síly nákladního vozu

Pro simulaci zpomalování vozu je klíčovou brzdná síla na obvodu kol. Ta vzniká na základě působení stlačeného vzduchu na píst v brzdovém válci a je dále přenášena přes pákoví až ke kolům.



Obr. 8: Schéma podvozku s kotoučovou brzdou v uspořádání se samostatným brzdovým válcem pro každý z kotoučů.

Konkrétně se výpočet pro jednu nápravu vozidla s kotoučovou brzdou provádí dle vztahu:

$$B = \frac{2 \cdot n_{kotouč} \cdot f \cdot r_t \cdot F_p}{r} \quad (12)$$

Kde:

- $B$  [N] je brzdná síla na obvodu kol;
- $2 \cdot n_{kotouč}$  [-] je počet kotoučů na nápravě (násoben dvěma, protože na každý kotouč je přitlačováno brzdové obložení ze dvou stran);
- $f$  [-] je součinitel tření brzdového obložení;
- $r_t$  [m] je třecí poloměr – tedy poloměr, na kterém vzniká brzdný moment následkem přitlačování brzdového obložení ke kotoučům;
- $F_p$  [N] je síla, kterou je přitlačováno brzdové obložení ke kotoučům, vypočítá se dle vztahu (13);
- $r$  [m] je poloměr kola.

Přítlačná síla působící na brzdové kotouče se zjišťuje ze vztahu:

$$F_p = [(p \cdot S - F_{vp}) \cdot i - F_{sz}] \cdot u \quad (13)$$

Kde:

- $p$  [Pa] je tlak vzduchu v brzdovém válci;
- $S$  [m<sup>2</sup>] je plocha pístu brzdového válce;
- $F_{vp}$  [N] je síla vratné pružiny v brzdovém válci;
- $i$  [-] převodový poměr pákoví, vypočítá se dle vztahu (14);
- $F_{sz}$  [N] síla, kterou působí stavěč odlehlosti obložení proti pohybu pákoví;
- $u$  [-] je celková účinnost pákoví a dalších mechanických částí brzdy.

Převodový poměr pákoví popisuje následující vztah:

$$i = \frac{a_p}{b_p} \cdot \frac{c_p}{d_p} \quad (14)$$

Kde:

- $a_p$  [m] je rozměr hlavní převodnice;
- $b_p$  [m] je rozměr hlavní převodnice;
- $c_p$  [m] je rozměr vedlejší převodnice;
- $d_p$  [m] je rozměr vedlejší převodnice.

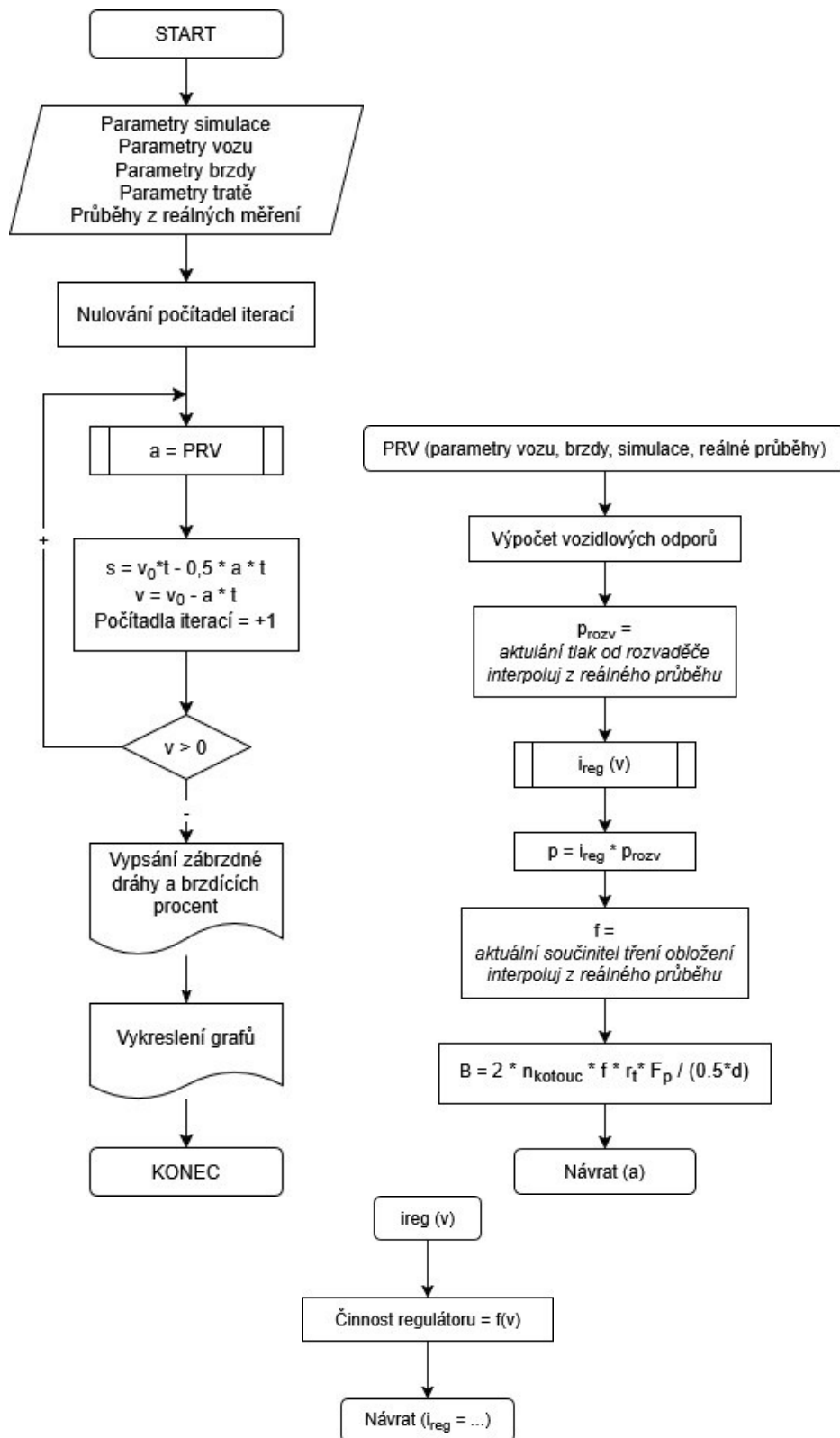
Je-li brzda na vozidle koncipována tak, že má pro každé dvojkolí, případně každý brzdový kotouč zvlášť brzdový válec (tedy tak jako na Obr. 8), poměr rozměrů vedlejší převodnice je ve vztahu (14) roven jedné.

## 5.3 Sestavený výpočtový model

Pro účely vyšetření průběhů jednotlivých směrodatných veličin během procesu brzdění vozidla byl využit software Matlab, v němž byl sestaven program pro numerickou integraci pohybové rovnice vlaku. Program je schopen pracovat s reálnými vstupy získanými z měření.

### 5.3.1 Algoritmus výpočtu

V úvodu program načte od uživatele z určeného sešitu aplikace MS Excel všechna potřebná data do operační paměti – mezi nimi parametry samotné simulace (počáteční rychlost, velikost časového kroku řešiče), parametry vozidla (hmotnost vozidla a její rozložení na jednotlivá dvojkolí, součinitel rotačních hmot, velikost měrného odporu vozidla, průměr a počet dvojkolí), parametry brzdy (rozměry převodnic, účinnost táhloví, velikost brzdového válce, třecí poloměr, atd.). Současně si program do paměti ukládá naměřená data závislostí tlaku v brzdovém válci na čase, součinitele tření brzdového obložení na rychlosti a součinitele adheze na rychlosti.



Obr. 9: Zjednodušené vývojové diagramy simulačního výpočtu.

V každé iteraci je prostřednictvím pohybové rovnice vlaku (řešena jako podprogram *PRV*) zjištěno aktuální odrychlení. Vzhledem k tomu, že výpočet probíhá s velmi malým časovým krokem (např. 0,01 s; záleží na volbě uživatele), bylo v rámci výpočtu dráhy uražené

za čas jednoho kroku a rychlosti na konci kroku přistoupeno ke zjednodušení, kdy tyto byly zjištěny ze vztahů pro pohyb rovnoměrně zpomalený:

$$s_{it} = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (15)$$

$$v_{it} = v_0 - a \cdot t \quad (16)$$

Kde:

- $s_{it}$  [m] je dráha uražená v rámci aktuální iterace;
- $v_0$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je rychlost na počátku kroku;
- $t$  [s] je velikost časového kroku;
- $v_{it}$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je rychlost na konci kroku.

Výpočet odrychlění, dráhy a rychlosti pak probíhá v cyklu, který je ukončen při dosažení nulové rychlosti. Jakmile se tak stane, program vypíše uživateli délku zábrzdě dráhy a brzdicí procento. Rovněž vykreslí požadované závislosti.

V rámci podprogramu PRV je určován vozidlový odpor odpovídající aktuální rychlosti, prostřednictvím lineární interpolace je pak z reálných průběhů zjišťován aktuální tlak vzduchu od rozvaděče. Stejným způsobem se zjišťuje aktuální hodnota součinitele tření brzdového obložení. Program umožňuje zohlednit funkci (teoreticky jakéhokoli) regulátoru, který v závislosti na rychlosti pohybu zasahuje do vzduchového obvodu – a tedy výsledný tlak v brzdovém válci se určuje jakou součin tlaku od rozvaděče a zvětšovacího či snižovacího poměru od regulátoru. Pokud žádným takovým zařízením vůz vybaven není, je hodnota  $i_{reg}$  trvale rovna jedné.

### 5.3.2 Validace modelu

To, zda matematický model poskytuje validní výsledky – tedy že je dosahováno reálného odrychlění a vůz zastaví na dráze odpovídající skutečnosti, jsem ověřil porovnáním výstupů z programu s hodnotami uvedenými v listu „BREMSBERECHNUNG“ [21] pro vůz Sggns 80' – tedy plošinový vůz výrobce Tatravagonka a. s. délky 25 940 mm vybavený (dle přání zákazníka) podvozky Y25 s kotoučovou brzdou. Vůz je určený například pro přepravu intermodálních kontejnerů, či nádob technologie InnoFreight a je konstruován pro provoz maximální rychlostí  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  [17]. Po České republice se pohybují vozy této řady držené například společnostmi Metrans nebo VTG.



Obr. 10: Vůz výrobního typu Sggnss 80' držitele VTG. Převzato z [20].

List „BREMSBERECHNUNG“ [21] (v překladu „výpočet brzdy“) uvádí všechna technická data k brzdovému systému vozu – například velikost brzdového válce, délky převodnic, typ použitého obložení a jeho třecí poloměr, maximální hodnotu tlaku v brzdovém válci při konkrétních stavech ložení atd. Parametry vozu, které pevně vstupovaly do všech validačních výpočtů, shrnuje Tabulka 4.

Tabulka 4: Vybrané technické parametry vozu Sggnss 80'.

Značka	Název veličiny	Hodnota
$n$	Počet dvojkolí	4
$n_{kotouč}$	Počet kotoučů brzdy na 1 nápravě	2
$r_t$	Třecí poloměr	225 mm
$a_o$	Konstanta odporu vozidla	2,3 N·kN <sup>-1</sup>
$b_o$	Konstanta odporu vozidla	-0,0004 N·kN <sup>-1</sup> ·h·km <sup>-1</sup>
$c_o$	Konstanta odporu vozidla	0,00044 N·kN <sup>-1</sup> ·h <sup>2</sup> ·km <sup>-2</sup>
$d$	Průměr kol	920 mm
$a_p$	Rozměr hlavní převodnice	191 mm
$b_p$	Rozměr hlavní převodnice	149 mm
$u$	Účinnost táhloví	94 %
$F_{VP}$	Síla vratné pružiny	1,13 kN
$d_{BV}$	Průměr brzdového válce	10 "

List [21] neuvádí velikost vozidlových odporů. Proto byl pro všechny výpočty uvažován měrný vozidlový odpor U4 pro prázdné čtyřnápravové nákladní vozy dle předpisu ČSD V7. [22]

Hlavní částí listu [21] je tabulka, která uvádí průměrné odrychlení, součinitel tření brzdového obložení a zábrzdou dráhu v závislosti na celkové hmotnosti vozu a počáteční rychlosti. Zábrzdna dráha je v listu uváděna dvojnásobně – teoretická (výpočtová) a skutečná.

Hodnota teoretické zábrzdne dráhy je číslo, které bylo stanoveno konstruktérem prostřednictvím výpočtu s přijatou řadou zjednodušení. Výpočet například nezohledňuje skutečný průběh plnění brzdového válce stlačeným vzduchem, ale zjednodušuje tuto situaci tak, že uvažuje po první polovinu plnicí doby brzdící účinek nulový, po druhou polovinu pak plný účinek (plnicí doba pro vůz Sggns 80<sup>+</sup> uváděna 4 s). Zjednodušení se týká i vozidlového odporu – ten se uvažuje jako konstanta (pro brzdění z počáteční rychlosti 100 km·h<sup>-1</sup> se uvažuje 45 N·kN<sup>-1</sup>; pro brzdění z počáteční rychlosti 120 km·h<sup>-1</sup> se počítá 60 N·kN<sup>-1</sup>). Velikost skutečných zábrzdnych drah pro konkrétní počáteční rychlost a stav ložení je do listu [21] doplněna dle výsledků brzdových zkoušek na železničním zkušebním okruhu.

Porovnání zábrzdnych drah i průměrných odrychlení dle listu [21] oproti výsledkům ze sestaveného matematického modelu dle části 5.3.1 prezentuje Tabulka 5 a Tabulka 6. Je zde zároveň vypočtena i chyba, která se v případě zábrzdne dráhy vždy vztahuje ke skutečné zábrzdne dráze.

**Tabulka 5: Výsledky validace modelu pro brzdění z počáteční rychlosti 100 km·h<sup>-1</sup>.**

Hmotnost vozu [t]	Tlak v brzdovém válci [bar]	Součinitel tření brzd. obložení [-]	Zábrzdne dráha					Průměrné odrychlení			
			Teoretická [m]	Skutečná [m]	Dle modelu [m]	Absolutní chyba [m]	Relativní chyba [%]	Skutečné [m/s <sup>2</sup> ]	Dle modelu [m/s <sup>2</sup> ]	Absolutní chyba [m/s <sup>2</sup> ]	Relativní chyba [%]
22	1,47	0,384	389	444	427	-17	-3,8	1,086	0,946	-0,141	-12,9
30	1,77	0,384	416	472	455	-17	-3,6	0,991	0,884	-0,107	-10,8
40	2,20	0,384	426	482	469	-13	-2,7	0,952	0,863	-0,089	-9,3
50	2,71	0,384	419	475	488	13	2,7	0,958	0,840	-0,118	-12,3
60	3,33	0,384	401	457	450	-7	-1,5	0,994	0,901	-0,093	-9,4
72	3,80	0,384	415	471	487	16	3,4	0,957	0,850	-0,107	-11,2
80	3,80	0,385	456	512	529	17	3,3	0,868	0,777	-0,091	-10,5
90	3,80	0,386	507	563	576	13	2,3	0,778	0,709	-0,069	-8,9
<b>PRŮMĚRNÁ CHYBA</b>						<b>0,5</b>	<b>0,0</b>			<b>-0,102</b>	<b>-10,7</b>

**Tabulka 6: Výsledky validace modelu pro brzdění z počáteční rychlosti 120 km·h<sup>-1</sup>.**

Hmotnost vozu [t]	Tlak v brzdovém válci [bar]	Součinitel tření brzd. obložení [-]	Zábrzdne dráha					Průměrné odrychlení			
			Teoretická [m]	Skutečná [m]	Dle modelu [m]	Absolutní chyba [m]	Relativní chyba [%]	Skutečné [m/s <sup>2</sup> ]	Dle modelu [m/s <sup>2</sup> ]	Absolutní chyba [m/s <sup>2</sup> ]	Relativní chyba [%]
22	1,47	0,389	546	612	593	-19	-3,2	1,115	0,972	-0,143	-12,8
30	1,77	0,384	590	657	631	-26	-3,9	1,006	0,908	-0,098	-9,7
40	2,20	0,374	619	686	671	-15	-2,2	0,944	0,858	-0,086	-9,2
50	2,71	0,370	616	682	690	8	1,1	0,940	0,843	-0,097	-10,4
60	3,33	0,370	590	656	650	-6	-0,9	0,975	0,886	-0,089	-9,1
72	3,80	0,369	611	677	698	21	3,2	0,936	0,839	-0,097	-10,3
80	3,80	0,371	669	735	758	23	3,1	0,853	0,769	-0,084	-9,9
90	3,80	0,376	734	801	819	18	2,2	0,774	0,708	-0,067	-8,6
<b>PRŮMĚRNÁ CHYBA</b>						<b>0,5</b>	<b>-0,1</b>			<b>-0,095</b>	<b>-10,0</b>

Jak ukazují tabulky, matematický model postihuje problém velmi věrně: největší relativní chyba je v případě zábrzdne dráhy -3,8 %; v případě průměrného odrychlení -12,9 %. K vysvětlení vzniku chyb pomůže bližší rozbor průběhů vybraných veličin z matematického modelu. Ty jsou k této práci připojeny jako Příloha A až Příloha P. Nachází se v nich i průběhy časové závislosti tlaku v brzdovém válci. Tyto průběhy byly získány měřením na zkušebním stavu firmy DAKO-CZ a projevuje se na nich šum (výstupní signál ze snímačů osciluje kolem ustálené hodnoty). Proto je obtížné v rámci zpracování dat stanovit přesný okamžik začátku brzdění. V některých případech (např. Příloha F) tedy v počátku simulace

vůz jede jednu až dvě sekundy plnou rychlostí než se začne dostavovat brzdící účinek. Jedna sekunda této nepřesnosti přitom v případě jízdy rychlostí  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  znamená dráhový rozdíl přibližně 28 m, v případě rychlosti  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  vůz za sekundu urazí přibližně 33 m.

Příloha F či například Příloha G pak ukazují další jev spojený s průběhem tlaku v brzdovém válci vnášející do výsledků nepřesnost. Je zde patrné, že tlak po dosažení jmenovité hodnoty na několik sekund o jednu až dvě desetiny baru poklesne a poté se postupně vrací na jmenovitou hodnotu.

Dalším aspektem přispívajícím k nepřesnosti výsledků je vozidlový odpor. Jak již bylo zmíněno, v simulačním modelu bylo při validačních výpočtech trvale užito měrného odporu  $U_4$  bez ohledu na stav ložení. Částečnou nápravu by mohlo přinést užívání odporu  $T_4$  pro ložené stavy vozu, problematika je však daleko komplexnější - vzorce měrného vozidlového odporu definované v předpisech pro výpočty v rámci trakční mechaniky jsou dlouhodobě označovány za nepřesné. [23] U tohoto konkrétního případu dlouhého plošinového vozu je situace o to komplikovanější, že může být naložen různě rozmístěnými rozličnými přepravními nádobami s diametrálně odlišnými aerodynamickými vlastnostmi, které mohou být navíc závislé na míře naplnění dané nádoby.

U výsledků validace (Příloha A až Příloha P) je záměrně vždy uveden i průběh rychlostní závislosti brzdné síly jednoho dvojkolí a nejvyšší možné adhezně přenositelné tečné síly na obvodu kola. Jelikož byl vstupem do simulace bez ohledu na rychlost konstantní součinitel adheze o velikosti 0,15 (tuto hodnotu normy předepisují při návrhu brzdy uvažovat), je i hodnota maximální adhezně přenositelné síly konstantní.

Neb to tak uvádí list [21], je ve všech případech uvažován jako na rychlosti nezávislý i součinitel tření brzdového obložení, liší se však v závislosti na celkové hmotnosti vozu. Pokud by tomu tak bylo i ve skutečnosti, je z grafů uvedených v přílohách patrné, že brzdná síla nikdy nepřekročí mezní adhezní sílu.

## 6 Vhodné technické řešení konstrukce zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí

Při výběru vhodného technického řešení přichází na řadu odrazit se od limitujících normativních požadavků popsaných v části 3 této práce. Přestože z minulosti existují protismykové regulátory jen málo závislé či úplně nezávislé na elektrické energii, z norem v současné době vyplývají požadavky stran prodloužení zábrzdne dráhy, spotřeby vzduchu či funkcí bezpečnostního obvodu, kterých nejsou čistě mechanická zařízení schopna dostát. Normy vysloveně formulují požadavky na činnost elektronických obvodů daného zařízení – v tomto ohledu tedy již ani není uvažováno použití nového ryze mechanického řešení.

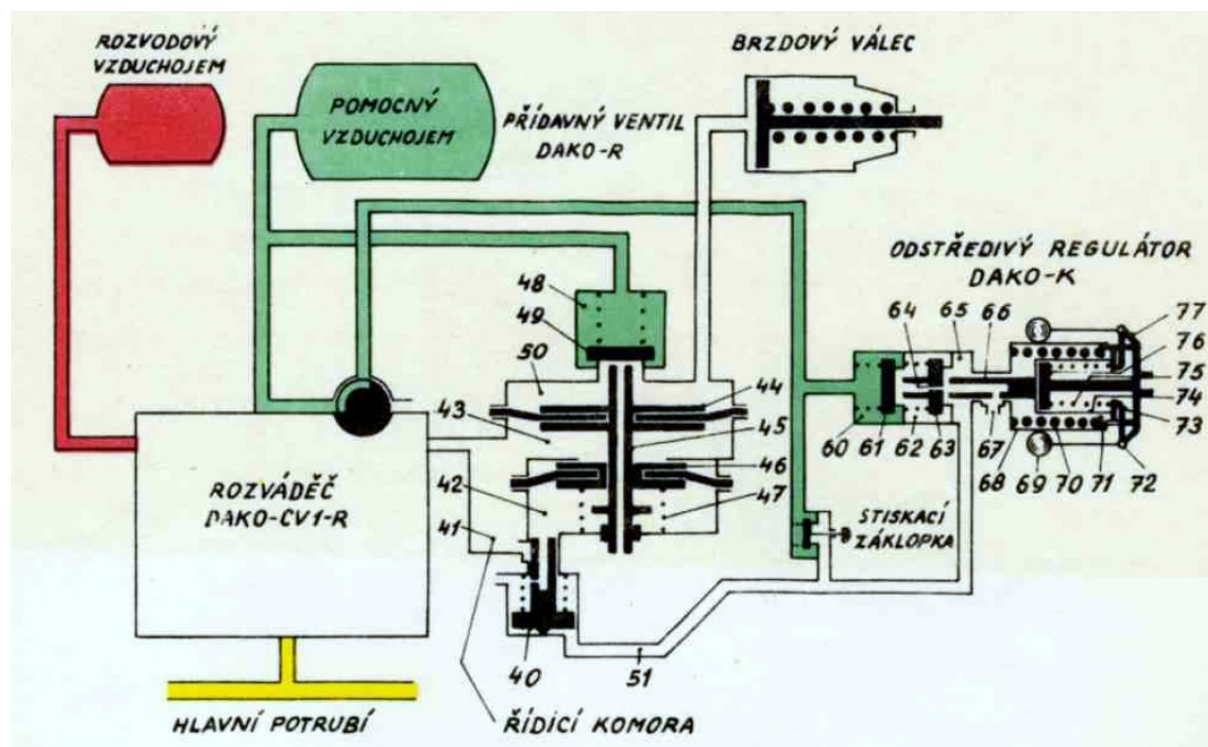
Nabízí se tedy nákladní vozy vybavit elektronickým protismykovým zařízením, které je běžně instalováno na vozy pro osobní dopravu. Tato zařízení však vyžadují připojení k elektrické energii – bylo by tedy nutné vůz osadit jejím zdrojem. Ať už by se jednalo o alternátor či dynamo, byly by tyto stroje a k nim připojená kabeláž problémové z hlediska zajištění bezpečnosti proti jejich krádeži. Elektroinstalace by navíc musela procházet pravidelnými revizemi. Instalace pneumatického generátoru, který by byl poháněn stlačeným vzduchem z hlavního potrubí [6], by nebyla dostačující z hlediska potřebného výkonu. Celkově je však dosazování zdrojů energie v rozporu s dlouhodobým trendem režimu provozu nákladních vozů, kdy je ze strany jejich majitelů kladen silný důraz na údržbovou nenáročnost a celkovou nízkonákladovost. Změnu v tomto přístupu k nákladním vozům pravděpodobně přinese jejich plánované celoevropské osazení digitálním automatickým spřáhlem. Při takto nákladné investici se předpokládá zvýšení technického standardu nákladních vozů na úroveň vozů osobních, tedy včetně např. dosazení systému elektropneumatické brzdy.

Při zachování současné filosofie zaměřené na nízkonákladovost nákladních vozů a omezení požadavků na technickou inovaci pouze ve směru snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí vozů s kotoučovou brzdou, jejíž obložení vykazuje v závislosti na rychlosti proměnný součinitel tření [35], se dá využít funkcionality dvoustupňové rychlíkové brzdy – zařízení by mělo pouze za úkol při stanovené rychlosti snížit tlak v brzdovém válci tak, aby vytvářená brzdná síla na obvodu kol nepřesahovala nejvyšší adhezně přenositelnou sílu. Rostoucí součinitel tření by tak byl kompenzován klesajícím tlakem v brzdovém válci.

Hlavním výstupem této práce tedy bude úprava roztěžnickového regulátor DAKO-K a souvisejících součástí dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R tak, aby bylo možné je zastavět do nákladního vozu s podvozkou typu Y25 vybaveného kotoučovou brzdou. Následující text se tedy věnuje detailnímu popisu originální dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R, aby byly jasné veškeré konstrukční souvislosti.

## 6.1 Detailní popis principu funkce dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R

Výbava vozidla s rychlíkovou brzdou DAKO-R se skládá z rozvaděče DAKO-CV1R, přídatného ventilu DAKO-R, odstředivého regulátoru DAKO-K a dalších běžných součástí: pomocného vzduchojemu, brzdových válců a podobně. [14]



Obr. 11: Schéma instalace dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R na vozidle. Převzato z [14].

### 6.1.1 Brzdový rozvaděč DAKO-CV1R

Brzdový rozvaděč DAKO-CV1R je standardním brzdovým rozvaděčem s možností volby mezi režimy P (osobní) a R (rychlík). Je-li přestavovač v poloze P, je tím odpojována větev přivádějící stlačený vzduch z pomocného vzduchojemu do regulátoru DAKO-K, a brzda se tak chová jako standardní jednostupňová (pracuje pouze s nízkým přitlakem zdrži). [4]

Rozvaděč nepřepouští stlačený vzduch z pomocného vzduchojemu přímo do brzdového válce, ale plní řídicí komoru konstantního objemu 41 v přídatném ventilu DAKO-R, který plní roli tlakového relé. [4]

### 6.1.2 Přídatný ventil DAKO-R

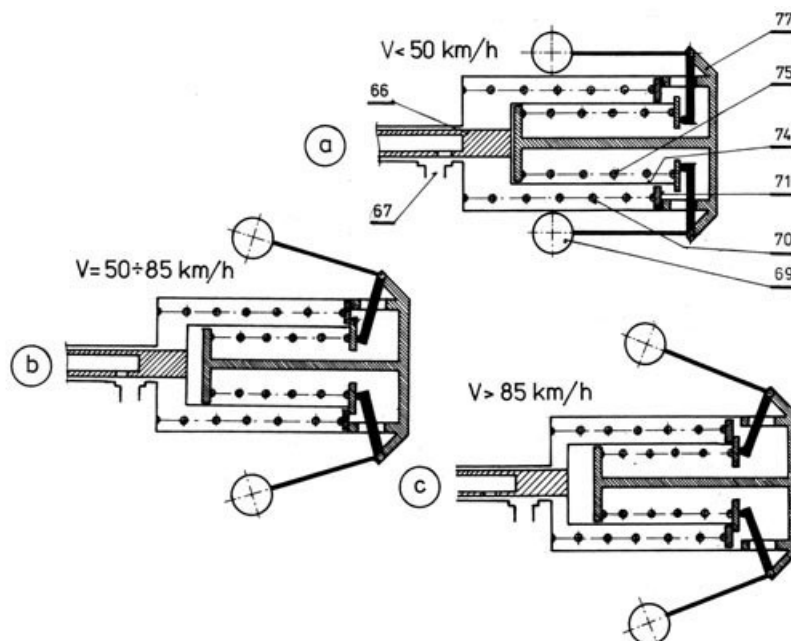
Přídatný ventil DAKO-R je namontován mezi přírubami rozvaděče a pomocného vzduchojemu. Jeho úkolem je přepouštění stlačeného vzduchu z pomocného vzduchojemu do brzdového válce. Reguluje při tom tlak přepouštěného vzduchu, a to na základě informace (zprostředkované tlakem vzduchu) od odstředivého regulátoru DAKO-K. Součástí přídatného

ventilu je totiž omezovací píst **46** a řídicí píst **44**, jejichž průměry jsou voleny tak, že plocha řídicího pístu je 1,8 násobkem plochy vstřícného pístu. S jejich využitím lze do brzdového válce přepouštět z pomocného vzduchojemu vzduch o tlaku stejném, nebo polovičním než je tlak vyvozený brzdovým rozvaděčem v řídicí komoře **41** (při maximálním tlaku 3,8 bar v řídicí komoře je v brzdovém válci buď tlak totožný, nebo 1,9 bar). [14]

### 6.1.3 Odstředivý regulátor DAKO-K

Odstředivý regulátor DAKO-K je mechanicko-pneumatickou komponentou, která je umístěna na podvozku namísto víka ložiskové skříně příslušného dvojkolí. Náhon regulátoru je obstaráván unašečem, který je spojen přímo s čelem nápravy. [14]

Na unašeč jsou pružinou přitlačována čtyři závaží **69**. Ta se společně s ním za jízdy otáčejí, odstředivou silou se rozevírají, čímž přes úhlovou páku posouvají přenášecí pouzdro a opěrný kroužek. Přenášecí pouzdro prostřednictvím axiálního ložiska přesouvá vypouštěcí píst, škrticí záklopku a podvojnou plnicí záklopku – tedy součásti, které ovlivňují tok stlačeného vzduchu a předávají tak pokyn přidavnému ventilu DAKO-R k nastavení nízkého či vysokého stupně brzdění. [15]



**Obr. 12:** Schematické znázornění odstředivého regulátoru DAKO-K při různých rychlostech jízdy.  
Převzato z [5].

Při brzdění z vysoké rychlosti dává regulátor pokyn k přechodu na nízký stupeň brzdění při poklesu rychlosti na  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Provozní zkoušky při jeho vývoji však ukázaly, že pokud je brzdění zahájeno z rychlosti blízké této hodnotě ( $51$  až  $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ), dochází při využití vysokého stupně brzdění ke smyku dvojkolí, což souvisí se závislostí součinitele tření brzdových špalků na jejich teplotě. [14] Proto odstředivý regulátor řídí nastavení stupně brzdění následovně:

Tabulka 7: Algoritmus nastavení stupně intenzity brzdění odstředivým regulátorem DAKO-K.

Počáteční rychlost brzdění	Počáteční stupeň brzdění	Přechod na nízký stupeň brzdění
$\leq 85 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$	nízký	-
$> 85 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$	vysoký	při zpomalení pod $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ nebo (dle toho, co nastane dříve) 12 s po snížení rychlosti na $85 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

#### 6.1.4 Popis spolupráce jednotlivých přístrojů brzdy

V následujícím textu je popsán princip fungování dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO, resp. to, jak probíhá spolupráce jednotlivých přístrojů brzdy v různých situacích. Číselný popis pozic se odkazuje na Obr. 11 a Obr. 12.

##### Odbrzdný stav

V okamžiku, kdy je tlak v hlavním potrubí 5 bar, jsou brzdový válec a řídicí komora 41 spojeny s ovzduším. Z pomocného vzduchojemu proudí stlačený vzduch do prostoru 48 nad dvojventilem 49 přídavného ventilu DAKO-R a také do prostoru 60 nad plnicí ventil 61 odstředivého regulátoru DAKO-K. [14]

##### Činnost při brzdění z rychlosti $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ nebo nižší

Na snížení tlaku v hlavním potrubí reaguje brzdový rozvaděč přepuštěním stlačeného vzduchu do řídicí komory 41, která je spojena s prostorem 43 mezi řídicím pístem 44 a omezovacím pístem 46. [14]

Řídicí píst 44 je pevně spojen s dutou pístnicí 45, omezovací píst 46 je na pístnici posuvný a pružinou 47 je tlačěn vzhůru. Prostor 42 pod omezovacím pístem je otvorem v pístku 40 spojen s ovzduším. Působením stlačeného vzduchu v prostoru 43 na rozdílnou plochu pístů se píst 44 s pístnicí zvedá vzhůru a pístnice zvedne dvojventil 49. Dosednutím pístnice na dvojventil se přeruší spojení prostoru 50 a tím i brzdového válce s ovzduším. Otevřeným sedlem dvojventilu 49 proudí do brzdového válce stlačený vzduch z pomocného vzduchojemu. V prostoru 50 působí stlačený vzduch na horní plochu řídicího pístu 44. Tímto tlakem v prostoru 50 se tlačí řídicí píst 44 s pístnicí 45 dolů a uzavře dvojventil 49, takže se přeruší spojení brzdového válce s pomocným vzduchojemem. Při provozním brzdění, brzdění, kdy je nižší tlak v řídicí komoře 41, se obdobným způsobem ustavují brzdící stupně. První brzdící stupeň do tlaku 0,35 bar se přenáší z řídicí komory do brzdového válce přímo řídicím pístem 44 bez působení omezovacího pístu 46, který je až do tohoto tlaku zvedán pružinou 47. [14]

Ostředivý regulátor má sevřené závaží a spojovací trubka 51 mezi ním a přídavným ventilem je otvorem v pístku 66 a kanálkem 67 spojena s ovzduším. [14]

### **Činnost při brzdění z rychlostí 50 ÷ 85 km·h<sup>-1</sup>**

Zvětšením úhlové rychlosti otáčení kola, a tedy i odstředivé síly se závaží regulátoru rozevrou do střední polohy, přičemž se stlačí pružina 75 a rozvodné ústrojí regulátoru se mírně posune vlevo. V této poloze je však ještě potrubí 51 vedoucí do přídavného ventilu odvětráno, tedy brzda účinkuje se stejnou intenzitou jako při jízdě rychlostí 50 km·h<sup>-1</sup> nebo nižší. [14]

### **Činnost při brzdění z rychlostí vyšších než 85 km·h<sup>-1</sup>**

Dalším zvětšením odstředivé síly na závažích regulátoru se přes objímku 74 a opěrný kroužek 71 stlačí i pružina 70 a rozvodné ústrojí se posune ještě více vlevo. Pístek 66 zvedne škrticí ventil 63 a plnicí ventil 61. Stlačený vzduch z pomocného vzduchojemu vnikne otevřenými sedly ventilů do trubky 51 a v přídavném ventilu zvedne přestavný pístek 40. Otvorem v přestavném pístku se spojí řídicí komora 41 s prostorem 42 pod omezovacím pístem 46. Při brzdění působí tedy stlačený vzduch na obě strany omezovacího pístu, čímž se vyřadí z účinkování. Pístnici tak ovládá pouze řídicí píst 44, a tak vzroste tlak v prostoru 50 i brzdovém válci na totožnou hodnotu, jako je tlak v řídicí komoře. [14]

Při poklesu rychlosti jízdy pod 85 km·h<sup>-1</sup> se přestaví závaží a rozvodné ústrojí odstředivého regulátoru do střední polohy. Plnicí ventil 61 se uzavře a tím se přeruší spojení potrubí 51 s pomocným vzduchojemem. Kalibrovaným otvorem 64 ve škrticím ventilu 63 uniká povolná vzduch z potrubí 51 do ovzduší. [14]

Jakmile klesne rychlost vlaku na 50 km·h<sup>-1</sup>, přestaví se závaží do sevřené polohy a potrubí 51 se rychle vyprázdní otvorem ve vypouštěcím pístku 66 a kanálem 67. Tím klesne tlak pod přestavným pístem 40 a pružina jej přetlačí dolů. Následkem toho se přeruší spojení řídicí komory s prostorem 42 a tento se začne odvětrávat do ovzduší. Jakmile se odvětrá prostor 42 pod omezovacím pístem 46, přídavný ventil DAKO-R se přestaví na nízký stupeň brzdění. Rozvodné ústrojí přídavného ventilu se posune směrem dolů a část vzduchu z brzdového válce unikne otvorem v pístnici 45 do ovzduší. [14]

### **Činnost při odbrzd'ování**

Následkem zvýšení tlaku v hlavním potrubí dojde k vypouštění stlačeného vzduchu z brzdového válce. Brzdový rozvaděč vypouští stlačený vzduch z řídicí komory 41. Poklesem tlaku v prostoru 43 se přesune dolů rozvodné ústrojí přídavného ventilu a otvorem v pístnici 45 uniká stlačený vzduch z brzdového válce do ovzduší. [14]

## **6.2 Využití konceptu dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R ke konstrukci zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí**

Ke konstrukci zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí lze s výhodou využít roztěžníkový regulátor DAKO-K a přídavný ventil DAKO-R. Tato zařízení by měla být poměrně jednoduše zastavitelná do pneumatického obvodu nákladního vozu. Jejich

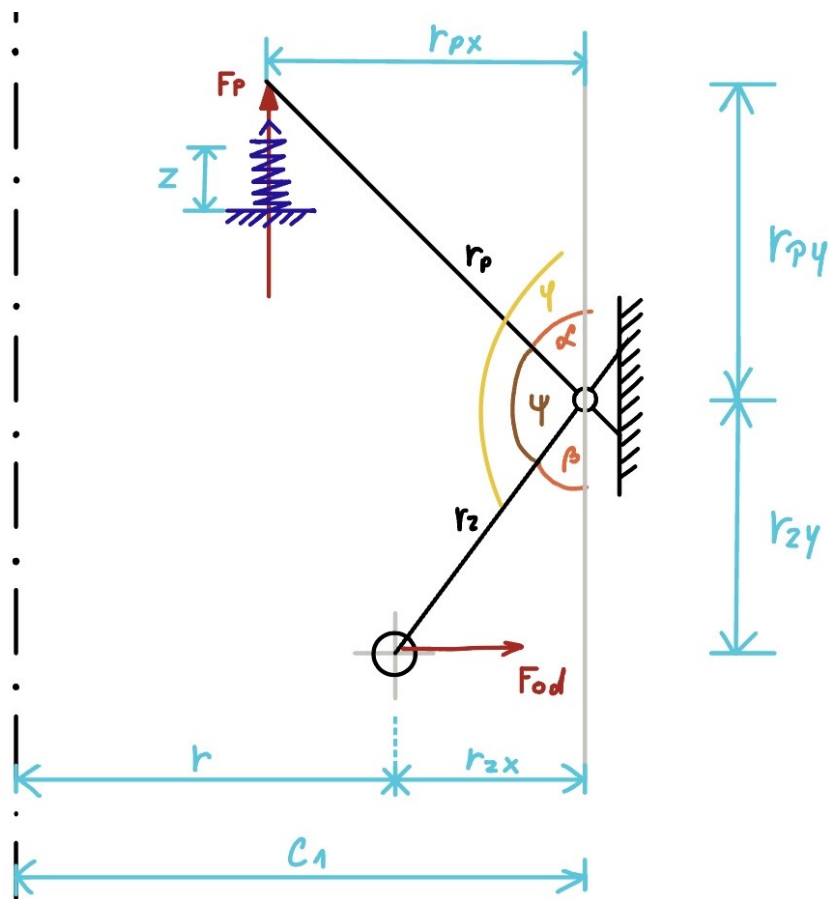
činností bude dle rychlosti otáčení kol zajištěno aplikování vysokého či nízkého stupně brzdění.

Původní konstrukce regulátoru DAKO-K bude využito v maximální možné míře. Cílem je maximální míra unifikace a co nejmenší nutnost vývoje a výroby nových součástí. Většina vnitřních komponent zůstane beze změny, stejný bude i způsob napojení přívodů vzduchu. Tvar těla regulátoru zůstane totožný, pouze bude nutno upravit rozhraní pro jeho přichycení k ložiskové skříni. Bude také nutno změnit parametry pružin a závaží v regulátoru tak, aby k přechodu z vysokého na nízký stupeň docházelo právě v té oblasti rychlostí, kdy u nákladních vozů dochází k nárůstu velikosti součinitele tření brzdového obložení.

Obdobně bude třeba přistoupit ke změně velikosti pístů uvnitř přidavného ventilu tak, aby při vysokém a nízkém stupni brzdění bylo na výstupu do brzdového válce dosaženo tlaku požadované velikosti.

## 7 Matematický model odstředivého regulátoru

Pro účely dimenzování odstředivého regulátoru je třeba matematicky popsat jeho funkci. Celková konstrukce tohoto zařízení je schematicky znázorněna na Obr. 12. Obr. 13 je pak zjednodušeným fyzikálním modelem čtvrtiny regulátoru se znázorněnými silovými a rozměrovými poměry. Ramena  $r_p$  a  $r_z$  jsou virtuálními spojnicemi místa dotyku s pružinou, středu otáčení a těžiště závaží. Závaží ve skutečnosti nejsou kulová, ale jsou jimi šestistěnná tělesa.



Obr. 13: Zjednodušený náčrt silových a rozměrových poměrů u čtvrtiny roztěžníku. Autorka: Bc. Lenka Říhová.

Pro každou rychlost otáčení musí existovat rovnovážný stav, kdy jsou vůči bodu otáčení momentové účinky odstředivé síly a síly v pružině stejně velké:

$$F_p \cdot r_{px} = F_{od} \cdot r_{py} \quad (17)$$

Z řešení je záměrně vypuštěna tíhová síla závaží – její velikost je oproti odstředivé síle zanedbatelně malá. Pokud by byla uvažována, působila by kolmo na osu rotace - roztěžníkový regulátor je totiž k ložiskové skříni přichycen tak, že je jeho osa rotace vodorovná.

Síla v pružině  $F_p$  bude rovna součinu její tuhosti a deformace; odstředivá síla  $F_{od}$  bude závislá na hmotnosti závaží  $m$  a velikosti odstředivého zrychlení (tedy součinu poloměru rotace  $r$  a kvadrátu úhlové rychlosti  $\omega$ ):

$$k \cdot z \cdot r_{px} = m_z \cdot r \cdot \omega^2 \cdot r_{zy} \quad (18)$$

Vzdálenosti  $r_{px}$ ,  $r_{zy}$  jsou průměty délek ramen roztěžníku. Poloměr rotace  $r$  bude složen z konstantní vzdálenosti bodu otáčení od osy rotace  $c_1$  a jejího nárůstu závislého na úhlové výchylce (průmětu ramene  $r_{zx}$ ):

$$k \cdot z \cdot r_p \cdot \sin \alpha = m_z \cdot (c_1 - r_{zx}) \cdot \omega^2 \cdot r_z \cdot \cos \beta \quad (19)$$

Deformaci pružiny lze opět vyjádřit jako průmět délky ramene roztěžníku:

$$k \cdot r_p^2 \cdot (\cos \alpha_0 - \cos \alpha) \cdot \sin \alpha = m_z \cdot (c_1 - r_z \cdot \sin \beta) \cdot \omega^2 \cdot r_z \cdot \cos \beta \quad (20)$$

Aby byl redukován počet neznámých, úhel  $\beta$  je možno vyjádřit jako součet úhlů  $\alpha$  a  $\psi$ . Úhel  $\psi$ , který svírají ramena roztěžníku mezi sebou, je konstantní; úhel  $\alpha$  již v rovnici vystupuje:

$$k \cdot r_p^2 \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha_0) \cdot \sin \alpha = m_z \cdot [c_1 - r_z \cdot \sin(180^\circ - \psi - \alpha)] \cdot \omega^2 \cdot r_z \cdot \cos(180^\circ - \psi - \alpha) \quad (21)$$

Rovnice (21) obsahuje 2 neznámé: úhel  $\alpha$  a úhlovou rychlost otáčení dvojkolí  $\omega$ . Protože je úhel  $\alpha$  je funkcí rychlosti  $\omega$ , pro každou hodnotu rychlosti  $\omega$  musí existovat příslušné natočení  $\alpha$ . Hlavní význam má zjištění charakteristiky závislosti deformace pružiny na úhlové rychlosti otáčení.

### 7.1.1 Získaná charakteristika regulátoru

Rovnice (21) je řešitelná numericky, výpočet byl proveden prostřednictvím softwaru Matlab. To, jaké byly pro výpočet uvažovány hodnoty (počáteční podmínky), uvádí Tabulka 8. Zjištěny byly na základě odměření geometrie po demontáži, výkresové dokumentace, případně 3D modelu.

**Tabulka 8: Údaje o komponentech roztěžníkového regulátoru**

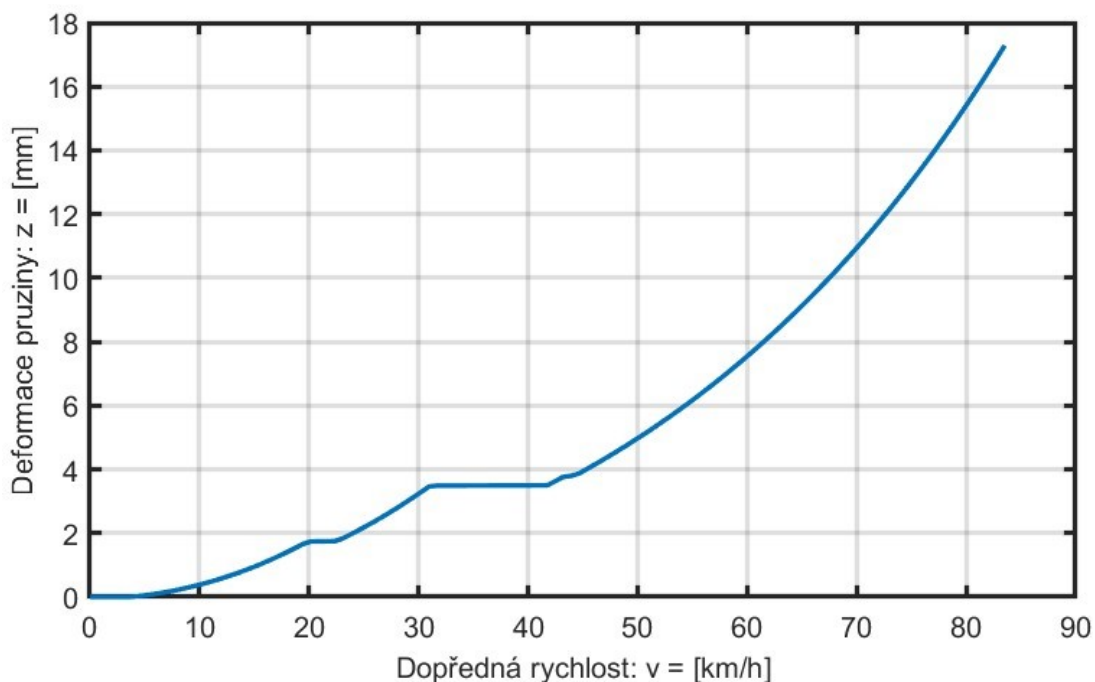
Značka	Název veličiny	Hodnota
$\alpha_0$	Klidová úhlová výchylka vůči myšlené rovině	82 °
$\Delta\beta_{max}$	Maximální úhlová výchylka ramen	34 °
$\psi$	Úhel mezi rameny roztěžníku	92 °
$z_{max}$	Maximální deformace pružiny	18 mm
$r_z$	Délka ramene roztěžníku	28,3 mm
$r_p$	Délka ramene roztěžníku	29,3 mm
$m$	Celková hmotnost závaží	2 kg
$k$	Celková tuhost pružin	13 524 N·m <sup>-1</sup>

Maximální výchylka je dána prostorovými možnostmi uvnitř regulátoru. Regulátor obsahuje celkem čtyři závaží, každé o hmotnosti 500 g. Pro účely výpočtu však stačí uvažovat existenci jednoho závaží o celkové hmotnosti 2 kg. Pružin je uvnitř regulátoru celkem 5, do silového přenosu se zapojují postupně po vyčerpání jednotlivých vůlí. Tuhosti jednotlivých pružin uvádí Tabulka 9. Pro lepší srozumitelnost jsou v tabulce pružiny prezentovány pozicemi dle Obr. 11.

**Tabulka 9: Přehled pružin regulátoru DAKO-K**

Číslo pozice pružiny	Tuhost	Činnost od deformace
75	4 813 N·mm <sup>-1</sup>	0 mm
66	1 107 N·mm <sup>-1</sup>	0 mm
62	575 N·mm <sup>-1</sup>	1,75 mm
70	7 374 N·mm <sup>-1</sup>	3,45 mm
60	575 N·mm <sup>-1</sup>	3,75 mm

Výstupem z výpočtu deformací pružin v regulátoru je Obr. 14. Uvažována byla středně ojetá kola podvozku Görlitz V s průměrem 880 mm. [32]



**Obr. 14:** Vyšetřená závislost deformace pružin v regulátoru na dopředné rychlosti.

Dle Obr. 14 při maximální úhlové výchylce, které je dosaženo při rychlosti  $83 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , závaží celkově deformuje pružiny o  $17,2 \text{ mm}$ . Při zpomalování dochází k uzavření pneumatických kanálů, resp. k plnému odvětrání prostoru přidavného ventilu, při deformaci  $3,75 \text{ mm}$ , kdy se z přenosu sil vyřazuje pružina 60. Dle Obr. 14 se tak děje při rychlosti  $45 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Zjištěné hodnoty blízce odpovídají funkci regulátoru, tak jak byla popsána v části 6.1.3. Lze tak předpokládat, že sestavený fyzikální model je správný. Odchytky lze přičíst zejména v nepřesnosti ve zpracování nekótovaných údajů z výkresové dokumentace. Nepřesnost do celé problematiky vnáší rovněž to, že v dokumentech popisujících funkci regulátoru DAKO-K je uvedena mezní dopředné rychlosti. Ta se však bude lišit v závislosti na aktuálním průměru kola, neboť rozhodující funkční veličinou je úhlová rychlost otáčení závaží regulátoru.

## 8 Zařízení pro snížení pravděpodobnosti smyku dvojkolí

### 8.1 Zástavba do podvozku

#### 8.1.1 Přichycení na ložiskovou skříň

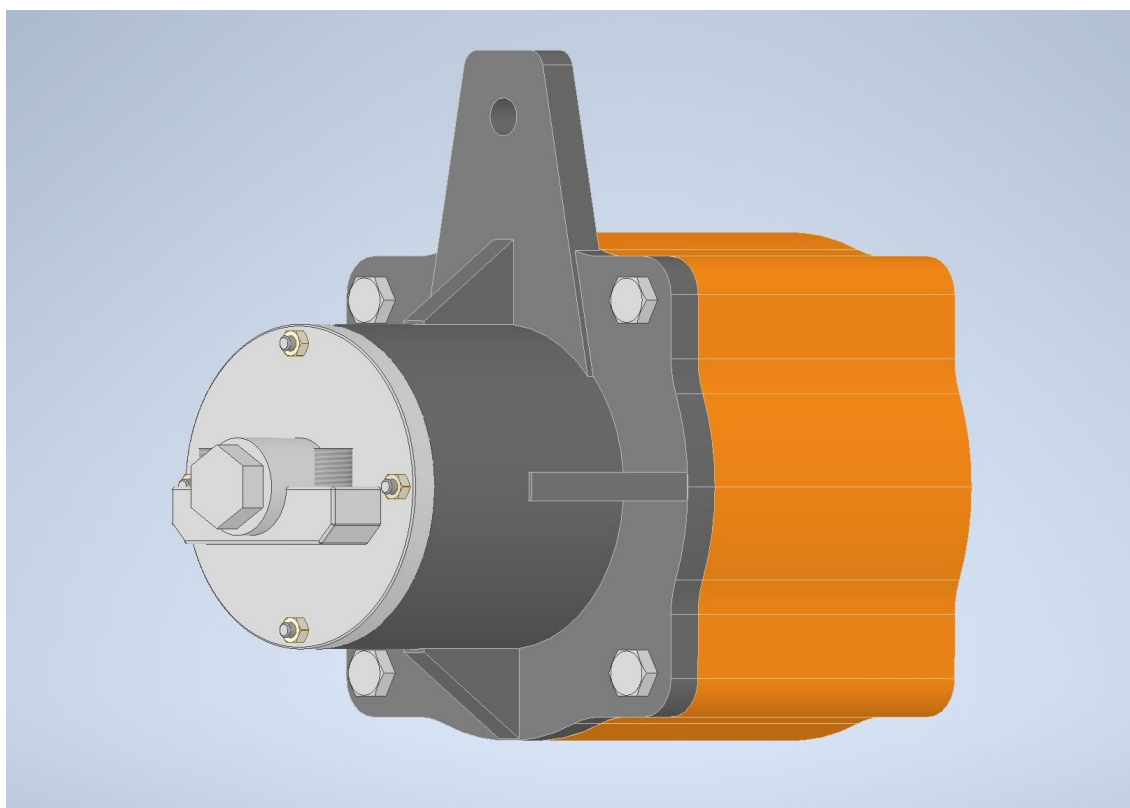
Pro přichycení odstředivého regulátoru na ložiskovou skříň bude nutné nahradit její víko. Jak je patrné na Obr. 15, u osobních vozů to bylo vyřešeno prostřednictvím mezikusu. Ten byl vůči ložiskové skříni přichycen čtveřicí šroubů M20. Šrouby této velikosti zde byly použity proto, že v závislosti na typu vozu mohlo jejich úlohou být například uchycení alternátoru společně s jeho převodovkou, tedy celku násobně těžšího, než je regulátor DAKO-K. [29]



Obr. 15: Odstředivý regulátor DAKO-K uchycený na ložiskové skříni podvozku Görlitz V vozu řady B<sup>249</sup>.  
Fotografie: autor práce.

Pro navrhovanou zástavbu na ložiskovou skříň nákladního podvozku Y25 bylo rozhodnuto upravit vnější konstrukci regulátoru tak, že bude přichycen k ložiskové skříni přímo s využitím děr pro původní víko ložiskové skříně. Zmenší se tím šířka, kterou zařízení využívá z obrysu pro vozidla a zároveň i namáhání šroubů ložiskové skříně. Výkres takovéto sestavy je uveden jako volně vložitelná příloha s označením **62612 – 01**. Aby nebylo porušeno duševní vlastnictví společnosti DAKO-CZ, zobrazení vnitřního uspořádání regulátoru je na

tomto výkrese záměrně neúplné. Vizualizace prostřednictvím 3D modelu je na Obr. 16. Došlo pouze k úpravám velikosti příruby a přidání vnitřního osazení zasahujícího do ložiskové skříně, jinak konstrukce zůstala beze změn.



**Obr. 16: 3D model roztěžníkového regulátoru (šedý) přichyceného k původní ložiskové skříně podvozku Y25 (oranžová). Ložisková skříň je zobrazena zjednodušeně, bez nosiče pružin a dalších náležitostí.**

Původní víko ložiskové skříně podvozku Y25 bylo přichyceno čtveřicí šroubů M16x40 pevnostní třídy 8.8. Osazením regulátoru se zvýší jejich namáhání. Bylo proto nutné ověřit, zda budou splňovat podmínky pevnosti a únavy. Protože se navrhované zařízení bude montovat na nevypruženou část pojezdu, norma [28] jej řadí do nejpřísnější kategorie 3, tedy mu předepisuje nutnost odolat rázům od svislého zrychlení o velikosti:

- $38 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  v rámci funkčních zkoušek náhodnými vibracemi;
- $144 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  v rámci dlouhodobé zkoušky životnosti při zvýšených hladinách náhodných vibrací;
- $1000 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  v rámci zkoušek rázy.

Analytické metody výpočtu pro daný problém existují, jsou však nepřesné. Výpočet byl proto proveden metodou konečných prvků pomocí softwaru Solidworks Simulation. Pro výpočet byly nastaveny následující parametry:

- materiál regulátoru a ložiskové skříně je totožný;
- Youngův modul pružnosti materiálu je  $2,1\cdot 10^5 \text{ MPa}$ ;
- Poissonovo číslo pro materiál je 0,3;
- hustota materiálu je  $7\ 850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;

- silové zatížení mezi regulátorem a ložiskovou skříňí je přenášeno současně prostřednictvím šroubů a kontaktem vlivem smykového tření dotykových ploch čel přírub;
- těžiště regulátoru (působíště zatěžující síly) je vzdáleno 98 mm od čela ložiskové skříňě;
- hmotnost regulátoru je 25 kg.

Pro účely výpočtu metodou konečných prvků byl vytvořen zjednodušený model roztěžníkového regulátoru a ložiskové skříňě, který obsahoval pouze prvky mající vliv na celkovou pevnost a tuhost. Výpočtový model byl zaměřen na vyhodnocení šroubových spojů, zbylá část konstrukce nebyla předmětem analýzy. Předpokládá se však, že pokud ložisková skříň obsahuje díry se závity pro šrouby M16, je dimenzována tak, že zatížení, které nepoškodí šrouby, nepoškodí ani ji. Zároveň se předpokládá, že jestliže byla skříň regulátoru dimenzována tak, že bezpečně vyhověla podmínkám pro instalaci na vozy s maximální rychlostí  $160 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  [36], provozu na nákladních vozech (s maximální rychlostí zpravidla  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ) budou vyhovovat také. Pro provedení komplexní analýzy by navíc bylo nutné znát použitý materiál a další údaje, které jsou součástí obchodního tajemství společnosti DAKO-CZ.

Výsledky MKP simulace byly vyhodnocovány z hlediska pevnosti a únavy, přičemž výše uvedené parametry byly pro všechny provedené simulace shodné.

### Vyhodnocení pevnosti šroubového spoje

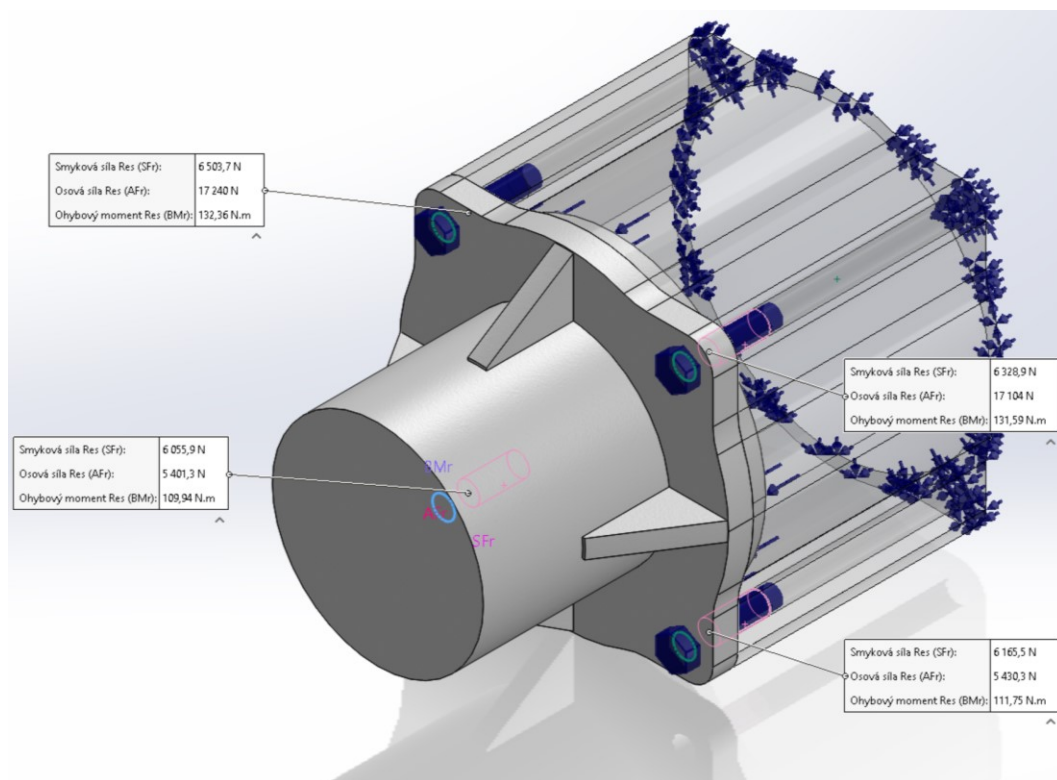
Vyhodnocení pevnosti bylo provedeno v souladu s normou [27]. Prvotní výpočet byl proveden jako lineární statická analýza dané sestavy se šrouby bez předpětí, přičemž svíse působila síla daná hmotností regulátoru a předepsaným zrychlením:

$$F = 25 \text{ kg} \cdot 1000 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 25\,000 \text{ N} \quad (22)$$

V příčném směru působila rámová síla, která se dle [33] zjistí z hmotnosti vozidla:

$$H = 0,8 \cdot \left( 10 \text{ kN} + \frac{1}{3} \cdot \frac{m \cdot g}{n} \right) \quad (23)$$

Výstupem z analýzy je Obr. 17.



**Obr. 17: Síly v nepředepnutých šroubech při vyhodnocování pevnosti.**

Pro další postup je směrodatné z Obr. 17 vyčíst zejména údaje pro následující tabulku:

**Tabulka 10: Výstupy z pevnostního výpočtu bez předepnutí šroubů.**

Název veličiny	Hodnota
Suma smykových sil ve stavu bez předepnutí	25 054 N
Síla v levém horním šroubu (bez předepnutí)	17 240 N
Síla v levém dolním šroubu (bez předepnutí)	5 401 N
Síla v pravém horním šroubu (bez předepnutí)	17 104 N
Síla v pravém dolním šroubu (bez předepnutí)	5 430 N

Vzhledem k velikosti, pevnostní třídě šroubů a přihlédnutí k bezpečnosti byla v souladu s [27] a doporučeními z [30] stanovena velikost jejich předepínací síly na hodnotu 50 kN.

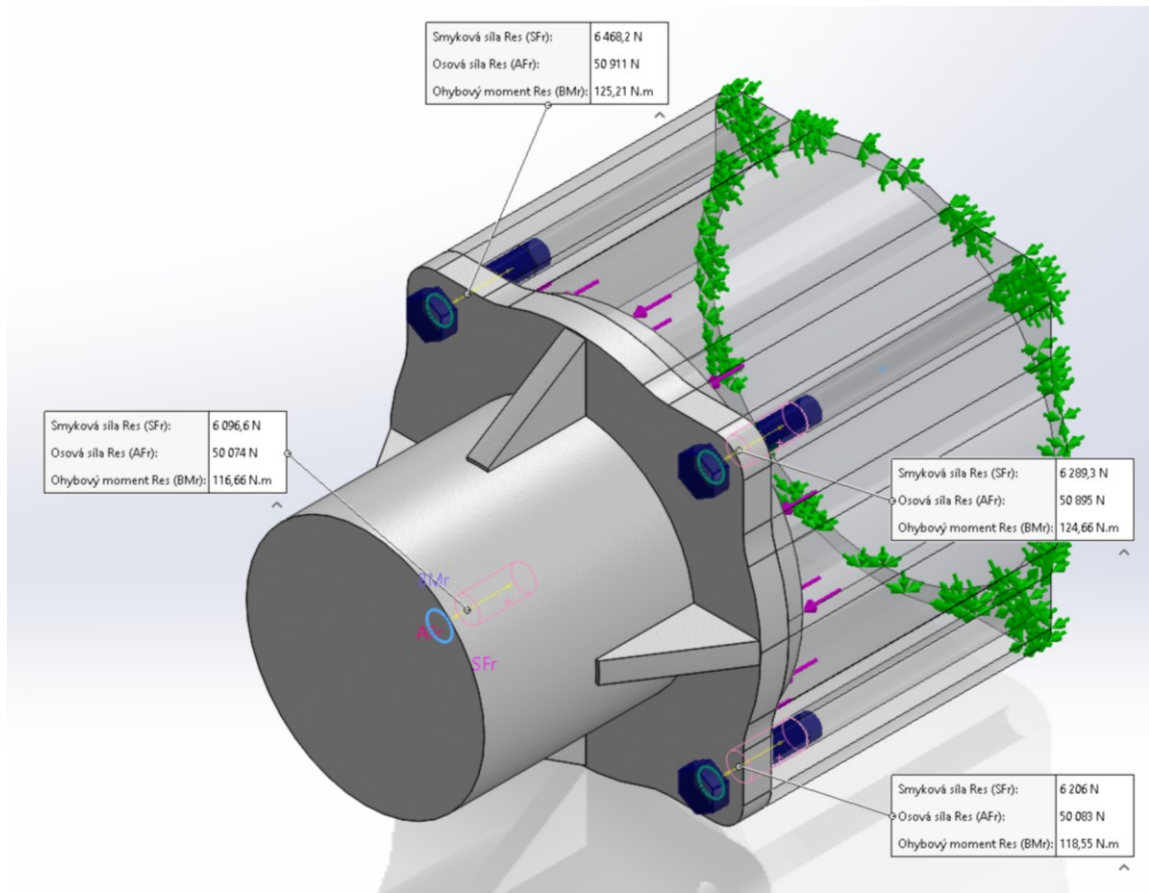
Potom za předpokladu součinitele tření dotýkajících se povrchů přírub o velikosti 0,2 a volby součinitele spolehlivosti 1,25 má spojení přírub čtveřicí šroubů únosnost v prokluzu:

$$F_{S,Rd} = 4 \cdot \frac{0,2 \cdot 50\,000\text{ N}}{1,25} = 32\text{ kN} \quad (24)$$

Síla (24) je větší než suma působících smykových sil (viz Tabulka 10), proto lze konstatovat, že dané konstrukční provedení je z tohoto hlediska vyhovující. Pro dosažení

požadované předepínací síly 50 kN bude třeba vyvinout utahovací moment přibližně 160 Nm pro nenamazaný šroub a závit.

Výstupem z analýzy s předepnutými šrouby je Obr. 18.



**Obr. 18: Síly v předepnutých šroubech při vyhodnocování pevnosti.**

Výsledné osové síly ve šroubech po jejich zatížení v předepnutém stavu shrnuje Tabulka 11.

**Tabulka 11: Výstupy z pevnostního výpočtu s předepnutými šrouby.**

Název veličiny	Hodnota
Síla v levém horním šroubu s předepnutím	50 911 N
Síla v levém dolním šroubu s předepnutím	50 895 N
Síla v pravém horním šroubu s předepnutím	50 074 N
Síla v pravém dolním šroubu s předepnutím	50 083 N

Velikosti sil, které uvádí Tabulka 11, je potřeba porovnat s maximální přípustnou silou pro zatížení šroubu (zda nedochází k překročení meze pevnosti šroubu). Návrhová pevnost šroubu, tedy maximální osová síla ve válcovaném závitě, je:

$$F_D = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_s}{1,45} = 77,9 \text{ kN} \quad (25)$$

A konečně maximální dovolená síla šroubového spoje při uvážení tahových i ohybových účinků, které na šroub působí, je:

$$F_D^* = 0,7 \cdot F_D = 54,5 \text{ kN} \quad (26)$$

Kde jednotlivé členy ve vztazích (25) a (26) mají následující význam:

- bezrozměrné číselné hodnoty představují zvolené součinitele bezpečnosti;
- $R_m$  [MPa] je mez pevnosti;
- $A_s$  [mm<sup>2</sup>] je výpočtový průřez šroubu.

Hodnoty, které uvádí Tabulka 11, jsou menší než maximální dovolená síla dle vztahu (26). Šrouby tedy nejsou nadměrně zatěžovány.

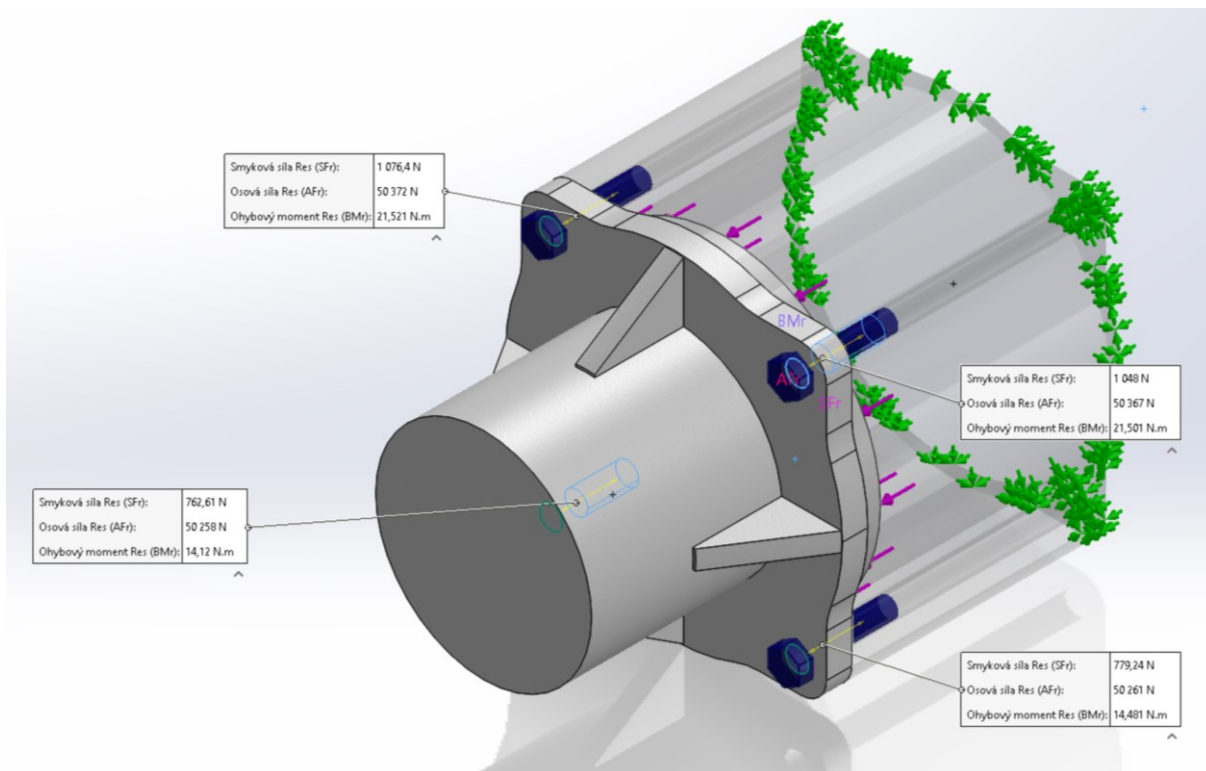
### Vyhodnocení únavy šroubového spoje

Pro posouzení z hlediska únavy bylo dle [28] uvažováno působení svislého zatížení o velikosti:

$$F = 25 \text{ kg} \cdot 144 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 3\,600 \text{ N} \quad (27)$$

Současně působila v příčném směru rámová síla dle (23).

Pro další vyhodnocení je nutné znát rozkmit napětí v jednotlivých šroubech. Ten se zjistí s pomocí výsledků analýzy z Obr. 19.



**Obr. 19: Osově síly v předepnutých šroubech při vyhodnocování únavy.**

Rozkmit je rozdílem sil na Obr. 19 a předepínací síly 50 000 N. Aby byl zjištěn rozkmit napětí, je třeba síly vydělit výpočtovým průřezem šroubu.

**Tabulka 12: Rozkmit napětí v předepnutých šroubech.**

Název veličiny	Hodnota
Rozkmit napětí v levém horním šroubu	2,37 MPa
Rozkmit napětí v levém dolním šroubu	1,65 MPa
Rozkmit napětí v pravém horním šroubu	2,34 MPa
Rozkmit napětí v pravém dolním šroubu	1,67 MPa

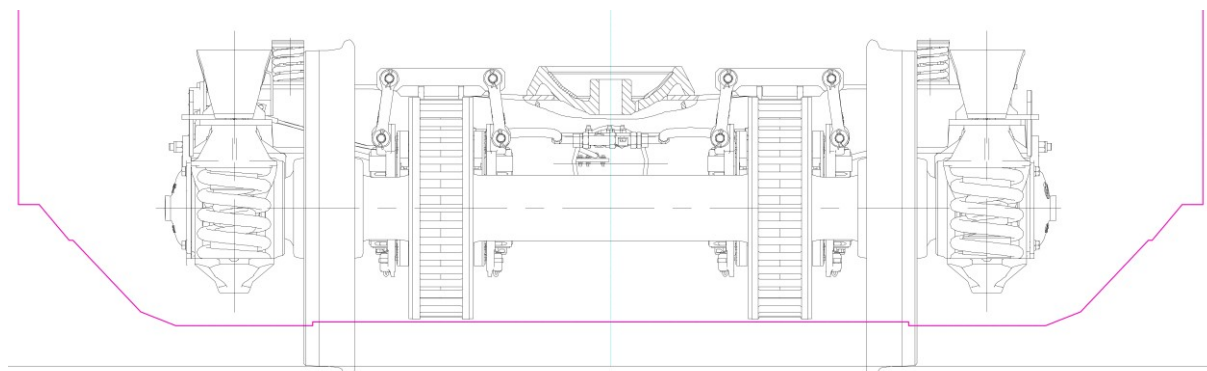
Posuzovanému konstrukčnímu uzlu přiřazuje norma [31] při mezi vysokocyklové únavy ( $1 \cdot 10^8$  cyklech) prahový rozkmit napětí do lomu 20 MPa. Vzhledem k zjištěným rozkmitům lze konstatovat, že konstrukční uzel bezpečně přesáhne svou životností za tuto hranici.

### 8.1.2 Dodržení obrysu pro vozidla

Z hlediska eliminace kolizí s částmi infrastruktury či jinými vozidly je zásadní dodržování rozměrových omezení v příčné rovině – tedy obrysů pro vozidla. Z tohoto hlediska předepisují Technické specifikace pro interoperabilitu jako závaznou normu ČSN EN 15273. V její druhé části jsou definovány jak přesné rozměry jednotlivých obrysů, tak příslušná vztahná pravidla pro výpočty. [16]

Vzhledem k tomu, že podvozek Y25Lssi(f)-D výrobce zkonstruoval jako vyhovující statickému obrysu GI1, resp. G1, bude v rámci něj posuzován i z hlediska doplnění o odstředivý regulátor.

Postavení podvozku Y25Lssi(f)-D vůči vztažným liniím G1 a GI1 je možno vidět na Obr. 20 (vztažná linie je vyznačena fialovou barvou).



Obr. 20: Rozměry podvozku Y25Lssi(f)-D vůči vztažnými liniím G1 a GI1. Převzato z [19], upraveno.

### Postup výpočtu – přidružená pravidla

Velikost prostoru, který může vozidlo zabírat v příčné rovině, se zjistí tím způsobem, že se šířka  $S$  vztažné linie v posuzovaném místě sníží o hodnotu  $E$ , která v sobě zahrnuje možné vlivy geometrického postavení vozidla v oblouku a vyčerpání vůlí. Protože je třeba uvažovat jízdy oblouky vzájemně opačnými, odečítá se dvojnásobek hodnoty  $E$ .

$$S_i = S_{VL} - 2 \cdot E_i \quad (28)$$

$$S_a = S_{VL} - 2 \cdot E_a \quad (29)$$

V rámci příčných rozměrových výpočtů je (jak v příslušné normě, tak v technické praxi) zaužíváno indexovat veličiny písmenem  $i$ , vztahuje-li se rozměr k posuzovanému místu uvnitř vozu mezi otočnými čepy podvozků, resp. písmenem  $a$ , vztahuje-li se rozměr k posuzovanému místu mezi otočným čepem a čelníkem. Proto v rámci této práce nebude nadále tato indexace explicitně rozváděna.

Jednotlivé členy ve vztazích (28) a (29) mají následující význam:

- $S_i$  resp.  $S_a$  je výsledná maximální dovolená šířka vozidla;
- $S_{VL}$  je šířka daná vztažnou linií;
- $E_i$  resp.  $E_a$  je veličina zahrnující možné vlivy postavení vozidla a podobně.

Výpočet veličiny  $E_i$  resp.  $E_a$  je definován vztahem, který se pro statický obrys dá didakticky prezentovat ve tvaru:

$$E_i = \Delta_i + \Delta_p + v_i - k_p \quad (30)$$

$$E_a = \Delta_a - \Delta_p + v_a - k_p \quad (31)$$

Kde:

- $\Delta_i$  resp.  $\Delta_a$  je zúžení vlivem geometrické polohy v oblouku;
- $\Delta_p$  je vliv vzepětí podvozku při průjezdu obloukem;
- $v_i$  resp.  $v_a$  je velikost příčných vůlí v pojezdu;
- $k_p$  je povolený přesah.

Povolený přesah  $k$  je v [16] definován odlišně pro části vozů pohybující se nad a pod výškovou hranicí 430 mm nad temenem kolejnice. Vzhledem k tomu, že bude posuzována konstrukce právě na tomto rozhraní, je na místě zvolit konzervativní přístup a vybrat (menší) hodnotu definovanou pro spodky vozidel, tedy 25 mm.

Hodnoty zúžení vlivem geometrické polohy v oblouku se zjistí dle vztahů:

$$\Delta_i = \frac{a_\varepsilon \cdot n_i - n_i^2}{2 \cdot R} \quad (32)$$

$$\Delta_a = \frac{a_\varepsilon \cdot n_a - n_a^2}{2 \cdot R} \quad (33)$$

Kde:

- $a_\varepsilon$  je vzdálenost otočných čepů;
- $n_i$  resp.  $n_a$  je podélná vzdálenost vyšetřovaného bodu od otočného čepu;
- $R$  je poloměr oblouku (smluvně stanoven na 250 m).

Výpočet vzepětí podvozku popisuje vztah:

$$\Delta_p = \frac{p_p^2}{8 \cdot R} \quad (34)$$

Kde:

- $p_p$  je rozvor podvozku;
- $R$  je poloměr oblouku (smluvně stanoven na 250 m).

Do velikosti příčných vůlí v pojezdu vstupují obecně tři proměnné: vůle mezi dvojkolím a kolejí, pohyblivost dvojkolí vůči podvozku a příčná pohyblivost mezi podvozkem a skříní. Jelikož je vůz Sggns vstrojen podvozky typu Y25, které mají vedení dvojkolí bez vůlí, a navíc bude odstředivý regulátor instalován přímo na ložiskovou skřín (tedy na neodpruženou hmotu), připadá v úvahu pouze první zmíněná vůle. Její velikost se zjistí z nejkritičtějšího teoretického případu, kdy by se vyskytlo dvojkolí s nejmenší předepsanou hodnotou rozchodu na koleji, která by naopak měla největší tolerovaný rozchod:

$$v_i = \frac{1465 \text{ mm} - 1410 \text{ mm}}{2} = 27,5 \text{ mm} \quad (35)$$

## Výpočet

Podvozek Y25Lssi(f)-D je dodáván s dvojkolími o jmenovitém průměru 920 mm. Vzhledem k zužování obrysu pro vozidla v jeho spodní části bude z hlediska dimenzování rozměrů kritičtějším případ, kdy budou dvojkolí vozu opotřebena na dolní mezní rozměr, tedy na průměr 840 mm. [19]

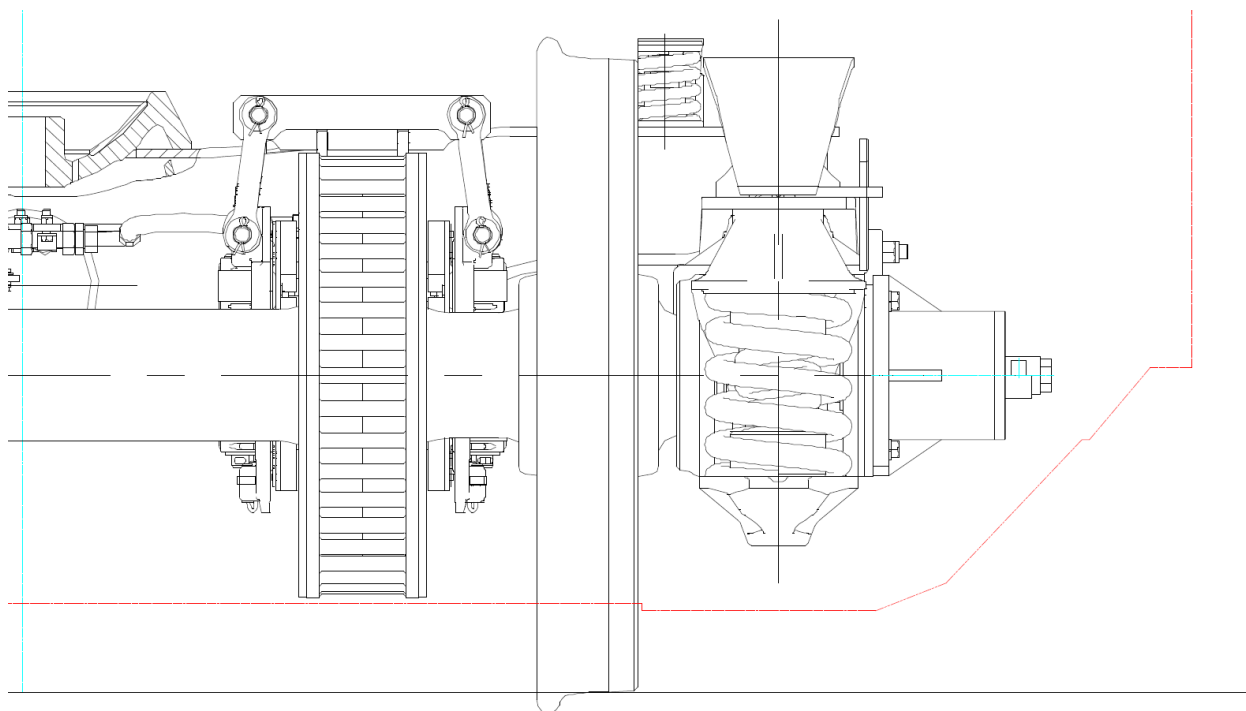
Jelikož nedojde ke změně rozměrů na skříni vozidla, ale jen na podvozku, lze k problému přistupovat stejně, jako by bylo posuzováno samostatné dvounápravové vozidlo. Regulátor bude uchycen přímo na ložiskové skříni v ose nápravy. Ze všech vlivů v příčném směru se projeví jen příčná výchylka dvojkolí v koleji, jejíž velikost je popsána vztahem (35). Vzhledem k tomu, že je ložisková skříň neodpruženou součástí pojezdu, žádné další vlivy se neprojeví. Vztahy (28) a (29) tedy přejdou do podoby:

$$S_i = S_a = S_{VL} - 2 \cdot (v_i + k_p) \quad (36)$$

Povolený přesah  $k$  je do výpočtů vložen jako jakési odlehčení jinak velmi konzervativní metodiky, která uvažuje současné maximální vyčerpání vůlí všech elementů – tedy stav statisticky velmi málo pravděpodobný. Na rozdíl od původních vztahů (30) a (31) by však nyní snižoval závažnost pouze jednoho vlivu. Z hlediska bezpečnosti dimenzování nebude tedy uvažován a rovnice (36) přejde do konečné podoby:

$$S_i = S_a = S_{VL} - 2 \cdot 27,5 \text{ mm} \quad (37)$$

Další řešení problému je vhodné provést graficky. Obr. 21 tedy ukazuje postavení podvozku Y25Lssi(f)-D v příčné rovině. Červenou čarou je vynesena linie, která je výsledkem vztahu (37) – tedy mezní hranice, kterou v rámci konstruování nesmí překročit žádná součást instalovaná na vozidle.

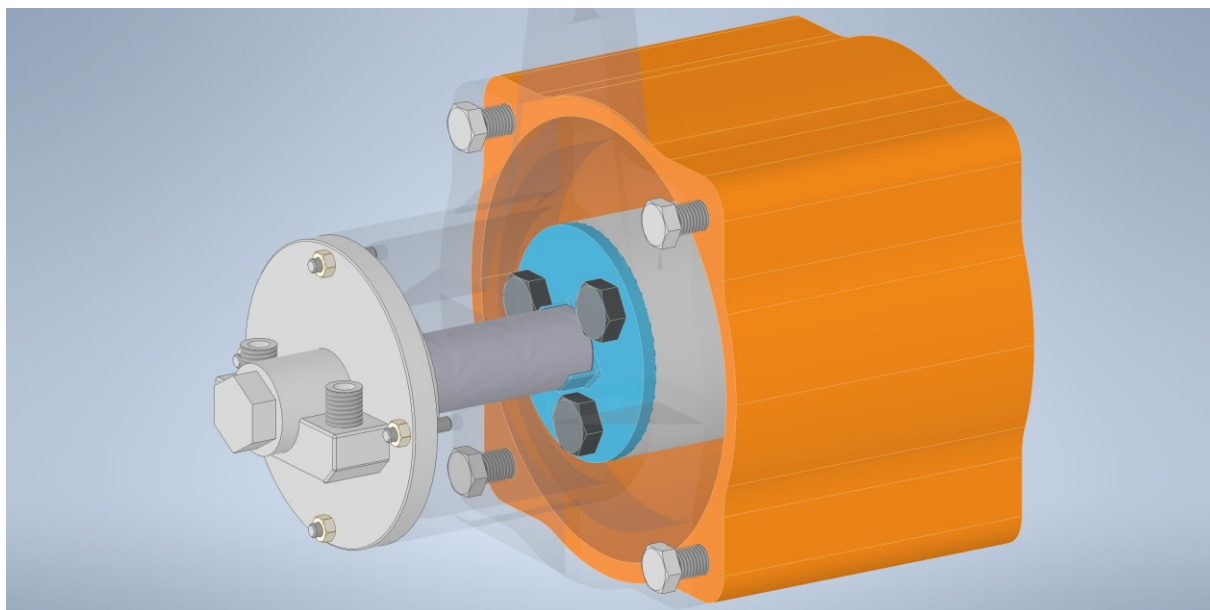


**Obr. 21: Podvozek Y25Lssi(f)-D, místo vika ložiskové skříně je přimontován odstředivý regulátor. Červená linie odpovídá vztahu (37). Převzato z [19], upraveno.**

Jak je z Obr. 21 patrné, nejbližší k mezní hranici sahá konstrukce u dolní hrany odstředivého regulátoru. Přesto je zde však dostatečná vůle (101 mm), a tak lze konstatovat, že podvozek i po zástavbě odstředivého regulátoru vyhovuje rozměrovým požadavkům.

## 8.2 Náhon regulátoru od dvojkolí

Díky tomu, že bude odstředivý regulátor umístěn přímo v ose nápravy a jako takový je konstruovaný na provozování stejnou úhlovou rychlostí, jakou se otáčí dvojkolí, odpadá potřeba konstruovat jakékoliv zařízení, které by měnilo převodový poměr či řešilo přenos krouticího momentu do jiné osy. Konstrukční součást, která bude zajišťovat náhon odstředivého regulátoru, tedy může být pouze jednoduchou redukcí uchycenou šrouby koncové desky nápravového ložiska – podobně, jako je tomu u protismykového regulátoru DAKO-F [24].



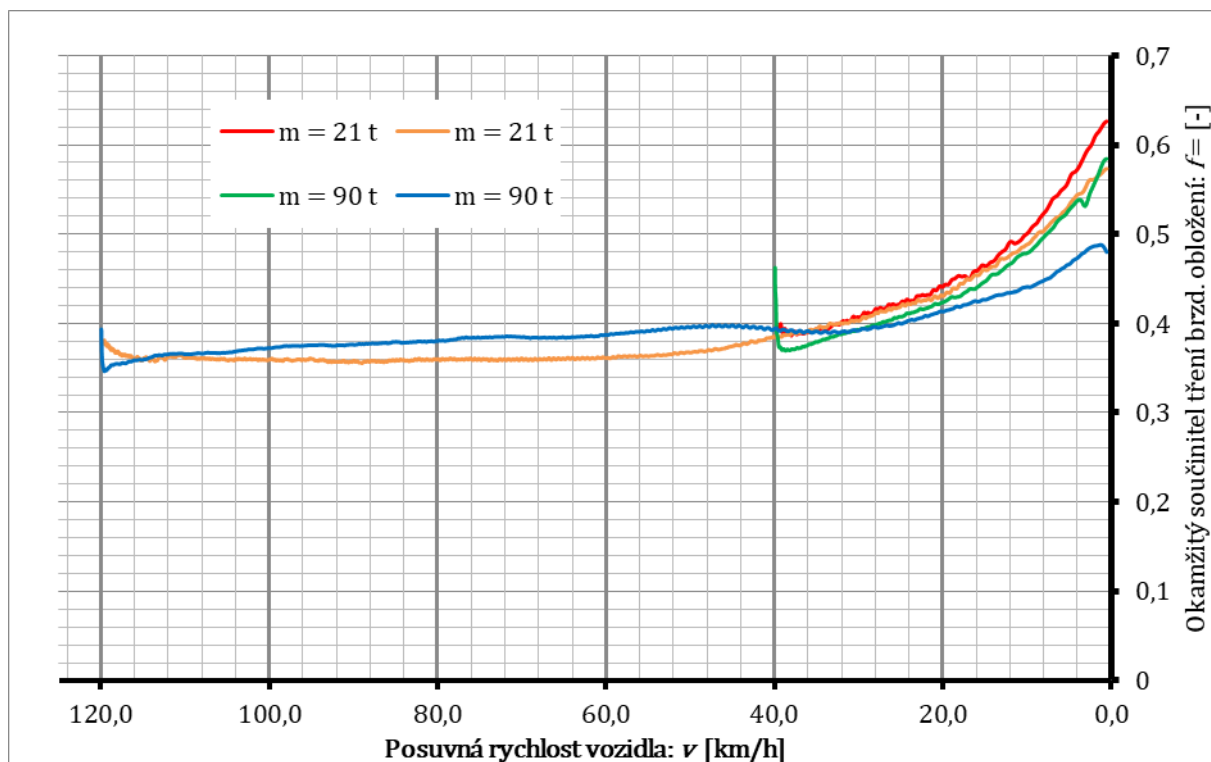
**Obr. 22: Zjednodušený 3D model konstrukčního řešení náhonu roztěžníkového regulátoru od nápravy.**

Zamýšlené řešení žádá výměnu původních šroubů M20x60 [25] k uchycení koncové desky za delší (o tloušťku části redukce, kterou budou šrouby držet). Použity budou šrouby M20x65. Výkresy redukce jsou k této práci přiřazeny jako volně vložené přílohy.

## **8.3 Charakteristika regulátoru**

### **8.3.1 Požadavky**

V rámci návrhu spínací rychlosti regulátoru a dalších parametrů definujících jeho zásahy do brzdového systému je nejdříve nutné blíže popsat současné nežádoucí chování kotoučové brzdy na nákladních vozech. To lze provést díky měřením realizovaným společností DAKO-CZ v rámci bakalářské práce [35]. Tato měření ukázala, že součinitel tření brzdového obložení v oblasti nízkých rychlostí výrazně roste. Součinitel se navíc ukázal závislý na počáteční rychlosti brzdění a hmotnosti vozu. Ve výsledcích měření se projevilo, že čím nižší je počáteční rychlost a hmotnost vozu, tím vyšší hodnoty součinitele dosáhne. Zkoušeno bylo obložení sinter BM41NT.



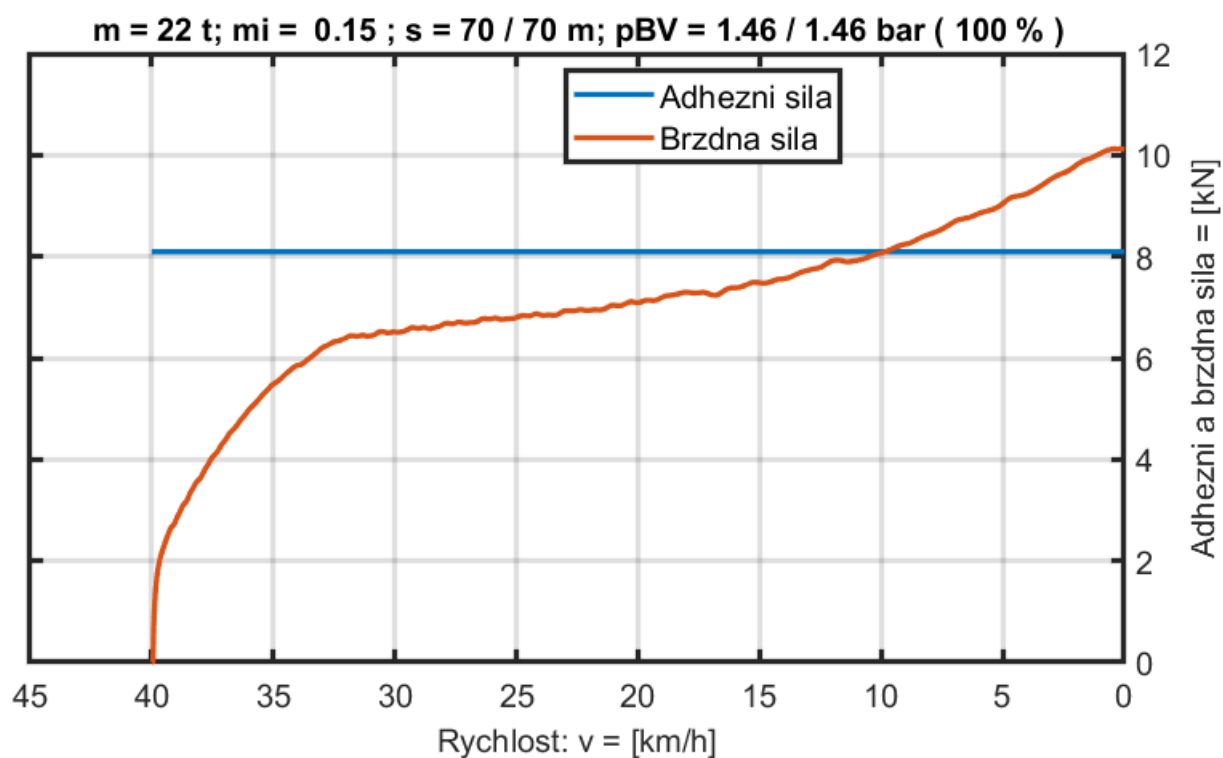
**Obr. 23:** Vybrané závislosti okamžitého součinitele tření brzdového obložení na rychlosti.

Autoři: Jan Vaniš, Ing. Michal Kuna; upraveno.

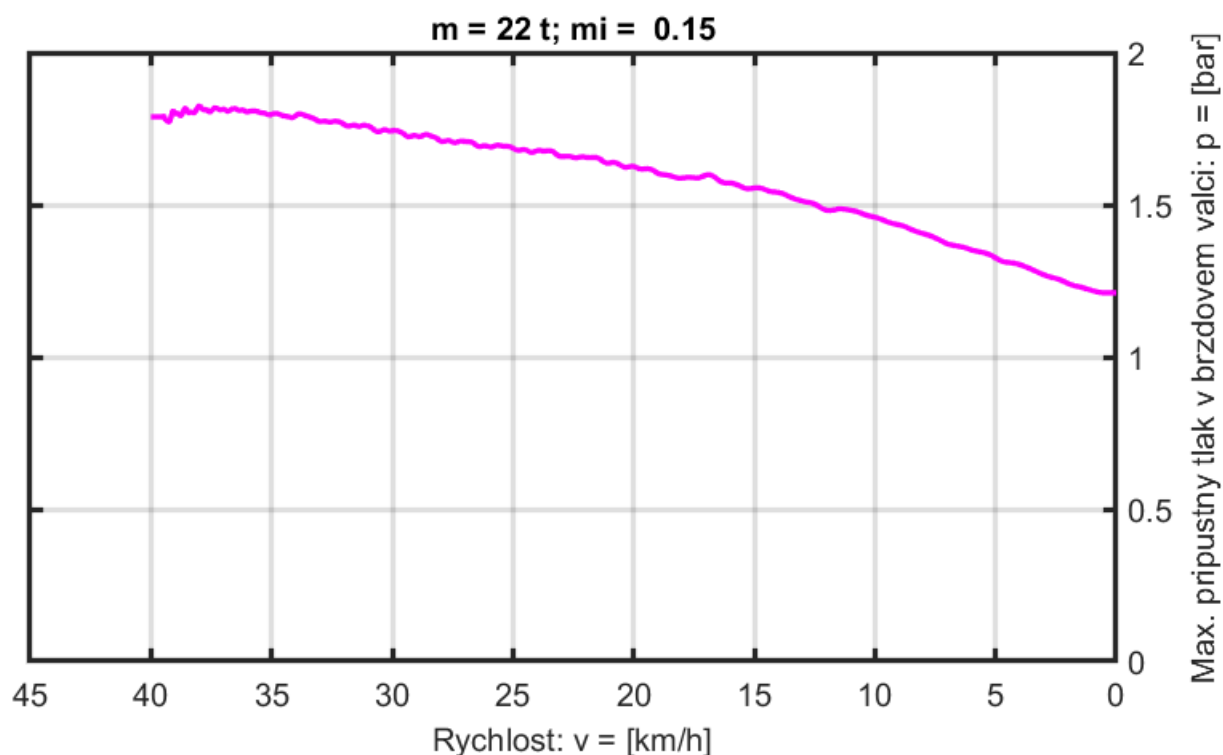
Pokud se data použijí jako vstup do simulace popsané v části 5 této práce, lze zjistit, jak rostoucí součinitel tření brzdového obložení ovlivní velikost brzdící síly na obvodu kola. Aby měly výpočty reálnou oporu, byly opět prováděny pro vůz Sggns, jehož technické parametry shrnuje Tabulka 4. Pro následující výpočty však byl uvažován více nebezpečný stav, a sice že vůz má plně opotřebená kola, tedy  $d = 840$  mm. Poloměr, resp. průměr kola je totiž dle vztahu (12) nepřímo úměrný brzdící síle. Součinitel adheze byl uvažován konstantní o velikosti  $\mu = 0,15$ .

Jak je patrné z Obr. 23, největší nárůst součinitele tření brzdového obložení nastane v případě, že je brzděn prázdný vůz z počáteční rychlosti  $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Obr. 24 je patrné, že je u něj při zpomalení pod  $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  brzdící síla vyšší, než je adhezně možno přenést. Tím je vyšetřeno pásmo rychlostí, ve kterém musí regulátor zajistit snížení tlaku v brzdovém válci. Jak velké toto snížení musí být lze odvodit z Obr. 25. Ten graficky reprezentuje, jaká nejvyšší hodnota tlaku v brzdovém válci je při stanovených parametrech vozu a dané rychlosti adhezně přenositelná. Křivka je získána výpočtem prostřednictvím upravených vztahů (12) a (13).

Analogickými výpočty bylo ověřeno, že k nárůstu brzdící síly nad adhezně přenositelnou mez v případě plně loženého vozu nedejde.



Obr. 24: Závislost adhezní a brzdné síly na rychlosti při brzdění prázdného vozu s uvážením reálné charakteristiky součinitele tření brzdového obložení.



Obr. 25: Závislost nejvyšší přípustné hodnoty tlaku v brzdovém válci na rychlosti.

Na základě uvedených poznatků bylo provedeno několik sérií simulací s různými nastaveními regulátoru. Směrodatné výsledky vybraných variant nastavení shrnuje Tabulka 13. Pro správnou interpretaci údajů v ní uvedených je třeba vysvětlit, že sloupec „Snížený

účinek“ uvádí v procentech, jaká míra tlaku od rozvaděče je při aplikaci nízkého stupně brzdění přepouštěna do brzdového válce.

Tabulka 13: Výsledky simulací v rámci prověřování nastavení regulátoru

Hmotnost vozu [t]	Souč. adheze [-]	Počáteční rychlost [km/h]	Činnost regulátoru			Překročení meze adheze [-]	Zábrzdňá dráha			
			Snížený účinek [%]	Počátek regulace [km·h <sup>-1</sup> ]	Konec regulace [km·h <sup>-1</sup> ]		Bez regulátoru [m]	S regulátorem [m]	Absolutní rozdíl [m]	Relativní rozdíl [%]
21	0,15	120	80	30	10	NE	561	564	3	0,5
21		40				ANO	69	72	4	5,9
90		40				NE	102	105	4	4,0
90		120				NE	754	758	4	0,5
21	0,15	120	70	30	10	NE	561	567	6	1,1
21		40				NE	69	74	5	7,2
90		40				NE	102	108	6	5,9
90		120				NE	754	761	7	0,9
21	0,15	120	70	40	10	NE	561	570	9	1,6
21		40				NE	69	78	9	13,0
90		40				NE	102	113	11	10,8
90		120				NE	754	765	11	1,5
21	0,15	120	70	40	5	NE	561	569	8	1,4
21		40				NE	69	76	7	10,1
90		40				NE	102	111	9	8,8
90		120				NE	754	763	9	1,2
21	0,15	120	70	30	5	NE	561	565	4	0,7
21		40				NE	69	73	5	7,4
90		40				NE	102	107	6	5,9
90		120				NE	754	759	5	0,7
21	0,15	120	75	30	5	NE	561	564	3	0,5
21		40				NE	69	72	3	4,3
90		40				NE	102	106	4	3,9
90		120				NE	754	758	4	0,5
21	0,15	39	75	40	5	NE	67	85	18	26,9
90		39				NE	98	121	23	23,5
21	0,15	39	70	40	5	NE	67	92	25	37,3
90		39				NE	98	128	30	30,6
21	0,15	29	75	30	5	NE	38	48	10	26,3
90		29				NE	58	69	11	19,0

Ve spodní části (podbarveno oranžově) Tabulka 13 uvádí výsledky simulací, které měly za úkol ověřit, jak se prodlouží zábrzdňá dráha vozu v situaci, kdy jede výběhem rychlostí těsně pod spínací hranicí regulátoru a začne brzdit. Dle vlastností regulátoru popsaných v části 6.1.4 totiž bude rovnou aplikován snížený brzdňý účinek. Dojde tak k relativně největšímu prodloužení zábrzdňé dráhy. Vypočtené hodnoty jsou však v těchto konkrétních případech pouze přibližné: byly pro ně totiž použity naměřená data součinitele tření odpovídající počáteční rychlosti 40 km·h<sup>-1</sup>, neboť pro dané počáteční rychlosti nejsou data k dispozici.

Při volbě parametrů regulátoru je jednoznačně nutno postupovat tak, aby se jeho osazením co nejméně snížil celkový brzdňý výkon vozu, resp. došlo k co nejmenšímu prodloužení zábrzdňých drah. Zároveň je však žádoucí, aby přechod z vysokého na nízký stupeň brzdění byl co nejvíce pozvolný a minimalizovaly se tak podélné rázy v soupravě. Tyto požadavky jsou do jisté míry vzájemně protichůdné, proto je třeba volit kompromisní variantu.

Při uvážení všech aspektů by bylo nejvíce vhodné nastavení regulátoru realizovat následovně:

- počáteční rychlost regulace:  $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ;
- koncová rychlost regulace:  $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ;
- míra tlaku přepouštěná od rozvaděče při nízkém stupni: 75 %.

Jak již bylo uvedeno, v plně loženém stavu nedochází při brzdění k překročení meze adheze. Teoreticky by tak bylo možno regulátor z činnosti vyřadit a brzdný účinek v nízké rychlosti nesnižovat. Nejsou však k dispozici naměřená data součinitele tření brzdového obložení, která by pomohla vytýčit mezní stav ložení, od kterého není nutno brzdný účinek snižovat. Zajištění vyřazování regulátoru by navíc bylo poměrně náročná. Zároveň by se tím za špatných adhezních podmínek zabránilo tomu, aby regulátor svou činností zvýšil pravděpodobnost obnovení valení kol. Prodloužení zábrzdných drah (viz Tabulka 13) přitom není natolik zásadní, aby ohrozilo bezpečnost provozu nebo markantně snížilo brzdící schopnost vozidla. Proto bylo rozhodnuto regulátor v činnosti ponechat ve všech stavech ložení.

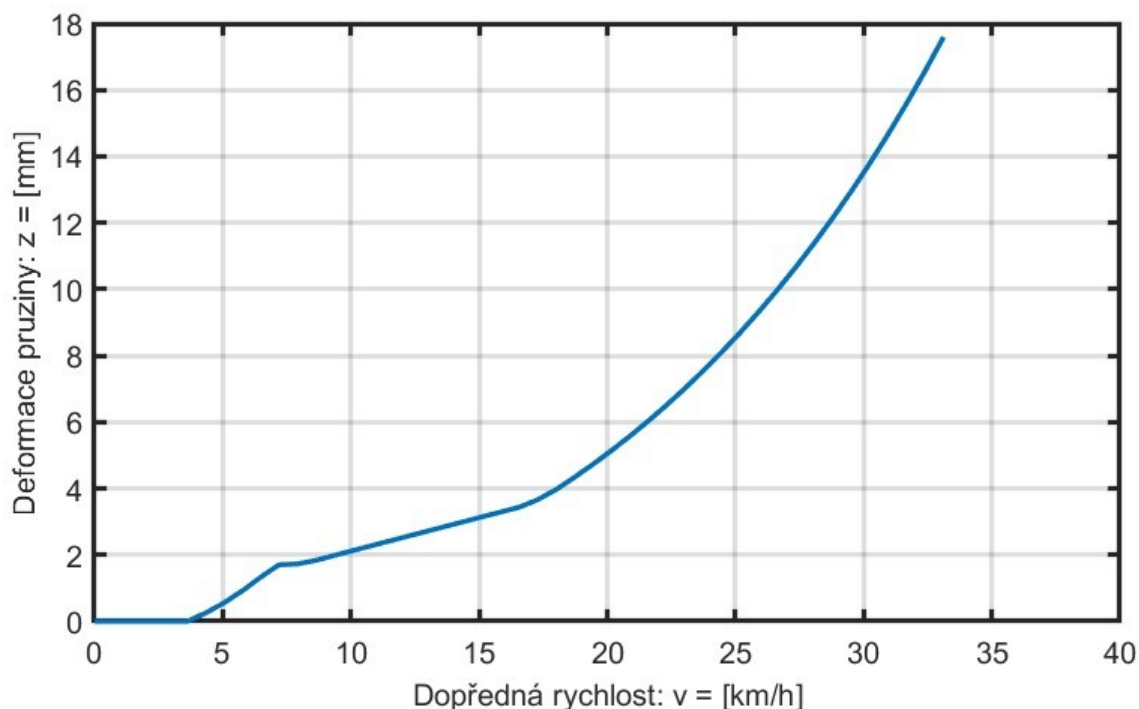
### 8.3.2 Volba vlastností vnitřních komponent

Okamžiky přepnutí nízkého a vysokého stupně brzdění (otevření či uzavření vzduchových kanálů) závisí na deformaci pružin uvnitř regulátoru. S využitím již dříve odvozeného matematického popisu je cílem zvolit tuhosti pružin a hmotnosti závaží tak, aby bylo dosaženo charakteristiky co nejvíce blízké požadavkům z části 8.3.1.

Pokud by se mělo dostat nejpříznivější varianty, k maximálnímu vychýlení závaží by došlo při rychlosti  $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Při rychlosti  $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  by pak soustava pružin měla dosáhnout deformace 3,75 mm. Simulací však bylo prověřeno, že při zachování současných vnitřních rozměrů regulátoru to není proveditelné.

Byla tedy provedena volba parametrů tak, aby se výsledná charakteristika co nejvíce blížila ideální navržené, ale vnitřní uspořádání regulátoru zůstalo až na pružiny stejné.

Výsledkem je nastavení, které popisuje charakteristika na Obr. 26. Maximální výchylky je dosaženo při rychlosti  $34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Během zpomalování dochází k uzavření pneumatických kanálů, resp. k plnému odvětrání prostoru přidavného ventilu, při rychlosti  $17 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .



Obr. 26: Charakteristika roztěžníkového regulátoru

Regulátor bude obsahovat pružiny, jejichž tuhosti uvádí Tabulka 14. Výrobní výkresy pružin jsou součástí volně vložených příloh k práci. Závaží zůstanou použita čtyři původní o celkové hmotnosti 2 kg.

Tabulka 14: Přehled pružin roztěžníkového regulátoru

Číslo pozice pružiny	Tuhost	Zapojení od
75	400 N·mm <sup>-1</sup>	0 mm
66	188 N·mm <sup>-1</sup>	0 mm
62	88 N·mm <sup>-1</sup>	1,75 mm
70	1 460 N·mm <sup>-1</sup>	3,45 mm
60	88 N·mm <sup>-1</sup>	3,75 mm

Strmost přechodu (doba odvětrávání komory v přidavném ventilu) je ovlivněna také rozměry dýz. Ty by měly být voleny tak, aby k odvětrání došlo přibližně za 5,2 s. To je doba, za kterou prázdný vůz při rychločinném brzdění zpomalí z 34 km·h<sup>-1</sup> na 17 km·h<sup>-1</sup>. Nastavení přechodové charakteristiky, kterou dýzy určují, by se ovšem mělo před realizací technického řešení ještě experimentálně ověřit a případně upravit.

### 8.3.3 Shrnutí

Finální zvolená varianta chování regulátoru je tedy následující:

- počáteční rychlost regulace:  $34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ;
- koncová rychlost regulace:  $17 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ;
- míra tlaku přepouštěná od rozvaděče při nízkém stupni: 75 %.

Jak se toto chování projeví na prodloužení zábrzdých drah, shrnuje Tabulka 15. Průběhy vybraných veličin při zvoleném nastavení jsou uvedeny jako Příloha Q až Příloha V.

**Tabulka 15: Vliv zvoleného nastavení regulátoru na zábrzdnu dráhu**

Hmotnost vozu [t]	Souč. adheze [-]	Počáteční rychlost [km/h]	Činnost regulátoru			Překročení meze adheze [-]	Zábrzdna dráha			
			Snížený účinek [%]	Počátek regulace [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ]	Konec regulace [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ]		Bez regulátoru [m]	S regulátorem [m]	Absolutní rozdíl [m]	Relativní rozdíl [%]
21	0,15	120	75	34	17	NE	561	568	7	1,2
21		40					69	76	7	10,1
21		33					49	62	13	26,5
90		120					754	763	9	1,2
90		40					102	110	8	7,8
90		33					72	88	16	22,2

## 8.4 Zástavba zařízení do pneumatického obvodu

### 8.4.1 Požadavky

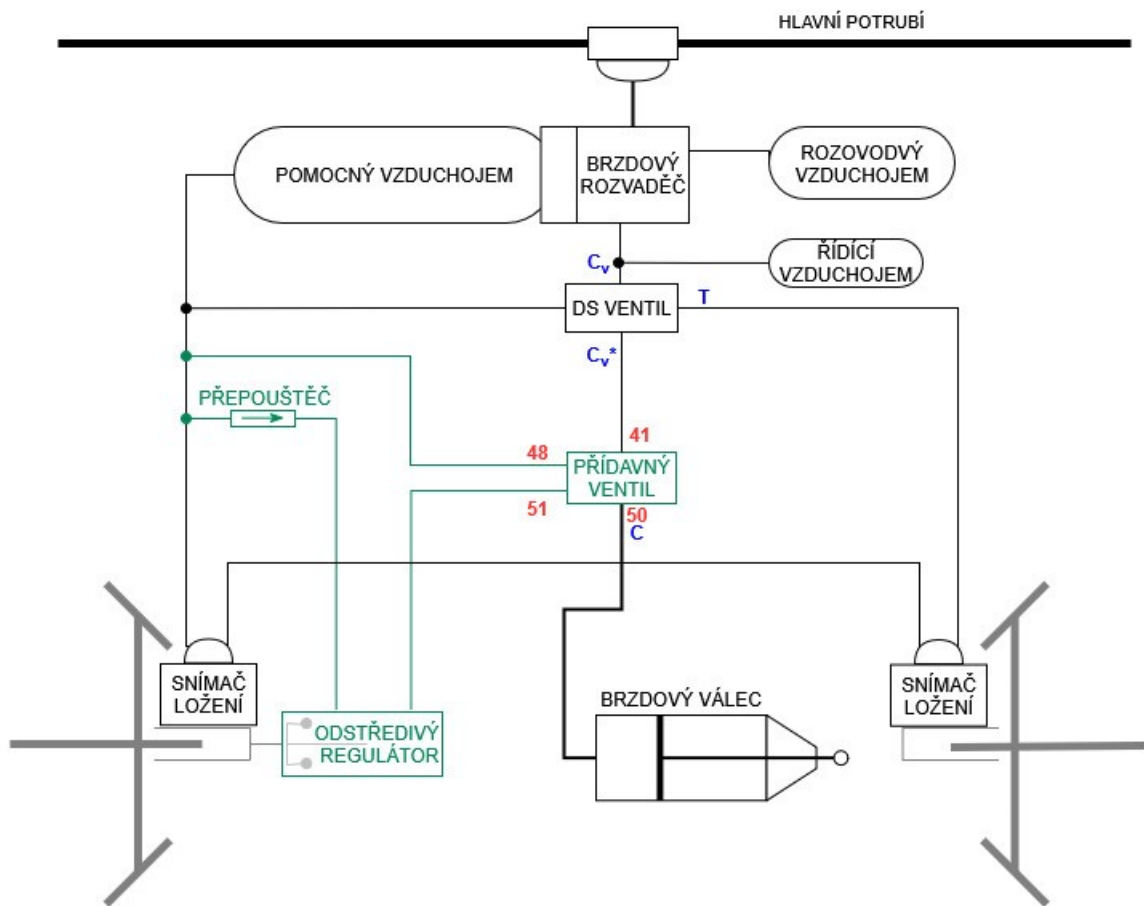
Vzhledem k principu, jakým regulátor funguje, je třeba k jednomu brzdovému rozvaděči (resp. DS/DSS ventilu) na vůz instalovat jen jeden rozřezníkový regulátor a jeden přídatný ventil typově obdobné konstrukce jako je ventil DAKO-R (popsaný v části 6.1.2).

V případě, že vlivem nízkého součinitele adheze dojde v rychlosti vyšší než  $34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  ke smyku dvojkolí, regulátor při poklesu úhlové rychlosti dvojkolí pod nastavenou mez přepne na nízký stupeň brzdění. [34] Zvýší se tak pravděpodobnost, že dojde k obnově valení kola. Tato skutečnost je dalším přínosem instalace zařízení na vůz.

Pokud dojde k obnově valení a rychlost otáčení kola se zvýší nad stanovenou mez, regulátor opět zvýší tlak v brzdovém válci. Daný proces je však náročný na spotřebu stlačeného vzduchu uloženého v pomocném vzduchojemu. V rámci bezpečnosti je třeba předpokládat nejkritičtější případ – tedy roztržení vlaku, resp. zavedení rychločinného brzdění, při kterém se zcela vyprázdní hlavní potrubí. Při průběžném brzdění se totiž pomocný vzduchojem neustále doplňuje z hlavního potrubí. [4] V popsанных kritických případech to však možné není. Pakliže by se za těchto podmínek popsанный proces smyku a obnovy valení několikrát po sobě opakoval, mohlo by dojít k vyčerpání brzdy. Je tedy nutné zabezpečit, aby nedošlo k snížení tlaku v pomocném vzduchojemu pod dovolenou mez.

## 8.4.2 Pneumatické schéma

Následující obrázky prezentují zjednodušená pneumatická schémata nákladních vozů s automatickým stavěčem brzdné váhy dle stavu ložení. Na Obr. 27 je uvedeno schéma pro vůz v režimu S, pak uvádí schéma pro vůz konstruovaný pro provoz v režimu SS (rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  i ve stavu loženém, pro každý podvozek samostatný brzdový válec). Do schémat jsou zelenou barvou doplněny komponenty související s instalací zařízení pro ochranu jízdní plochy kol, černou barvou jsou znázorněny komponenty původní brzdové výstroje. Červená čísla označují vstupy do přídavného ventilu. Značení je totožné jako u původního ventilu DAKO-R na Obr. 11.

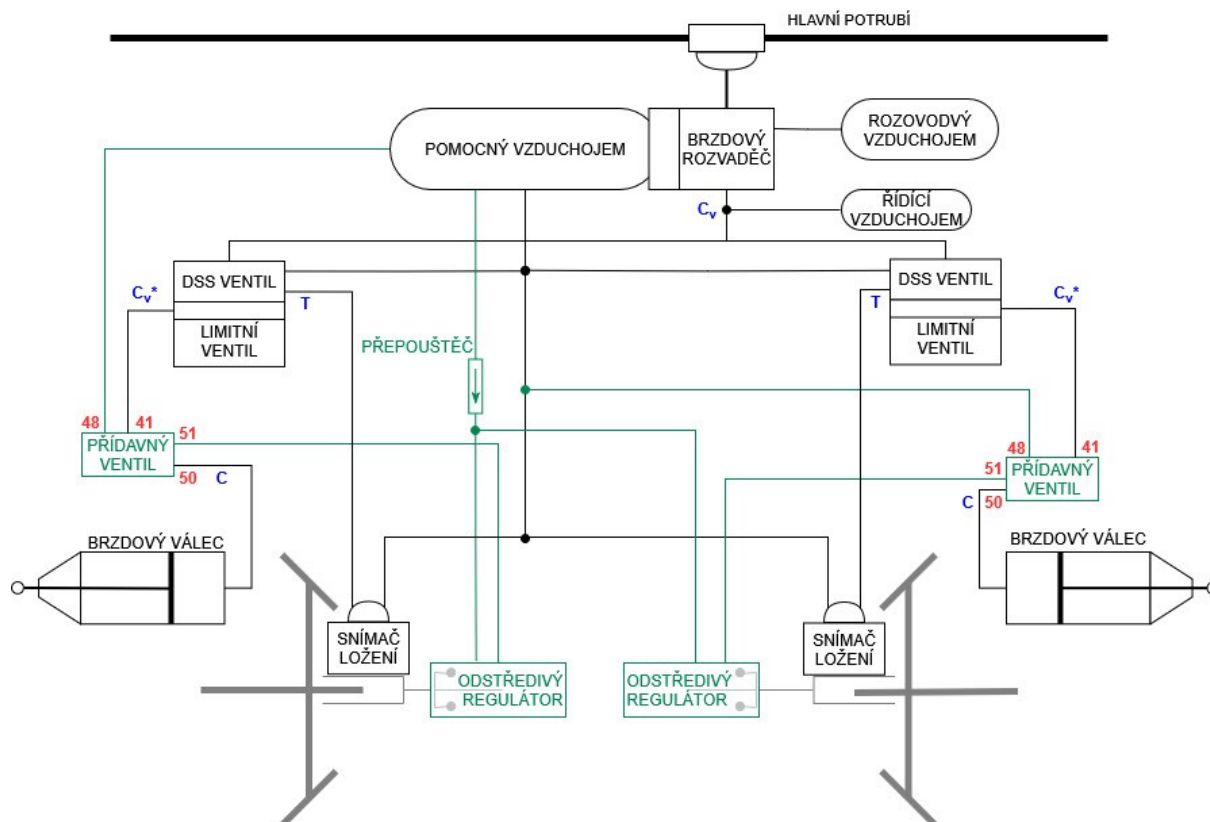


Obr. 27: Zjednodušené pneumatické schéma nákladního vozu režimu S vybaveného zařízením pro snížení pravděpodobnosti smyku.

Při snížení tlaku v hlavním potrubí zareaguje brzdový rozvaděč přepuštěním vzduchu z pomocného vzduchojemu do DS, resp. DSS ventilu (tlak  $C_v$ ). DS (DSS) ventil na základě informace ze snímače ložení (tlak  $T$ ) přepustí vzduch o patřičném tlaku z pomocného vzduchojemu do přídavného ventilu (tlak  $C_v^*$ ). Pokud do přídavného ventilu vstupuje tlak z odstředivého regulátoru, má výstup z přídavného ventilu do brzdového válce (tlak  $C$ ) velikost odpovídající vysokému stupni brzdění. Pokud do přídavného ventilu od odstředivého regulátoru vzduch nevstupuje, výstup do brzdového válce (tlak  $C$ ) má hodnotu odpovídající nízkému stupni brzdění.

Z pomocného vzduchojemu do roztězníkového regulátoru vstupuje stlačený vzduch přes přepouštěč. Jeho úlohou je v případě poklesu tlaku v pomocném vzduchojemu uzavřít tuto pneumatickou cestu a zabránit tak vyčerpání brzdy.

Navržené zapojení neovlivňuje další parametry brzdy jako např. plnicí a vyprazdňovací doby brzdových válců v režimech P a G. Řídicí vzduchojem, který tyto časy stanovuje, není jeho instalací nijak zasažen.



**Obr. 28: Zjednodušené pneumatické schéma nákladního vozu režimu SS vybaveného zařízením pro snížení pravděpodobnosti smyku.**

## 9 Závěr

Po úvodu do adhezní problematiky tato práce shrnula normativní požadavky na protismykovou ochranu kol. Jelikož běžné nákladní vozy s kotoučovou brzdou ani v prázdném stavu zpravidla nedosahují brzdícího procenta většího než 125 %, spadají dle [1] a [3] do kategorie, ve které je instalace protismykových zařízení pouze doporučena, nikoliv nařízena. Zároveň je v této práci rozvedeno, že pokud by se výrobci nákladních vozů s kotoučovou brzdou rozhodly tyto plnohodnotným protismykovým zařízením osadit, normy již v dnešní době specifikují takové požadavky, které vynucují použití elektronických zařízení.

Instalace elektronických zařízení na nákladní vůz je však finančně náročná a spolu se souvisejícími požadavky na revize by výrazně zhoršila ekonomickou bilanci jeho provozu. Výzkum v rámci práce se proto zúžil na řešení konkrétního problému: prevenci poškození kol při nárůstu brzděné síly vlivem rostoucího součinitele tření brzdového obložení.

V rámci bakalářské práce [35] proběhla ve společnosti DAKO-CZ sada měření brzdového obložení sinter BM41NT. Získané průběhy závislosti okamžitého součinitele tření na rychlosti dokázaly, že tento v pásmu nízkých rychlostí výrazně roste. Při použití těchto dat jako vstupu do výpočtového modelu, který byl v rámci této práce sestaven, bylo ověřeno, že v prázdném stavu nárůst součinitele způsobí tak razantní zvýšení brzděné síly, že dojde k překročení meze adheze.

Obdobnému problému čelili i konstruktéři společnosti DAKO v 2. polovině 20. století, kdy byl u vozů osobní dopravy řešen nekonstantní součinitel tření brzdových špalíků z šedé litiny. Proto byl vyvinut koncept rychlíkové brzdy, jejímž hlavním komponentem byl odstředivý regulátor DAKO-K. Ten v závislosti na rychlosti ovlivňoval tlak vzduchu, který vstupoval do brzdového válce. Jedná o zařízení zcela nezávislé na elektrické energii, které svým preventivním zásahem chrání dvojkolí před smykem. Bylo tedy rozhodnuto se v rámci práce pokusit toto existující konstrukční řešení přepracovat tak, aby bylo použitelné pro nákladní vozy.

Byla provedena řada simulací různých nastavení regulátoru a bylo posuzováno, jak toto ovlivní dráhu, na které vůz zastaví při rychločinném brzdění. Důraz byl rovněž kladen na to, aby snížením tlaku v brzdovém válci došlo k co nejmenší změně odrychlení a tedy co nejmenším změnám v podélné dynamice vlaku. Mechnická konstrukce regulátoru však limituje variabilitu nastavení, dosáhnout určitých charakteristik by bylo možné pouze při změně vnitřních prostorových propozic.

Zvoleno bylo proto optimální technicky realizovatelné nastavení regulátoru, při kterém regulátor nechává v rychlostech vyšších než  $34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  působit plnou hodnotu tlaku od brzdového rozvaděče. Jakmile rychlost klesne pod tuto hodnotu, regulátor v průběhu 5 sekund tlak sníží na 75 % tlaku od rozvaděče a tento tlak dále udržuje. Během toho vůz zpomalí přibližně na rychlost  $17 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

V práci je také popsáno ověření, že je při dodržení prostorových požadavků na vozidla možné toto zařízení nainstalovat na ložiskovou skříň podvozku Y25. Bylo rovněž ověřeno, že je k přichycení zařízení na ložiskovou skříň možné použít šrouby o stejném průměru, jakými bylo přichyceno původní víko ložiskové skříně.

V případě, kdy dojde vlivem nízkého součinitele adheze ve vysoké rychlosti ke smyku dvojkolí, regulátor při poklesu úhlové rychlosti dvojkolí pod nastavenou mez přepne na nízký stupeň brzdění. Zvýší se tak pravděpodobnost, že dojde k obnovení valení kola. Pokud se tak stane a rychlost bude stále nad stanovenou mezí, regulátor opět zvýší tlak v brzdovém válci. V případě, že by se popsaný proces několikrát po sobě opakoval, mohlo by dojít k vyčerpání brzdy. Práce tedy popisuje i navrhované úpravy pneumatické části vozu tak, aby tento provozně nebezpečný stav nenastal.

Práce tedy přináší návrh čistě mechanického zařízení, které zvýší ochranu jízdní plochy kol nákladních vozů s kotoučovou brzdou. Jeho nezávislost na elektrické energii je však vykoupena několika negativními faktory.

Rychlost, při které zařízení přechází z vysokého na nízký stupeň brzdění, závisí na tuhosti pružin a hmotnosti závaží uvnitř regulátoru. Oblast zásahu se tedy nedá v provozu přenastavit. Znamená to tedy, že okamžik zásahu při nových a opotřebovaných kolech se bude lišit. Ze stejného důvodu není jednoduše možné zařízení instalovat na jiný typ vozu s dvojkolími o odlišném jmenovitém průměru. Analogicky je nutno konstatovat, že i v případě výměny typu brzdového obložení by muselo dojít ke změně parametrů vnitřních komponent regulátoru.

U zařízení, které by bylo řešeno jako elektronické, by byly výše uvedené problémy řešitelné jednoduchým zásahem do řídicího software. Nabízí se však otázka, jak dobře by bylo realizovatelné tyto zásahy provádět právě u vozů nákladní dopravy. Většina údržbových úkonů na nich v dnešní době probíhá v terénu a je zajišťována pracovníky s odbornou úrovní zámečníků.

Zvolené konstrukční řešení přichycení regulátoru k ložiskové skříni rovněž omezuje univerzálnost použití. Při uvážení výše uvedeného to však není omezení zásadní. Tento hendikep se dá navíc poměrně jednoduše odstranit přepracováním uchycení tak, aby byl mezi regulátorem a ložiskovou skříni vždy redukční mezikus. V takovém případě by však znovu bylo třeba provést kontrolu plnění rozměrových požadavků na vozidlo a pevnostní výpočet šroubů na ložiskové skříni.

## Literatura

- [1] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER [UIC]. UIC CODE 541-05, *Brakes - Manufacturing specifications for various brake parts - Wheel Slide Protection device (WSP)*. 3rd edition.
- [2] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 15595+A1, *Železniční aplikace - Brzdění - Protismyková ochrana kola*. 2024.
- [3] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 14198+A2, *Železniční aplikace - Brzdění - Požadavky na brzdový systém vlaků tažených lokomotivou*. 2022.
- [4] *SR 15 (V): Služební rukověť - popis brzd železničních vozidel*. Účinnost od 1. 1. 1984. Nakladatelství dopravy a spojů, Praha, 1983.
- [5] *SR 15 (V): Služební rukověť - popis brzd železničních vozidel*. PDF. Účinnost od 1. 1. 2002. České dráhy, 2002.
- [6] TATRAVAGÓNKA POPRAD. *ACOUSTIC & LIGHT SIGNALIZATION OF HAND BRAKE*. PDF. Dostupné také z: <https://tatravagonka.sk/inc/uploads/2024/09/signalizacia.pdf>.
- [7] MICHÁLEK, Tomáš a ZELENKA, Jaromír. *Trakční mechanika*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [8] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN 73 6360-1, *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha - Část 1: Projektování*. 2020.
- [9] LATA, Michael. *Základy dopravních prostředků - kolejová vozidla: Studijní opora*. PDF. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2020.
- [10] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [11] IZER, Jiří. *Kolejové vozy: dodatek*. Bratislava: Alfa, 1988. ISBN (Brož.).
- [12] *Jízdy vlaků pod dohledem ETCS na infrastrukturu Správy železnic*. PDF. Verze 3.08. AŽD Praha, 2024.
- [13] VOLTR, Petr. *Adhezní (skluzová) charakteristika*. Online. In: ŽelPage. 8. 11. 2015. Dostupné z: <https://www.zelpage.cz/story/ythomas1/tazna-sila/obr4.jpg>. [cit. 2025-02-25].
- [14] DANĚK, Josef. *Rychlíková brzda DAKO-R*. Praha, 1964.
- [15] MÜLLER, Jaroslav. *Příslušenství kolejových vozidel*. 2. vyd. Bratislava: Alfa, 1990. ISBN 80-050-0587-3.
- [16] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 15273-2+A1, *Železniční aplikace - Průjezdové průřezy tratí a obrysy vozidel - Část 2: Obrysy vozidel*. 2017.
- [17] *Sggns 80': „very quiet wagon“ according COMMISSION IMPLEMENTING REGULATION (EU) 2015/429*. PDF. Tatravagónka Poprad. Dostupné také z: <https://tatravagonka.sk/file/2022/08/Sggns-s-80XL-nahlad.pdf>.

- [18] VOLTR, Petr. *ROZMĚROVÉ POŽADAVKY NA VOZIDLO V PŘÍČNÉ ROVINĚ: PKOIP/PKOIK Konstrukce kolejových vozidel I: Přednáška 2*. PDF. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2019.
- [19] TATRAVAGÓNKA POPRAD. *Bogie Y25Lssi(f)-D*. PDF. Dostupné také z: [https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif\\_D\\_nahlad.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif_D_nahlad.pdf).
- [20] VLČEK, Peter. *Nové vozne odstavené na 14. koľaji žilinskej zriaďovačky druhý deň po dovezení*. Online. In: Railpage.net. 2006. Dostupné z: [https://www.railpage.net/wp-content/uploads/2019/06/FOTO\\_1.jpg](https://www.railpage.net/wp-content/uploads/2019/06/FOTO_1.jpg). [cit. 2025-04-06].
- [21] DAKO-CZ. *BREMSBERECHNUNG - ENTWURF: Nr. 97005-700*. PDF. 2014.
- [22] FEDERÁLNÍ MINISTERSTVO DOPRAVY. *ČSD V7. Trakční výpočty*. Praha: NADAS, 1982.
- [23] ŠIMRAL, P. - MICHÁLEK, T. - KRÁLÍK, P. K problematice vozidlového odporu kontejnerových vlaků. In *XXI. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2013, Sborník příspěvků*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. s. 177-186 s. ISBN 978-80-7395-676-9.
- [24] *Náhon regulátoru DAKO F*. Online. In: VAGONY.CZ. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/tlakova/protismyk/nahon.jpg>. [cit. 2025-04-09].
- [25] KINEX BEARINGS, A. S. *Montáž a údržba valčkových ložisk nápravovej skrine BA 182*. PDF. 6. zmena. 2008. [cit. 2025-04-09].
- [26] DAKO-CZ. *Protismykové zařízení DAKO PE94-MSV*. PDF. 1998.
- [27] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 1993-1-8, *Eurokód 3: Navrhování celových konstrukcí - část 1-8: navrhování styčnicků*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [28] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 61373 (333565), *Drážní zařízení – Zařízení drážních vozidel – Zkoušky rázy a vibracemi*. 2. ed. Praha: Český normalizační institut, 2011.
- [29] *Oprava podvozků typu Görlitz Va*. Online. In: JINDŘICHOHRADSKÉ ÚZKOKOLEJKY. Úzkokolejky Jindřichův Hradec. 2024. Dostupné z: [https://uzkokolejky.cz/wp-content/uploads/2024/06/20240130\\_104013.webp](https://uzkokolejky.cz/wp-content/uploads/2024/06/20240130_104013.webp). [cit. 2025-06-08].
- [30] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. Překlady vysokoškolských učebnic, sv. 3. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [31] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 1993-1-9, *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-9: Únava*. PDF. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [32] IZER, J. a kol. *Kolejové vozy*. 1. vydání. Bratislava: ALFA, 1986.
- [33] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN 14363, *Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro*

*schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky*. Praha: Český normalizační institut, 2024.

- [34] ŘIHÁK, Dominik. *Modelování funkce roztežňovacího regulátoru za zhoršených adhezních podmínek*. Odborný projekt, vedoucí Martin Kohout. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprovodná fakulta Jana Pernera, 2025.
- [35] VANIŠ, Jan. *Experimentální ověření třecích vlastností brzdového obložení využitelného u nákladních vozů*. Bakalářská práce, vedoucí Martin Kohout. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprovodná fakulta Jana Pernera, 2025.
- [36] VANTING, Adam. *ČD SR 809 022: Czech Raildays Ostrava 2015*. Online. In: VagonWEB. 2015. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/202101/SR809-51-54-89-80-022-4-3-kopie.jpg>. [cit. 2025-07-07].

## Seznam obrázků

Obr. 1: Schématické znázornění případů zablokování jednoho ze stupňů volnosti kola. Převzato z [11], upraveno. ....	11
Obr. 2: Závislost součinitele adheze na relativním skluzu pro suchý povrch kolejnice. Při maximální hodnotě efektivního skluzu je dosaženo součinitele adheze přibližně 0,49. ....	13
Obr. 3: Závislost součinitele adheze na relativním skluzu pro povrch kolejnice znečištěný směsí maziva a vody. Při maximální hodnotě efektivního skluzu je dosaženo součinitele adheze přibližně 0,03. ....	13
Obr. 4: Příklad extrémně poškozené jízdní plochy kola následkem smýkání zablokovaného dvojkolí po kolejnici. Jedná se o nákladní vůz vybavený špalíkovou brzdou. Autor fotografie: Daniel Forejtar .....	14
Obr. 5: Grafická prezentace závislostí, které určují vztahy (6), (7) a Tabulka 1.....	16
Obr. 6: Závislost součinitele tření na rychlosti pro jednotlivé materiály. Převzato z [7].....	19
Obr. 7: Schéma vzduchové instalace na voze vybaveném protismykovým systémem DAKO-F. Převzato z [15].....	20
Obr. 8: Schéma podvozku s kotoučovou brzdou v uspořádání se samostatným brzdovým válcem pro každý z kotoučů. ....	24
Obr. 9: Zjednodušené vývojové diagramy simulačního výpočtu. ....	26
Obr. 10: Vůz výrobního typu Sggns 80' držitele VTG. Převzato z [20]. ....	28
Obr. 11: Schéma instalace dvoustupňové rychlíkové brzdy DAKO-R na vozidle. Převzato z [14].....	32
Obr. 12: Schematické znázornění odstředivého regulátoru DAKO-K při různých rychlostech jízdy. Převzato z [5].....	33
Obr. 13: Zjednodušený náčrt silových a rozměrových poměrů u čtvrtiny roztěžníku. Autorka: Bc. Lenka Říhová. ....	37
Obr. 14: Vyšetřená závislost deformace pružin v regulátoru na dopředné rychlosti.....	40
Obr. 15: Odstředivý regulátor DAKO-K uchycený na ložiskové skříni podvozku Görlitz V vozu řady B <sup>249</sup> . Fotografie: autor práce. ....	41
Obr. 16: 3D model roztěžníkového regulátoru (šedý) přichyceného k původní ložiskové skříni podvozku Y25 (oranžová). Ložisková skříň je zobrazena zjednodušeně, bez nosiče pružin a dalších náležitostí.....	42
Obr. 17: Síly v nepředepnutých šroubech při vyhodnocování pevnosti. ....	44
Obr. 18: Síly v předepnutých šroubech při vyhodnocování pevnosti.....	45

Obr. 19: Osové síly v předeprnutých šroubech při vyhodnocování únavy.....	47
Obr. 20: Rozměry podvozku Y25Lssi(f)-D vůči vztažnými liniím G1 a GI1. Převzato z [19], upraveno.....	48
Obr. 21: Podvozek Y25Lssi(f)-D, místo víka ložiskové skříně je přimontován odstředivý regulátor. Červená linie odpovídá vztahu (37). Převzato z [19], upraveno.....	51
Obr. 22: Zjednodušený 3D model konstrukčního řešení náhonu roztěžníkového regulátoru od nápravy.....	52
Obr. 23: Vybrané závislosti okamžitého součinitele tření brzdového obložení na rychlosti. Autoři: Jan Vaniš, Ing. Michal Kuna; upraveno.....	53
Obr. 24: Závislost adhezní a brzdné síly na rychlosti při brzdění prázdného vozu s uvážením reálné charakteristiky součinitele tření brzdového obložení.....	54
Obr. 25: Závislost nejvyšší přípustné hodnoty tlaku v brzdovém válci na rychlosti.....	54
Obr. 26: Charakteristika roztěžníkového regulátoru.....	57
Obr. 27: Zjednodušené pneumatické schéma nákladního vozu režimu S vybaveného zařízením pro snížení pravděpodobnosti smyku.....	59
Obr. 28: Zjednodušené pneumatické schéma nákladního vozu režimu SS vybaveného zařízením pro snížení pravděpodobnosti smyku.....	60

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Závislost součinitele adheze na rychlosti jízdy dle TSI LOC&PAS. Převzato z [7]. .....	15
Tabulka 2: Požadavky na použití systému protismykové ochrany na vozidlech podle [1] a [3]. .....	17
Tabulka 3: Veličiny vystupující v pohybové rovnici vlaku a jejich jednotky. [7] .....	22
Tabulka 4: Vybrané technické parametry vozu Sggnss 80'. .....	28
Tabulka 5: Výsledky validace modelu pro brzdění z počáteční rychlosti $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .....	29
Tabulka 6: Výsledky validace modelu pro brzdění z počáteční rychlosti $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .....	29
Tabulka 7: Algoritmus nastavení stupně intenzity brzdění odstředivým regulátorem DAKO-K. .....	34
Tabulka 8: Údaje o komponentech roztěžňikového regulátoru .....	39
Tabulka 9: Přehled pružin regulátoru DAKO-K .....	39
Tabulka 10: Výstupy z pevnostního výpočtu bez předeprnutí šroubů. ....	44
Tabulka 11: Výstupy z pevnostního výpočtu s předeprnutými šrouby. ....	45
Tabulka 12: Rozkmit napětí v předeprnutých šroubech. ....	47
Tabulka 13: Výsledky simulací v rámci prověřování nastavení regulátoru .....	55
Tabulka 14: Přehled pružin roztěžňikového regulátoru. ....	57
Tabulka 15: Vliv zvoleného nastavení regulátoru na zábrzdnu dráhu .....	58

## Seznam použitých zkratek a označení veličin

$\Delta_a$	... zúžení vlivem geometrické polohy v oblouku
$\Delta_i$	... zúžení vlivem geometrické polohy v oblouku
$\Delta_p$	... vzepětí podvozku při průjezdu obloukem
$a$	... koeficient měrné složky vozidlového odporu nezávislé na rychlosti jízdy
$a_\varepsilon$	... vzdálenost otočných čepů
$a_o$	... konstanta odporu vozidla
$a_p$	... rozměr hlavní převodnice
$A_\xi$	... výpočtový průřez šroubu
$B$	... brzdná síla na obvodu kol
$b$	... koeficient měrné složky vozidlového odporu lineárně závislé na rychlosti jízdy
$b_o$	... konstanta odporu vozidla
$b_p$	... rozměr hlavní převodnice
$c$	... koeficient měrné aerodynamické složky vozidlového odporu
$c_l$	... vzdálenost bodu otáčení od osy rotace
$c_o$	... konstanta odporu vozidla
$c_p$	... rozměr vedlejší převodnice
$d$	... průměr kol
$d_{BV}$	... průměr brzdového válce
$d_p$	... rozměr vedlejší převodnice
$E_a$	... veličina zahrnující možné vlivy postavení vozidla
$E_i$	... veličina zahrnující možné vlivy postavení vozidla
$ETCS$	... European Train Control System
$f$	... součinitel tření brzdového obložení
$F_D$	... maximální síla osová síla v závitě
$F_D^*$	... maximální dovolená síla šroubového spoje
$f_f$	... součinitel smykového tření
$F_{od}$	... odstředivá síla

$F_{ok}$	... tažná síla na obvodu kol
$F_p$	... síla, kterou je přitlačováno brzdové obložení ke kotoučům
$F_{pr}$	... síla v pružině
$F_{s,Rd}$	... maximální síla přenositelná třením
$F_{sz}$	... síla, kterou působí stavěč odlehlosti obložení proti pohybu pákoví
$F_{vp}$	... síla vratné pružiny v brzdovém válci
$F_{VP}$	... síla vratné pružiny
$g$	... tíhové zrychlení
$H$	... rámová síla
$i$	... převodový poměr pákoví brzdy
$k$	... celková tuhost pružin
$k_p$	... povolený přesah
$m$	... hmotnost vozidla
$m$	... celková hmotnost závaží
$N$	... normálová síla
$n$	... počet dvojkolí
$n_a$	... podélná vzdálenost vyšetřovaného bodu od otočného čepu
$n_i$	... podélná vzdálenost vyšetřovaného bodu od otočného čepu
$n_{kotouč}$	... počet kotoučů na nápravě
$n_{kotouč}$	... počet kotoučů brzdy na 1 nápravě
$O_t$	... jízdní traťové odpory
$O_v$	... jízdní vozidlové odpory
$p$	... tlak vzduchu v brzdovém válci
$p_p$	... rozvor podvozku
$Q$	... svislá kolová síla
$r$	... poloměr kola
$R$	... poloměr oblouku koleje
$R_m$	... mez pevnosti

$r_p$	... délka ramene roztěžníku
$r_p$	... spojnice bodu otáčení a působíště síly v pružině
$r_{px}$	... průmět délky ramene $r_p$
$r_{py}$	... průmět délky ramene $r_p$
$r_t$	... třecí poloměr
$r_z$	... délka ramene roztěžníku
$r_{zx}$	... průmět délky ramene $r_z$
$r_{zy}$	... průmět délky ramene $r_z$
$s$	... sklon koleje
$S$	... plocha pístu brzdového válce
$S_a$	... výsledná maximální dovolená šířka vozidla
$S_i$	... výsledná maximální dovolená šířka vozidla
$s_{it}$	... dráha uražená v rámci aktuální iterace
$S_{VL}$	... šířka daná vztáznou linií
$T$	... tečná síla
$t$	... velikost časového kroku
$T_{MAX}$	... maximálně přenositelná tečná síla
$u$	... celková účinnost pákovi a dalších mechanických částí brzdy
$UIC$	... Union Internationale des Chemins de fer
$v$	... rychlost dopředného pohybu
$v_0$	... rychlost na počátku kroku
$v_a$	... velikost příčných vůlí v pojezdu
$v_i$	... velikost příčných vůlí v pojezdu
$v_{it}$	... rychlost na konci kroku
$v_s$	... skluzová rychlost
$\ddot{x}$	... odrychlení
$z$	... deformace pružiny
$z_{max}$	... maximální deformace pružiny

$\alpha$	... úhel mezi svislou osou a ramenem $r_p$
$\alpha_0$	... klidová úhlová výchylka vůči myšlené rovině
$\beta$	... úhel mezi svislou osou a ramenem $r_z$
$\Delta\beta_{max}$	... maximální úhlová výchylka ramen
$\lambda$	... brzdící procento
$\mu$	... součinitel adheze
$\mu_{MAX}$	... mez adheze (maximální hodnota součinitele adheze)
$\rho$	... součinitel rotačních hmot
$\tau$	... tunelový koeficient
$\varphi$	... úhel, který je součtem úhlů $\alpha$ a $\psi$
$\psi$	... úhel mezi rameny $r_p$ a $r_z$
$\omega$	... úhlová rychlost

## Seznam příloh

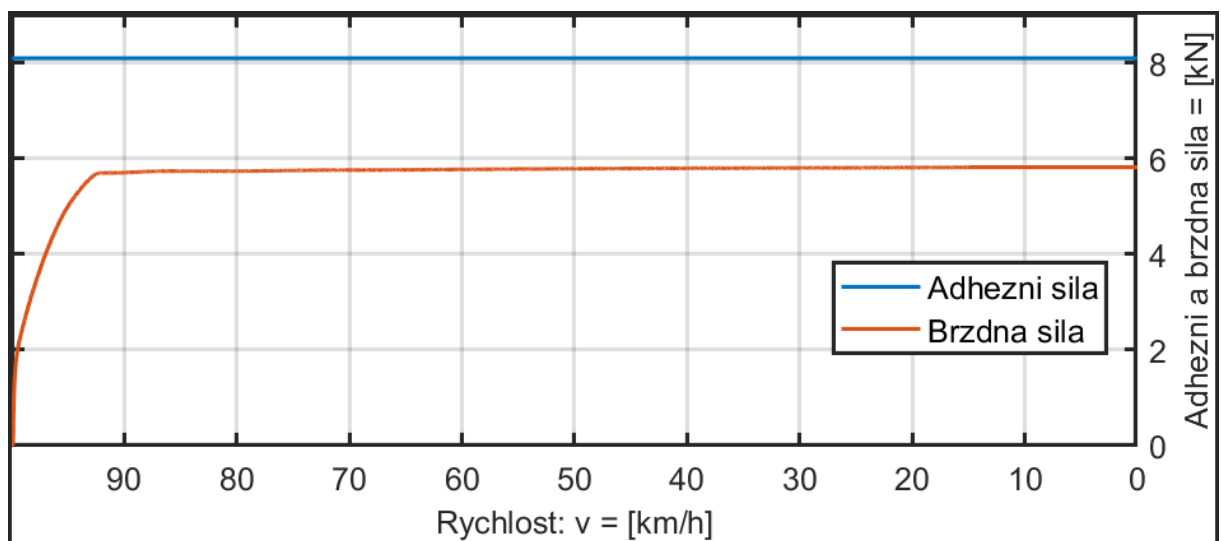
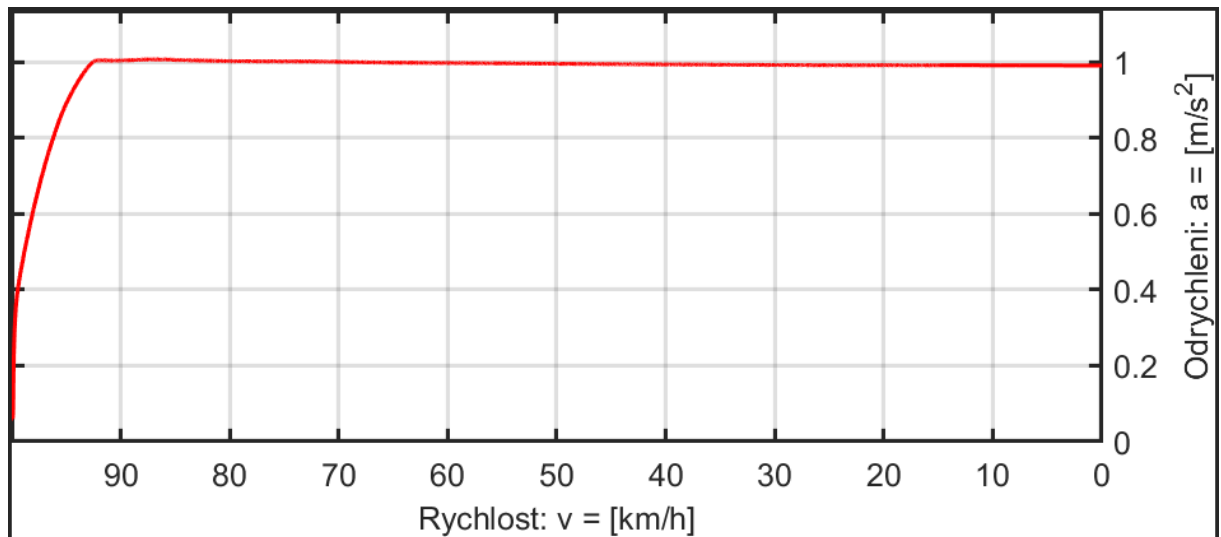
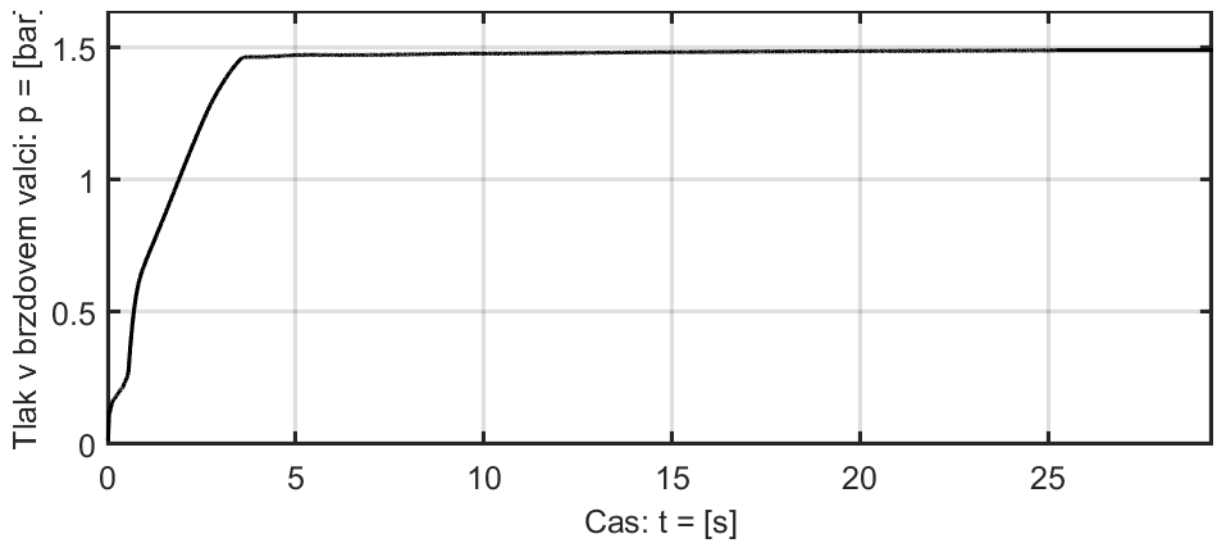
Příloha A: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 22 t. ....	75
Příloha B: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 30 t. ....	76
Příloha C: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 40 t. ....	77
Příloha D: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 50 t. ....	78
Příloha E: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 60 t. ....	79
Příloha F: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 72 t. ....	80
Příloha G: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 80 t. ....	81
Příloha H: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 90 t. ....	82
Příloha I: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 22 t. ....	83
Příloha J: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 30 t. ....	84
Příloha K: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 40 t. ....	85
Příloha L: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 50 t. ....	86
Příloha M: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 60 t. ....	87
Příloha N: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 72 t. ....	88
Příloha O: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 80 t. ....	89
Příloha P: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a celkovou hmotnost vozu 90 t. ....	90

Příloha Q: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , prázdný stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru. ....	91
Příloha R: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , prázdný stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru. ....	92
Příloha S: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost $33 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , prázdný stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru. ....	93
Příloha T: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , ložený stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru. ....	94
Příloha U: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , ložený stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru. ....	95
Příloha V: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost $33 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , ložený stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru. ....	96

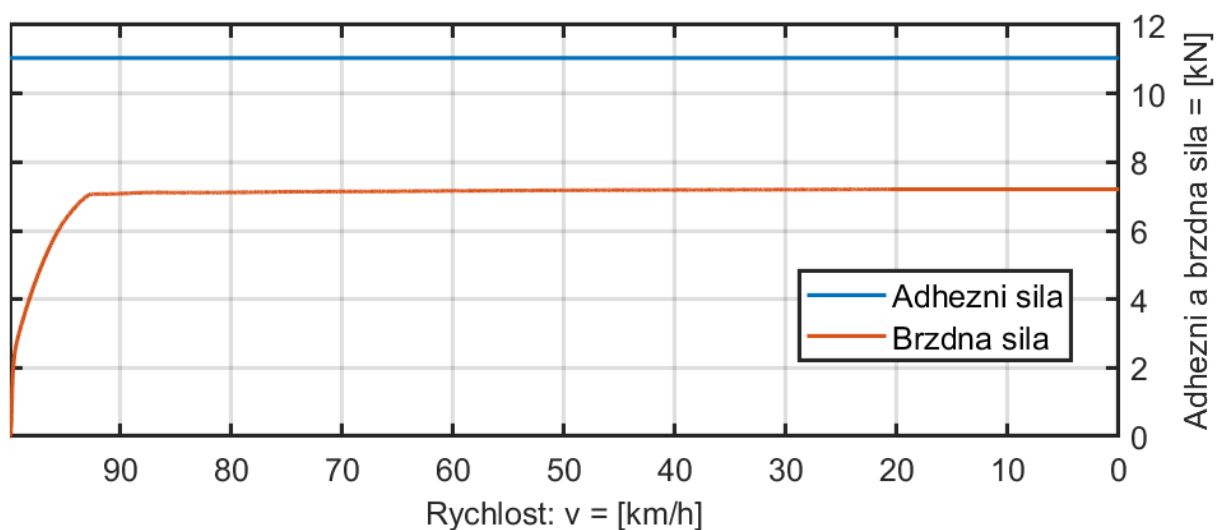
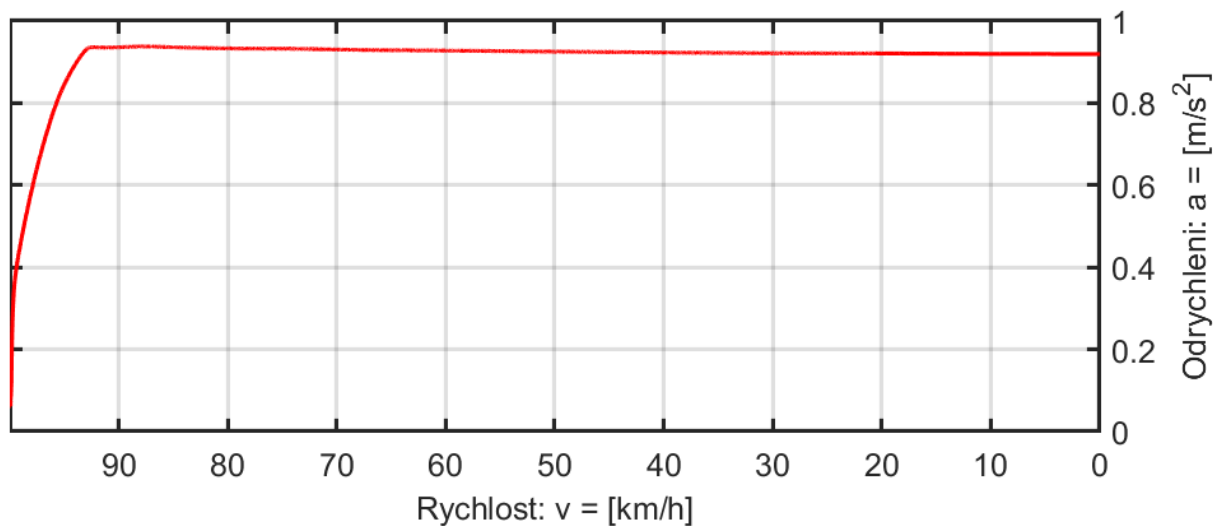
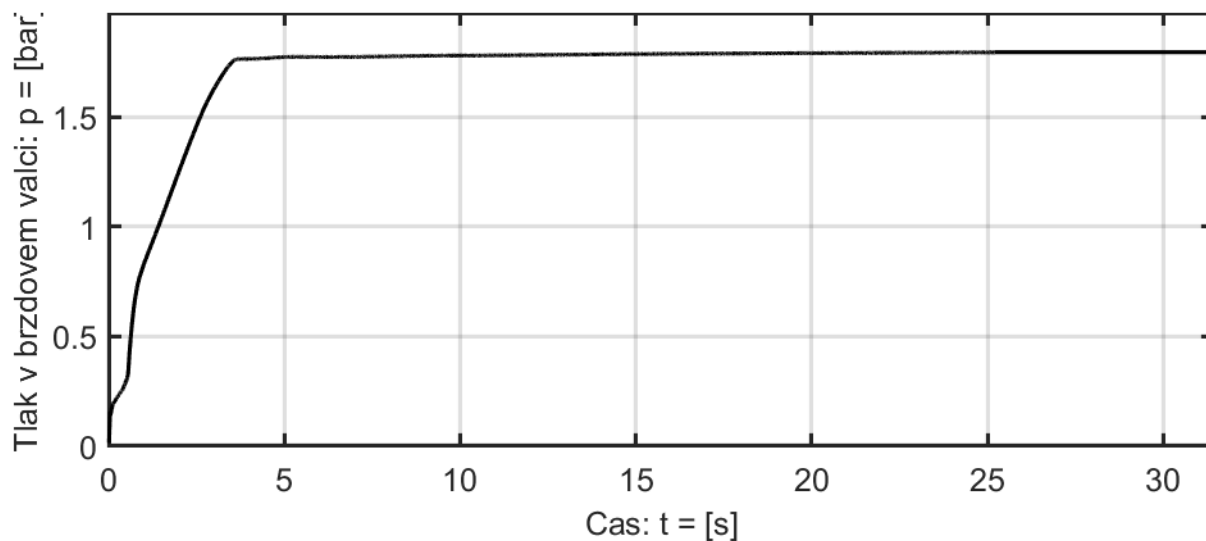
## Seznam výkresů a volně vložených příloh

62612 – 01	Sestava regulátoru na ložiskové skříni podvozku Y25
62612 – 02 / 01	Redukce pro pohon roztěžníkového regulátoru od nápravy
62612 – 02 / 02	Výstupek pro redukci pohonu roztěžníkového regulátoru
62612 – 02 / 03	Kruhová deska pro redukci pohonu roztěžníkového regulátoru
62612 – 03 / 01	Pružina regulátoru (pozice 70)
62612 – 03 / 02	Pružina regulátoru (pozice 60, 62)
62612 – 03 / 03	Pružina regulátoru (pozice 66)
62612 – 03 / 04	Pružina regulátoru (pozice 75)

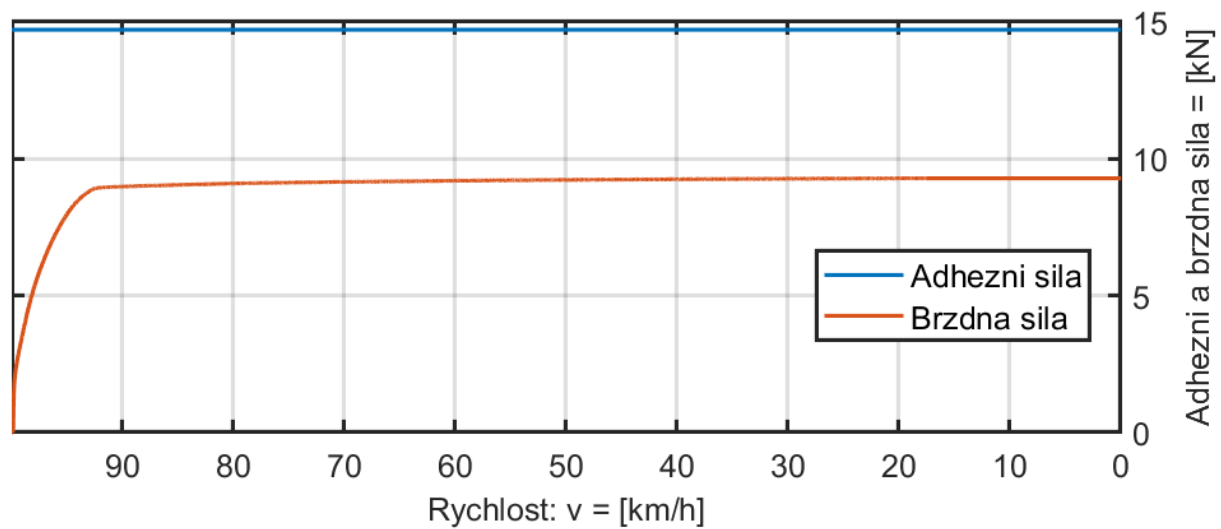
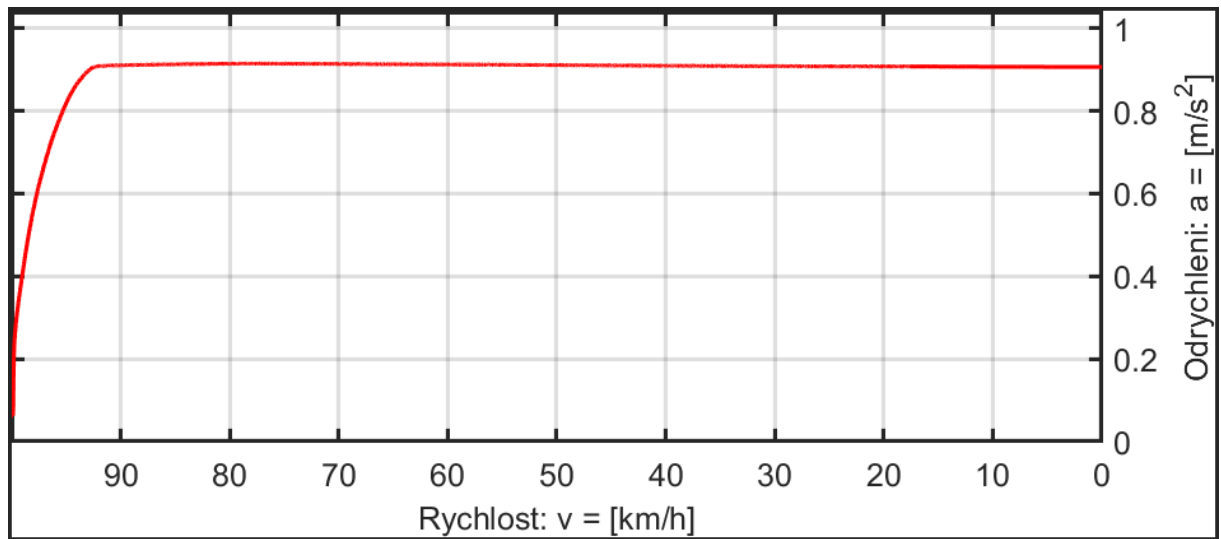
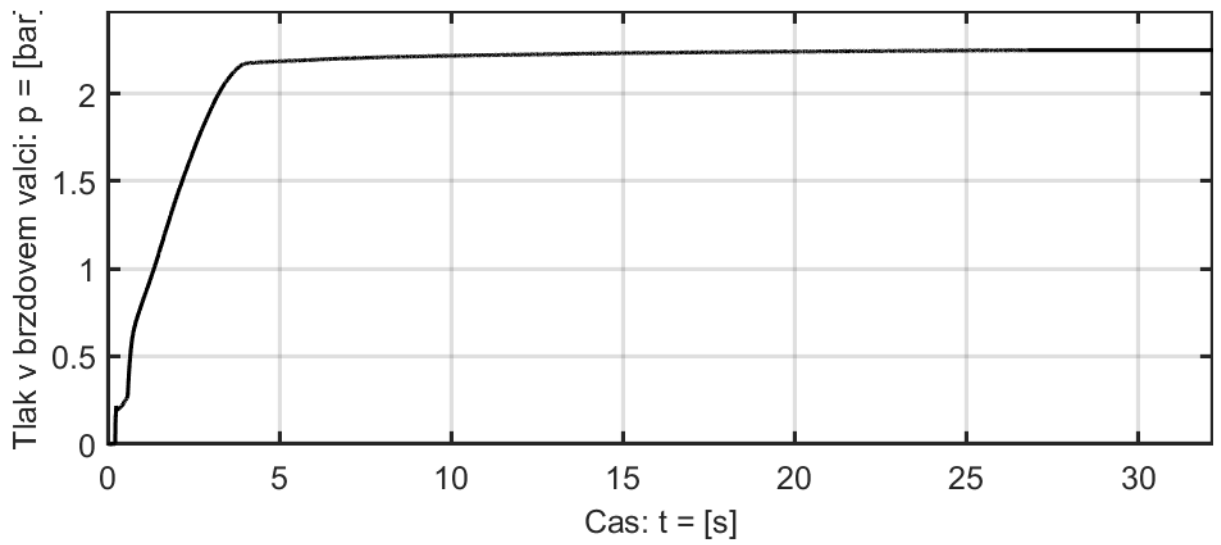
**Příloha A: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost 100 km·h<sup>-1</sup> a celkovou hmotnost vozu 22 t.**



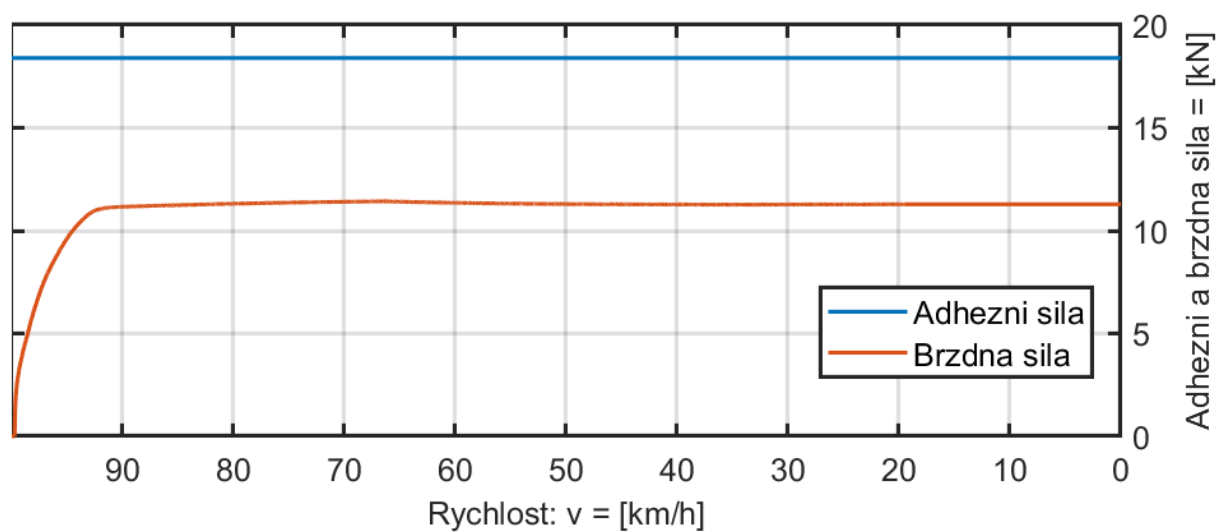
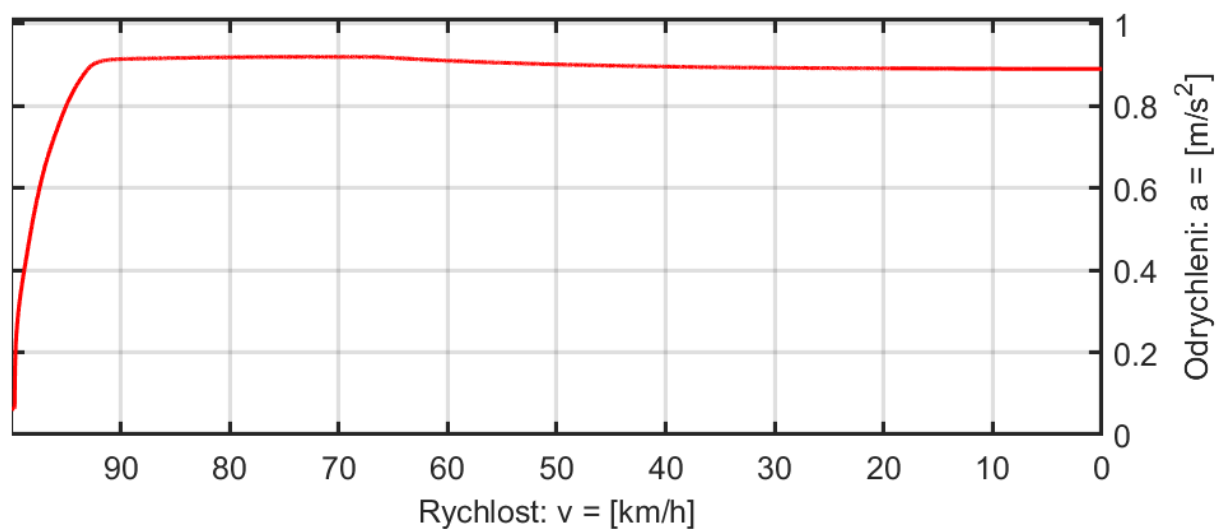
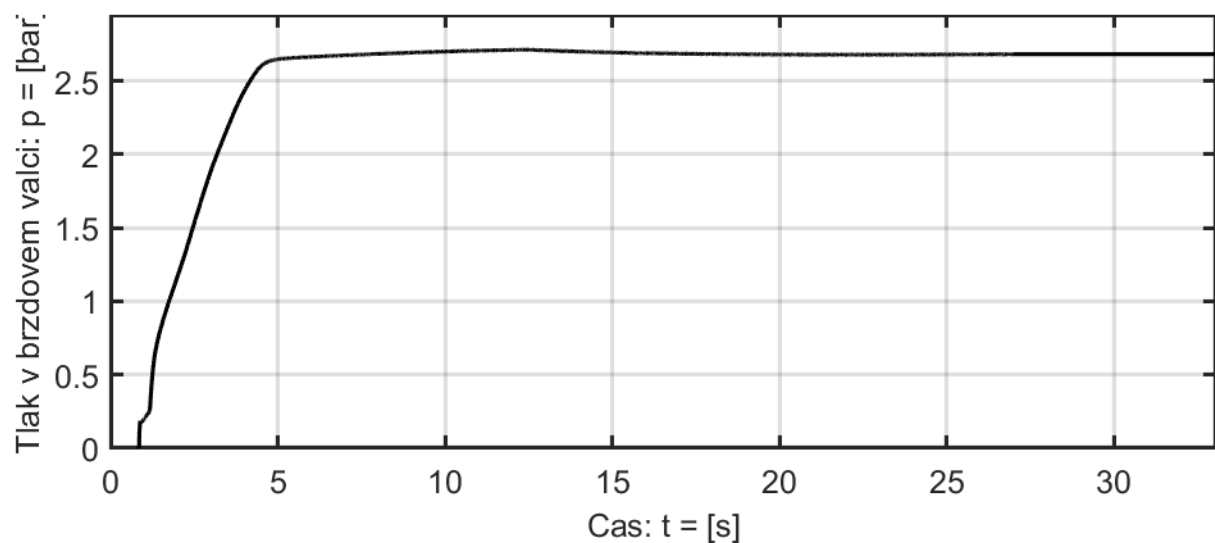
**Příloha B: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu 30 t.**



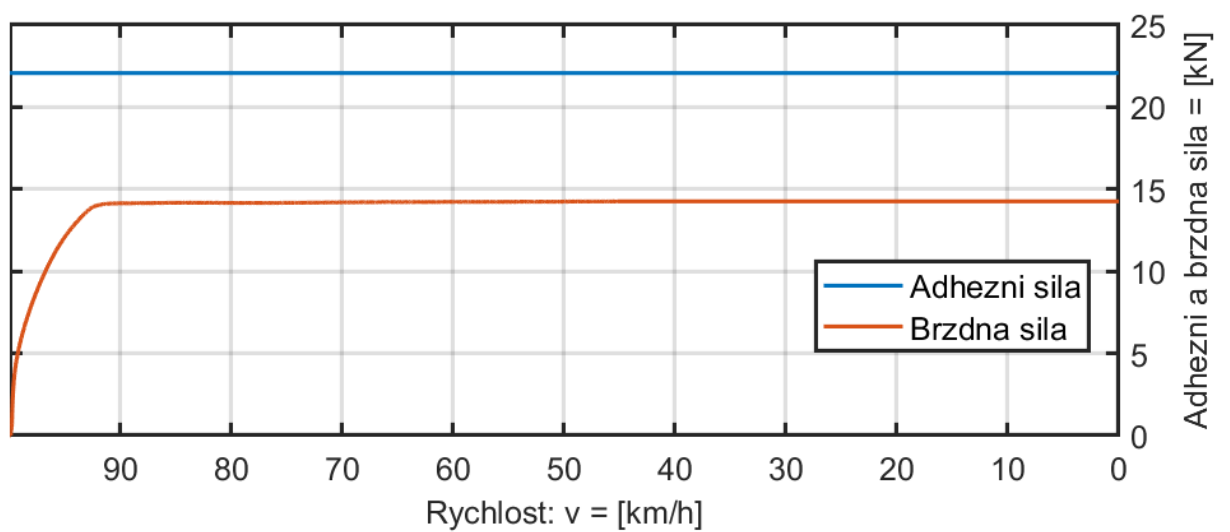
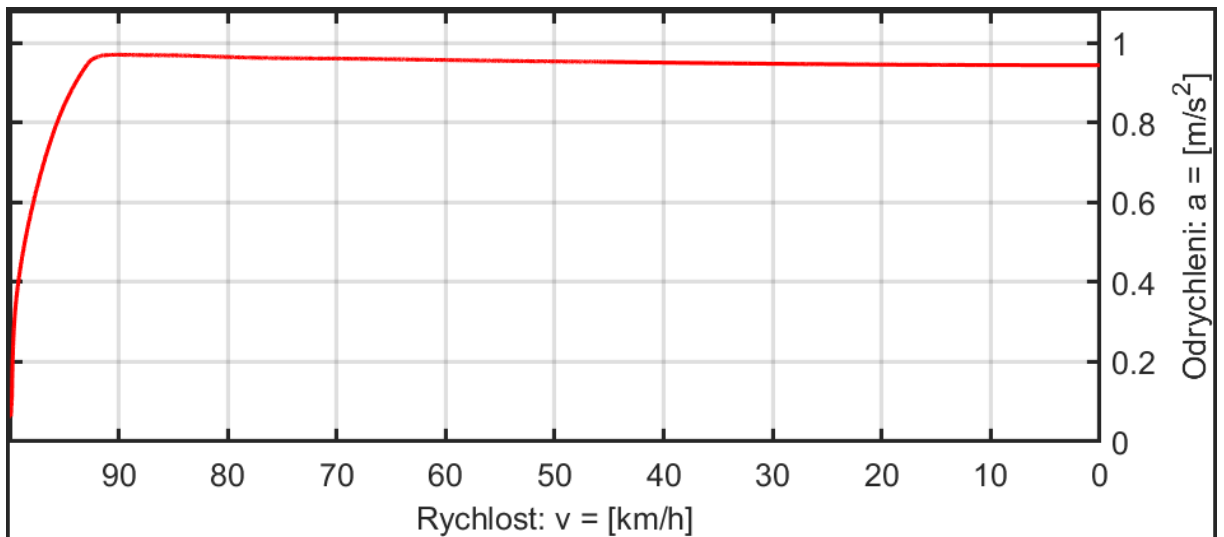
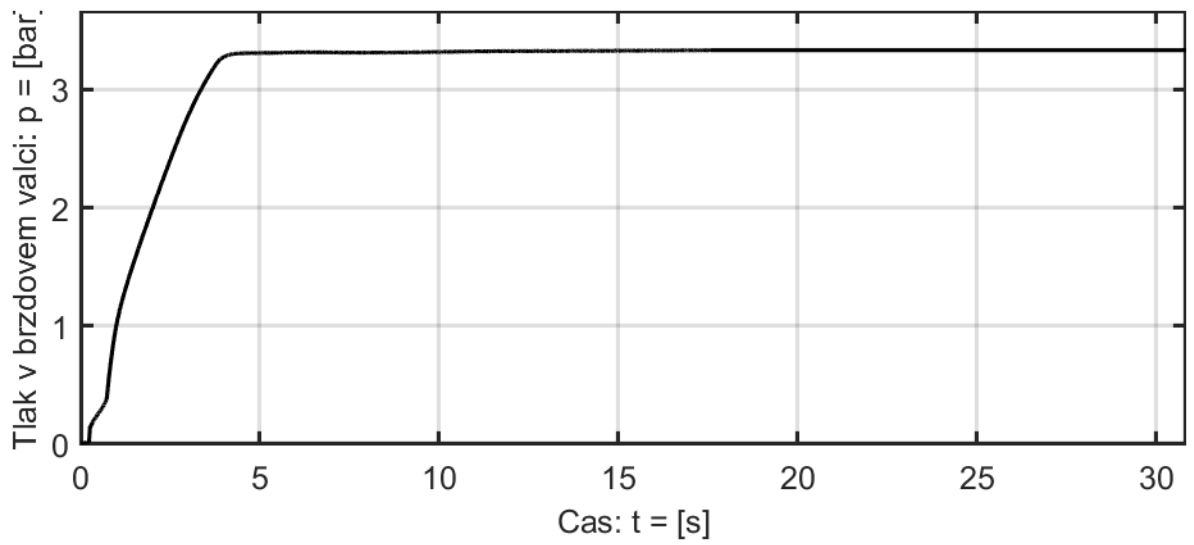
**Příloha C: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $40 \text{ t}$ .**



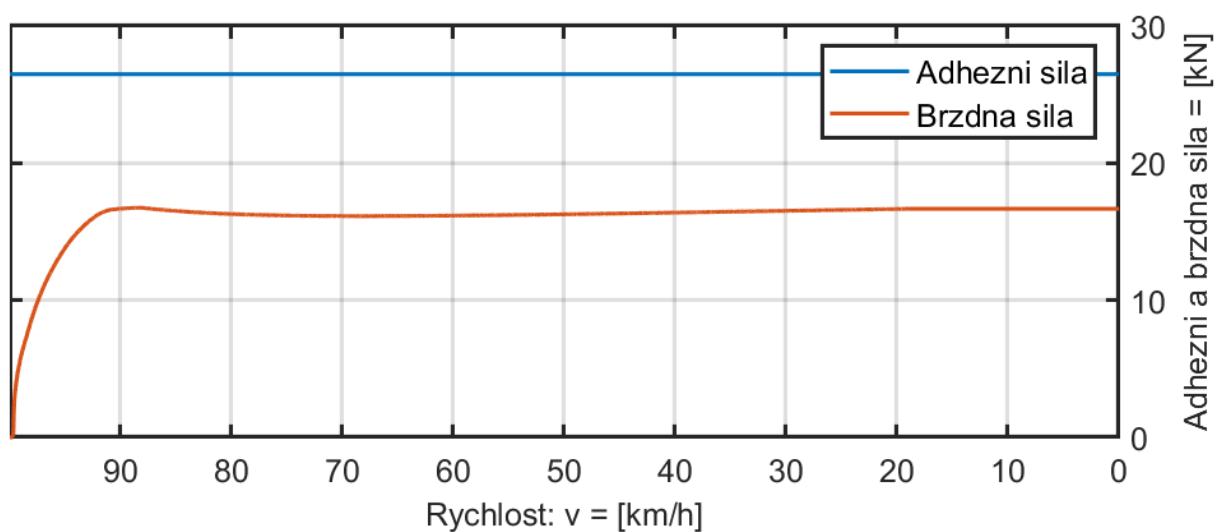
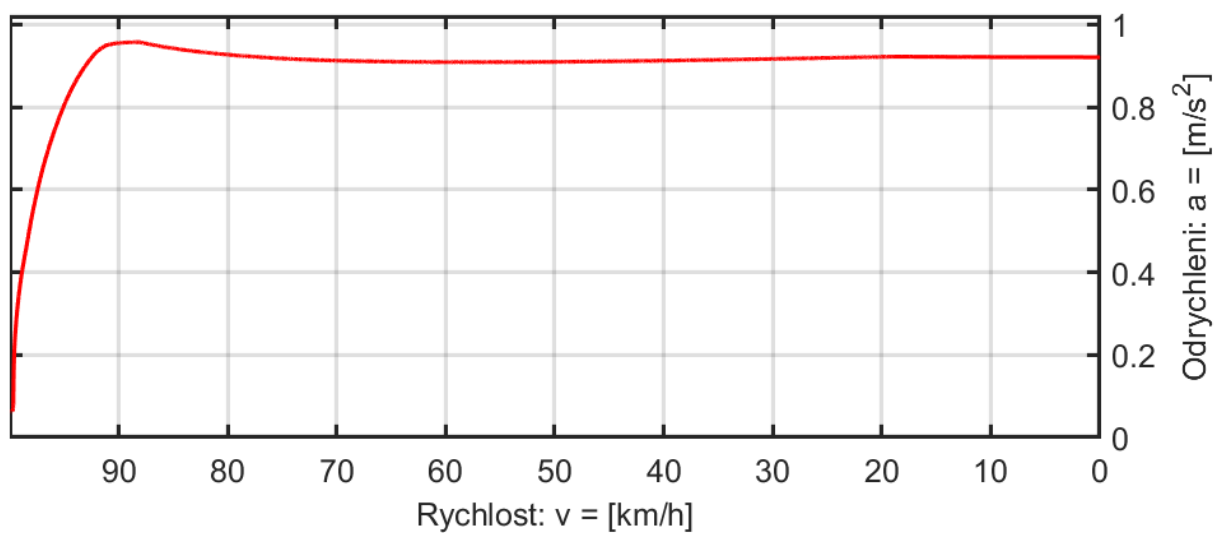
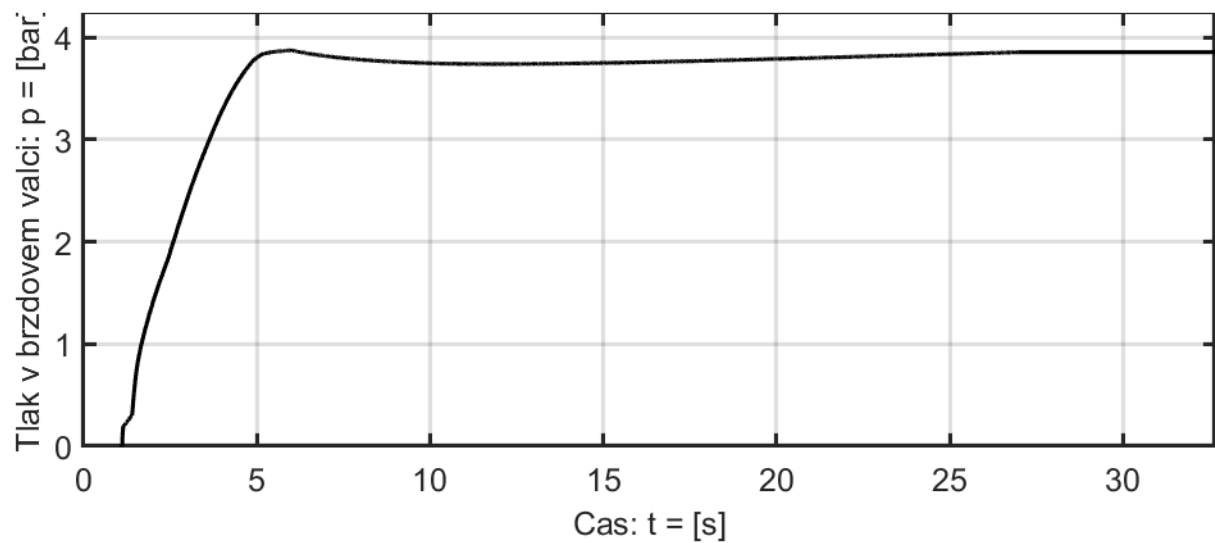
**Příloha D: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $50 \text{ t}$ .**



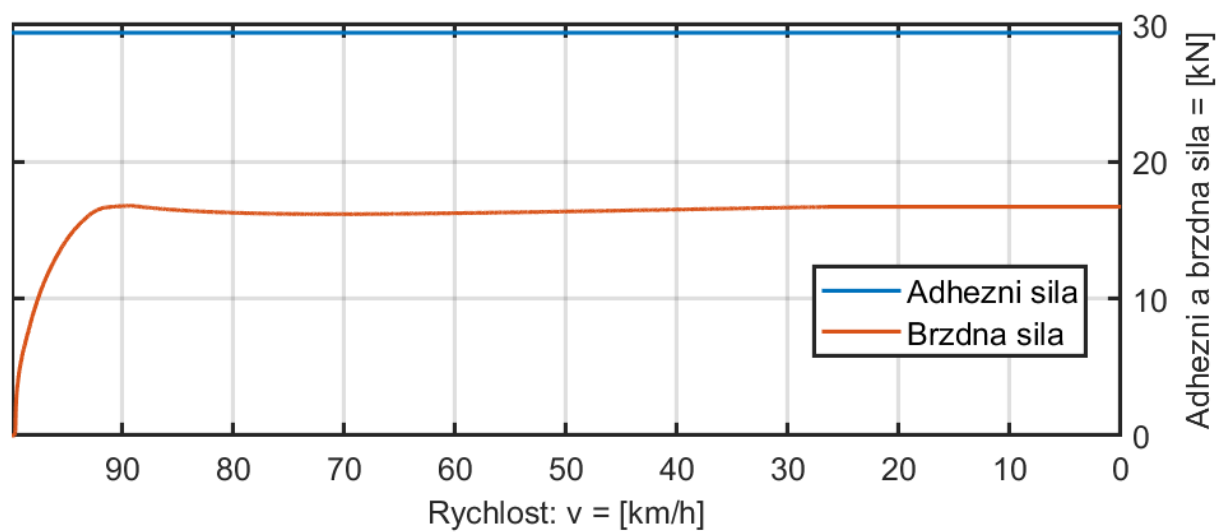
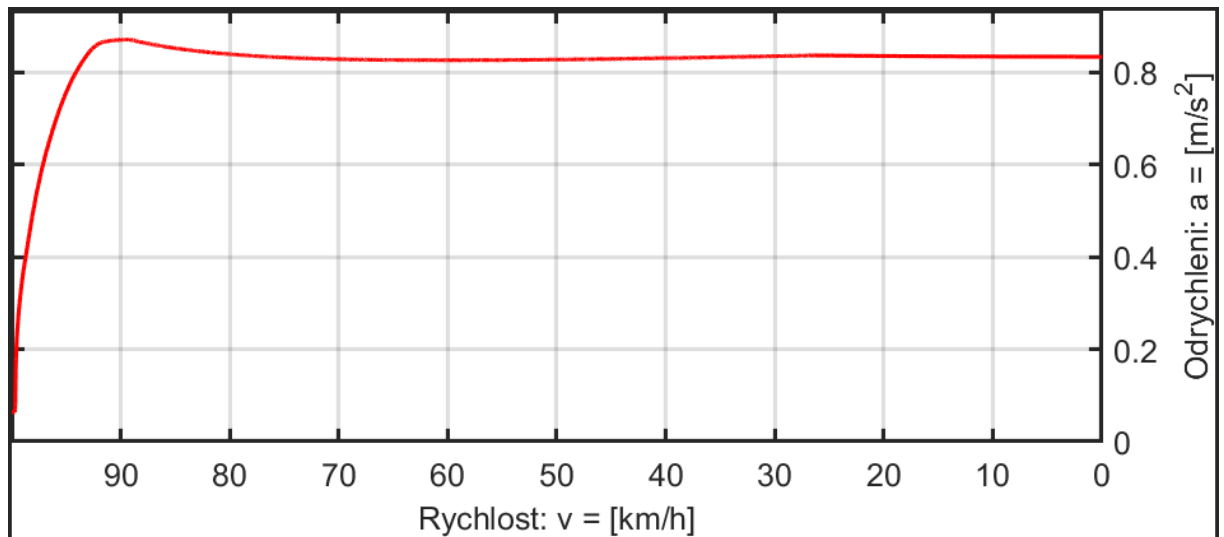
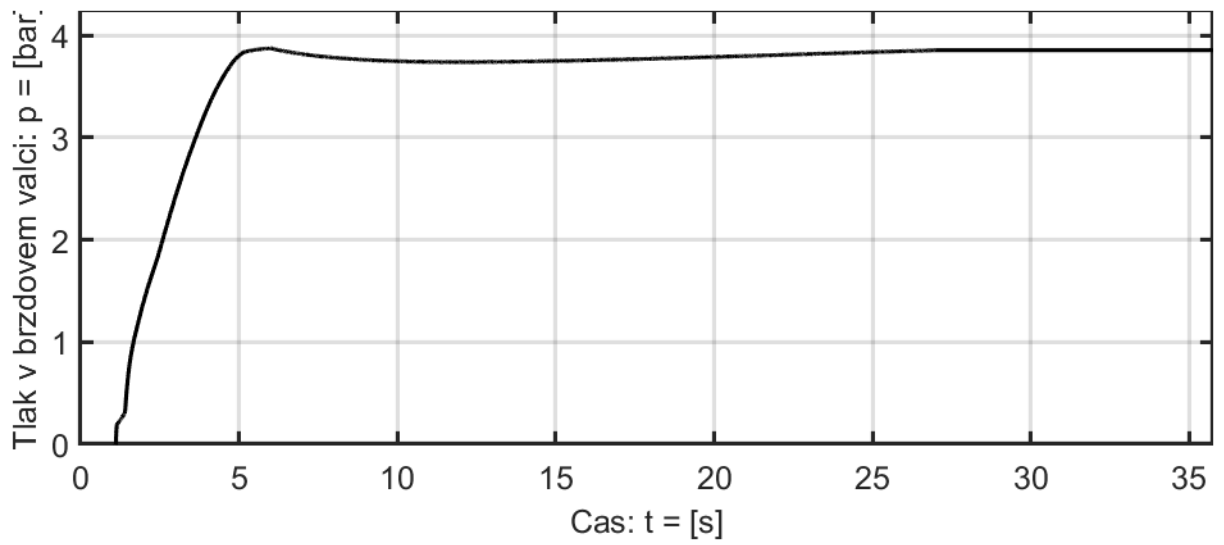
**Příloha E: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $60 \text{ t}$ .**



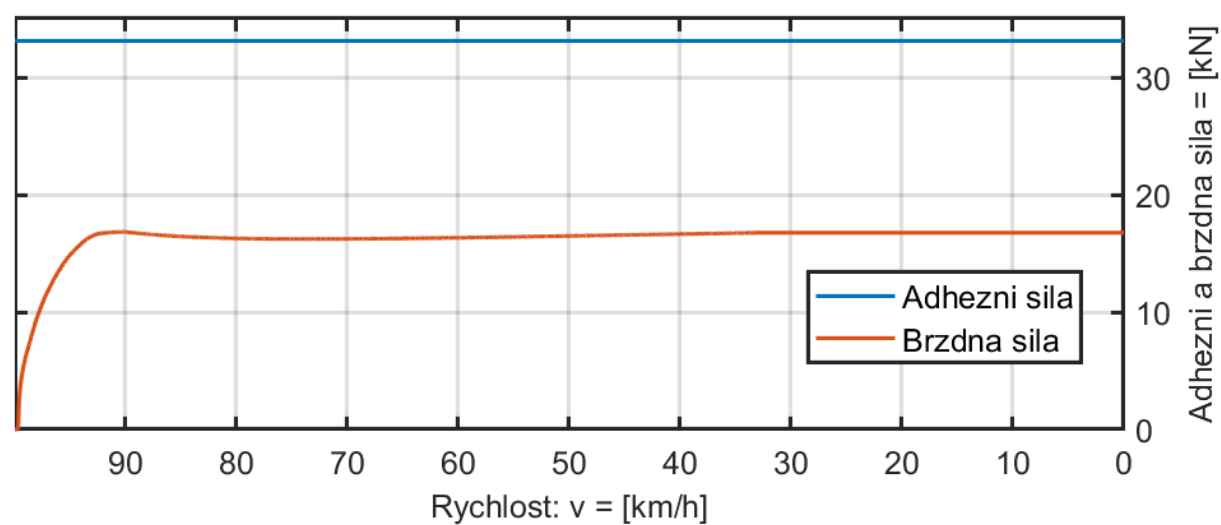
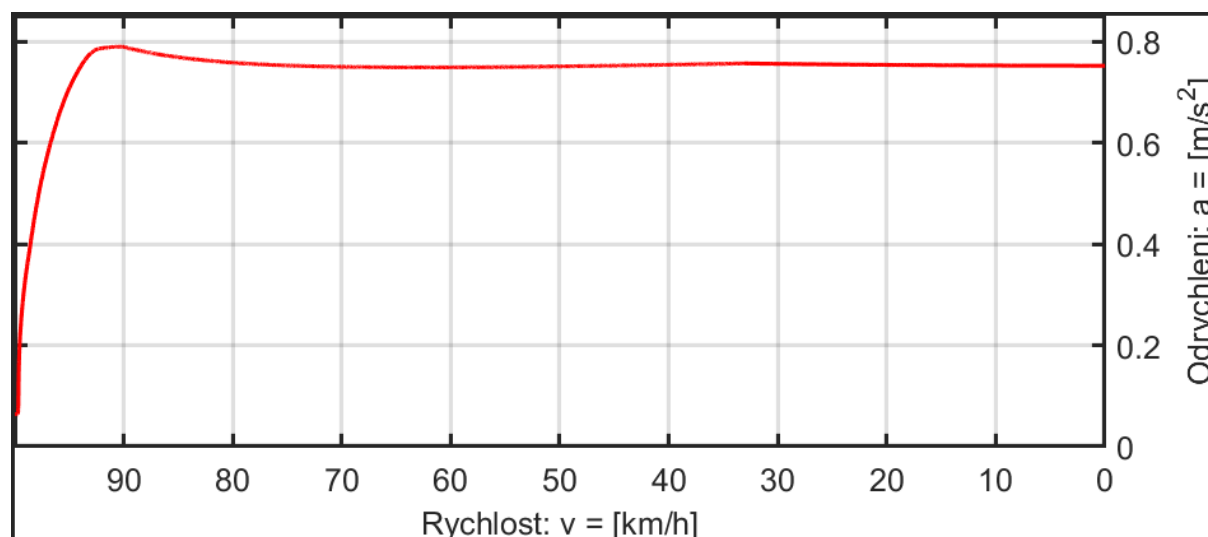
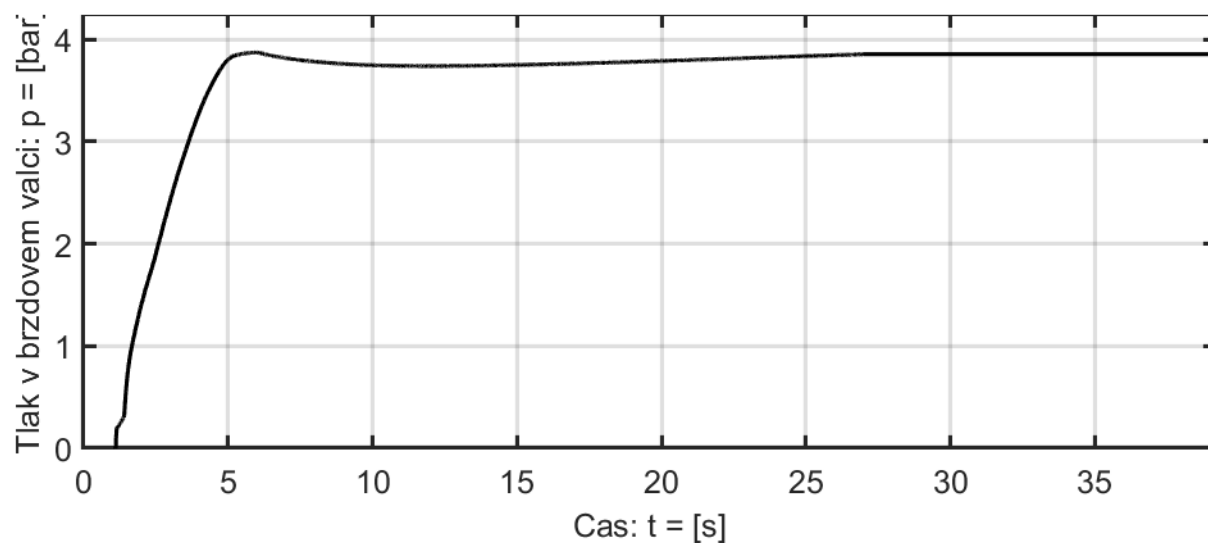
**Příloha F: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $72 \text{ t}$ .**



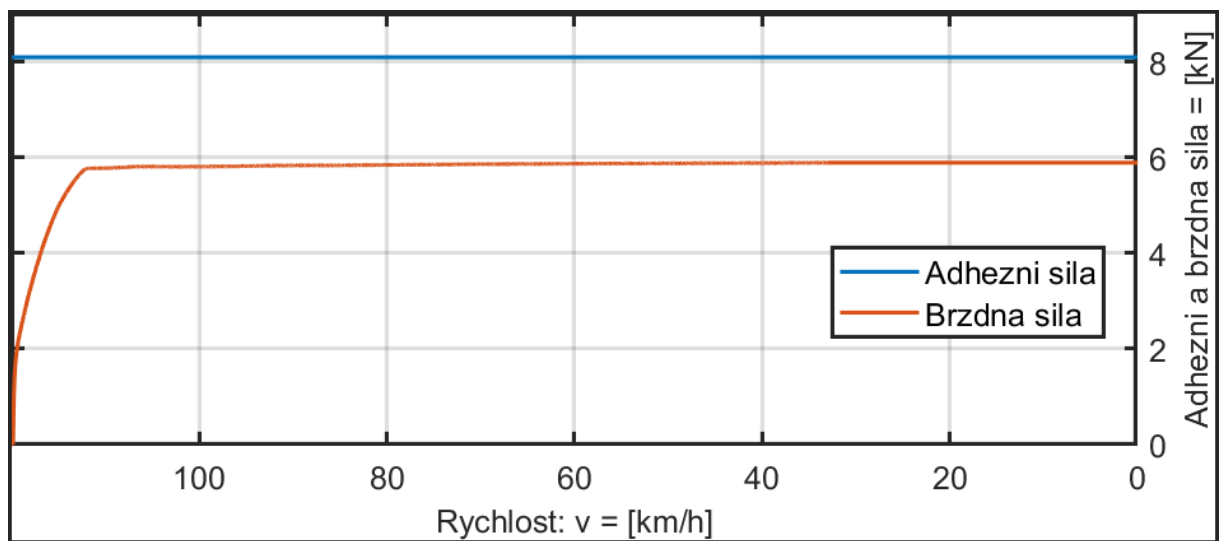
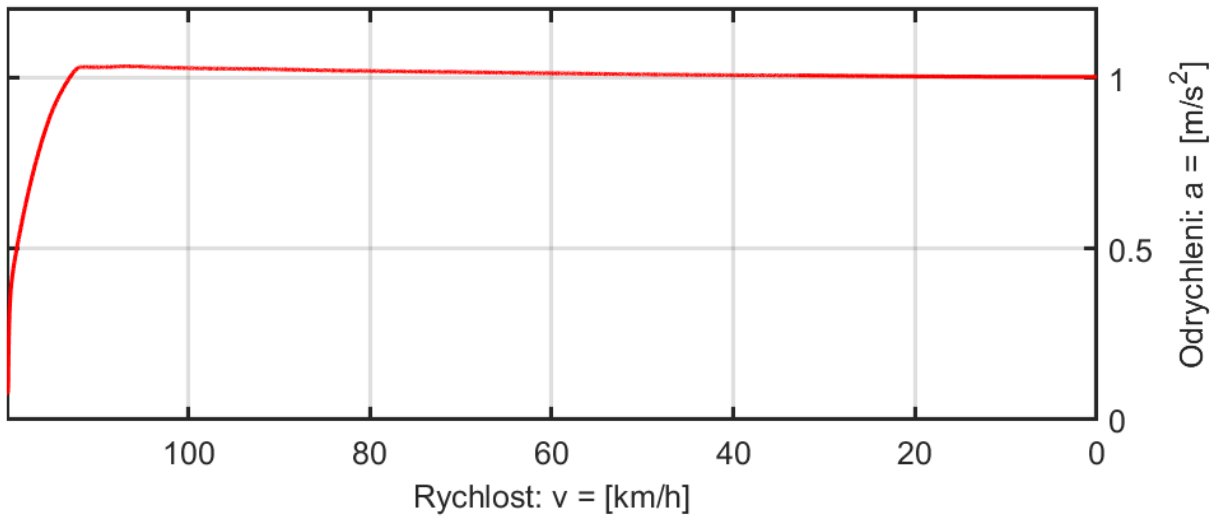
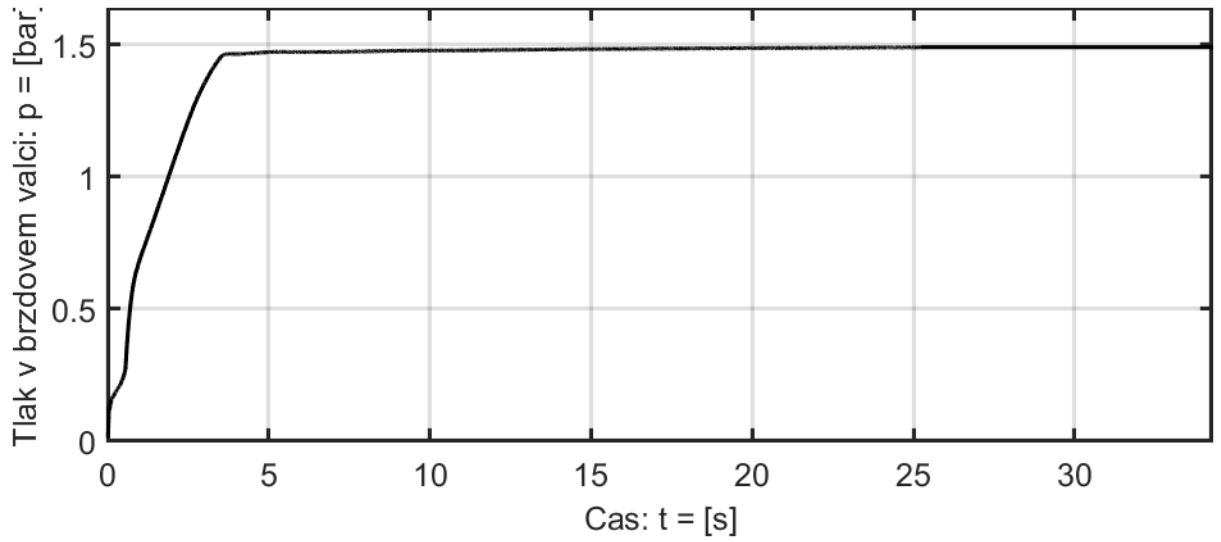
**Příloha G: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $80 \text{ t}$ .**



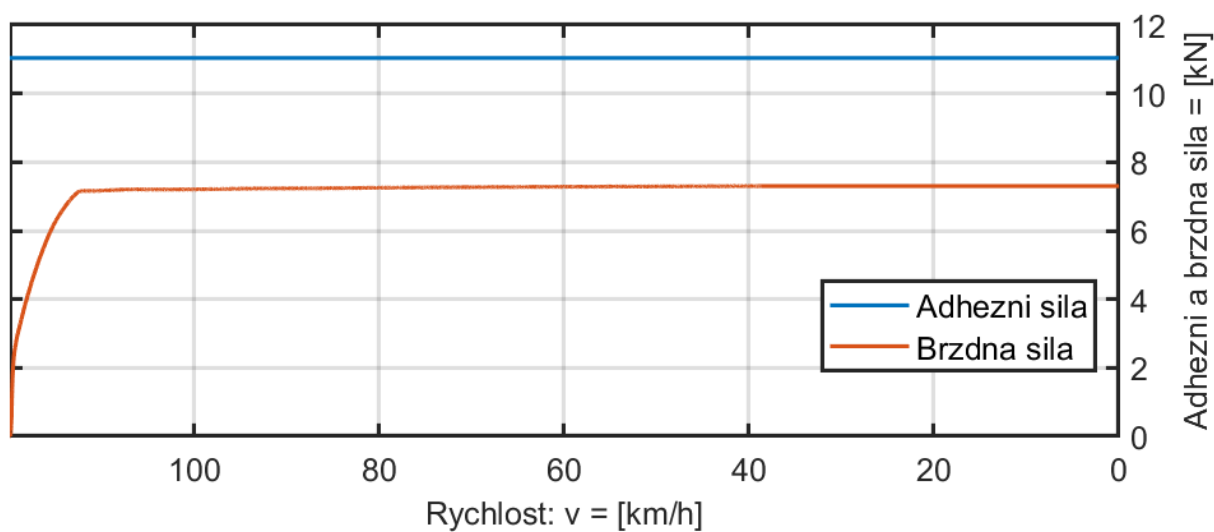
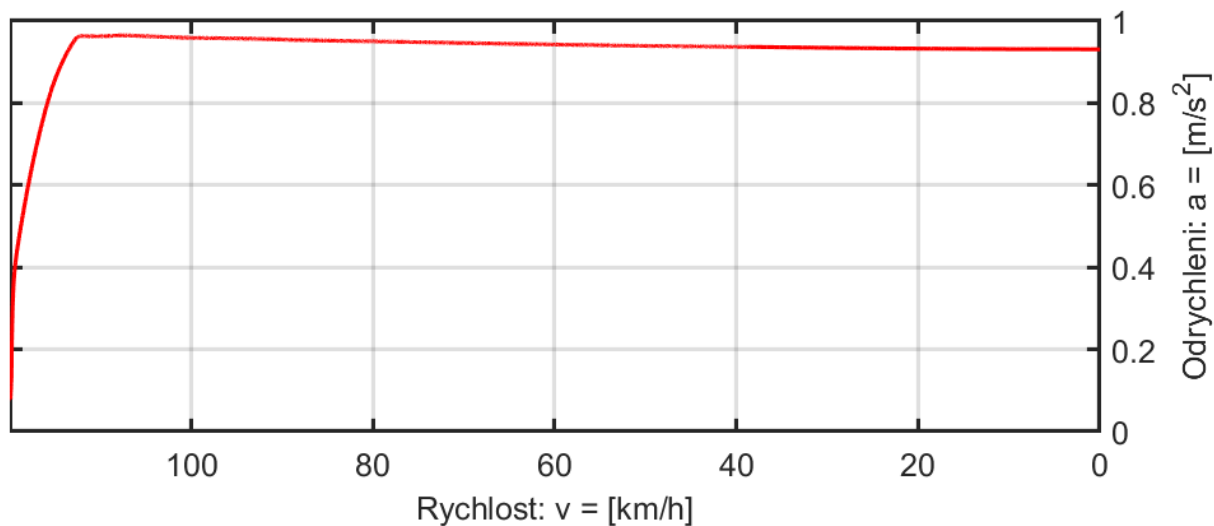
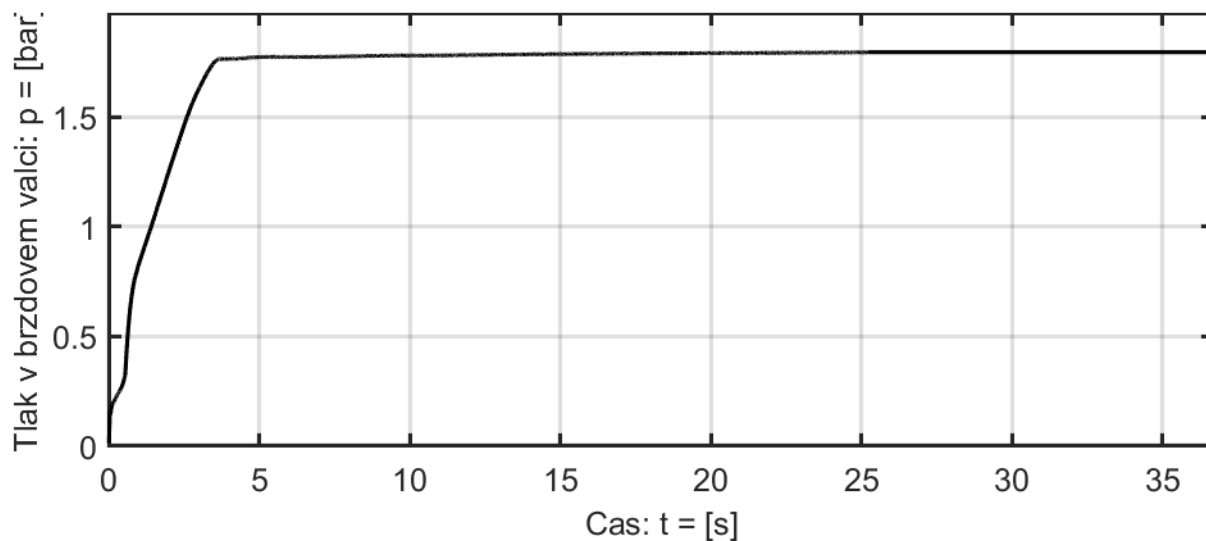
**Příloha H: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $90 \text{ t}$ .**



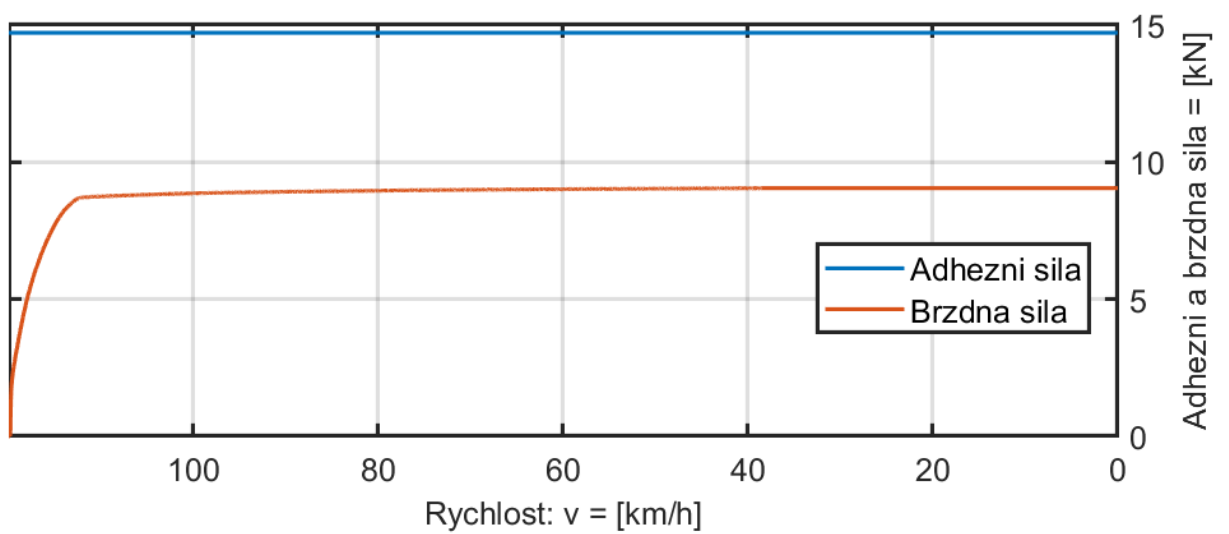
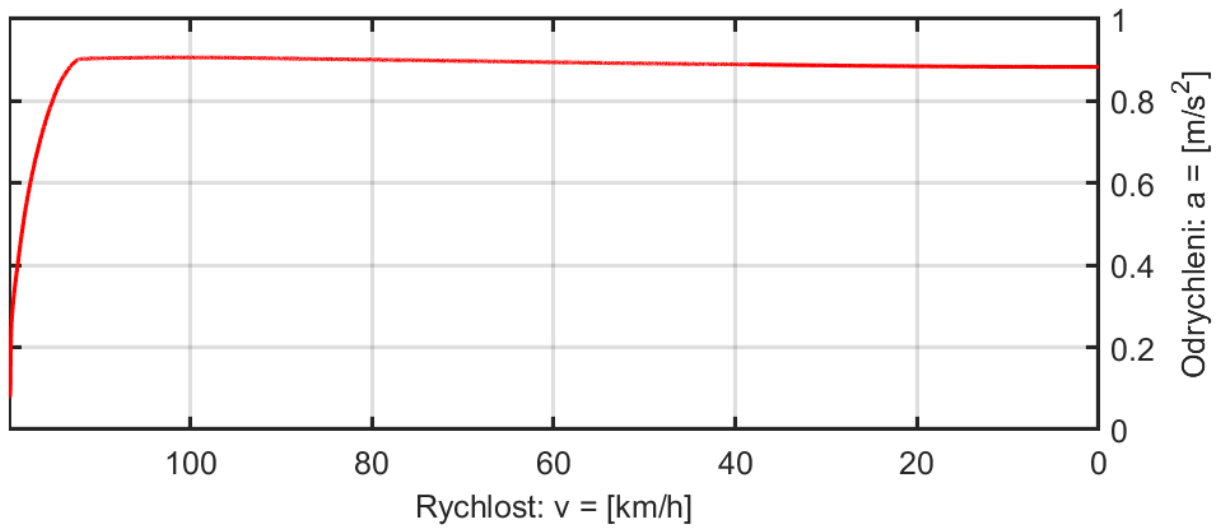
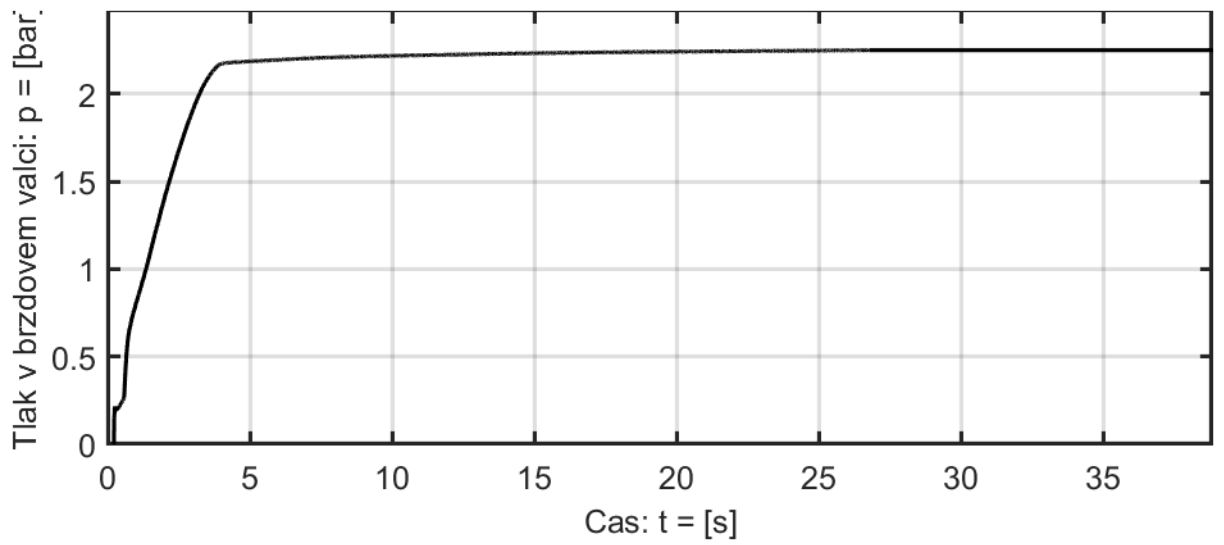
**Příloha I: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost 120 km·h<sup>-1</sup> a celkovou hmotnost vozu 22 t.**



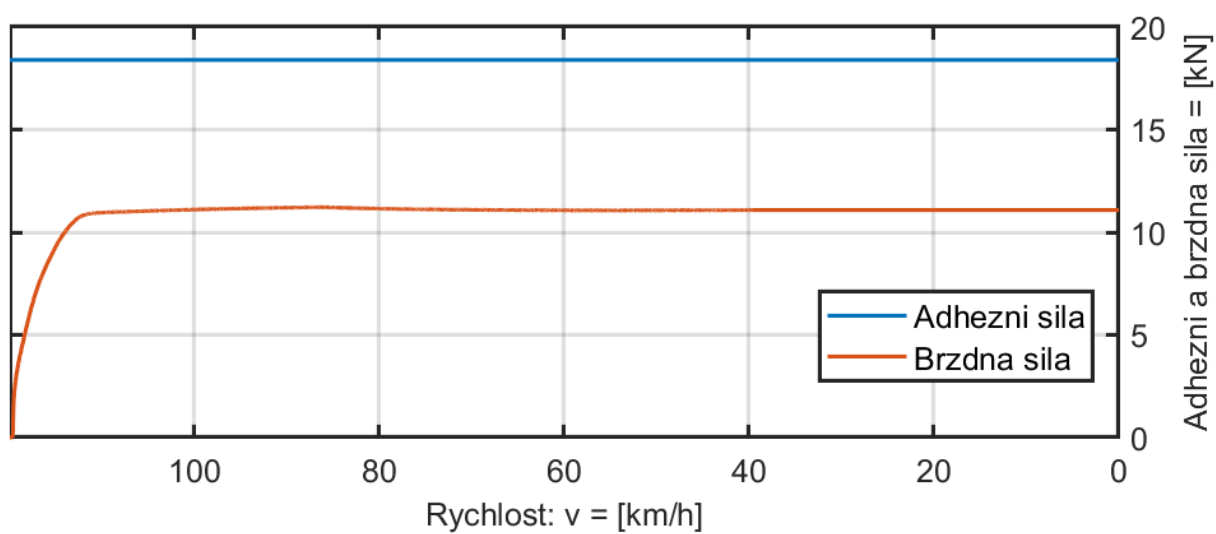
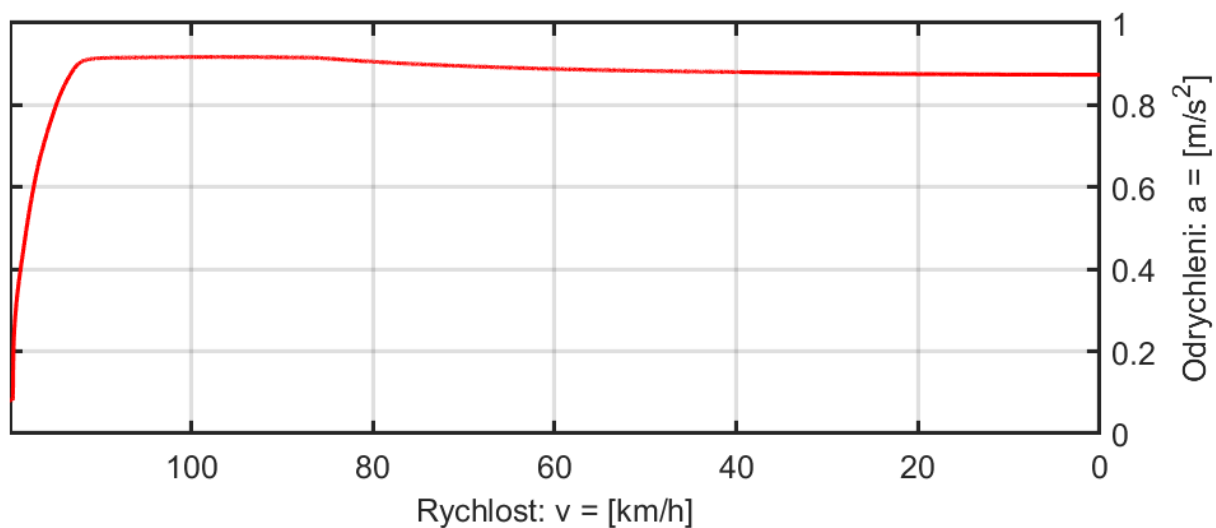
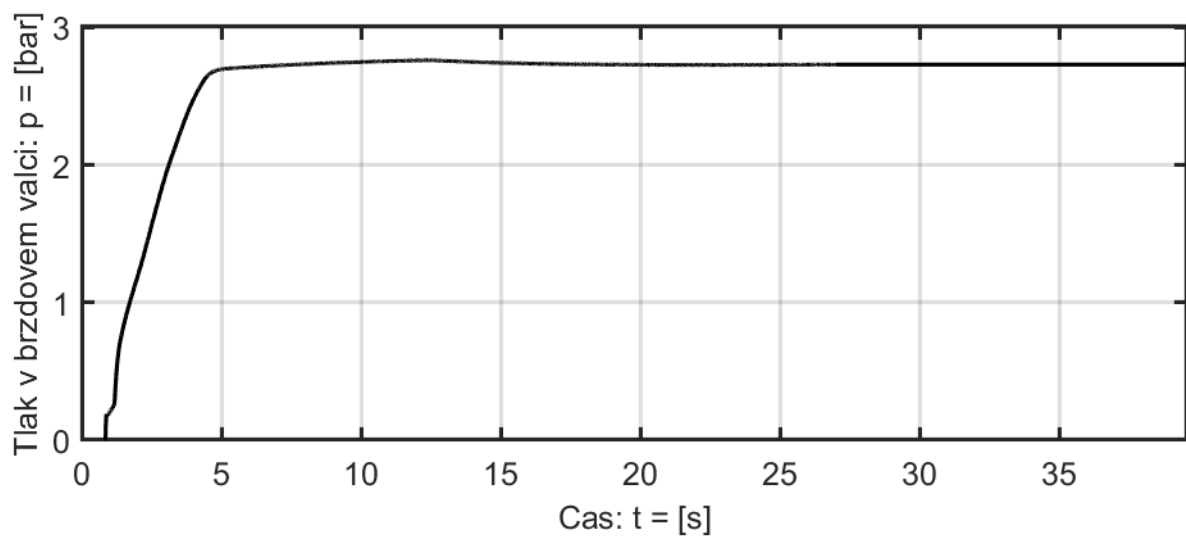
**Příloha J: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu 30 t.**



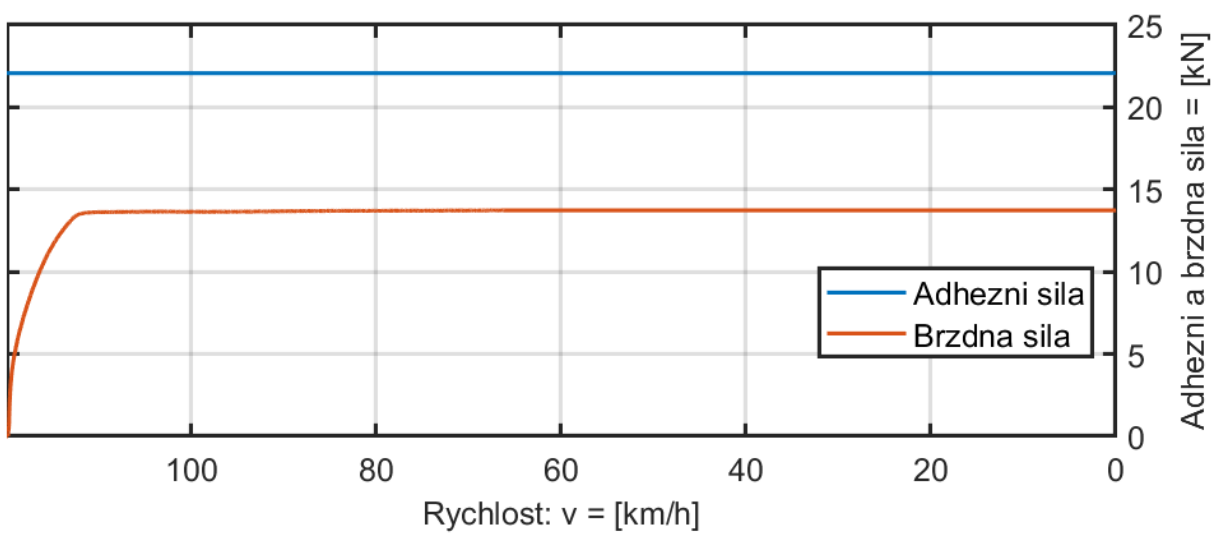
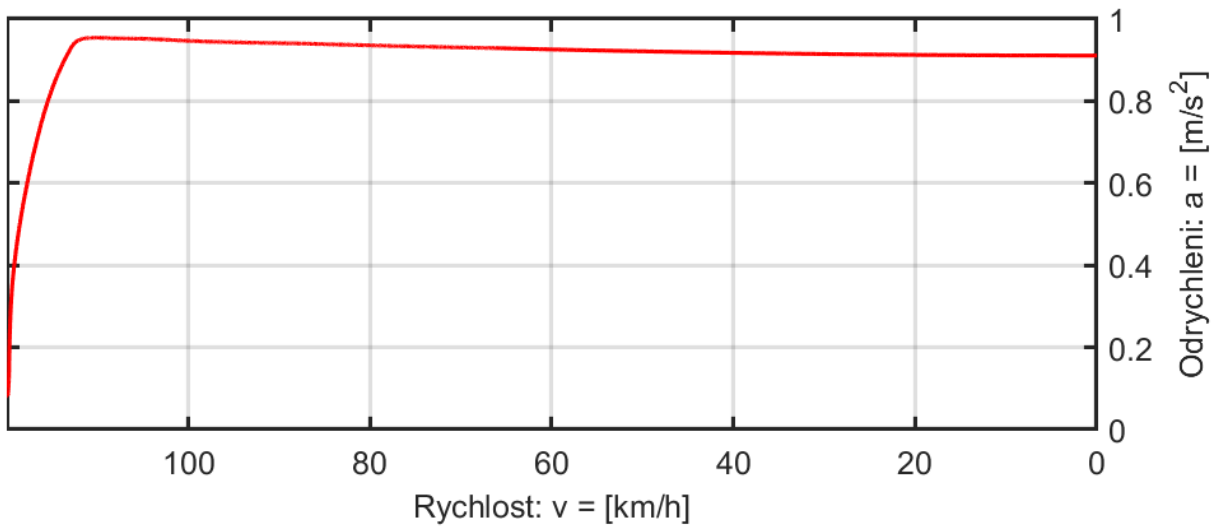
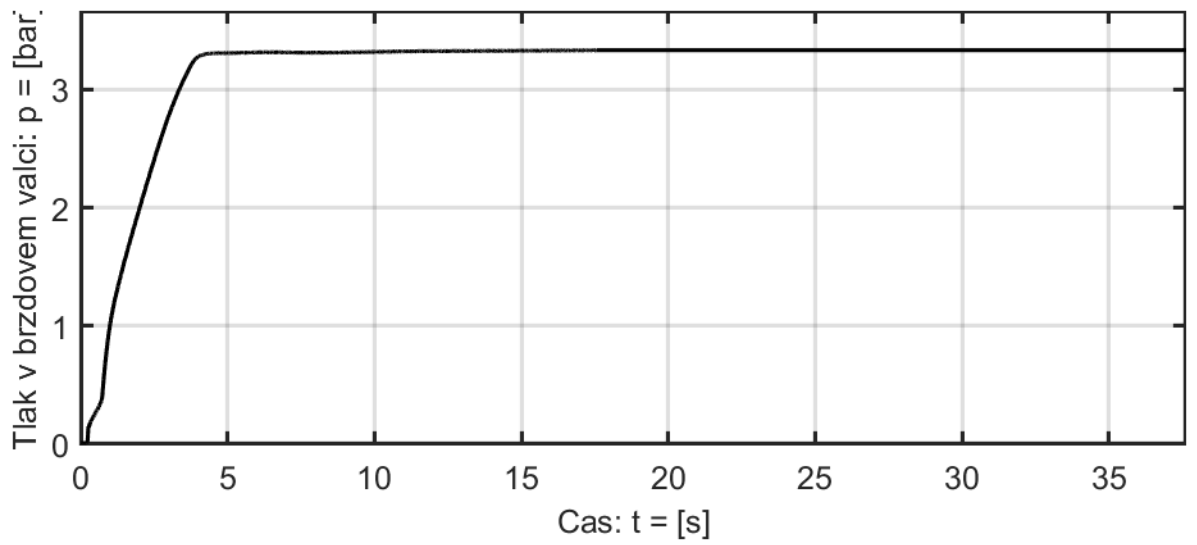
**Příloha K: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $40 \text{ t}$ .**



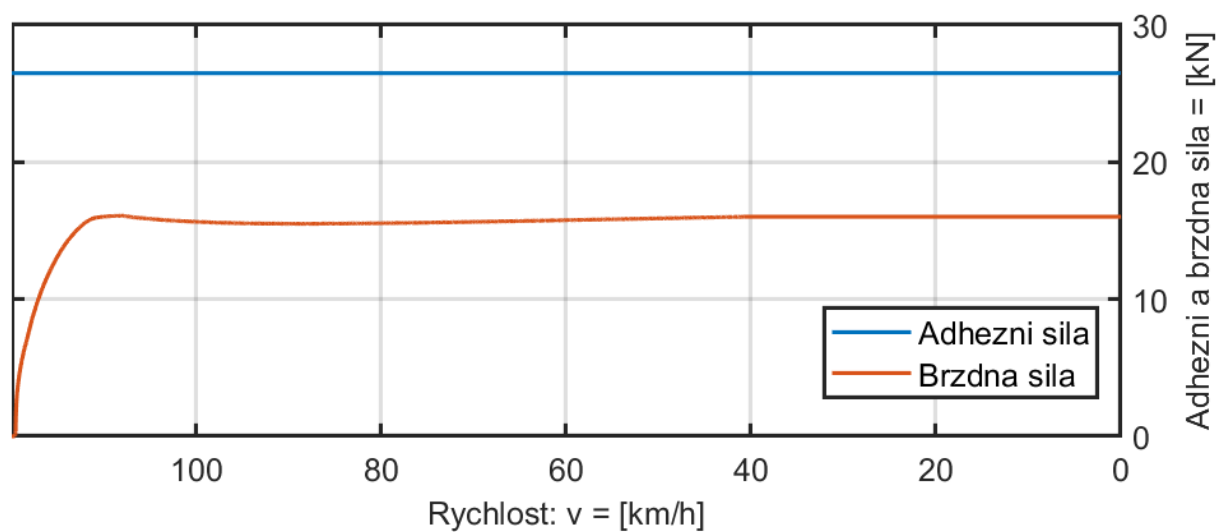
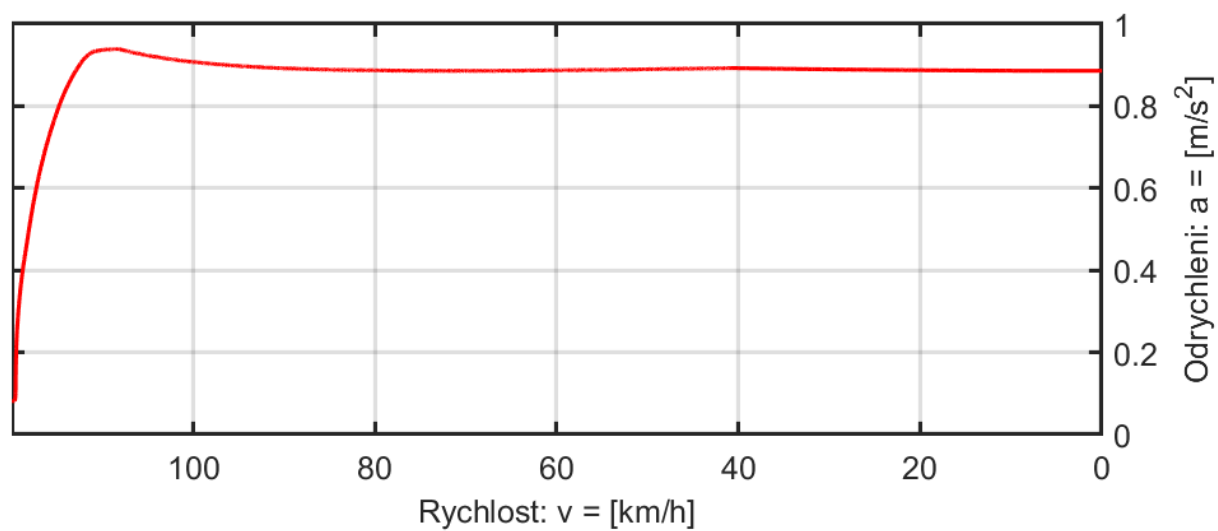
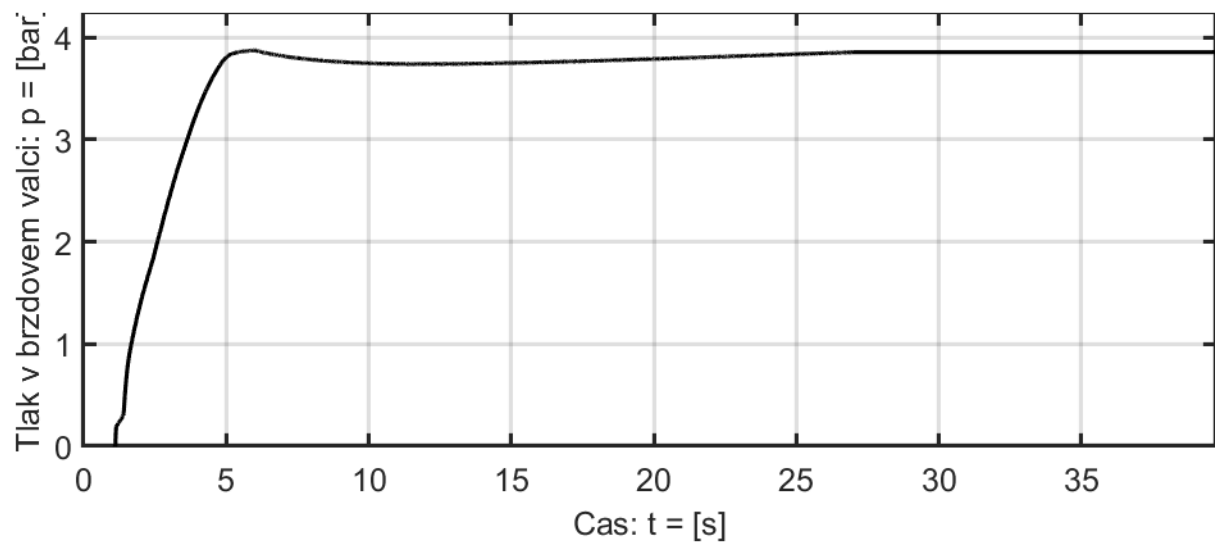
**Příloha L: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $50 \text{ t}$ .**



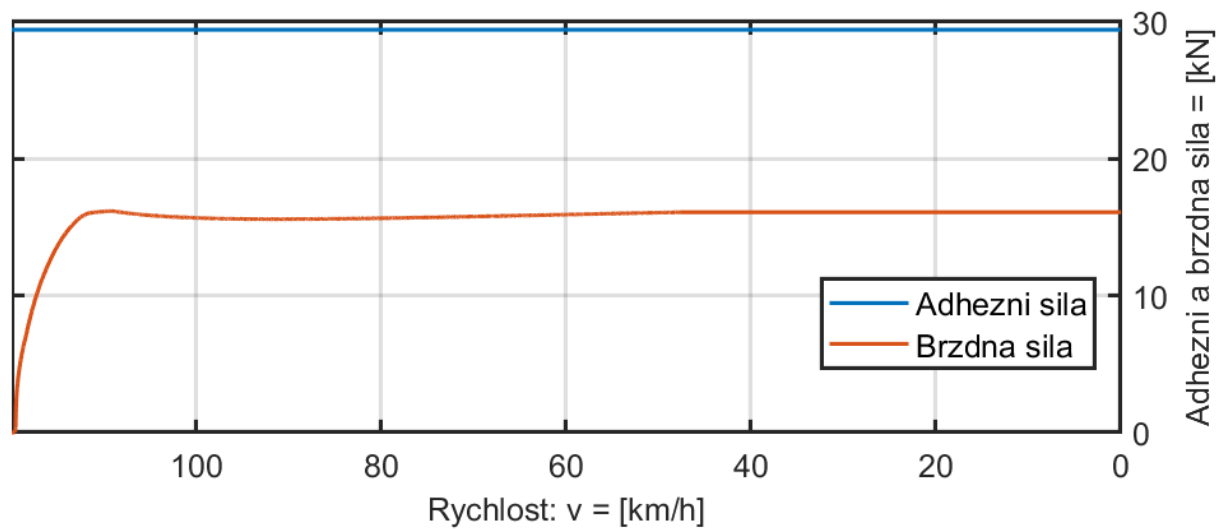
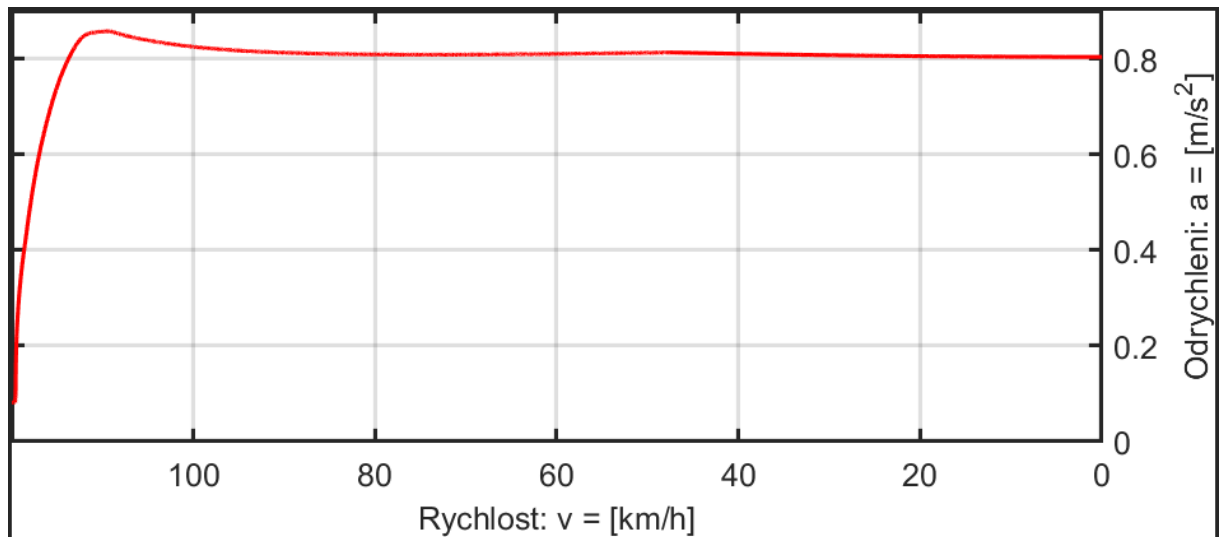
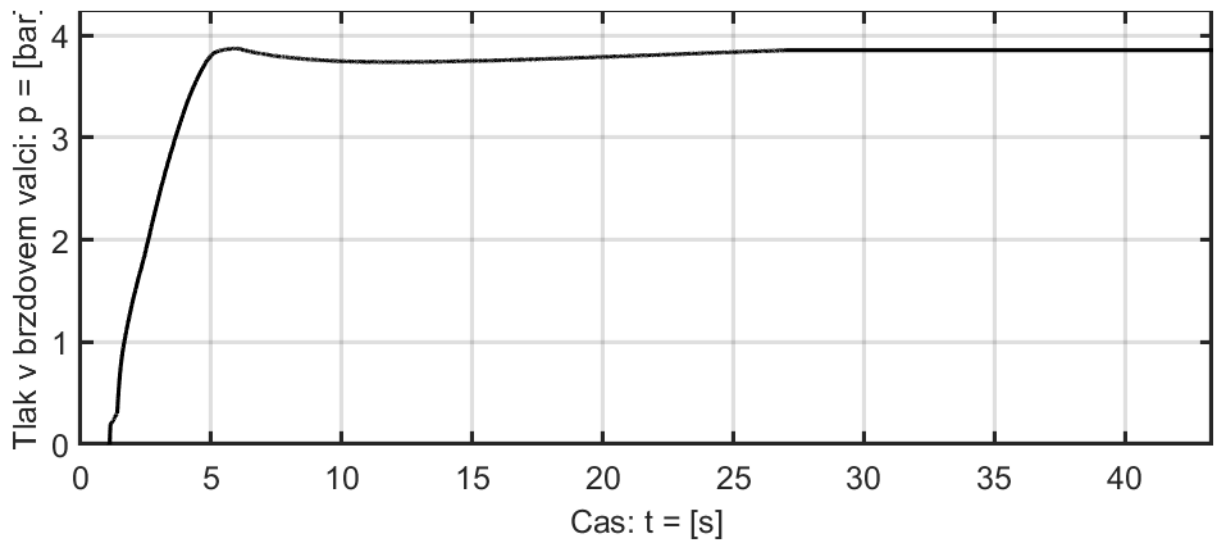
**Příloha M: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $60 \text{ t}$ .**



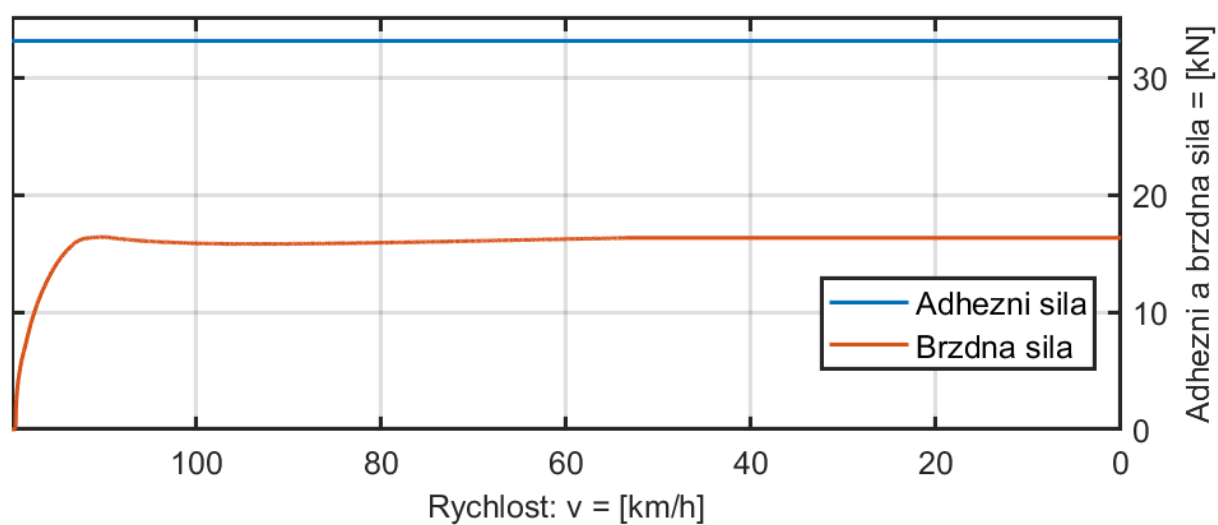
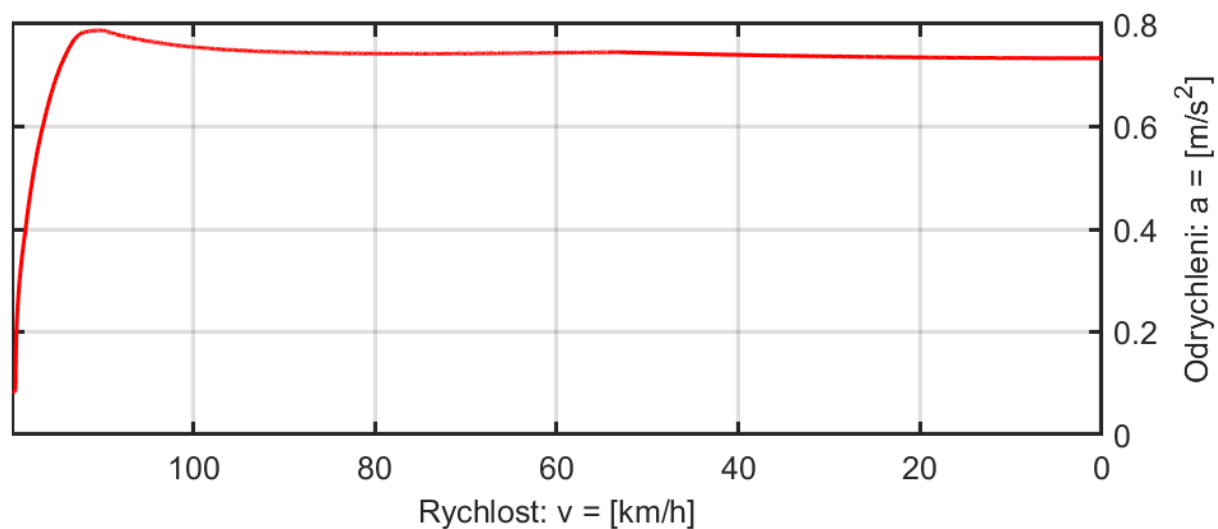
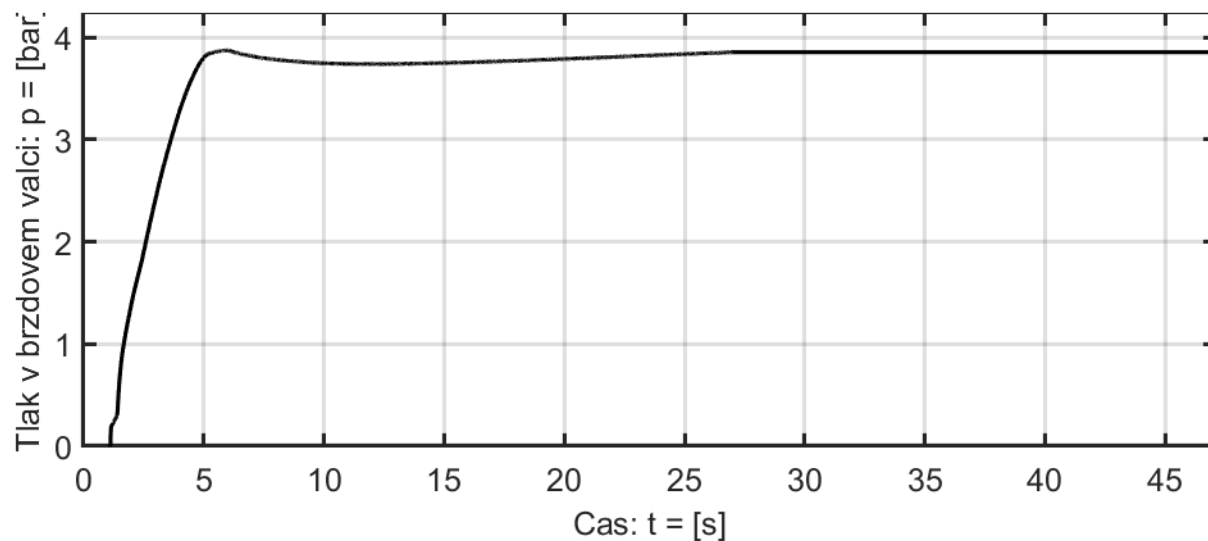
**Příloha N: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $72 \text{ t}$ .**



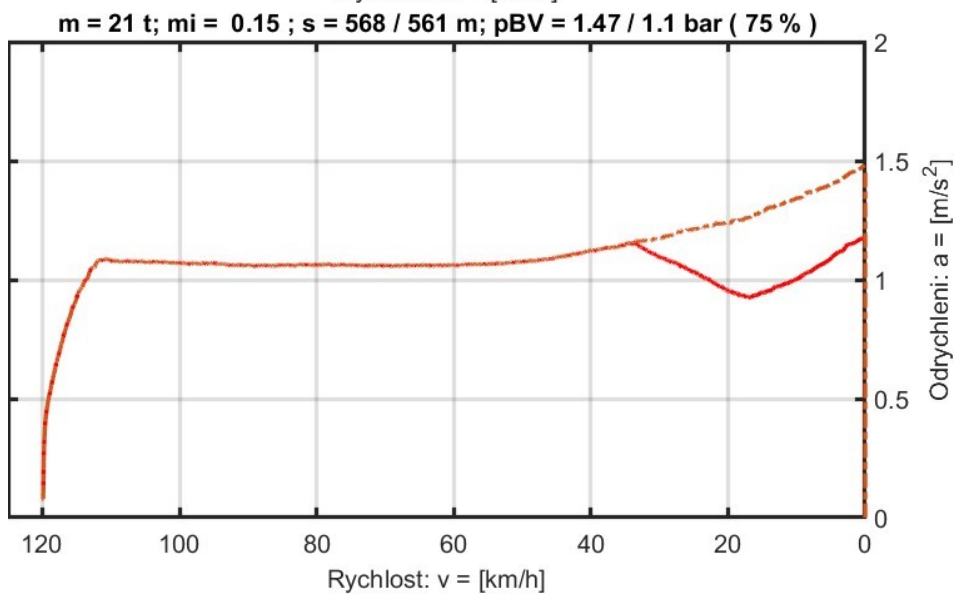
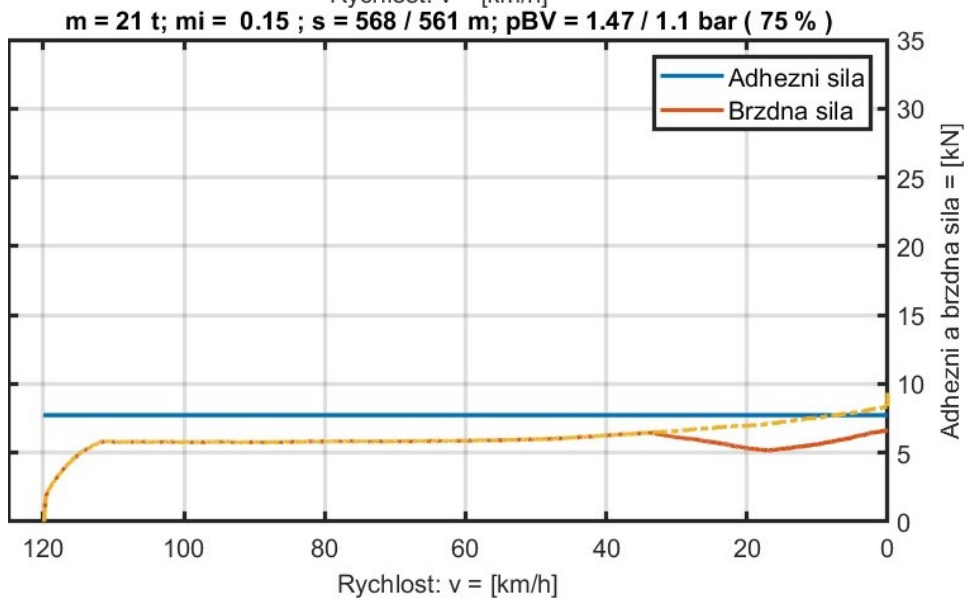
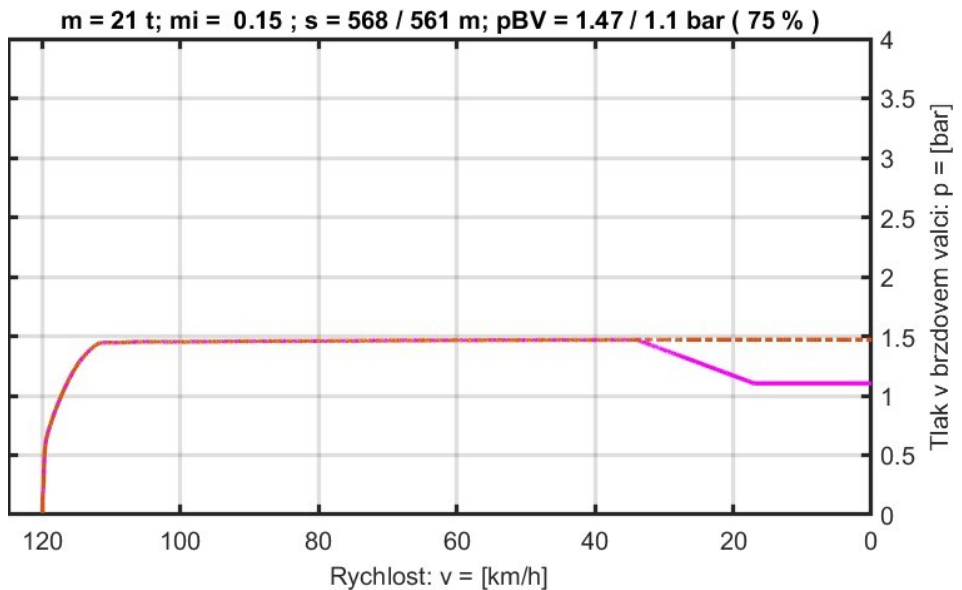
**Příloha O: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $80 \text{ t}$ .**



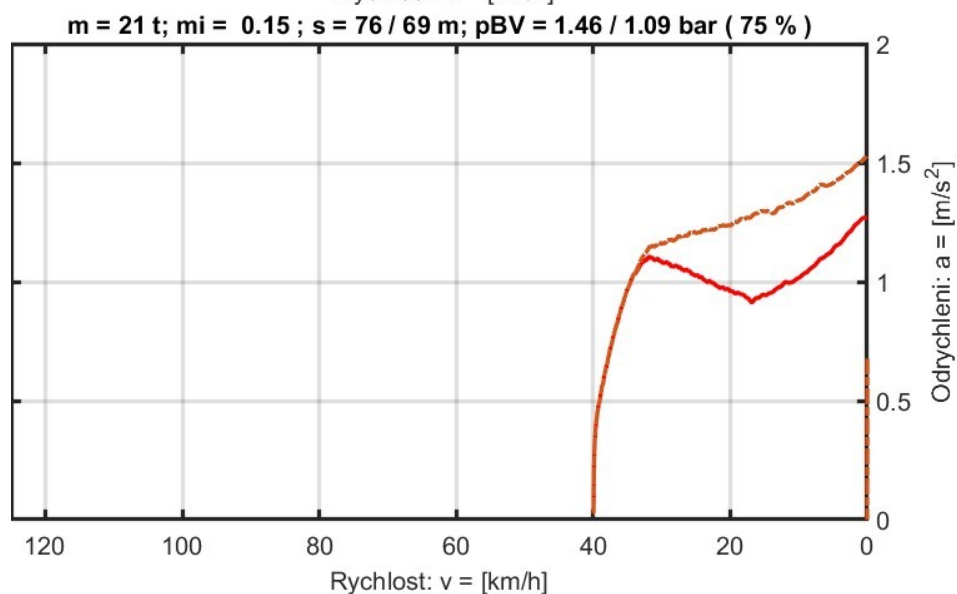
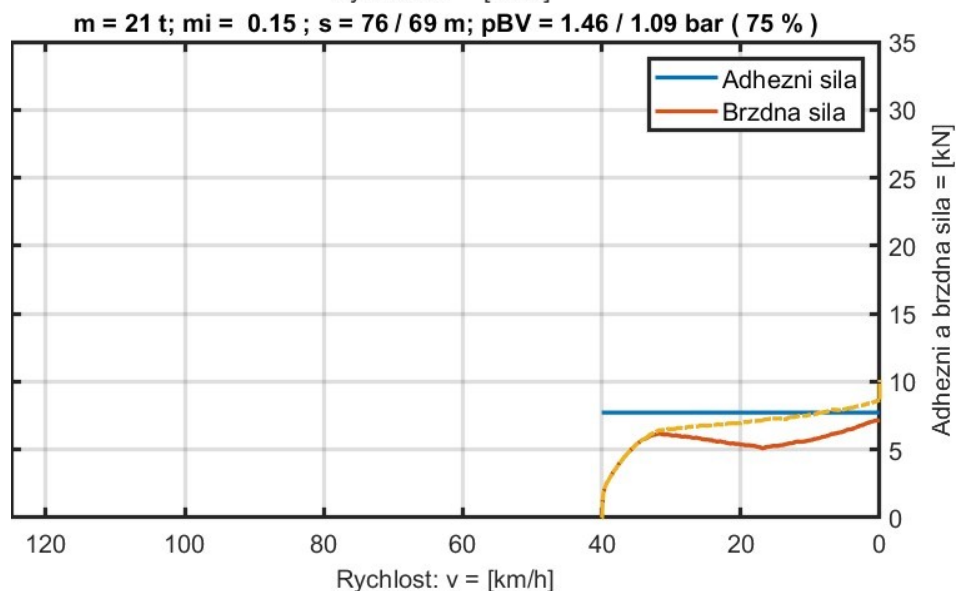
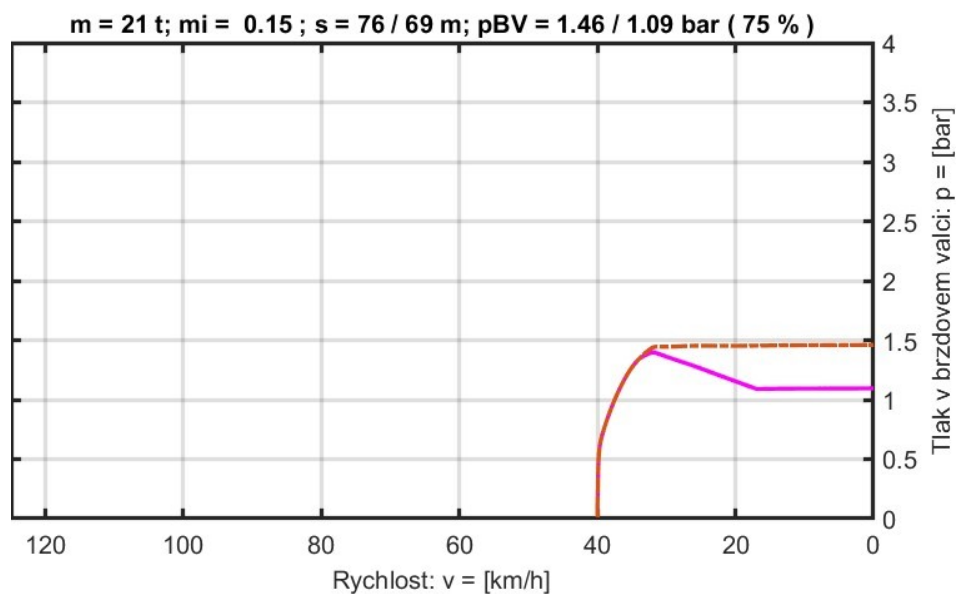
**Příloha P: Průběhy vybraných veličin simulačního programu brzděného vozidla při validaci pro počáteční rychlost  $120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a celkovou hmotnost vozu  $90 \text{ t}$ .**



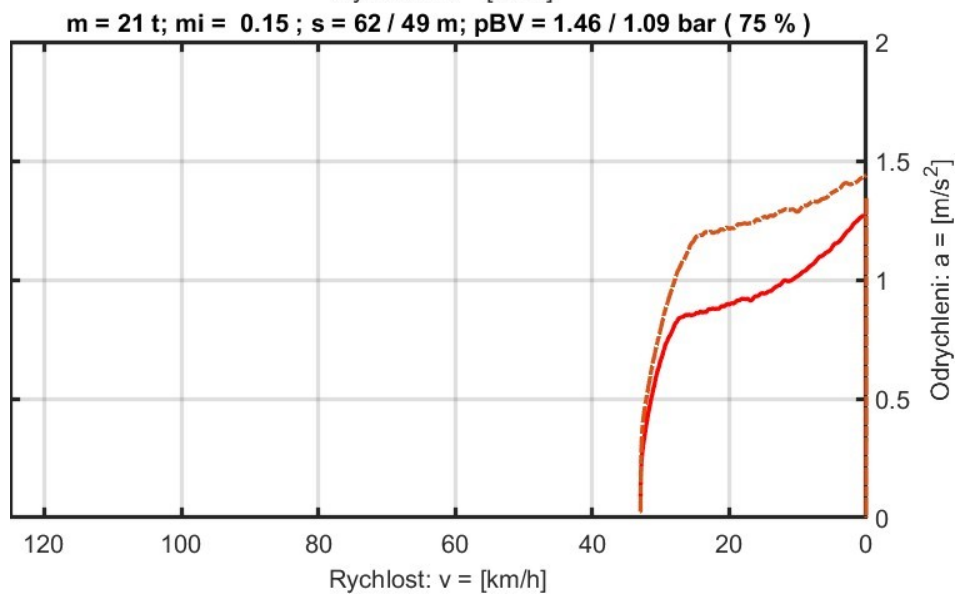
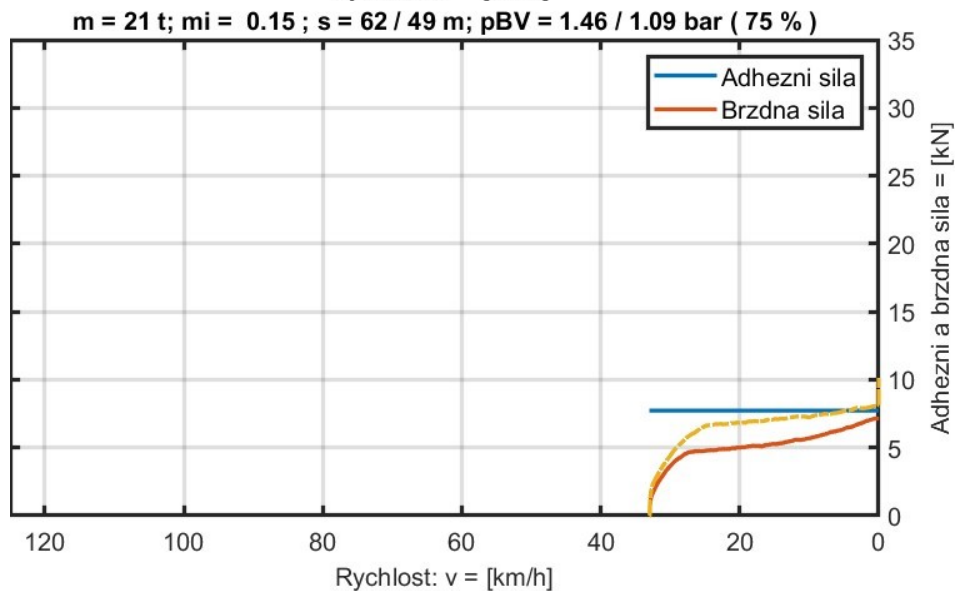
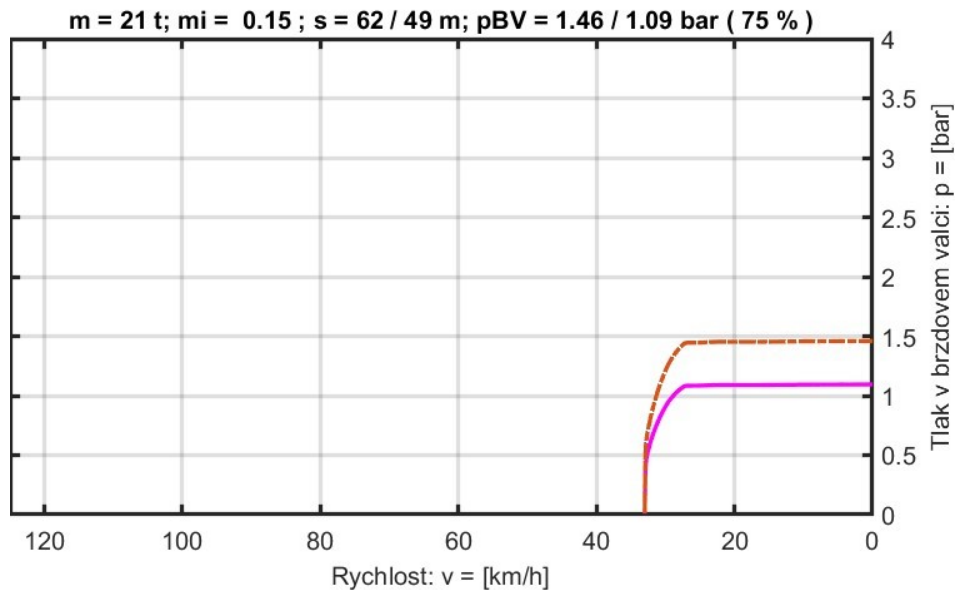
**Příloha Q: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost 120 km·h<sup>-1</sup>, prázdný stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru.**



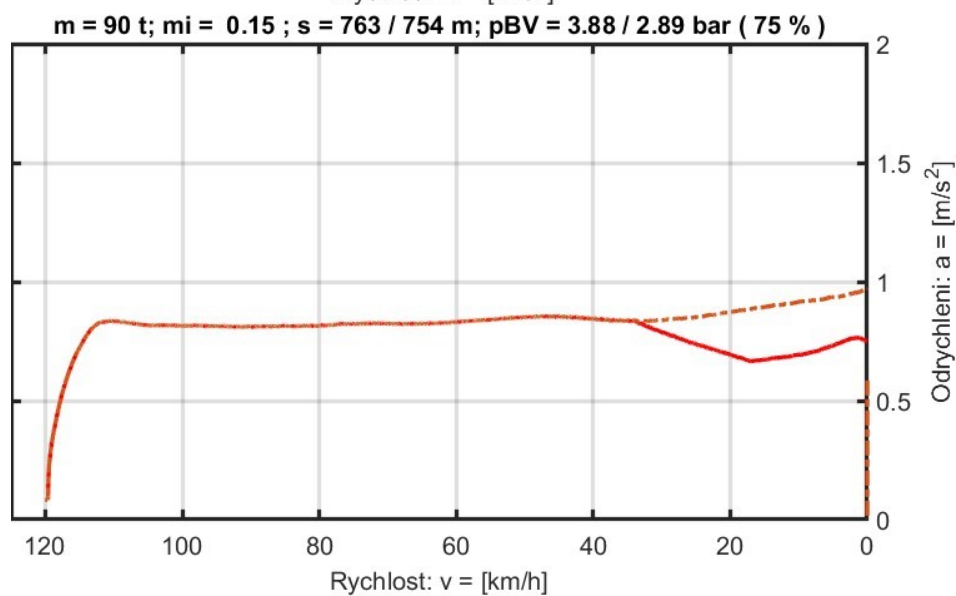
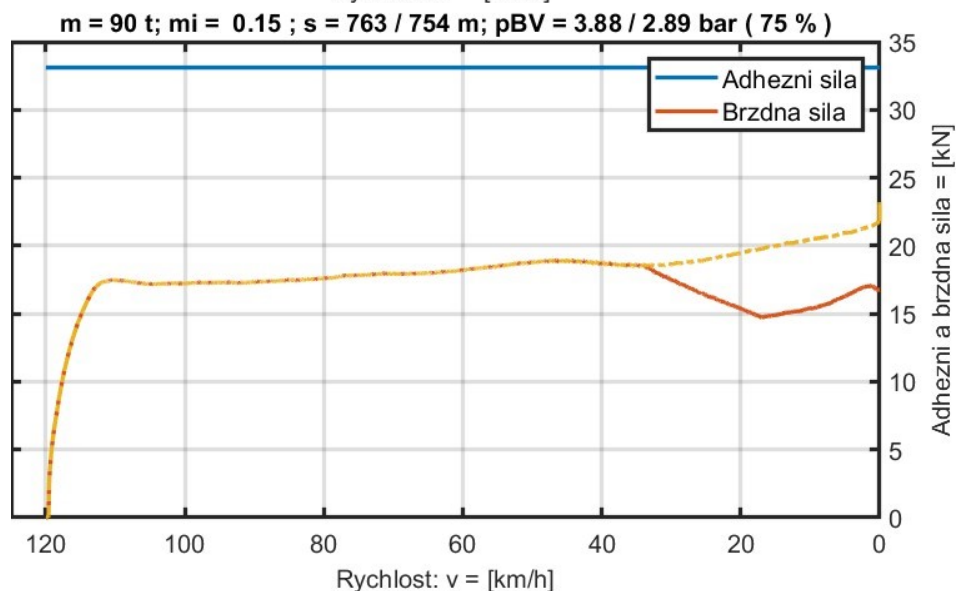
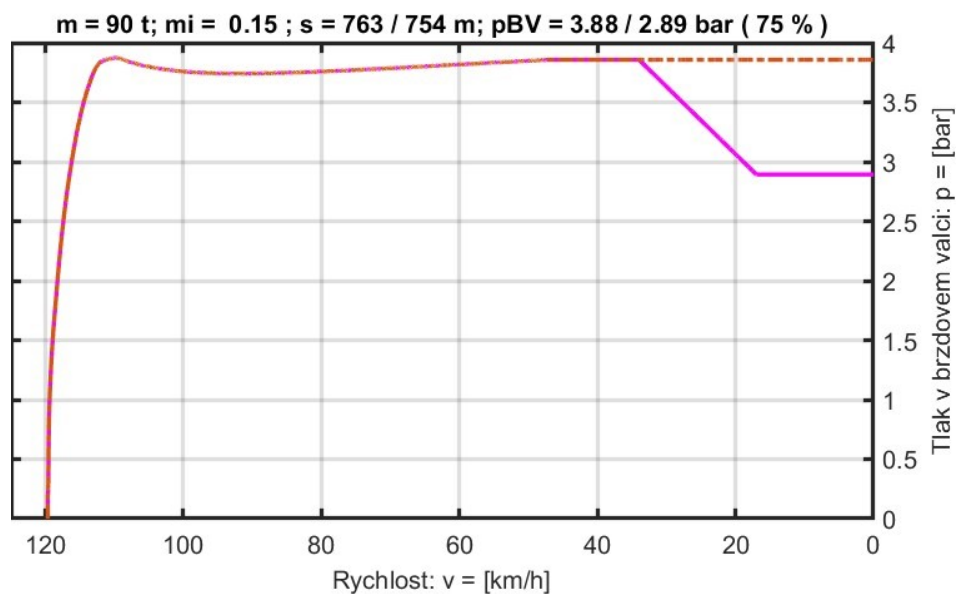
**Příloha R: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost 40 km·h<sup>-1</sup>, prázdný stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru.**



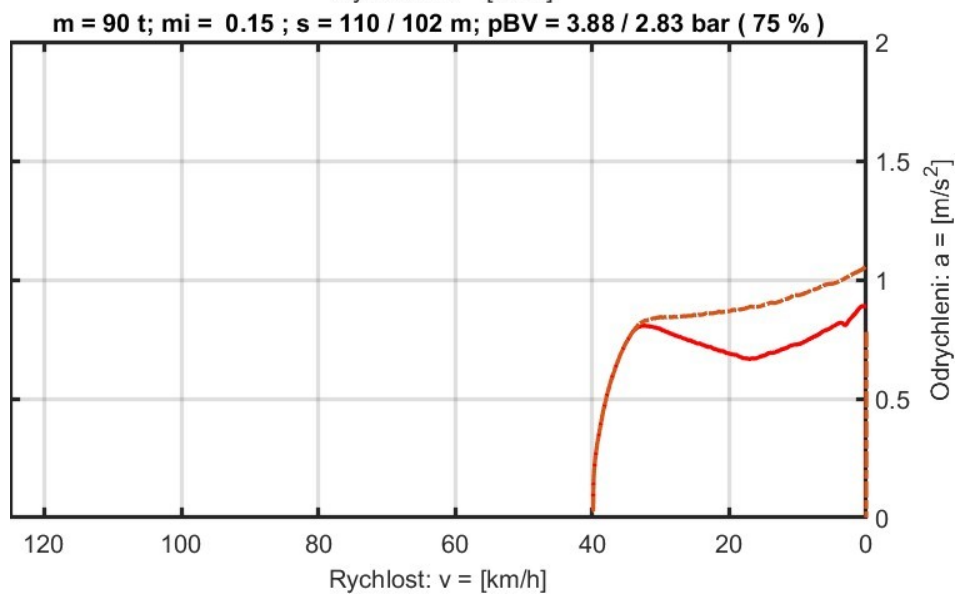
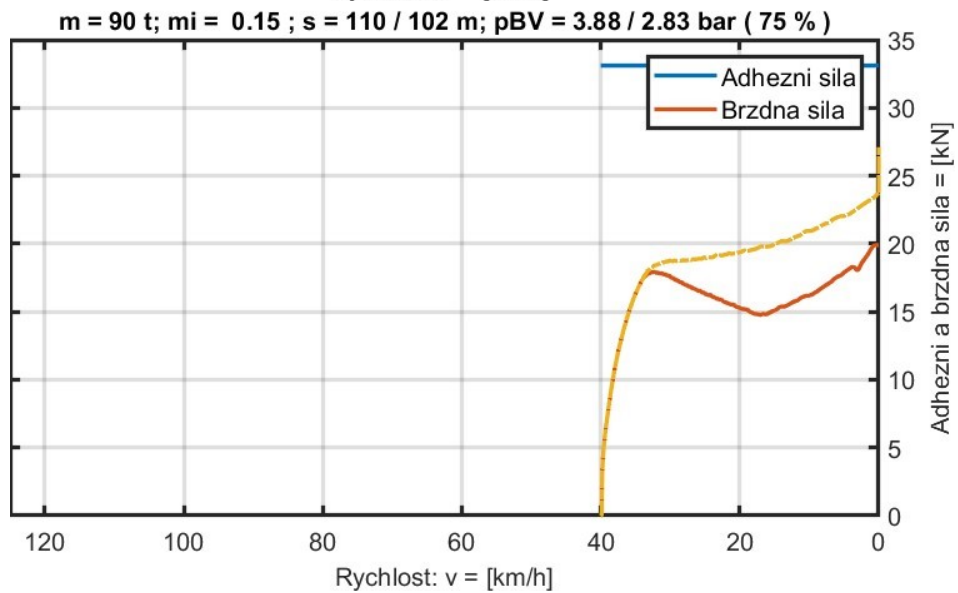
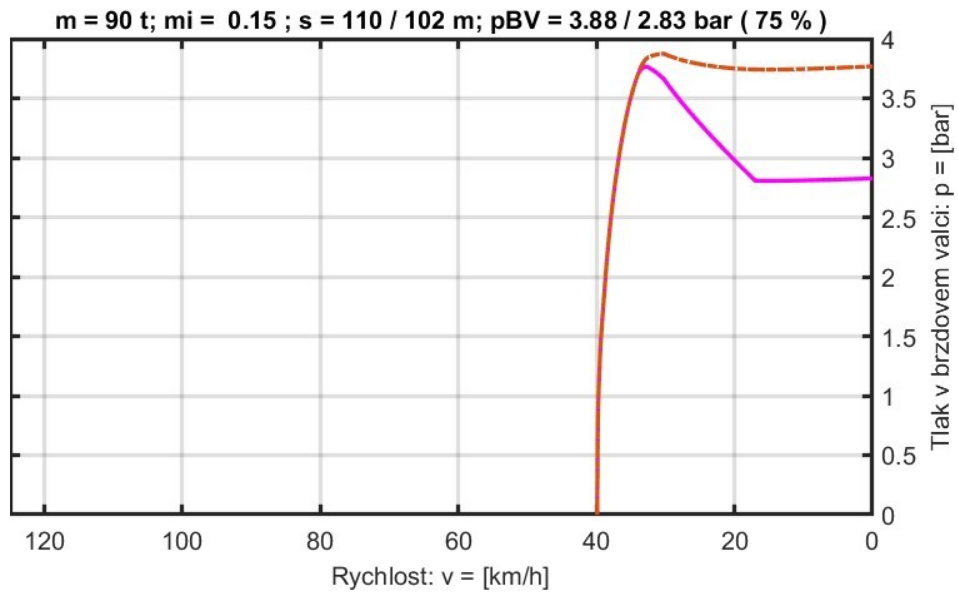
**Příloha S: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost 33 km·h<sup>-1</sup>, prázdný stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru.**



**Příloha T: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost 120 km·h<sup>-1</sup>, ložený stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru.**



**Příloha U: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost  $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , ložený stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru.**



**Příloha V: Průběhy vybraných veličin při simulaci brzdění dle finálního návrhu zařízení. Počáteční rychlost  $33 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , ložený stav. Přerušovanou čarou naznačeny průběhy bez zásahu regulátoru.**

