

UNIVERZITA PARDUBICE

DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

Experimentální ověření třecích  
vlastností brzdového obložení  
využitelného u nákladních vozů

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2025

Jan Vaniš

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

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jan Vaniš**  
Osobní číslo: **D22058**  
Studijní program: **B0788A040001 Dopravní technika**  
Specializace: **Stavba vozidel**  
Téma práce: **Experimentální ověření třecích vlastností brzdového obložení využitelného u nákladních vozů**  
Zadávající 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 obložением a brzdovým kotoučem. Výkonnost brzdové výstroje, daná aktuální hodnotou součinitele tření dvojice brzdové obložení/kotouč, by neměla být závislá na aktuálních provozních podmínkách. V práci se proto zaměřte především na zjištění třecích parametrů brzdového obložení za podmínek, které nejsou stanovené legislativou, ale vyplývají z provozu nákladních vlaků.

Vypracujte:

- Rešerše provozních požadavků a normalizovaných zkoušek třecích vlastností brzdového obložení.
- Technické požadavky a možnosti ověření třecích vlastností (měřicí technika, zkušební stav) v podmínkách firmy DAKO.
- Příprava a realizace zkoušek vybraných kombinací třecích dvojic brzdové obložení/kotouč.
- Konstrukční návrh přípravku pro uchycení brzdového kotouče.
- Analýza a shrnutí výsledků zkoušek.

Rozsah pracovní zprávy: **35**  
Rozsah grafických prací: **dle pokynů vedoucího práce**  
Forma zpracování bakalářské 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 15328+A1 (284033) *Železniční aplikace – Brzdění – Brzdové destičky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2024.  
[3] *UIC-Kodex 541-3: Brakes – Disc brakes and their applications – General conditions for the certification of brake parts*, 8th edition, Paris: Intenational Union of Railways, 2017.  
[4] *UIC-Kodex 548: Brakes – Requirements of friction test benches for the international certification of brake pads and brake blocks*, 2nd edition, Paris: Intenational Union of Railways, 2016.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Kohout, Ph.D.**  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Josef Matěja**  
DAKO-CZ, a.s.  
Datum zadání bakalářské práce: **7. února 2025**  
Termín odevzdání bakalářské 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

Prohlašuji:

Práci s názvem Experimentální ověření třecích vlastností brzdového obložení využitelného u nákladních vozů 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.

V Pardubicích dne

Jan Vaniš v.r.

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval společnosti DAKO-CZ, a.s. Třemošnice a především panu Ing. Michalu Kunovi za poskytnuté konzultace technických záležitostí při přípravě této práce. Děkuji panu Ing. Matějovi za pomoc při přípravě hřídele vzorku, úpravě brzdového kotouče pro potřeby měření a seznámení se zkušebním stavem. Dále děkuji panu Koppovi za zapůjčení literatury související s tematikou brzdových systémů.

## **ANOTACE**

Tato bakalářská práce je zaměřena na ověření třecích charakteristik brzdového obložení. Poškození kola železničního vozidla je nejčastěji způsobeno brzděním. Kotoučová brzda zpomaluje železniční vozidlo vytvářením tření mezi brzdovým kotoučem a brzdovým obložím. Koeficient tření je závislý na mnoha faktorech. Tato bakalářská práce prozkoumala souvislost mezi třecími charakteristikami vybraných brzdových obložení Becorit BM41NT, Jurid 707 a Jurid 878 v závislosti na rychlosti, teplotě a velikosti přítlaku.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

součinitel tření, vlaková brzda, brzdové obložení, nákladní vůz

## **TITLE**

Experimental verification of frictional properties of brake pads potentially used on freight wagons

## **ANNOTATION**

This bachelor's thesis is focused on the verification of frictional properties of brake pads. The damage of railway wagon wheel is caused mostly by braking. A disc brake reduces the speed of a railway wagon by creating a friction between braking disc and brake pads. The coefficient of friction depends on many factors. Three brake pads were chosen: Becorit BM41NT, Jurid 707 and Jurid 878. This bachelor's thesis examined the frictional properties of listed brake pads depending on initial speed, temperature and brake force.

## **KEYWORDS**

coefficient of friction, a railway brake, brake pads, a freight wagon

# Obsah

SEZNAM OBRÁZKŮ.....	9
SEZNAM TABULEK .....	10
SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK.....	11
1 Úvod.....	16
2 Společnost DAKO-CZ, a.s. Třemošnice.....	17
3 Teoretická část.....	19
3.1 Pohybová rovnice vlaku .....	19
3.2 Vlaková brzda.....	19
3.2.1 Základní rozdělení brzd železničních vozidel:.....	19
3.2.2 Brzdná síla na obvodu kola .....	20
3.3 Brzdící schopnost železničních vozidel.....	20
3.4 Brzdový kotouč.....	21
3.5 Brzdové obložení .....	21
3.6 ČSN EN 15328+A1:2024 Železniční aplikace.....	22
3.7 Vyhláška UIC 541-3 Brzda – kotoučová brzda a její použití – všeobecné podmínky pro certifikaci brzdového obložení .....	25
4 Reálné situace a zkušenosti z provozu .....	26
5 Praktická část.....	27
5.1 Zkušební stav.....	27
5.2 Měřící řetězec.....	29
5.2.1 Hřídel vzorku.....	30
5.3 Konstrukční návrh přípravku pro montáž kotouče na zkušební stav .....	31
5.3.1 Vůz Sggnss 80´ .....	32
5.3.2 Výpočet brzdy.....	32
5.3.3 Silový rozbor.....	36
5.3.4 Výpočet zatížení hřídele vzorku z brzdového výpočtu.....	37
5.3.5 Vyhodnocení mezního stavu únavy osazení hřídele.....	39
5.3.6 Šroubové spoje.....	44
5.3.7 Výroba hřídele vzorku.....	47
5.4 Příprava kotouče na měření .....	50
5.5 Příprava brzdového obložení na měření.....	51
5.6 Návrh zkušebního programu pro zkoušku brzdového obložení.....	53
5.6.1 Příklad naměřených výsledků Becorit BM41NT .....	55
5.7 Kontrola spolehlivosti měření.....	56
6 Rozbor naměřených výsledků.....	57
6.1 Becorit BM41NT.....	58

6.2	Jurid 707.....	60
6.3	Vyhodnocení naměřených dat.....	62
7	ZÁVĚR.....	64
	POUŽITÁ LITERATURA.....	65
	ZDROJE OBRÁZKŮ.....	66
	PŘÍLOHY.....	67
	Příloha A: Kontrola spolehlivosti měření.....	68
	Příloha B: naměřené hodnoty Becorit BM41NT.....	72
	Příloha C: naměřené hodnoty Jurid 707.....	81
	Příloha D: Technická specifikace obložení Becorit BM41NT.....	90
	Příloha E: Technická specifikace obložení Jurid 707.....	91
	Příloha F: Výkres hřídele vzorku č. 00-00-01.....	92
	Příloha G: Výkres kotouče s otvory pro termočláanky č. 00-00-02.....	93

# SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Brzdový kotouč použitý při měření.....	21
Obrázek 2 Možné konfigurace zkušebního stavu .....	28
Obrázek 3 Schéma uspořádání zkušebního stavu .....	29
Obrázek 4 Měřicí řetězec .....	30
Obrázek 5 Hřídel zkušebního vzorku, normální provedení .....	31
Obrázek 6 Modifikovaný hřídel vzorku.....	31
Obrázek 7 Znázornění doby prodlevy .....	33
Obrázek 8 Síly působící na kolo a brzdový kotouč.....	35
Obrázek 9 Výpočtový model, kombinace zkušební hřídele a brzdového kotouče .....	36
Obrázek 10 Charaktery zatěžování.....	37
Obrázek 11 Uvolnění křivého prutu.....	37
Obrázek 12 Místo s nejmenším průměrem .....	38
Obrázek 13 Určení součinitele vrubu .....	39
Obrázek 14 Znázornění Haighova diagramu .....	41
Obrázek 15 Šroubové spoje na hřídeli vzorku .....	45
Obrázek 16 Polotovar hřídele vzorku.....	47
Obrázek 17 Upravená dosedací plocha.....	48
Obrázek 18 Hrubování polotovaru .....	48
Obrázek 19 Vrtání otvorů příruby .....	49
Obrázek 20 Předlohová hřídel stavu, místo montáže hřídele vzorku .....	49
Obrázek 21 Hřídel vzorku s přišroubovaným středícím prvkem (označen šipkou) .....	50
Obrázek 22 Pohled na termočlánek zasazený v kotouči (označen šipkou) .....	51
Obrázek 23 Pohled na sběrač se zavedenými vodiči termočlánků (označen šipkou) .....	51
Obrázek 24 Výsledky měření drsnosti .....	52
Obrázek 25 Zajeté obložení .....	52
Obrázek 26 Příklady výsledných grafů naměřených hodnot .....	55
Obrázek 27 Příklad ověření měření .....	56
Obrázek 28 Celkové vyhodnocení obložení Becorit BM41NT .....	58
Obrázek 29 Vyhodnocení okamžitého součinitele obložení Becorit BM41NT .....	59
Obrázek 30 Vyhodnocení středního součinitele tření obložení Becorit BM41NT .....	59
Obrázek 31 Celkové vyhodnocení obložení Jurid 707 .....	60
Obrázek 32 Vyhodnocení okamžitého součinitele tření obložení Jurid 707 .....	61
Obrázek 33 Vyhodnocení středního součinitele tření obložení Jurid 707 .....	61
Obrázek 34 Porovnání vyhodnocení okamžitých součinitelů tření obložení.....	63

## **SEZNAM TABULEK**

Tabulka 1 Typy vozidel a energetické třídy.....	22
Tabulka 2 Příklad hodnot, klasifikace brzdových destiček.....	23
Tabulka 3 Úrovně priority brzdění .....	24
Tabulka 4 Toleranční pásma středního součinitele tření .....	24
Tabulka 5 Zkušební program .....	54

## SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

$a$	[-]	konstanta při výpočtu únavy
$A_{\xi}$	[ $mm^2$ ]	výpočtový průřez šroubu
$\sqrt{a}_{krut}$	[-]	Neuberova konstanta pro ocelové součásti namáhané na krut
$\sqrt{a}_{ohyb+tah}$	[-]	Neuberova konstanta pro ocelové součásti namáhané na ohyb a tah
$b$	[-]	konstanta při výpočtu únavy
$B$	[N]	brzdná síla na obvodu jednoho kola
$B_v$	[t]	brzdící váha
$C$	[-]	konstanta z normy UIC 544-1
$d$	[mm]	průměr šroubu
$D$	[-]	konstanta z normy UIC 544-1
$D_1$	[mm]	průměr příruby
$D_2$	[mm]	nejmenší průměr části hřídele vzorku
$D_t$	[mm]	průměr roztečné kružnice kotouče
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu
$d_0$	[mm]	střední průměr podložky
$dE_k$	[J]	přírůstek kinetické energie hmotného bodu
$E_k$	[J]	kinetická energie
$dW_{FX}$	[J]	přírůstek práce výslednice vnějších sil působících na hmotný bod
$f$	[-]	součinitel tření mezi kolem a špalíkem
$F$	[N]	síla působící kolmo na osu jednoho šroubu
$F_b$	[N]	okamžití brzdná síla na brzdny kotouč
$F_B$	[N]	jmenovitá brzdná síla na brzdny kotouč
$F_{B\_OK}$	[N]	celková brzdná síla na obvodu všech kol
$F_{B\_OK1}$	[N]	celková brzdná síla na obvodu všech kol, prázdný vůz
$F_{B\_OK2}$	[N]	celková brzdná síla na obvodu všech kol částečně ložený vůz

$F_{OK}$	[N]	celková tažná síla na obvodu všech kol
$F_i$	[N]	síla předpětí v jednom šroubu
$F_p$	[N]	přítlačná síla na kotouč
$F_{p1}$	[N]	přítlačná síla na kotouč, prázdný vůz
$F_{p2}$	[N]	přítlačná síla na kotouč, částečně ložený vůz
$F_{p\_špalíku}$	[N]	přítlačná síla špalíku
$f_{ploch}$	[-]	součinitel tření mezi podložkou a plochou součásti
$f_s$	[-]	součinitel tření na styčné ploše přírub
$F_t$	[N]	třecí síla
$F_{t1}$	[N]	třecí síla, prázdný vůz
$F_{t2}$	[N]	třecí síla, částečně ložený vůz
$F_{t\_max}$	[N]	maximální třecí síla
$F_x$	[N]	síla ve směru osy x
$f_{závit}$	[-]	součinitel tření v závitě
G	[N]	tíhová síla
i	[-]	počet šroubů
K	[-]	součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu
$k_1$	[-]	součinitel bezpečnosti vůči mez. stavu únavy
$k_2$	[-]	součinitel bezpečnosti vůči mez. stavu pružnosti
$k_a$	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu tělesa
$k_b$	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_c$	[-]	součinitel vlivu zatěžování
$k_d$	[-]	součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	součinitel spolehlivosti
$k_f$	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
$k_n$	[-]	návrhový součinitel
$k_{šroubu}$	[-]	součinitel bezpečnosti vůči mez. stavu pružnosti šroubu
l	[m]	efektivní zábrzdňá dráha
$l_1$	[m]	efektivní zábrzdňá dráha, prázdný stav
$l_2$	[m]	efektivní zábrzdňá dráha, částečně ložený stav

$m$	[kg]	hmotnost tuhého tělesa
$m_1$	[kg]	hmotnost vozu v prázdném stavu
$m_2$	[kg]	hmotnost vozu v částečně loženém stavu
$m_3$	[kg]	hmotnost vozu v plně loženém stavu
$M$	[t]	brzdící hmotnost
$M_k$	[Nm]	krouticí moment
$M_o$	[Nm]	ohybový moment
$M_u$	[Nm]	utahovací moment šroubu
$m_{vl}$	[kg]	celková hmotnost vozidel ve vlaku
$O_t$	[N]	celkový traťový odpor vozidel zařazených ve vlaku
$P_h$	[mm]	stoupání
$r$	[-]	směrnice zatěžovací přímky
$r_{vrubu}$	[mm]	poloměr vrubu
$R$	[m]	poloměr kola
$R_e$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu
$R_m$	[MPa]	minimální mez pevnosti materiálu
$R_z$	[ $\mu m$ ]	průměrná hloubka profilu
$r_t$	[m]	střední třecí poloměr kotouče
$S$	[m]	maximální zábrzdňá dráha
$S_1$	[m]	maximální zábrzdňá dráha, prázdný stav
$S_2$	[m]	maximální zábrzdňá dráha, částečně ložený stav
$s_2$	[m]	zábrzdňá dráha od okamžiku, kdy $F_b = 0,95 \cdot F_B$ do zastavení
$t$	[s]	čas
$t_e$	[s]	ekvivalentní doba
$t_o$	[s]	doba prodlení na začátku brzdění
$t_p$	[s]	doba plnění brzdového válce
$v$	[km/h]	rychlost
$v_1$	[km/h]	počáteční rychlost prázdného vozu
$v_2$	[km/h]	počáteční rychlost částečně loženého vozu
$v_3$	[km/h]	počáteční rychlost plně loženého vozu
$W_k$	[ $mm^3$ ]	modul průřezu v krutu

$W_o$	[ $mm^3$ ]	modul průřezu v ohybu
$\ddot{x}$	[ $m \cdot s^{-2}$ ]	zrychlení / zpomalení ve směru x
$\alpha$	[-]	součinitel tvaru
$\alpha_{krut}$	[-]	součinitel tvaru pro krut
$\alpha_{ohyb}$	[-]	součinitel tvaru pro ohyb
$\beta$	[-]	součinitel vrubu
$\beta_{ohyb}$	[-]	součinitel vrubu v ohybu
$\beta_{krut}$	[-]	součinitel vrubu v krutu
$\lambda$	[%]	brzdící procento
$\mu_a$	[-]	okamžitý součinitel tření
$\mu_{adheze}$	[-]	součinitel adheze
$\mu_{end}$	[-]	okamžitý součinitel tření těsně před zastavením
$\mu_m$	[-]	střední součinitel tření
$\mu_{max}$	[-]	max. hodnota součinitele tření
$\rho$	[-]	součinitel rotačních hmot
$\rho_{vl}$	[-]	průměrná hodnota součinitele rotačních hmot všech vozidel ve vlaku
$\sigma_{a\_red}$	[ $MPa$ ]	amplituda von Misesova středního napětí
$\sigma_{A\_Gerber}$	[ $MPa$ ]	svislá souřadnice průsečíku Gerberovy přímky a zatěžovací přímky
$\sigma_{A\_Langer}$	[ $MPa$ ]	svislá souřadnice průsečíku Langerovy přímky a zatěžovací přímky
$\sigma_{m\_red}$	[ $MPa$ ]	von Misesovo střední napětí
$\sigma_{M\_Gerber}$	[ $MPa$ ]	vodorovná souřadnice průsečíku Gerberovy přímky a zatěžovací přímky
$\sigma_{M\_Langer}$	[ $MPa$ ]	vodorovná souřadnice průsečíku Langerovy přímky a zatěžovací přímky
$\sigma_{red}$	[ $MPa$ ]	redukováné napětí
$\sigma_{red\_šroubu}$	[ $MPa$ ]	redukováné napětí ve šroubu
$\sigma_{šroubu}$	[ $MPa$ ]	tahové napětí zatěžující šroub
$\tau_{šroubu}$	[ $MPa$ ]	smykové napětí zatěžující šroub

$\sigma_o$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{oA}$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{oM}$	[MPa]	mez únavy materiálu
$\sigma'_{CO}$	[MPa]	korigovaná mez únavy materiálu
$\varphi$	[°]	úhel stoupání závitu
$\gamma'$	[°]	třecí úhel závitu
$\tau$	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{kA}$	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{kM}$	[MPa]	smykové napětí

# 1 Úvod

U každého dopravního prostředku, vlak nevyjímaje, hraje důležitou roli schopnost bezpečně zastavit na určité dráze. Vlastnosti brzd do značné míry závisí na součiniteli tření. V této bakalářské práci se zabývám ověřením součinitele tření a třecích vlastností různých typů brzdových obložení nákladního vozu.

Myšlenka na jejich ověření vznikla ze zkušeností zaměstnanců společnosti DAKO-CZ, a.s. Třemošnice. Cílem práce je zmapovat chování součinitele tření v závislosti na rychlosti (především v rozmezí nula až 30 km/h), v závislosti na teplotě, materiálu obložení, režimu ložení (prázdný, částečně ložený a plně ložený vůz) a počáteční rychlosti brzdění.

## 2 Společnost DAKO-CZ, a.s. Třemošnice

Historie společnosti, ve které pracuji, sahá více jak 200 let zpět. Z původní slévárny se podnik rozrostl na jednoho z nejvýznamnějších výrobců brzdových systémů pro vlaky a tramvaje. Brzdy vyrobené v DAKO-CZ, a.s. se používají na kolejových vozidlech v Indii, Číně, Malajsii a Indonésii. Výrobky společnosti odebírají firmy jako Stadler, Siemens nebo Tatravagónka Poprad a.s. a samozřejmě ČD a ZSSK [1].

V roce 1816 začal Josef Zvěřina se stavbou slévárny v Hedvikově u Čáslavi. V 60. letech 19. století se začalo projevovat, že malé železářny nejsou schopné konkurovat moderním velkým železárnám. Období mezi léty 1870 a koncem první světové války se vyznačovala velkým střídáním nájemců.

Nejdůležitější etapa v historii podniku je spojena se jménem Josefa Bartoše. V Praze založil dílnu, kde začal vyrábět součástky pro systémy parního vytápění vagonů a jejich plynového osvětlení. V roce 1921 přikoupil slévárnu a převzal hedvikovskou továrnu. Areál továrny prošel přestavbou, stala se z něj strojírna.

V roce 1923 Mezinárodní železniční unie stanovila, že pro mezinárodní provoz železničních vlaků se budou nadále používat pouze tlakové brzdy. V důsledku toho v roce 1924 zadalo ředitelství Železniční správy Praha zakázku dílů brzdových systémů Westinghouse Bartošově strojárně. Skutečně přelomovým se stal rok 1926, kdy byl vylepšený tlakový brzdový systém Westinghouse uznán subkomisí UIC a Bartošova strojírna zahájila kompletní výrobu a dodávky pro Československé státní dráhy – v předchozích letech podnik získal ve výrobě jednotlivých součástí velké zkušenosti a dosáhl soběstačnosti.

Za druhé světové války se výrobní kapacity orientovaly zejména na součástky střeliva – dna a pláště dělostřeleckých nábojů, ale i složité odlitky metodou tlakového lití lehkých kovů, převážně hliníku do kovových forem značné složitosti používané v automobilovém, motocyklovém a leteckém průmyslu.

Po druhé světové válce vydala brzdová komise UIC nová kritéria pro brzdové systémy. V Adamovských strojárnách spadajících pod firmu Škoda pracovali na úpravě brzdy systému Božič, aby vyhovovala novým standardům. Výsledky zkoušek byly oproti očekávání zklamáním a firma Škoda začala ztrácet zájem o brzdovou výrobu. Technik a významný vynálezce Josef Daněk, nyní už s mnoha nabytými zkušenostmi o brzdění, začal přemýšlet o modifikaci stávajícího systému. Když ministerstvo dopravy pověřilo Škodovku úpravou stávajícího systému Božič, svěřil se Josef Daněk se svými nápady svému šéfovi. V roce 1949 bylo po sérii jednání přistoupeno k převedení výroby brzd do Hedvikova.

Kovolis Hedvikov byl v roce 1952 pověřen úkolem vývoje vlastního československého brzdového systému.

Dalším přelomovým rokem se stal rok 1954. Byl představen brzdový systém DAKO s rozváděčem typu C. Nové systémy byly předvedeny subkomisi UIC a vylepšením vznikly v roce 1956 rozváděče DAKO CV1 A CV1D, které se vyráběly až do roku 2002 ve velkých sériích. V roce 1957 se DAKO (složenina počátečních písmen slov DANěk a KOvolis) stalo registrovanou obchodní značkou.

Mezi lety 1962 – 1967 byl vybudován v Třemošnici nový areál na zelené louce tak, aby podnik pokryl požadavky na výrobu brzd. Zároveň probíhaly i organizační změny. Jelikož měla firma bohaté zkušenosti s hydraulikou, byla v roce 1978 přidružena zbrojní výroba. Jednalo se o systém k ovládní pohybu a stabilizace kanonu tanku T-72.

Celou zajímavou historii firmy popisuje kniha Tradice strojírný pod Železnými horami [2], ze které jsem vybral nejdůležitější události vedoucí k výrobě brzdových systémů.

## 3 Teoretická část

### 3.1 Pohybová rovnice vlaku

Jízdu vlaku lze při přijetí některých zjednodušení popsat jako pohyb hmotného bodu s jedním stupněm volnosti [3]. Základní tvar pohybové rovnice vlaku je vyjádřen vztahem (3.1).

$$m_{vl} \cdot (1 + \rho) \cdot \ddot{x} = F_{ok} - F_{B_{OK}} - O_v - O_t \quad (3.1)$$

Brzdná síla je síla, která působí proti pohybu vozidla, resp. vlaku a které je vyvozována zařízením k tomu určeným, tedy brzdou, resp. brzdovým systémem. Z fyzikálního hlediska dochází při brzdění k přeměně kinetické energie vlaku na jiné formy energie, obvykle na teplo, nebo na energii elektrickou [3]. Člen  $F_{B_{ok}}$  rovnice (3.1) představuje celkovou brzdnou sílu na obvodu kol v [N].

### 3.2 Vlaková brzda

První vlaky brzdila pouze lokomotiva pomocí mechanické brzdy nebo tak, že lokomotiva přestavila na zpětný chod. Časem začaly být některé vozy osazovány mechanickou brzdou ovládanou brzdařem. Problémem tohoto řešení bylo, že jednotlivé vozy nebrzdily stejně, ale s prodlevami [4]. Byla to ale až samočinná brzda vynálezce George Westinghouse z roku 1842, která se ukázala jako funkční řešení.

Samočinná tlaková brzda je nejdůležitější brzda všech železničních vozidel. Strojvedoucí brzdíčem ovládá tlak v hlavním potrubí. Hlavní potrubí vede po celé délce vlaku a spojuje dílčí části brzdného systému. Snížením tlaku v potrubí zareagují rozváděče na jednotlivých vozech a z předem naplněných pomocných vzduchojemů přepustí vzduch do brzdových válců. Zvýšením tlaku v hlavním potrubí dojde naopak k odvětrání brzdových válců. Při případném přetržení vlaku tak brzda zaúčinkuje sama [3].

#### 3.2.1 Základní rozdělení brzd železničních vozidel:

Brzdy lze rozdělit do dvou hlavních skupin – adhezní a neadhezní [3].

**Adhezní brzdy** jsou založeny na principu adhezního přenosu tečných brzdových sil mezi kolem a kolejnicí [3], a hlavně mezi kolem a špalíkem / kotoučem a brzdovým obložením.

Mezi třecí brzdy patří brzda špalíková a brzda kotoučová.

Řadí se sem i dynamické brzdy, kam patří elektrodynamická a hydrodynamická brzda.

**Neadhezní brzdy** – nepracují na principu adheze, jsou využívány spíše jako doplňkové. Patří sem brzda vířivá.

### 3.2.2 Brzdná síla na obvodu kola

Jak už bylo zmíněno v odstavci základní rozdělení brzd kolejových vozidel, adhezní brzdy fungují na základě přenosu tečných sil mezi kolem a kolejnicí. Jsou omezeny součinitelem adheze a platí podmínky pro účinné brzdění.

U špalíkové brzdy musí být dodržena podmínka vyjádřená rovnicí níže [5].  $G$  je síla rovná tíze vozidla,  $\mu_{adheze}$  je součinitel adheze,  $F_{p\_špalíku}$  je přítláčná síla špalíku a  $f$  je součinitel tření mezi špalíkem a kolem. Vynásobením vznikne třecí síla  $F_t$ .

$$G \cdot \mu_{adheze} > 2 \cdot (F_{p\_špalíku} \cdot f) \quad (3.2)$$

$$G \cdot \mu_{adheze} > 2 \cdot F_t \quad (3.3)$$

U kotoučové brzdy je podmínka určena momentovou rovnicí.  $R$  je poloměr kola,  $r_t$  střední třecí poloměr na kotouči a  $\mu_a$  je součinitel tření mezi brzdovým obložením a plochou brzdového kotouče,  $F_p$  je přítláčná síla brzdového obložení na plochu brzdového kotouče.

$$(2 \cdot F_p \cdot \mu_a) \cdot r_t < (G \cdot \mu_{adheze}) \cdot R \quad (3.4)$$

$$(2 \cdot F_t) \cdot r_t < (G \cdot \mu_{adheze}) \cdot R \quad (3.5)$$

Při nedodržení uvedených podmínek může dojít k zablokování kola a jeho smyku.

### 3.3 Brzdící schopnost železničních vozidel

Brzdící váha  $B_V$  [t] je veličina udávající mohutnost brzdy [4]. Na boku železničních vozidel je povinně uvedena tabulka brzdících vah pro jednotlivé jízdní režimy („R“ rychlíkový, „P“ osobní, „G“ nákladní).  $B_V$  se určují pomocí empirických vztahů a ověřují zkouškami.

Brzdící procento  $\lambda$  kvantifikuje závislost mezi počáteční rychlostí jízdy a zábrzdnou dráhou na rovné koleji [3].

Se znalostí brzdících vah  $B_V$  a celkové hmotnosti  $M$  jednotlivých vozidel lze pomocí vztahu

$$\lambda = \frac{\Sigma B_V}{\Sigma M} \cdot 100 [\%] \quad (3.6)$$

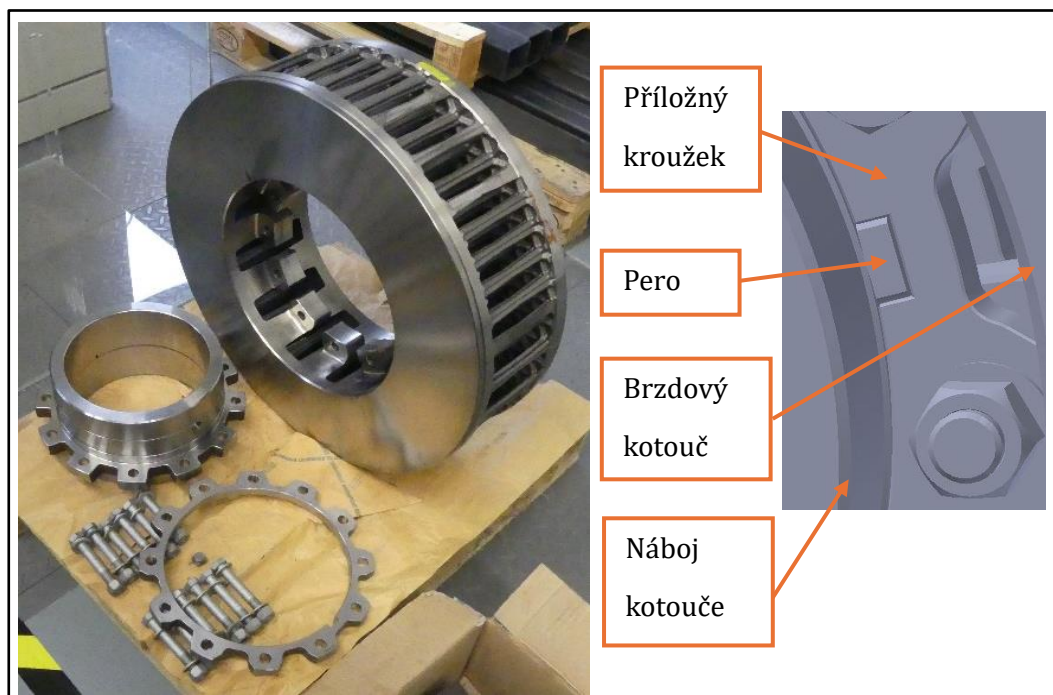
vypočítat brzdící procento vlaku  $\lambda$  pro daný režim jízdy. Jeho hodnota se porovnává s údajem brzdících procent pro určitý traťový úsek – existují tabulky, kde je uvedeno minimum brzdících procent pro zachování bezpečnosti provozu. Získaná hodnota musí být stejná nebo větší než uvedené v tabulkách.

### 3.4 Brzdový kotouč

Pro zkoušení třecích dvojic byl vybrán kotouč o průměru 590 mm a šířky 170 mm, což jsou typické rozměry kotoučů používaných u nákladních vozů. Na výrobu kotoučů se nejčastěji používá šedá litina. Uvedený kotouč je vyroben z EN-GJL-250. Výrobce je firma Kovis, Slovinsko.

Kotouč se skládá z náboje a věnce, který má uvnitř žebrování pro zlepšení chlazení – umožňuje proudění/ ventilaci vzduchu. Vybraný kotouč má tvar žebor optimalizovaný tak, aby měla větší plochu pro lepší odvod tepla.

Brzdový kotouč se pomocí šroubů a příložného kroužku přišroubuje na náboj. Náboj je určen k nalisování na sedlo nápravy (nalisování probíhá za studena). V náboji je na dosedací ploše kotouče kruhový otvor pro pero. Pero brání otáčení příložného kroužku a zajišťuje, aby díry v náboji, kotouči a kroužku byly proti sobě.



Obrázek 1 Brzdový kotouč použitý při měření.

### 3.5 Brzdové obložení

Pro měření byly zvoleny tři typy brzdového obložení:

Becorit BM41NT - sintrové obložení, používané na nákladních vzech

Jurid 707 - sintrové obložení, používané na nákladních vzech

Jurid 878 typ J1492 - organické obložení, používané na osobních vzech

### 3.6 ČSN EN 15328+A1:2024 Železniční aplikace

Tato norma [6] stanovuje požadavky na brzdové obložení pro kotoučové brzdy používané na železničních vozidlech – mimo vozidel městské kolejové dopravy.

Nejdůležitější vlastností požadovanou po brzdovém obložení je stálost součinitele tření – nesmí záviset na opotřebením obložení, specifickém tlaku nebo podmínkách prostředí, jako je vlhko nebo teplota (od součinitele tření za sucha se musí součinitel za těchto podmínek lišit minimálně). Složení materiálu je hledání kompromisu mezi několika vlastnostmi. Materiál obložení musí mít dobré třecí vlastnosti a nesmí být zároveň agresivní vůči brzdovému kotouči. Zároveň musí mít životnost, aby se obložení rychle neopotřebovala (konstrukce obložení musí umožnit rovnoměrné opotřebením materiálu, kolik je uvedeno v konstrukční specifikaci). Norma rovněž určuje obecné programy zkoušení obložení na dynamometru.

V normě jsou definovány kategorie A1 – G1, které mají pevně určené parametry.

Tabulka 1 Typy vozidel a energetické třídy

<b>Třída</b>	<b>Typ vozidla</b>
A1	Nákladní vozy v SS-provozu s brzdovými kotouči na nápravách
B1	Jednotky s maximální rychlostí 160 km/h s brzdovými kotouči v kolech
B2	Jednotky s maximální rychlostí 160 km/h s brzdovými kotouči v kolech
C0	Osobní vozy s maximální rychlostí 200 km/h s brzdovými kotouči na nápravách
C1	Jednotky s maximální rychlostí 200 km/h s brzdovými kotouči v kolech
C2	Jednotky s maximální rychlostí 200 km/h s brzdovými kotouči v kolech
C3	Lokomotivy s maximální rychlostí 200 km/h s brzdovými kotouči v kolech
D1	Jednotky s maximální rychlostí 250 km/h s brzdovými kotouči na nápravách
D2	Jednotky s maximální rychlostí 250 km/h s brzdovými kotouči v kolech
E1	Vysokorychlostní vlaky s maximální rychlostí 300 km/h s brzdovými kotouči v kolech
F1	Vysokorychlostní vlaky s maximální rychlostí 350 km/h s brzdovými kotouči na nápravách
F2	Vysokorychlostní vlaky s maximální rychlostí 350 km/h s brzdovými kotouči na nápravách
F3	Vysokorychlostní vlaky s maximální rychlostí 350 km/h s brzdovými kotouči v kolech
G1	Vysokorychlostní vlaky s maximální rychlostí 400 km/h s brzdovými kotouči na nápravách

Příklad parametrů pro třídu A1 jsou uvedeny v tabulce 2.

Tabulka 2 Příklad hodnot, klasifikace brzdových destiček

Třída	Max. energie [MJ]	Max. výkon [kW]	Max. rychlost [km/h]	Brzděná hmotnost [t]	Přibližné brzdové zpomalení [m/s <sup>2</sup> ]
A1	6,3	338	120	11,25	0,9

Obložení každé kategorie jsou charakterizována jejich třecím chováním, popsaným jako jmenovitá čára závislá na rychlosti. Před vysvětlením její definice je nutné uvést pár pojmů používaných v normě.

Norma definuje **brzdové obložení** jako sestavu třecího materiálu a příslušného upevňovacího prvku činnou na třecí ploše brzdového kotouče. **Třecí materiál** je definován jako spotřebovatelná část obložení, která je činná na třecí ploše brzdového kotouče s cílem dosažení specifikované brzděné výkonnosti. **Okamžitý součinitel tření  $\mu_a$**  je okamžitá hodnota součinitele tření třecího páru brzdová destička/ brzdový kotouč v každém okamžiku při brzdění. Větší význam má **střední součinitel tření  $\mu_m$**  vypočtený podle vztahu:

$$\mu_m = \frac{1}{s_2} \cdot \int_0^{s_2} \mu_a \cdot ds \quad (3.7)$$

Střední součinitel je okamžitý součinitel tření integrovaný na **dráze  $s_2$**  – brzděná dráha od okamžiku, kdy okamžitá brzděná síla na kotouč  $F_b$  dosáhne 95% jmenovité brzděné síly na kotouč  $F_B$  do zastavení.

Podle důležitosti brzdění jsou rozlišovány čtyři **Úrovně priority brzdění**.

Tabulka 3 Úrovně priority brzdění

Úroveň priority	Typ brzdění
1	typ brzdění za sucha s nejvyšší jmenovitou brzdou silou pro jakoukoliv hmotnost za normálních podmínek.
2	brzdění za vlhka a horká brzdění s nejvyšší jmenovitou brzdou silou pro jakoukoliv hmotnost.
3	brzdění s nejvyšší jmenovitou silou používaná pro čištění, sušení atd. pro jakoukoliv hmotnost.
4	označuje všechna ostatní brzdění s výjimkou souvislých brzdění pro zajištění a ověření statického součinitele tření
-	Souvislá brzdění, brzdění pro zajištění, ověření statického součinitele tření

Nyní k samotné **jmenovité čáře závislé na rychlosti**. Tato čára se určuje pro každé obložení a zkušební program jako lineární regresní přímka středního součinitele tření proti rychlostem všech brzdění s prioritou 1, seřazených od nejnižší po nejvyšší zkušební rychlost.

Úrovně priorit brzdění slouží k přiřazení **tolerančních pásem 1 a 2**. Pásma jsou vztažena od jmenovité čáry závislé na rychlosti. Toleranční pásmo 1 vymezuje oblast, kde (až na určité dovolené výjimky) musí ležet střední součinitel tření. Toleranční pásmo 2 určuje oblast, mimo kterou se nesmí dostat žádný střední součinitel tření.

Tabulka 4 Toleranční pásma středního součinitele tření

Úroveň priority brzdění	1	2	3	4
Toleranční pásmo 1	±10%	±15%	±20%	±25%
Toleranční pásmo 2	±15%	±20%	±25%	±30%

Okamžitý součinitel tření má dané limity pouze pro programy zkoušek S1.1, S2.1, T1 a T2 týkajících se osobních vozů (volitelné klasifikační schéma pro osobní vozy).

Norma dále specifikuje přípravu kotouče a obložení pro proces certifikace.

V případech, kdy je kotouč nový anebo použitý, ale bez trhlin a stop nánosů třecího materiálu po předchozích zkouškách, zahájí se rovnou ve zkušebním programu definovaný postup přípravy. Byl-li už kotouč použit pro měření a má na sobě trhliny a rýhy, je nejdříve obroben a pak je přistoupeno k programu přípravy. V případě nánosů třecího materiálu je zařazen proces čištění – pomocí dostatečného počtu brzdění s obložení z předchozích měření se nánosy odstraní.

Nyní je vhodné zmínit se o měření teploty. Teplota se měří šesti termočlánky (teplotními čidly). Na každé straně kotouče jsou tři, umístěné po 120°. Jeden je na středním třecím poloměru, další se nachází na poloměru o 40 mm větším, než je střední třecí poloměr a poslední na poloměru o 40 mm menším, než je střední třecí poloměr. Neumožňuje-li to geometrie brzdového kotouče, je předepsáno použití klouzavých termočlánků.

Proces přípravy obložení je jednodušší. V programu zkoušky jsou uvedeny parametry pro zajíždění. Při těchto parametrech musí být dosaženo zajetí 85% plochy obložení.

Pro běžné průměry brzdových kotoučů lze v příslušné tabulce dohledat průtok vody (v litrech za hodinu) na brzdový kotouč během zkoušek za vlhka. Pro kotouče průměrů, které nejsou definované v normě, je stanoven vzorec pro výpočet potřebného průtoku.

V příloze normy je i vzor zprávy ze zkoušky ve standardní formě.

### **3.7 Vyhláška UIC 541-3 Brzda – kotoučová brzda a její použití – všeobecné podmínky pro certifikaci brzdového obložení**

Tato mezinárodní norma [7] se zabývá stejnou problematikou. UIC 541-3 vznikla dříve a je rozšířenější, platí i mimo Evropskou unii.

V Evropě je více používaná norma ČSN EN 15328+A1:2024.

## 4 Reálné situace a zkušenosti z provozu

V provozu nákladních vozů s kotoučovou brzdou dochází z různých důvodů ke smykům dvojkolí a následnému vzniku vad na jízdni ploše kol. Tyto vady je pak nutné řešit odstavením vozu z provozu a přesoustružením kol, což s sebou nese nevyžádané vícenáklady na provoz. Uvedené závady jsou přirozeně dávány za vinu brzdovému systému, resp. jeho ovládání a tento systém je poté reklamován jeho výrobcí. Ve většině případů je ale při přezkoušení prokázáno, že brzdový systém funguje správně.

To je i případ situace v DAKO-CZ. Proto bylo touto společností vypsáno téma, které je v této bakalářské práci řešeno. Na vznik smyku nebo mikrosmyků dvojkolí totiž mohou mít vliv i další skutečnosti než jen samotná přítomnost tlaku v brzdovém válci, ale i samotný aktuální součinitel adheze vzhledem ke klimatickým podmínkám (např. vlhkost, nebo přítomnost listí na kolejnicích v podzimním období), dále třeba chyba obsluhy (např. ve formě neúplně povolené ruční brzdy), nebo právě vlastnosti třecí dvojice.

Průběh součinitele tření je jedním z parametrů, které přímo průběh brzdění ovlivňují. Na základě již známých zkušeností s LL-špalíky, kde dochází k nárůstu součinitele tření takovým způsobem, že jsou i překračovány adhezní limity, je nyní cílem práce prozkoumat i chování v případě kotoučové brzdy.

## 5 Praktická část

### 5.1 Zkušební stav

Zkoušky třecích dvojic budou realizovány na rotačním zkušebním stavu společnosti DAKO-CZ, a.s. Třemošnice.

Tento zkušební stav je určen ke zkoušení třecích dvojic brzdového obložení používaného pro vlaky a tramvaje.

Hlavní části stavu jsou namontovány na nosném ránu. Elektrický motor pohánějící stav má maximální výkon 700kW, dále se tu nachází dva setrvačníky 210  $kgm^2$  a 420  $kgm^2$ . Druhý setrvačnick je manuálně odpojitelný (odpojení musí být provedeno bez spuštěného motoru).

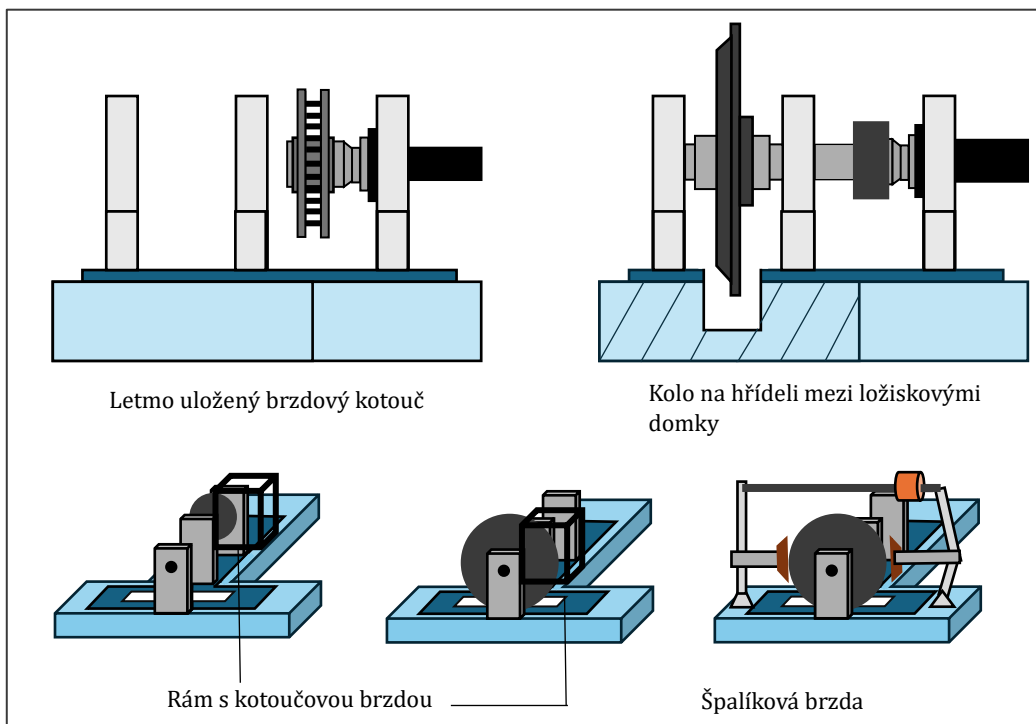
3-stupňová převodovka Wikov umožňuje realizaci převodů 1:1; 1:2,29 a 1:3,88. Před změnou převodu je nutné vypnout pohon stavu, zasunout hydraulickou spojku k vlnovcové spojce a povolit šrouby držící na místě pohyblivou T-desku. T-deska tvoří jeden celek s čtyřmi ložiskovými domky, které jsou na ní upevněny. Pomocí pohonu lze desku posunout na definované pozice proti třem výstupním hřídelím převodovky. Po posunutí proti požadované hřídeli (a tím zároveň nastavení požadovaného převodu) stačí znovu vysunout hydraulickou spojku a hřídele spojit. Stav je vybaven 12-kanálovou telemetrií pro snímání teploty, snímačem momentu a okruhy pro mazání/chlazení pohonu, ložisek a převodovky. Místnost, kde je stav umístěn, je vybavena mostovým jeřábem pro manipulaci se zkušebními vzorky. Výsledky měření se ukládají do formátu csv.

Na zkušebním stavu lze měřit velký rozsah kol, kotoučů a brzdového obložení. Stav je vybaven několika stanovišti pro různou konfiguraci měření. Všechna se nachází mezi ložiskovými domky na T-desce.

Na T-desce je nejbližší převodovce stanoviště pro kotoučovou brzdu při letmém uložení hřídele. Zde lze měřit kola/ kotouče do průměru 920 mm. Na tomto stanovišti bude probíhat měření, které je předmětem této bakalářské práce. Jednotlivé možnosti uspořádání stavu jsou znázorněny na obrázek 2 možné konfigurace zkušebního stavu.

Mezi vedlejšími ložiskovými domky se nachází stanoviště pro kotoučovou brzdu pro uložení hřídele mezi ložiskovými domky, kde lze měřit kotouče/ kola do průměru max. 1500 mm (stanoviště má proto vybrání v základním rámu). Toto stanoviště lze dovybavit pákovým pro

špalíkovou brzdou, ta může být použita rovněž pro kola o průměru 500 mm až 1500 mm. Na obrázek 3 je celkové uspořádání zkušebního stavu při pohledu shora.



Obrázek 2 Možné konfigurace zkušebního stavu

Základní princip měření je založen na měření krouticího momentu a přítláčné síly působící na třecí plochy kotouče, nebo kola.

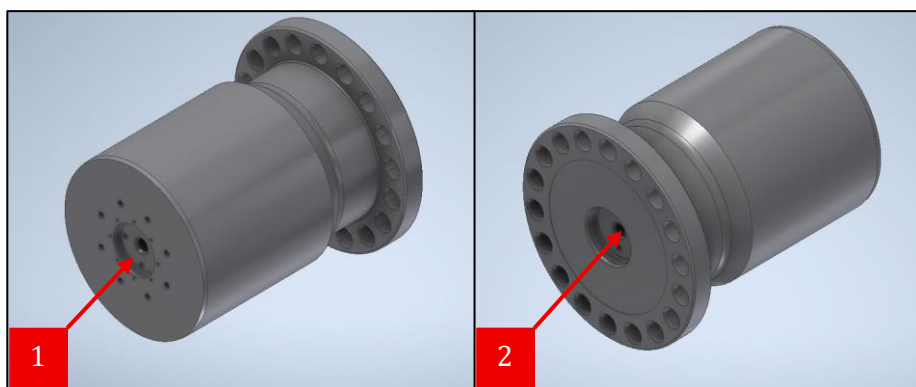
$$M_k = r_t \cdot F_t \quad (5.1)$$

$$F_t = \mu_a \cdot F_p \quad (5.2)$$

Krouticí moment  $M_k$  z rovnice (5.1) je měřen snímačem krutu. Přítláčná síla  $F_p$  na kotouč v rovnici (5.2) je měřena siloměrem mezi převodnicemi. Střední poloměr tření  $r_t$  je v tomto případě  $r_t = 230$  mm. Z měření je možno odečíst okamžitý součinitel tření  $\mu_a$ . Tento okamžitý součinitel tření lze použít pro vyhodnocení středního součinitele tření a vyhodnocení vlastností třecího materiálu.







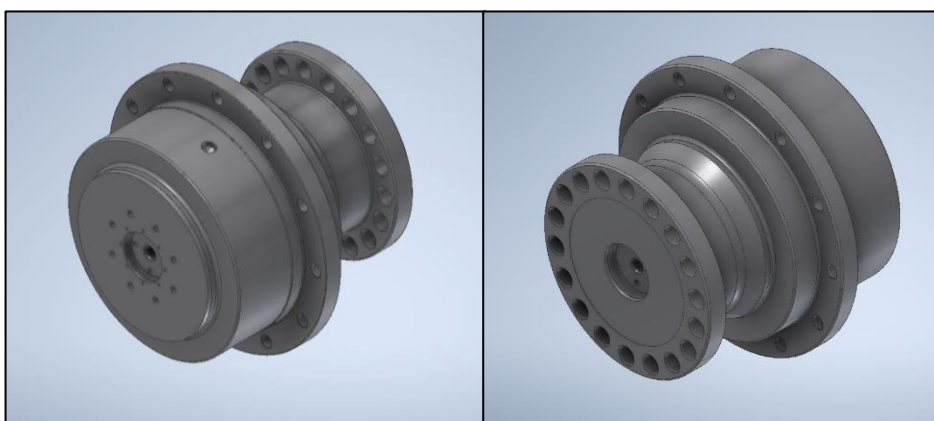
Obrázek 5 Hřídel zkušební vzorku, normální provedení

### 5.3 Konstrukční návrh přípravku pro montáž kotouče na zkušební stav

Jelikož nebyl z předešlých měření k dispozici hřídel vzorku vhodný pro uchycení zvoleného kotouče, bylo nutné ho před zahájením samotných zkoušek vyrobit.

Již při přípravné fázi vznikly obavy, zda bude s ohledem na termín zpracování bakalářské práce možné realizovat spojení hřídele vzorku a náboje kotouče lisovaným spojem. Vybavení společnosti DAKO-CZ neposkytuje možnosti pro provedení takto velkého lisovaného spoje. Výpočet přesahu hřídele, objednání polotovaru, jeho obrobení a zajištění nalisování náboje kotouče v další firmě s dostatečným vybavením by trvalo dlouho. Po diskusi proto byla přijata alternativa v podobě upraveného hřídele vzorku. Obrázek 6 zachycuje 3D model nového návrhu.

Úprava spočívala v kombinaci standardního hřídele vzorku s přírubou z náboje kotouče. Kotouč bude přišroubován na ní a hřídel vzorku bude přišroubována na zkušební stav.



Obrázek 6 Modifikovaný hřídel vzorku

Toto řešení umožnilo díl vyrobit v DAKO-CZ na dostupných CNC strojích. Nevýhodou je, že celý proces bude komplikovat značná hmotnost a velikost polotovaru (cca 200 kg). Rozměry a geometrie původního hřídele vzorku budou zachovány kvůli zástavbovým rozměrům.

### 5.3.1 Vůz Sggns 80'

Pro výpočet brzdy byl vybrán vůz Sggns 80' vyrobený Tatravagónkou Poprad [9]. Je to čtyřosý vůz pro režim SS s ložením 90 t s maximální rychlostí 120 km/h. Svými parametry představuje typického zástupce kategorie vozů, které se týká měření, jež je předmětem bakalářské práce.

### 5.3.2 Výpočet brzdy

Z normy UIC 543 bylo odečteno, že pro režim SS se stanovují brzdná procenta  $\lambda = 100\%$ . Z důvodu navýšení bezpečnosti je ve výpočtu použita hodnota 105%.

V rámci bakalářské práce jsou výpočty provedeny se zjednodušením ve formě zanedbání vozidlových odporů, které se při návrhu reálné brzdy uvažují.

Výpočet přítlačné síly bude proveden pro tři případy:

- 1) prázdný vůz, počáteční rychlost  $v_1 = 120 \text{ km/h} = 33,33 \text{ m/s}$ , vlastní hmotnost vozu  $m_1 = 21500 \text{ kg}$
- 2) částečně ložený vůz, počáteční rychlost  $v_2 = 120 \text{ km/h} = 33,33 \text{ m/s}$ , vlastní hmotnost vozu  $m_2 = 80000 \text{ kg}$  (ložná hmotnost 58500 kg)
- 3) plně ložený vůz, počáteční rychlost  $v_3 = 100 \text{ km/h} = 27,77 \text{ m/s}$ , vlastní hmotnost vozu  $m_3 = 90000 \text{ kg}$  (ložná hmotnost 68500 kg)

Norma UIC 544-1 [8] udává vzorec pro výpočet maximální zábrzdě dráhy jako:

$$S = \frac{C}{\lambda + D} \quad (5.3)$$

Koeficienty C a D jsou odečteny z tabulky pro příslušné rychlosti z přílohy normy pro vozy v režimu SS.

Maximální zábrzdě dráhy se pak mohou spočítat pro jednotlivé případy:

$$S_1 = \frac{83634}{105 + 19} = 674,46 \text{ m} \quad (5.4)$$

$$S_2 = \frac{83634}{105 + 19} = 674,46 \text{ m} \quad (5.5)$$

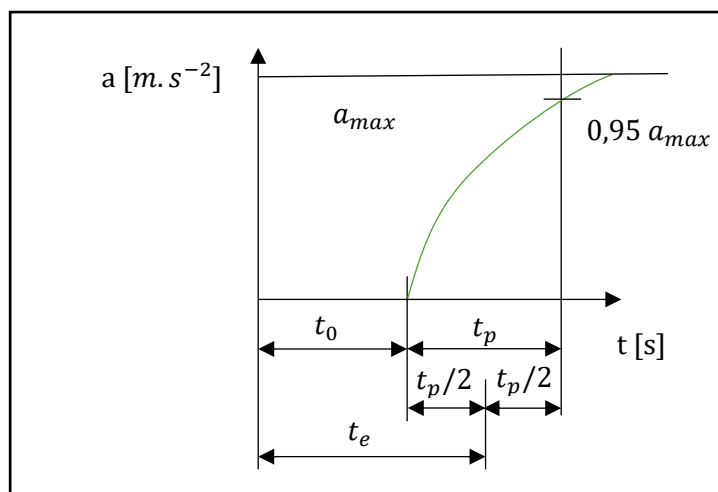
Jelikož je výchozí rychlost v obou případech stejná (120 km/h) jsou stejné i koeficienty C a D.

Třetí případ nelze počítat podle uvedeného vztahu. Legislativa stanovuje, že kotoučové brzdy se navrhují do hmotnosti vozidel 80t. Tlak v brzděném válci roste do hodnoty 3,8 bar pro hmotnost vozu 80t, pak už zůstává konstantní. Vůz s hmotností 90t pak bude mít delší zábrzděnou dráhu vycházející z menších brzdných procent po zalomení charakteristiky brzdění.

Důvod, proč byla vybrána v druhém případě hmotnost vozu blízko hmotnosti vozu v třetím případě je snaha prozkoumat chování součinitelů v oblasti, kde se mění charakteristiky brzdění.

Tyto hodnoty zábrzdňých drah jsou teoretické. Je potřeba vzít v úvahu vliv času reakce brzdy.

Ekvivalentní zábrzdňou dráhu lze spočítat jako rozdíl teoretických hodnot a dráhy ujeté za dobu reakce brzdy výchozí rychlostí. Ekvivalentní doba náběhu brzdění  $t_e$  je složena z doby prodlení na začátku brzdění  $t_0$  a poloviny doby plnění brzdových válců  $t_p$ . Pro zjednodušení je uvažováno, že první polovinu doby  $t_p$  brzdový válec nebrzdí a v druhé polovině doby  $t_p$  brzdí s maximálním účinkem. Doba  $t_0$  je zvolena 0 a  $t_p = 4\text{ s}$ .



Obrázek 7 Znázornění doby prodlevy

$$t_e = t_0 + \frac{t_p}{2} \quad (5.6)$$

$$l = S - (v_0 \cdot t_e) \quad (5.7)$$

Výpočet efektivních zábrzdňých drah pro jednotlivé případy:

$$l_1 = 674,46 - (33,33 \cdot 2) = 607,8\text{m} \quad (5.8)$$

$$l_2 = 674,46 - (33,33 \cdot 2) = 607,8\text{m} \quad (5.9)$$

Výpočet brzdňých sil je založen na tom, že přírůstek kinetické energie hmotného bodu se rovná přírůstku práce výslednice vnějších sil na hmotný bod působících.

Zjednodušený tvar pohybové rovnice vlaku vychází z odvození [3]:

$$m \cdot \ddot{x} = \sum F_x \quad (5.10)$$

$$\ddot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dv}{dt} \quad (5.11)$$

$$\frac{dv}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} = \frac{dv}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{d(v^2)}{2 \cdot dx} \quad (5.12)$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot d(v^2) = \sum F_X \cdot dx \quad (5.13)$$

$$dE_K = dW_{FX} \quad (5.14)$$

$$E_K = \int_{x_1}^{x_2} F_B dx \quad (5.15)$$

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (1 + \rho) \cdot v^2 \quad (5.16)$$

$$\int_{x_1}^{x_2} F_B dx = F_B \cdot l \quad (5.17)$$

Položíme-li pravé strany výrazů (5.16) a (5.17) rovné, dostaneme tvar:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot (1 + \rho) \cdot v^2 = F_B \cdot l \quad (5.18)$$

Součinitel rotačních hmot  $\rho = 0,04$  byl zvolen ze skript trakční mechaniky [3] a upřesněn z normy UIC 544-1 [8].

Výpočet celkové brzdné síly na obvodu kol pro jednotlivé případy:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot (1 + \rho) \cdot v^2 = F_{B\_OK} \cdot l \quad (5.19)$$

$$F_{B\_OK} = \frac{\frac{1}{2} \cdot m \cdot (1 + \rho) \cdot v^2}{l} \quad (5.20)$$

$$F_{B\_OK1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 21500 \cdot (1 + 0,04) \cdot 33,33^2}{607,8} = 20433,92 \text{ N} \quad (5.21)$$

$$F_{B\_OK2} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 80000 \cdot (1 + 0,04) \cdot 33,33^2}{607,8} = 76033,19 \text{ N} \quad (5.22)$$

Vůz má 4 nápravy, tedy 8 kol. Na jedné nápravě jsou uvažovány dva kotouče, celkem 8 kotoučů.

Brzdná síla na obvodu jednoho kola B je celková brzdná síla na obvodu kol vydělená 8:

$$B = \frac{F_{B\_OK}}{8} \quad (5.23)$$

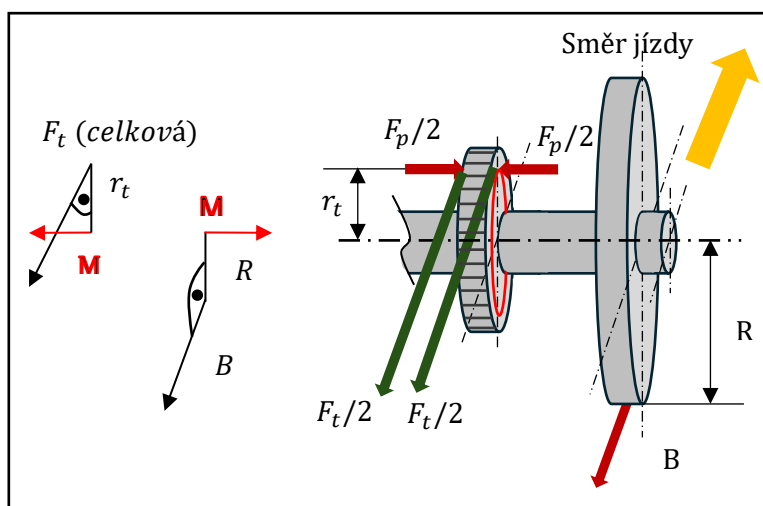
$$B_1 = \frac{F_{B\_OK1}}{8} = \frac{20433,92}{8} = 2554,24 \text{ N} \quad (5.24)$$

$$B_2 = \frac{F_{B\_OK2}}{8} = \frac{76033,19}{8} = 9504,14 \text{ N} \quad (5.25)$$

Pro výpočet přítlačné síly brzdového obložení na funkční plochu brzdového kotouče  $F_p$  je nejdříve potřeba určit třecí sílu  $F_t$  působící na středním třecím poloměru kotouče.

Kola na vozu uvažujeme nová, neopotřebovaná, o průměru 920 mm. Z rovnováhy momentů znázorněné na Obrázek 8 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

$$B \cdot R = F_t \cdot r_t \quad (5.26)$$



Obrázek 8 Síly působící na kolo a brzdový kotouč

kde  $R = 0,46$  m je poloměr kola,  $B$  brzdná síla na obvodu jednoho kola,  $r_t = 0,23$  m střední třecí poloměr je možné získat síly  $F_t$  vyjádřením z rovnice (5.26) získat vztah (5.27):

$$F_t = \frac{B \cdot R}{r_t} \quad (5.27)$$

$$F_{t1} = \frac{B_1 \cdot R}{r_t} = \frac{2554,24 \cdot 0,46}{0,23} = 5108,48 \text{ N} \quad (5.28)$$

$$F_{t2} = \frac{B_2 \cdot R}{r_t} = \frac{9504,14 \cdot 0,46}{0,23} = 19008,28 \text{ N} \quad (5.29)$$

Přítláčné síly  $F_p$  v jednotlivých případech je nyní možné určit jejím vyjádřením ze vzorce

$$F_t = F_p \cdot \mu_m \quad (5.30)$$

$$F_p = \frac{F_t}{\mu_m} \quad (5.31)$$

$$F_{p1} = \frac{F_{t1}}{\mu_m} = \frac{5108,48}{0,35} = 14595,65 \text{ N} \quad (5.32)$$

$$F_{p2} = \frac{F_{t2}}{\mu_m} = \frac{19008,28}{0,35} = 54309,37 \text{ N} \quad (5.33)$$

Vypočítané přítláčné síly  $F_p$  budou použity při návrhu zkušebního programu v kapitole 5.6.

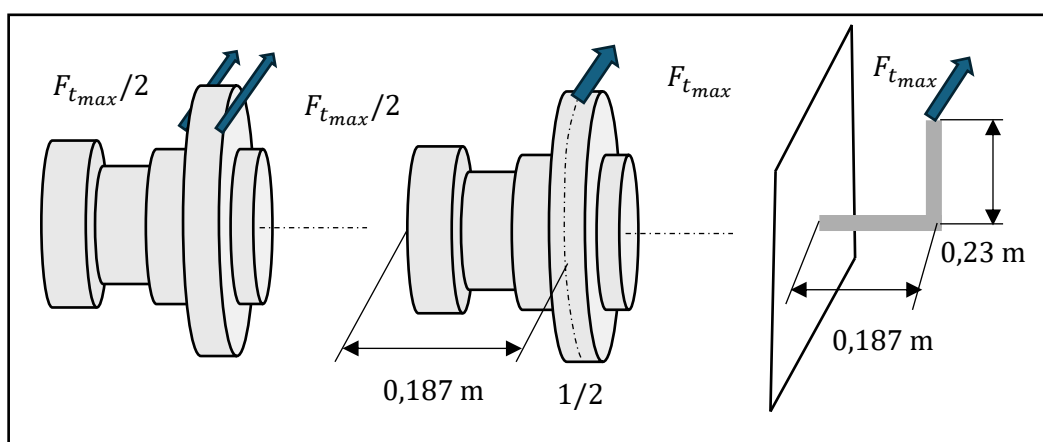
### 5.3.3 Silový rozbor

Pro dimenzování hřídele vzorku je potřeba uvažovat největší možné zatížení. Největší zatížení způsobí síla  $F_{p2}$  a z ní vzniklá síla  $F_{t2}$ . Střední koeficient tření  $\mu_m$  má také své tolerance a pro výpočet maximální síly zatížení bude uvažována jako jeho maximální hodnota 0,5.

$$F_{t_{max}} = F_{p2} \cdot \mu_{max} \quad (5.34)$$

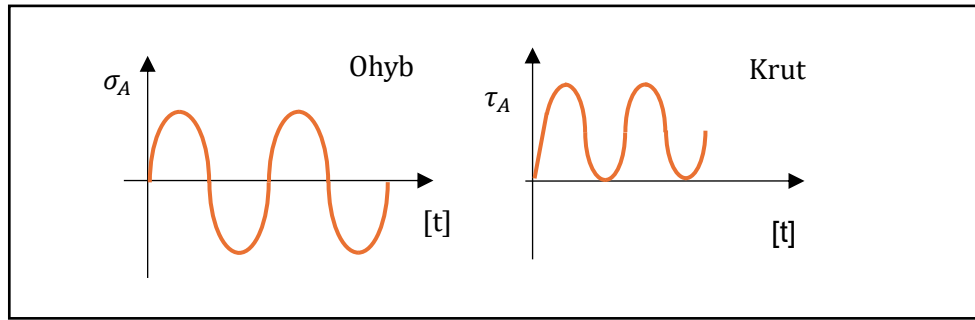
$$F_{t_{max}} = 54309,37 \cdot 0,5 = 27154,68 \text{ N} \quad (5.35)$$

Hřídel vzorku s nasazeným kotoučem zatížená silou  $F_{t_{max}}$  bude v rámci výpočtu převedena na zahnutý prut o průměru nejmenšího průměru hřídele vzorku.

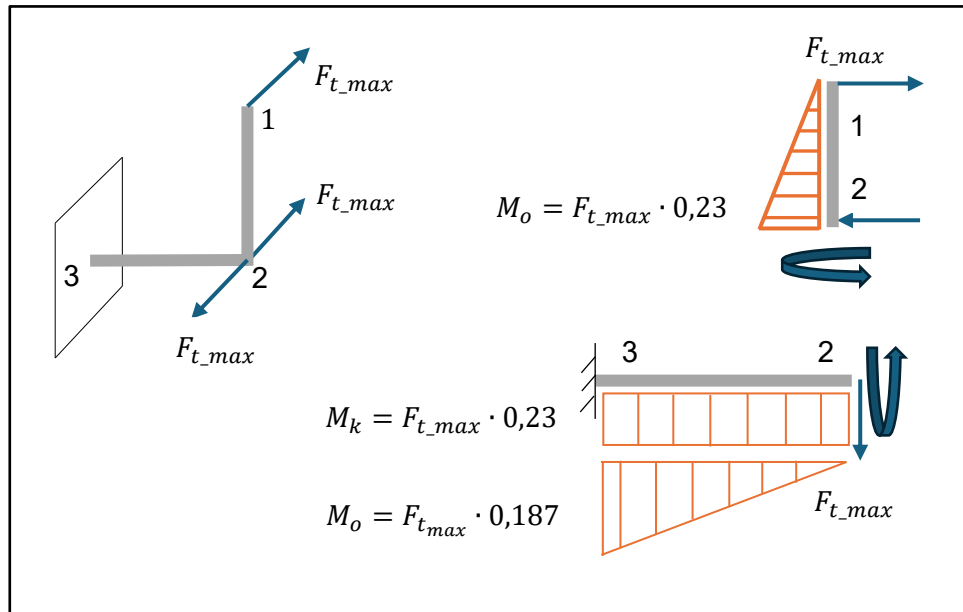


Obrázek 9 Výpočtový model, kombinace zkušební hřídele a brzdového kotouče

Hřídel vzorku bude namáhána na krut a ohyb. Namáhání ohybem probíhá jako souměrný střídavý cyklus (hřídel je ohýbána a přitom rotuje, vlákna materiálu na povrchu se natahují a po otočení zkracují). Namáhání krutem bude růst od nuly po svou maximální hodnotu, protože namáhání krutem vzniká s postupným růstem přítláčné síly a vzniklé třecí síly. Charaktery namáhání jsou naznačeny na obrázku níže (Obrázek 10).



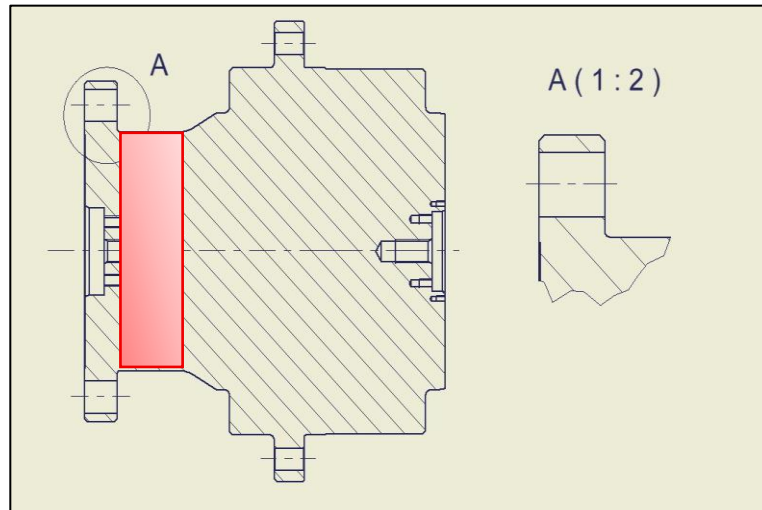
Obrázek 10 Charaktery zatěžování



Obrázek 11 Uvolnění křivého prutu

### 5.3.4 Výpočet zatížení hřídele vzorku z brzdového výpočtu

Výpočet namáhání hřídele vzorku bude proveden v nejhroženějším místě, v části s nejmenším průměrem - Obrázek 12. Síla použitá pro výpočet byla získána z rovnice (5.35).



Obrázek 12 Místo s nejmenším průměrem

Výpočet ohybového momentu zatěžující hřídel vzorku:

$$M_o = 0,187 \cdot F_{t,max} \quad (5.36)$$

$$M_o = 0,187 \cdot 27154,68 = 5077,9 \text{ Nm} \quad (5.37)$$

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{32}} \quad (5.38)$$

$$\sigma_o = \frac{5077,92}{\frac{\pi \cdot 0,164^3}{32}} = \frac{5077,92}{0,00043} = 11,7 \text{ MPa} \quad (5.39)$$

Výpočet krouticího momentu zatěžující hřídel vzorku:

$$M_k = r_t \cdot F_t \quad (5.40)$$

$$M_k = 0,23 \cdot 27154,68 = 6245,5 \text{ Nm} \quad (5.41)$$

Výpočet smykové napětí:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot D_2^3}{16}} \quad (5.42)$$

$$\tau = \frac{6245,57}{\frac{\pi \cdot 0,164^3}{16}} = \frac{6245,57}{0,00086} = 7,2 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

Výsledné redukované napětí složené z hodnot získaných z rovnic (5.39) a (5.43):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{11,7^2 + 3 \cdot 7,2^2} = 17,1 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

Pro hřídel vzorku byl vybrán na základě uvedených výpočtů a rozměrů náboje kotouče polotovaru o průměru 320 mm z oceli 14 220 (16MnCr5). Minimální mez kluzu  $R_e = 588 \text{ MPa}$  a minimální mez pevnosti  $R_m = 785 \text{ MPa}$ . Délka polotovaru byla zvětšena o více než čtvrtinu délky finálního hřídele.

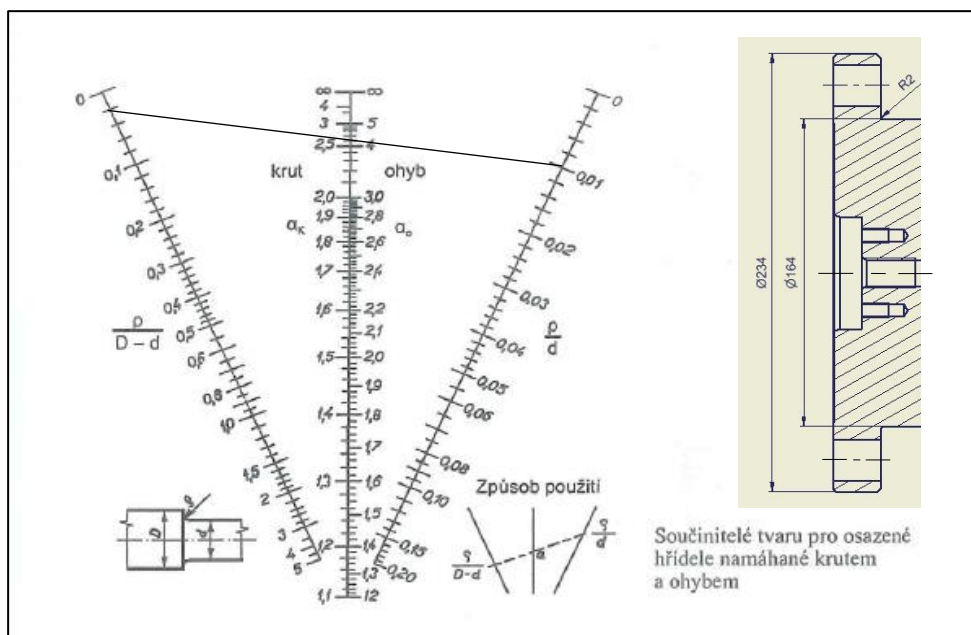
$$K = \frac{R_m}{\sigma_{red}} \quad (5.45)$$

$$K = \frac{588}{17,1} = 34,38 \quad (5.46)$$

Bezpečnost K vůči mezi kluzu je 34,38.

### 5.3.5 Vyhodnocení mezního stavu únavy osazení hřídele

Na nejužším místě hřídele, u příruby, se nachází zaoblení o poloměru 2 mm (detail A, Obrázek 12). Toto zaoblení tvoří vrub, kde dochází ke koncentraci napětí. Vzhledem k tomu, že se zaoblení nachází velmi blízko dosedací plochy hlav šroubů, nelze ho zvětšit a vylepšit tak nepříznivý vliv tohoto vrubu.



Obrázek 13 Určení součinitele vrubu

Z diagramu na obrázek 13 byly odečteny součinitele tvaru

$$\alpha_{ohyb} = 4,1 \quad (5.47)$$

$$\alpha_{krut} = 2,6 \quad (5.48)$$

Pomocí rovnic daných v diagramu a parametrů vzorku hřídele  $D_1 = 234 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 164 \text{ mm}$ ,  $r_{vrubu} = 2 \text{ mm}$ :

$$\frac{r_{vrubu}}{D_2} = \frac{2}{164} = 0,01 \quad (5.49)$$

$$\frac{r_{vrubu}}{D_1 - D_2} = \frac{2}{234 - 164} = 0,02 \quad (5.50)$$

Součást bude namáhána střídavě a je proto nutné vyhodnotit vliv únavy materiálu a ověřit, zda vybraný materiál vydrží neomezený počet cyklů. Ocel 14 220 má udávané hodnoty minimální meze pevnosti 785 MPa a minimální meze kluzu 588 MPa.

### Výpočet meze únavy a korigované meze únavy

Mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace  $\sigma_{C0}$  byla určena z dané hodnoty minimální meze pevnosti podle vzorce [10]:

$$\sigma_{C0} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 785 = 395,64 \text{ MPa} \quad (5.51)$$

Tato odhadnutá hodnota platí pro ideální zkušební vzorek. Pro reálný vzorek je nutné použít Marinovu rovnici [10], která zohlední vlivy působící na reálnou součást a udá  $\sigma'_{C0}$ , což je korigovaná mez únavy v kritickém místě součásti:

$$\sigma'_{C0} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{C0} \quad (5.52)$$

### Výpočet jednotlivých koeficientů Marinovy rovnice:

Jednotlivé součinitele jsou vypočítány následujícími způsoby podle postupu v knize Shigleyho konstruování strojních součástí [10].

#### $k_a$ - součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (5.53)$$

Povrch je dokončený obráběním, z tabulky jsou pro něj odečteny konstanty  $a = 4,51$ ,  $b = -0,265$

$$k_a = 4,51 \cdot 785^{-0,265} = 0,77 \quad (5.54)$$

#### $k_b$ - součinitel vlivu velikosti tělesa

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157} \quad (5.55)$$

$$k_b = 1,51 \cdot 164^{-0,157} = 0,67 \quad (5.56)$$

#### $k_c$ - součinitel vlivu způsobu zatěžování

$$k_c = 1 \quad (5.57)$$

#### $k_d$ - součinitel vlivu teploty

Součinitel teploty nebyl uvažován pro zjednodušení

### $k_e$ - součinitel spolehlivosti

Pro spolehlivost 99,9% je použit součinitel 0,753

$$k_e = 0,753 \quad (5.58)$$

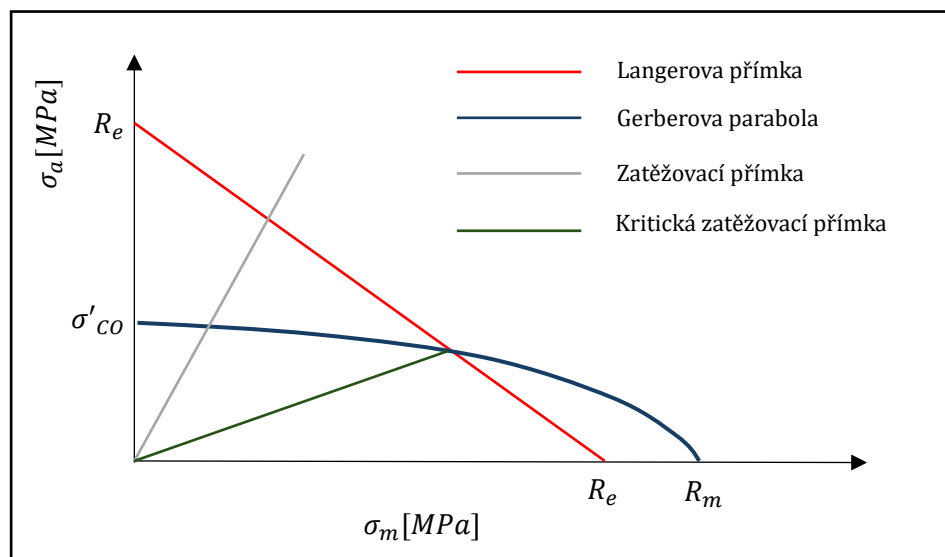
### $k_f$ - součinitel zahrnující další vlivy

Další vlivy nebyly uvažovány

Výsledná korigovaná mez únavy se spočítá dosazením koeficientů do Marinovy rovnice(5.52:

$$\sigma'_{c0} = 0,77 \cdot 0,67 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 395,64 = 153,69 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

Pro zjištění součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavy bude použito Gerberovo kritérium a Haighův diagram - Obrázek 14. Gerberova parabola udává, kde už součást nevydrží nekonečně. V diagramu je na ose x je vyneseno střední napětí  $\sigma_m$  a na ose y amplituda napětí  $\sigma_a$ . V tomto případě bude na osách střední hodnota redukováného napětí  $\sigma_{m\_red}$  a amplituda redukováného napětí  $\sigma_{a\_red}$  určené podle teorie HMM.



Obrázek 14 Znárodnění Haighova diagramu

Jedná se o kombinované namáhání složené z krutu a ohybu.

Prvním krokem je určení součinitelů vrubu  $\beta_{ohyb}$  a  $\beta_{krut}$  pro jednotlivá namáhání podle rovnice [10]:

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{vrubu}}}} \quad (5.60)$$

Poloměr vrubu  $r_{vrubu} = 2 \text{ mm}$

Hodnota Neuberovy konstanty  $\sqrt{a}_{ohyb+tah}$  pro ocelové součásti při osovém a ohybovém namáhání:

$$\sqrt{a}_{ohyb+tah} = 1,239 - 2,251 \cdot 10^{-3} \cdot R_m + 1,601 \cdot 10^{-6} \cdot R_m^2 - 4,105 \cdot 10^{-10} \cdot R_m^3 \quad (5.61)$$

$$\begin{aligned} \sqrt{a}_{ohyb+tah} = \\ 1,239 - 2,251 \cdot 10^{-3} \cdot 785 + 1,601 \cdot 10^{-6} \cdot 785^2 - 4,105 \cdot 10^{-10} \cdot 785^3 \end{aligned} \quad (5.62)$$

$$\sqrt{a}_{ohyb+tah} = 0,26 \quad (5.63)$$

$$\beta_{ohyb} = 1 + \frac{4,1 - 1}{1 + \frac{0,26}{\sqrt{2}}} = 3,61 \quad (5.64)$$

Hodnota Neuberovy konstanty  $\sqrt{a}_{krut}$  pro ocelové součásti při namáhání v krutu:

$$\sqrt{a}_{krut} = 0,958 - 1,835 \cdot 10^{-3} \cdot R_m + 1,431 \cdot 10^{-6} \cdot R_m^2 - 4,105 \cdot 10^{-10} \cdot R_m^3 \quad (5.65)$$

$$\sqrt{a}_{krut} = 0,958 - 1,835 \cdot 10^{-3} \cdot 785 + 1,431 \cdot 10^{-6} \cdot 785^2 - 4,105 \cdot 10^{-10} \cdot 785^3 \quad (5.66)$$

$$\sqrt{a}_{krut} = 0,20 \quad (5.67)$$

$$\beta_{krut} = 1 + \frac{2,6 - 1}{1 + \frac{0,20}{\sqrt{2}}} = 1,96 \quad (5.68)$$

Namáhání ohybem má střídavý průběh, střední hodnota je rovna nule a amplituda:

$$\sigma_{oA} = \sigma_o \cdot \beta_{ohyb} \quad (5.69)$$

$$\sigma_{oA} = 11,7 \cdot 3,61 = 42,23 \text{ MPa} \quad (5.70)$$

$$\sigma_{oM} = 0 \quad (5.71)$$

Namáhání krutem má míjivý průběh. Rozloží se na složky:

$$\tau_{kA} = \frac{7,21}{2} \cdot \beta_{krut} \quad (5.72)$$

$$\tau_{kA} = \frac{7,21}{2} \cdot 1,96 = 7,06 \text{ MPa} \quad (5.73)$$

$$\tau_{kM} = \frac{7,21}{2} \cdot \beta_{krut} \quad (5.74)$$

$$\tau_{kM} = \frac{7,21}{2} \cdot 1,96 = 7,06 \text{ MPa} \quad (5.75)$$

Amplituda von Misesova napětí  $\sigma_{a\_red}$ :

$$\sigma_{a\_red} = \sqrt{\sigma_{oA}^2 + 3 \cdot \tau_{kA}^2} \quad (5.76)$$

$$\sigma_{a\_red} = \sqrt{42,23^2 + 3 \cdot 7,06^2} = 43,96 \text{ MPa} \quad (5.77)$$

Von Misesovo střední napětí  $\sigma_{m\_red}$ :

$$\sigma_{m\_red} = \sqrt{\sigma_{oM}^2 + 3 \cdot \tau_{kM}^2} \quad (5.78)$$

$$\sigma_{m\_red} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 7,06^2} = 12,22 \text{ MPa} \quad (5.79)$$

Směrnice r zatěžovací přímky se určí jako poměr  $\sigma_{a\_red}$  a  $\sigma_{m\_red}$  (funkce tangens):

$$r = \frac{\sigma_{a\_red}}{\sigma_{m\_red}} \quad (5.80)$$

$$r = \frac{43,96}{12,22} = 3,59 \quad (5.81)$$

S těmito hodnotami lze spočítat průsečík zatěžovací přímky s Gerberovou parabolou o souřadnicích  $[\sigma_{A\_Gerber}; \sigma_{M\_Gerber}]$ :

$$\sigma_{A\_Gerber} = \frac{r^2 \cdot R_m^2}{2 \cdot \sigma'_{C0}} \cdot \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot \sigma'_{C0}}{r \cdot R_m} \right)^2} \right] \quad (5.82)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{A\_Gerber} &= \frac{3,59^2 \cdot 785^2}{2 \cdot 153,69} \cdot \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot 153,69}{3,59 \cdot 785} \right)^2} \right] \quad (5.83) \\ &= 153,23 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{M\_Gerber} = \frac{\sigma_{A\_Gerber}}{r} \quad (5.84)$$

$$\sigma_{M\_Gerber} = \frac{153,23}{3,59} = 42,68 \text{ MPa} \quad (5.85)$$

Koeficient bezpečnosti k meznímu stavu únavy k se vypočte dosazením do vzorce:

$$k_1 = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{R_m}{\sigma_{m\_red}} \right)^2 \cdot \left( \frac{\sigma_{a\_red}}{\sigma'_{C0}} \right) \cdot \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot \sigma_{m\_red} \cdot \sigma'_{C0}}{R_m \cdot \sigma_{a\_red}} \right)^2} \right] \quad (5.86)$$

$$k_1 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{785}{12,22}\right)^2 \cdot \left(\frac{43,96}{153,69}\right) \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 12,22 \cdot 153,69}{785 \cdot 43,96}\right)^2}\right] = 3,48 \quad (5.87)$$

Výpočet lze snadno ověřit z podobnosti trojúhelníků pod zatěžovací přímkou:

$$k_1 = \frac{\sigma_{A\_Gerber}}{\sigma_{a\_red}} = \frac{153,23}{43,96} = 3,48 \quad (5.88)$$

součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy  $k_1$  vychází dostatečně, jak potvrzují výsledky rovnic (5.87) a (5.88).

Pomocí Haighova diagramu bude ověřen i mezní stav pružnosti. Je to stav napjatosti, po jehož překročení zůstávají v tělese nežádoucí plastické deformace. Ověření bude provedeno pomocí Langerova kritéria vzniku plastických deformací. Stav je v Haighově diagramu vyznačen Langerovou přímkou.

Průsečík zatěžovací přímky a Langerovou přímkou  $[\sigma_{A\_Langer}; \sigma_{M\_Langer}]$  lze spočítat podle následujících vzorců:

$$\sigma_{A\_Langer} = \frac{r \cdot R_e}{1 + r} \quad (5.89)$$

$$\sigma_{A\_Langer} = \frac{3,59 \cdot 588}{1 + 3,59} = 459,89 \text{ MPa} \quad (5.90)$$

$$\sigma_{M\_Langer} = \frac{R_e}{1 + r} \quad (5.91)$$

$$\sigma_{M\_Langer} = \frac{588}{1 + 3,59} = 128,10 \text{ MPa} \quad (5.92)$$

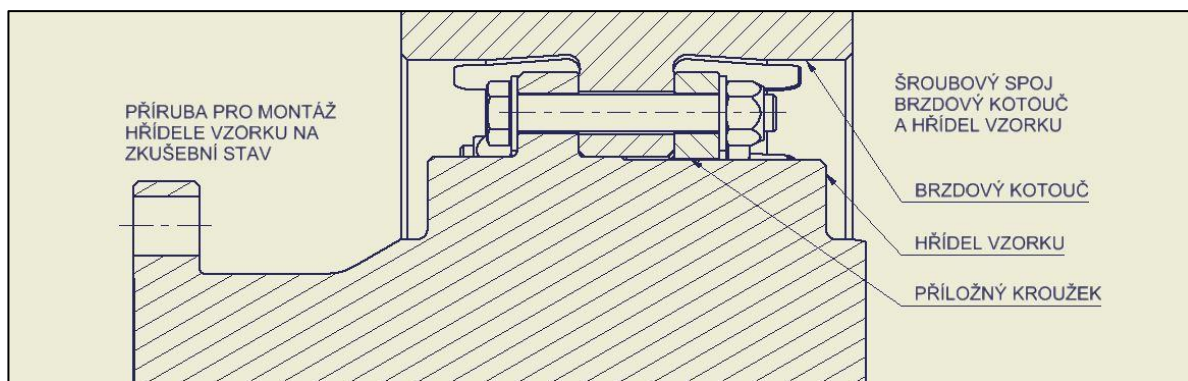
Výpočet bezpečnosti lze opět určit z podobnosti trojúhelníků pod zatěžovací přímkou:

$$k_2 = \frac{\sigma_{A\_Langer}}{\sigma_{a\_red}} = \frac{459,89}{43,96} = 10,46 \quad (5.93)$$

Z porovnání koeficientů  $k_1$  a  $k_2$  vyplývá, že  $k_1 < k_2$  a z obou mezních stavů tedy nastane dříve mezní stav únavy.

### 5.3.6 Šroubové spoje

Následně byly ověřeny šroubové spoje použité pro montáž kotouče na hřídel vzorku a pro montáž hřídele vzorku na předlohovou hřídel zkušebního stavu.



Obrázek 15 Šroubové spoje na hřídeli vzorku

Šroubové spoje, kde se vyskytuje zatížení kolmo k ose šroubu, jsou provedeny dvěma způsoby – buď jako silový spoj (smykové zatížení je přenášeno třením, třecí síla vzniká pomocí předpětí ve šroubu) nebo jako tvarový spoj (smykové zatížení přenáší lícované šrouby) [10]. V obou případech na hřídeli vzorku se jedná o spoje silové.

Brzdový kotouč je s hřídelí vzorku spojen pomocí 12 šroubů M14x100 10.9. Cílem výpočtu je ověřit, že tyto šrouby bezpečně přenesou spočítané zatížení. Na začátku výpočtu byl stanoven krouticí moment  $M_k = 6245,5 \text{ Nm}$  (rovnice (5.41)). Roztečná kružnice otvorů pro šrouby  $D_t$  má průměr 0,285 m. Jelikož je brzdový kotouč nasazen na náboji, je zde uvažováno pouze namáhání krutem.

Na jeden šroub kolmo k jeho působí síla  $F$  vypočítaná podle vztahu

$$F = \frac{M_k}{i \cdot D_t} \quad (5.94)$$

$$F = \frac{6245,5}{\frac{12 \cdot 0,285}{2}} = 3652,33 \text{ N} \quad (5.95)$$

Z rovnice  $F_t = F_i \cdot f_s \geq \frac{k_n \cdot F}{i}$  [10] je vyjádřena a vypočtena síla předpětí v jednom šroubu ( $i = 1$ ),

návrhový součinitel  $k_n$  převzat ze Shigleyho konstruování strojních součástí [10], součinitel tření na stykové ploše přírub  $f_s$  a součinitel tření mezi podložkou a plochou součásti  $f_{ploch}$  určen z tabulek [11]:

$$F_i = \frac{k_n \cdot F}{f_s \cdot 1} \quad (5.96)$$

$$F_i = \frac{1,5 \cdot 3652,33}{0,25 \cdot 1} = 21913,98 \text{ N} \quad (5.97)$$

Utahovací moment nutný pro vytvoření předpětí se určí podle vztahu:

$$M_u = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \gamma') + \frac{F_i \cdot f_{ploch} \cdot d_0}{2} \quad (5.98)$$

Úhel stoupání  $\varphi$  se spočítá jako tangens rozteče a obvodu kružnice  $d_2$ :

$$\varphi = \arctan\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{2}{\pi \cdot 12,701}\right) = 2,86^\circ \quad (5.99)$$

Ze součinitele tření v závitu [10] lze spočítat třecí úhel  $\gamma'$ :

$$f_{\text{závit}} = \tan(\gamma') \quad (5.100)$$

$$\gamma' = \arctan(0,2) = 11,30^\circ \quad (5.101)$$

Střední průměr podložky se spočítá podle vzorce z rozměrů podložky

$$d_0 = \frac{28 + 15}{2} = 21,5 \text{ mm} = 0,0215 \text{ m} \quad (5.102)$$

Nyní je možné spočítané hodnoty dosadit do rovnice(5.98):

$$M_u = \frac{21913,98 \cdot 0,0127}{2} \cdot \tan(2,86^\circ + 11,30^\circ) + \frac{21913,98 \cdot 0,15 \cdot 0,0215}{2} \quad (5.103)$$

$$M_u = 71,00 \text{ Nm} \quad (5.104)$$

### Kontrola šroubu:

Parametry závitu získány z tabulek [11] Výpočtový průměr šroubu  $A_s$  z tabulek [10].

Šroub je namáhán na tah vzniklý od síly  $F_i$ :

$$\sigma_{\text{šroubu}} = \frac{F_i}{A_s} \quad (5.105)$$

$$\sigma_{\text{šroubu}} = \frac{21913,98}{115} = 190,55 \text{ MPa} \quad (5.106)$$

Druhou složkou namáhání je smyk způsobený momentem  $M_u$  bez složky vzniklé třením pod podložkou [10]:

$$\tau_{\text{šroubu}} = \frac{M_k}{W_k} \quad (5.107)$$

$$\tau_{\text{šroubu}} = \frac{\frac{21913,98 \cdot 0,013}{2} \cdot \tan(2,70^\circ + 11,30^\circ)}{\frac{\pi \cdot 0,011546^3}{16}} = 116,16 \text{ MPa} \quad (5.108)$$

Výsledné redukované napětí působící na šroub:

$$\sigma_{a\_red\_šroubu} = \sqrt{\sigma_{\text{šroubu}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{šroubu}}^2} \quad (5.109)$$

$$\sigma_{a\_red\_šroubu} = \sqrt{190,55^2 + 3 \cdot 116,16^2} = 276,90 \text{ MPa} \quad (5.110)$$

Smluvní mez kluzu šroubu 10.9 je 900 MPa

$$k_{\text{šroubu}} = \frac{900}{276,9} = 3,25 \quad (5.111)$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti šroubu vychází dostatečně.

Šroubový spoj spojující hřídel vzorku se zkušebním stavem byl ověřen pomocí porovnání spočítaných hodnot zatížení a hodnot dovolených výrobcem. Dovolené hodnoty zatížení nebyly překročeny.

### 5.3.7 Výroba hřídele vzorku

Výrobní výkres hřídele vzorku č. 00-00-01 je příloha F.

Rozměry hřídele související s montáží na stav byly zachovány z původního hřídele vzorku. Rozměry příruby pro kotouč a dosedací plochy pro kotouč byly odvozeny z přeměření originálního náboje na 3D kontrole. Pro dosedací plochu kotouče o průměru 252 mm byla na základě změřené hodnoty zvolena tolerance h8.

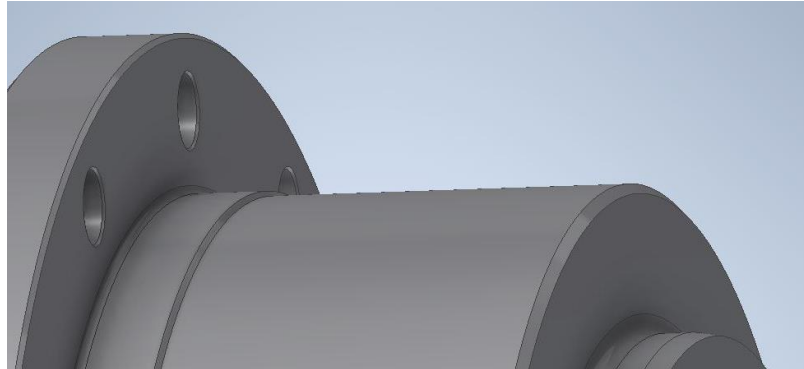
Jak už bylo uvedeno, rozměry polotovaru a jeho hmotnost ztěžovaly manipulaci a obrábění. Další komplikací byl požadavek na co nejpřesnější provedení tvaru příruby, na níž dosedá kotouč. Nepřesnost by způsobila později při rotaci nežádoucí házení a dodatečné zatížení zkušební hřídele. Obě čela hřídele vyžadují také přesné obrobení z důvodu montáže sběrače pro přenos dat do zkušebního stavu a zavedení středícího prvku.



Obrázek 16 Polotovar hřídele vzorku

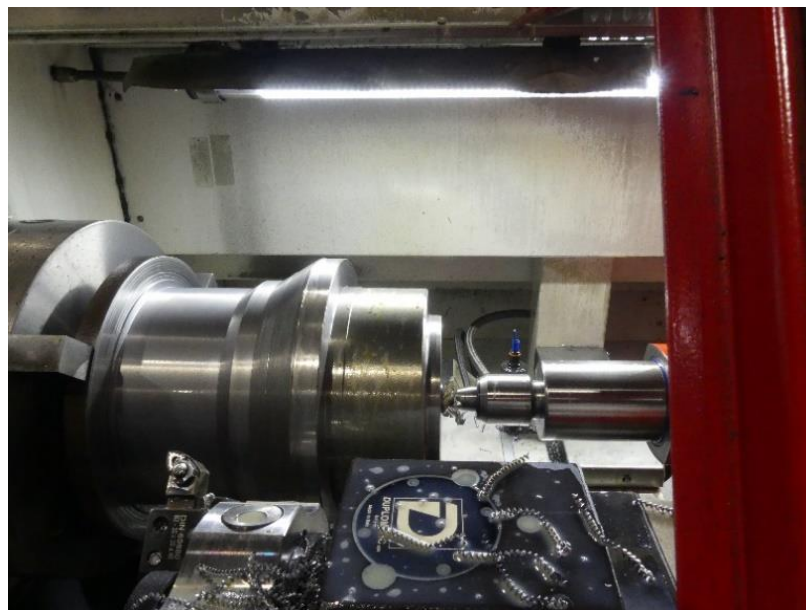
Po konzultaci s pracovníky nástrojárny bylo rozhodnuto, že se nejdříve vyhrubuje přebytečný materiál a obrobí část hřídele určená k nasazení kotouče. Její tvar byl oproti původnímu tvaru na náboji kotouče lehce zjednodušen, došlo ke sjednocení rozměrů dvou rozdílných průměrů (zřejmě určených pro snadnější nasazení příložného kroužku). Tato část (Obrázek 17)

posloužila v druhé fázi výroby jako upínací plocha při výrobě konce s přírubou. Ideální by však bylo provést obrobení tvaru celého dílu na jedno upnutí. Poloha otvoru pro pero zajišťující polohu příložného kroužku zůstala zachována. Finální vrtání upevňovacích otvorů bylo provedeno na vertikálním obráběcím centru.



*Obrázek 17 Upravená dosedací plocha*

Po změření hotového výrobku bylo zjištěno, že čelní házení dosedací plochy kotouče je vyhovující. Po složení sestavy nového hřídele vzorku a kotouče byla provedena na zkušebním stavu opět měření celkového házení. Výsledek (v mezích, které se běžně u podobných zkušebních vzorků vyskytují), byl vyhovující.



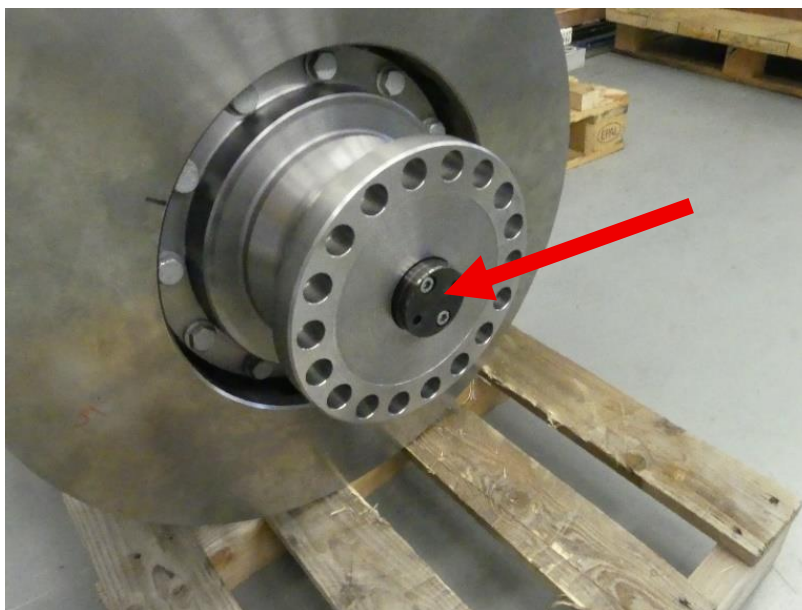
*Obrázek 18 Hrubování polotovaru*



*Obrázek 19 Vrtání otvorů příruby*



*Obrázek 20 Předlohová hřídel stavu, místo montáže hřídele vzorku*



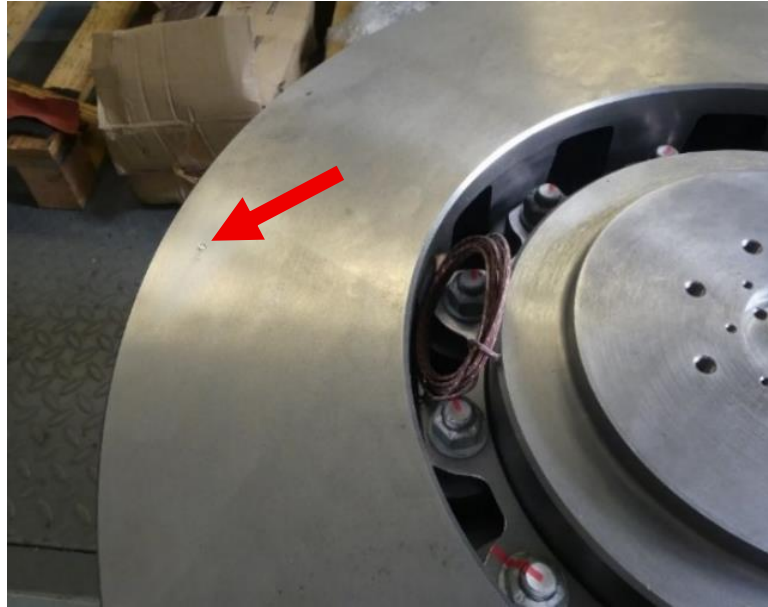
Obrázek 21 Hřídel vzorku s přišroubovaným středícím prvkem (označen šipkou)

## 5.4 Příprava kotouče na měření

Dle pokynů v normě (kapitola ČSN EN 15328+A1:2024 Železniční aplikace) bylo do kotouče vyvrtáno šest otvorů (po třech na každé straně) pro montáž termočlánků podle příloženého výkresu č. 00-00-02 (příloha G). Jeden je na středním třecím poloměru – v tomto případě 230 mm, další dva na poloměrech o 40 mm větším a 40 mm menším.

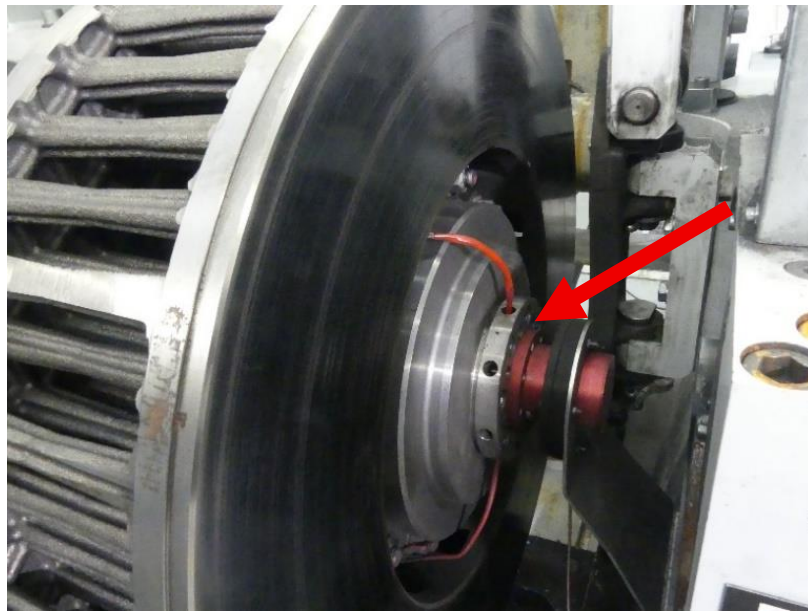
Otvory o průměru 3 H8 slouží pro zavedení pouzdérek, ve kterých jsou zalisovány termočlánky typu K (NiCr - NiAl).

Vodiče termočlánků měřících teplotu pak byly protáhnuty uvnitř mezi žebry kotouče do sběrače namontovaného na čele zkušební hřídele. Tento díl zabezpečuje přenos dat z rotující hřídele dále do stavu. Po sestavení celku a montáži na zkušební stav došlo k úpravě vzdálenosti pákoví a nasazení brzdového obložení.



Obrázek 22 Pohled na termočlánek zasazený v kotouči (označen šipkou)

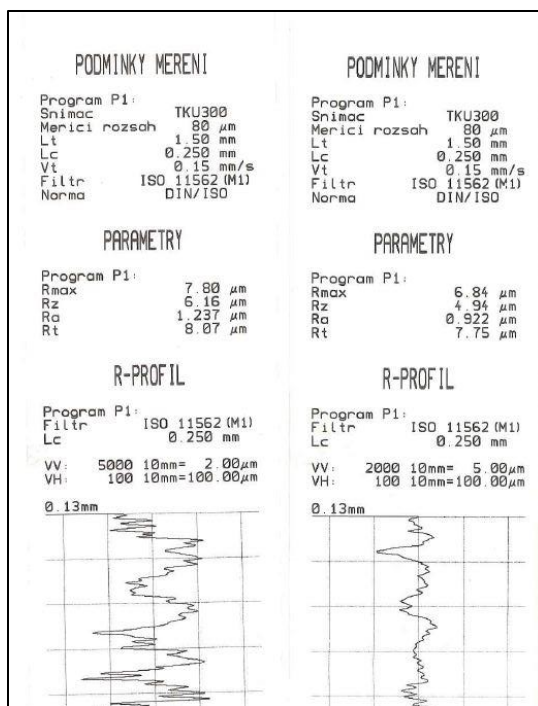
Postup zajíždění kotouče vychází z normy ČSN EN 15328+A1:2024 [6]. Brzdový kotouč byl nový, nebylo proto nutné ho obrábět nebo čistit a rovnou bylo přistoupeno k jeho zajetí a zkoušení.



Obrázek 23 Pohled na sběrač se zavedenými vodiči termočláneků (označen šipkou)

## 5.5 Příprava brzdového obložení na měření

Program přípravy brzdového kotouče se skládá z nejméně 20 brzdění z postupu zajíždění definovaných v programu použitém pro schvalovací zkoušky. Poté se provádí série 10 brzdění do doby, kdy se parametr  $R_z$  změní o min.  $2 \mu\text{m}$  ( $\Delta R_z < 2 \mu\text{m}$ ).



Obrázek 24 Výsledky měření drsnosti

Před zahájením procesu zajíždění byla změřena drsnost pomocí drsnoměru a po jednotlivých sériích kontrolována.

Zajíždění brzdových destiček je prováděno s brzdovými parametry stanovenými v odpovídajícím programu zkoušky. Provádí se, dokud není zajeto 85% dotykové plochy. Že bylo dosaženo tohoto stavu, je doloženo na Obrázek 25 Zajeté obložení. Červeně jsou označena místa zatím nedotčená třením.



Obrázek 25 Zajeté obložení

## 5.6 Návrh zkušebního programu pro zkoušku brzdového obložení

Zkušební program (Tabulka 5) vznikl zjednodušením existujícího programu pro brzdové obložení třídy A1 – nákladní vozy v režimu SS s max. rychlostí 120 km/h. Největší pozornost věnována okamžitému součiniteli tření a jeho průběhu až do zastavení.

Zkušební program byl stanoven pro všechna tři obložení stejný. Při výpočtu brzdy v kapitole 5.3.2 byly stanoveny zatížení 21 t, 80 t a 90 t. Zatížení na jeden kotouč vychází potom 2,69 t, 8 t a 11,25 t.

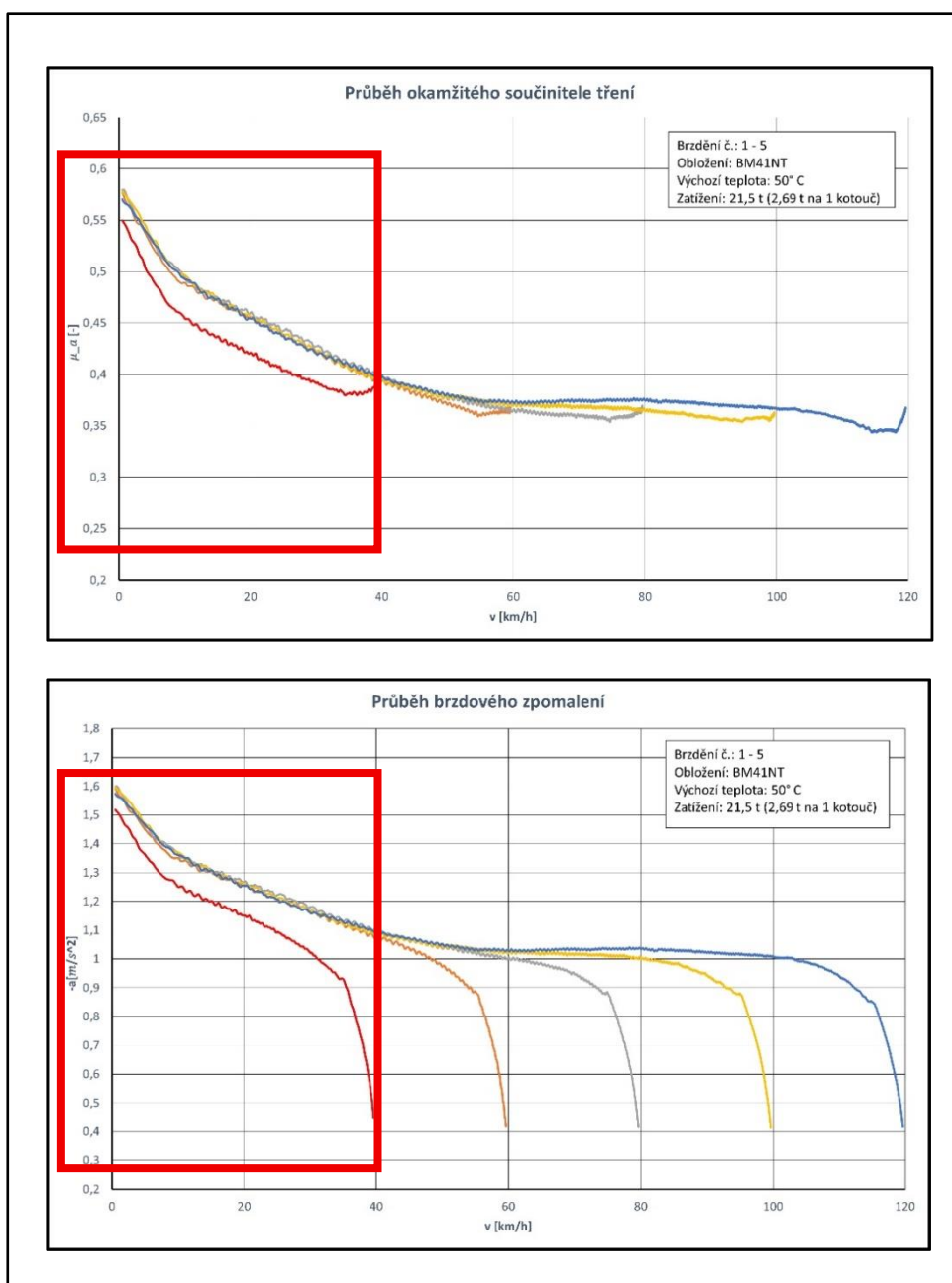
Podmínky pro zajíždění kotouče a destiček byly převzaty z normy ČSN EN 15328+A1:2024 [6] pro třídu brzdového obložení A1. Výchozí rychlost byla 120 km/h, jmenovitá brzdná síla 31 kN a brzděná hmotnost 11,25 t na jeden kotouč. Všechna brzdění byla provedena jako brzdění úrovně priority 1 (brzdění za sucha s nejvyšší jmenovitou brzdou silou pro jakoukoliv hmotnost, normální podmínky), protože mají největší důležitost.

Tabulka 5 Zkušební program

Brzdění č.	Výchozí rychlost [km/h]	Přítlačná síla [kN]	Výchozí teplota [°C]	Zatížení na kotouč [t]
1	40	14,6	50°C	2,69
2	60			
3	80			
4	100			
5	120			
6	40			
7	60			
8	80			
9	100			
10	120			
11	40			
12	60			
13	80			
14	100			
15	120			
16	40	54,3	50°C	10
17	60			
18	80			
19	100			
20	120			
21	40			
22	60			
23	80			
24	100			
25	120			
26	40			
27	60			
28	80			
29	100			
30	120			
31	40			
32	60			
33	80			
34	100			
35	120			
36	40			
37	60			
38	80			
39	100			
40	120			
41	40			
42	60			
43	80			
44	100			
45	120			

### 5.6.1 Příklad naměřených výsledků Becorit BM41NT

Veškeré naměřené výsledky jednotlivých obložení jsou uvedeny v přílohách B a C. Grafy představují průběh okamžitého součinitele tření a zpomalení v závislosti na výchozí rychlosti a teplotě. Z grafů jasně vyplývá, že při dosažení nižších rychlostí vozu dochází k nárůstu součinitele tření. U grafů okamžitého zrychlení je v oblasti u výchozí rychlosti patrné zakřivení křivky dané změnou třecích vlastností během náběhu přítláčné síly způsobeného zaúčinkováním brzdy. Červeně vyobrazené oblasti vykazují odchylku od normálního průběhu charakteristik.

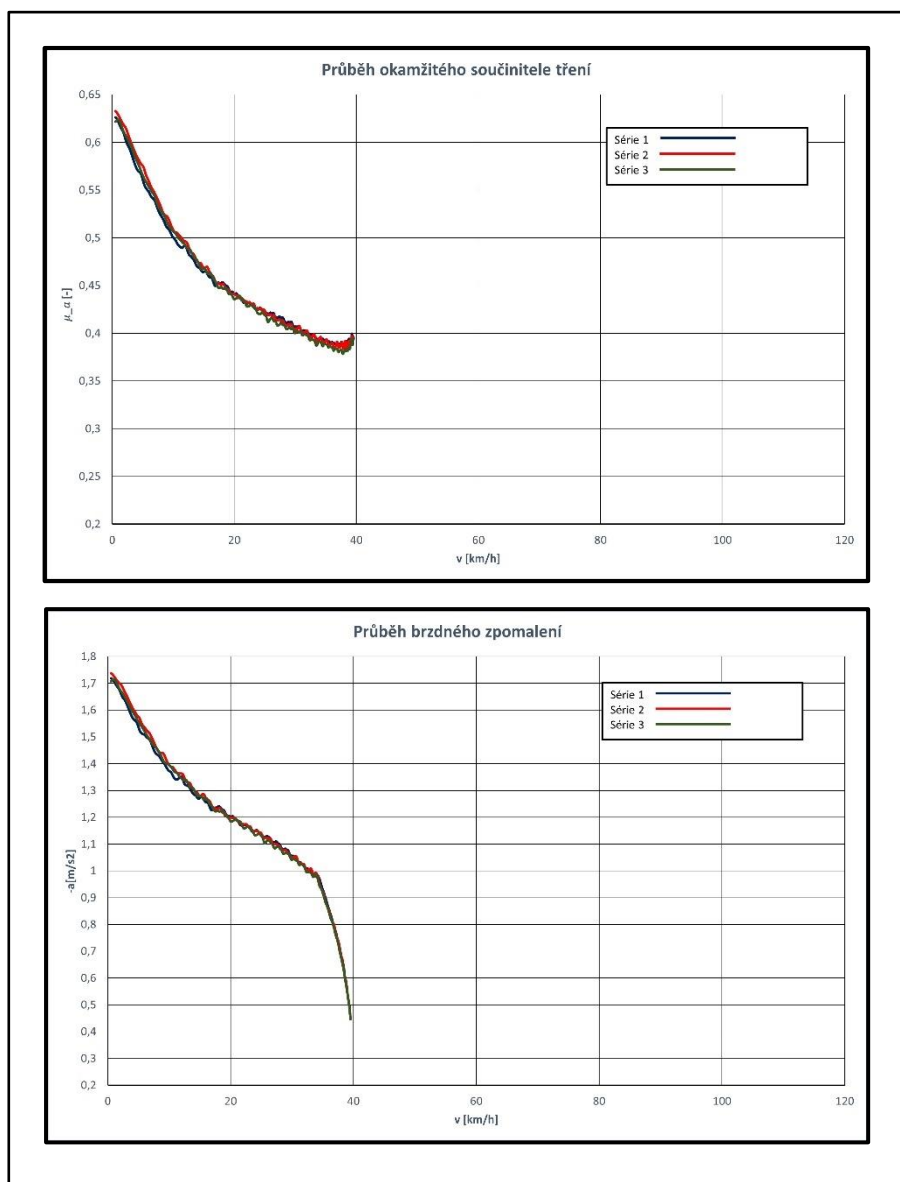


Obrázek 26 Příklad výsledných grafů naměřených hodnot

## 5.7 Kontrola spolehlivosti měření

Pro ověření spolehlivosti měření bylo prvních pět měření obložení Jurid 707 zopakováno třikrát. Získané hodnoty byly vyneseny do grafů. Každý graf obsahuje tři průběhy zpomalení (nebo okamžitého součinitele tření) z dané výchozí rychlosti, teploty a ložení.

Jejich vzájemného překrytí vyplývá, že jednotlivé naměřené průběhy se liší minimálně. Měření proběhla s dostatečnou jistotou a prokazatelností. V příloze A jsou všechna opakovaná měření. Obrázek 27 představuje dva vybrané příklady.



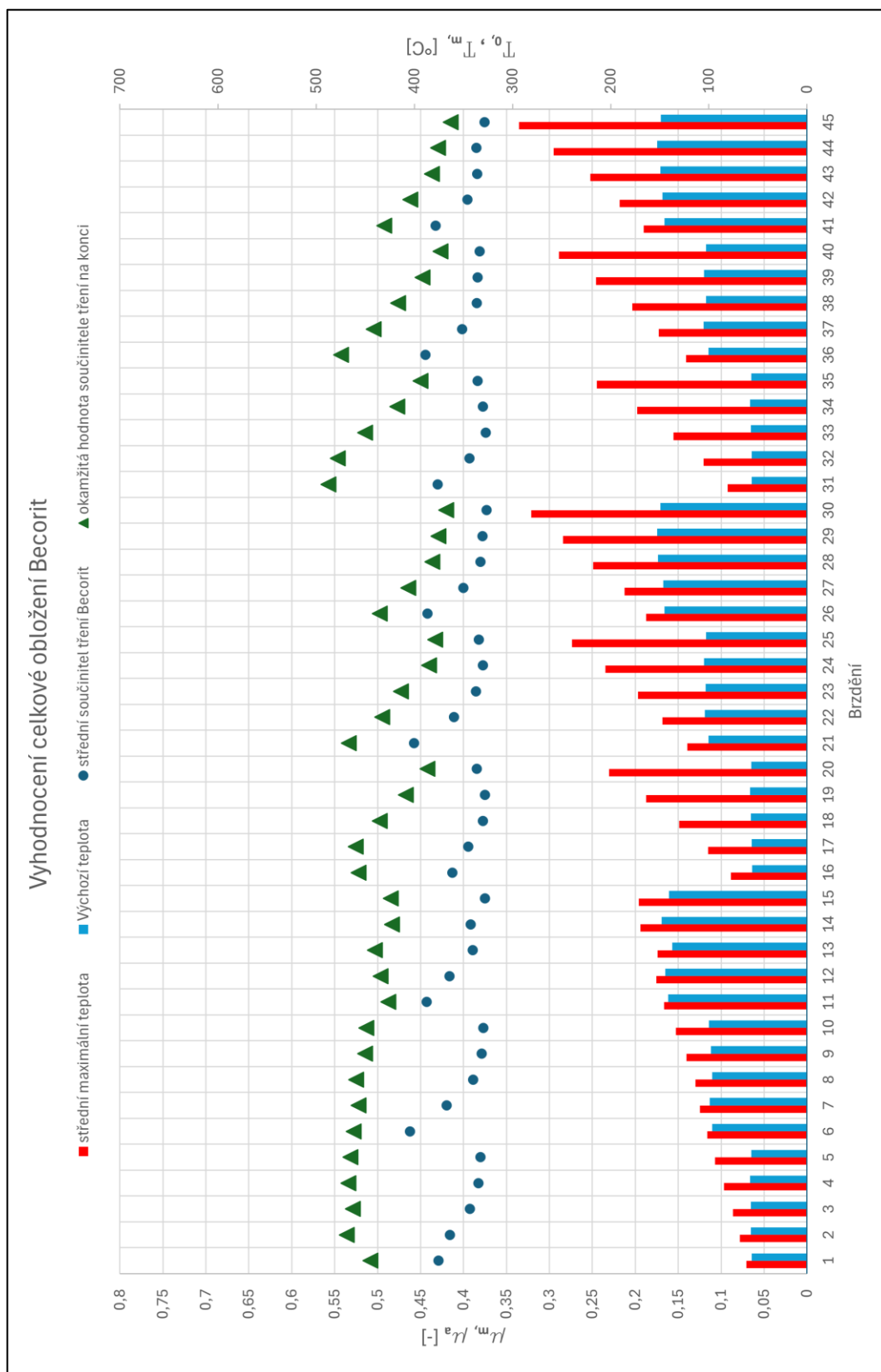
Obrázek 27 Příklad ověření měření

## **6 Rozbor naměřených výsledků**

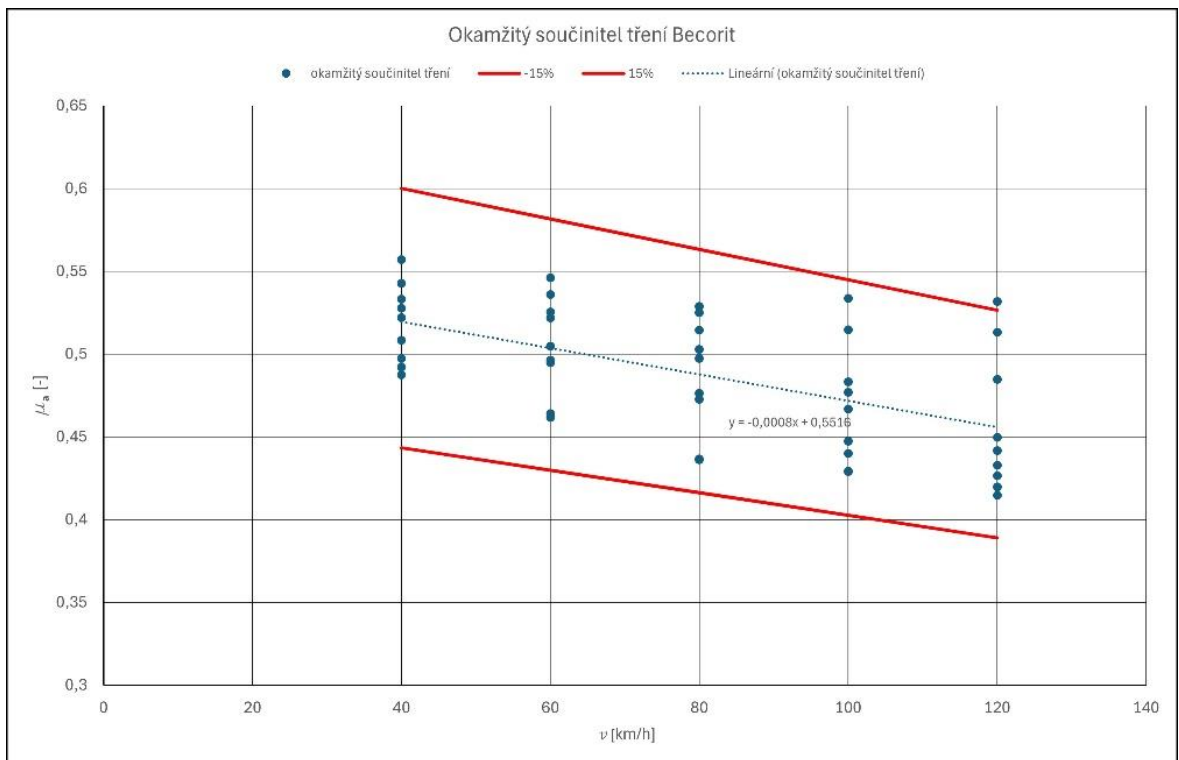
Z naměřených dat pro Becorit BM41NT a Jurid 707 uvedených v přílohách byly vytvořeny grafy celkového vyhodnocení v odstavcích 6.1 a 6.2. Z grafů obou sintrových obložení byly následně vyhodnoceny údaje o okamžitém součiniteli tření.

Po ověření spolehlivosti měření a prvních měřeních došlo na zkušebním stavu k problému s chladícím okruhem ventilace. Z časových důvodů bylo proto měření hodnot třetího obložení Jurid 878 vynecháno a pozornost byla věnována prvním dvěma sintrovým obložáním.

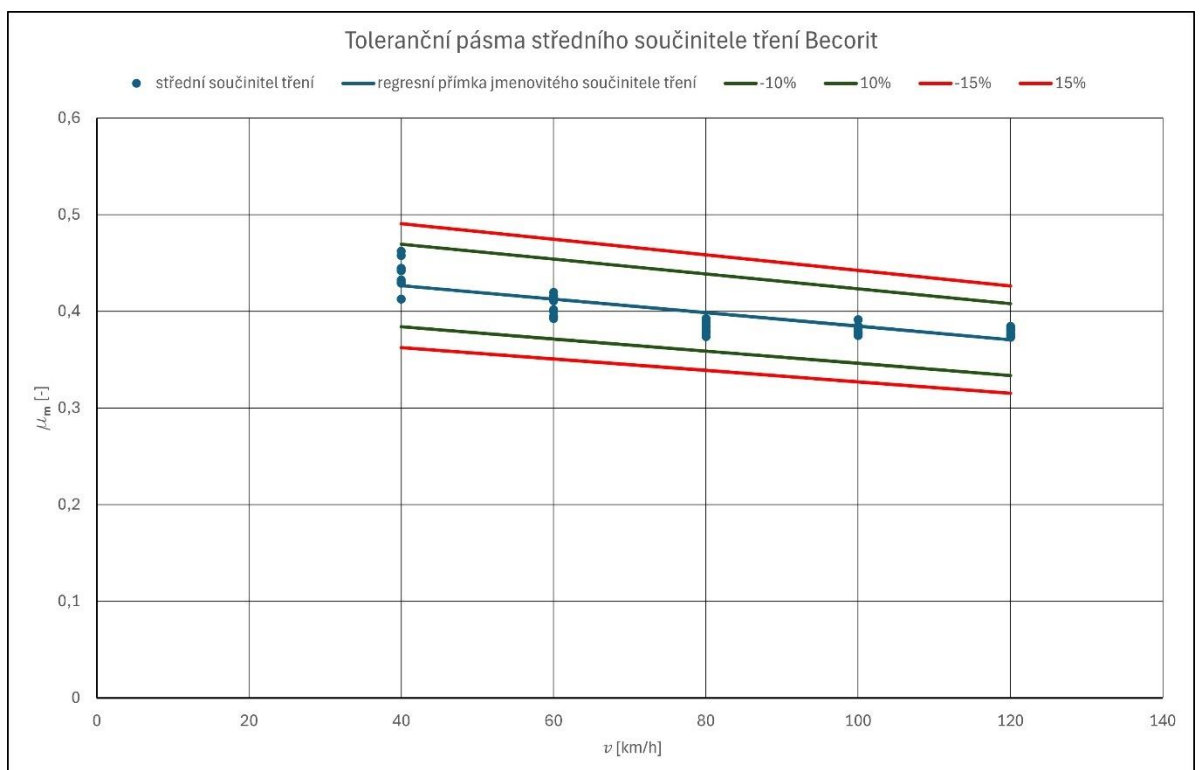
## 6.1 Becorit BM41NT



Obrázek 28 Celkové vyhodnocení obloženosti Becorit BM41NT

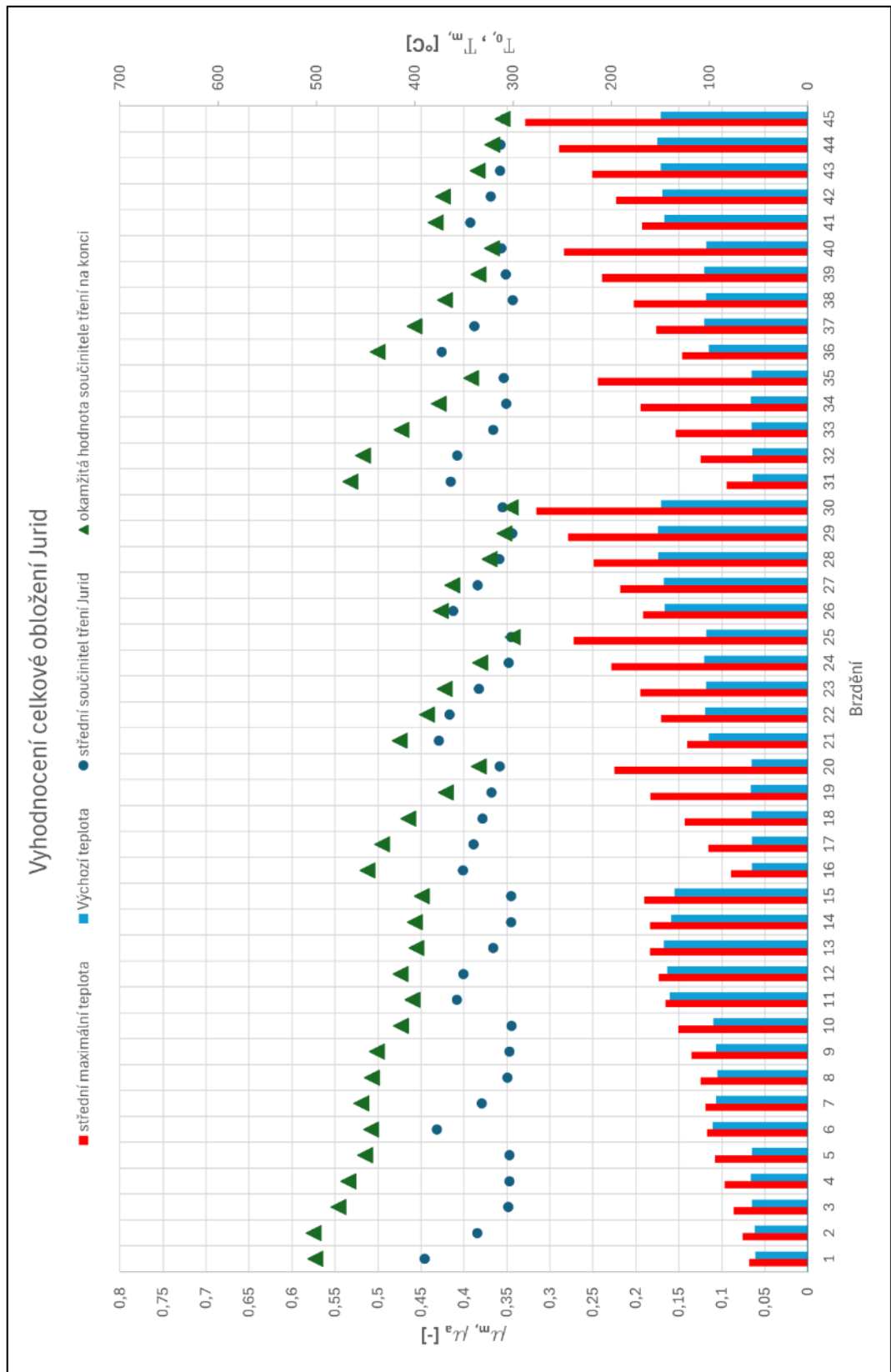


Obrázek 29 Vyhodnocení okamžitého součinitele obložení Becorit BM41NT

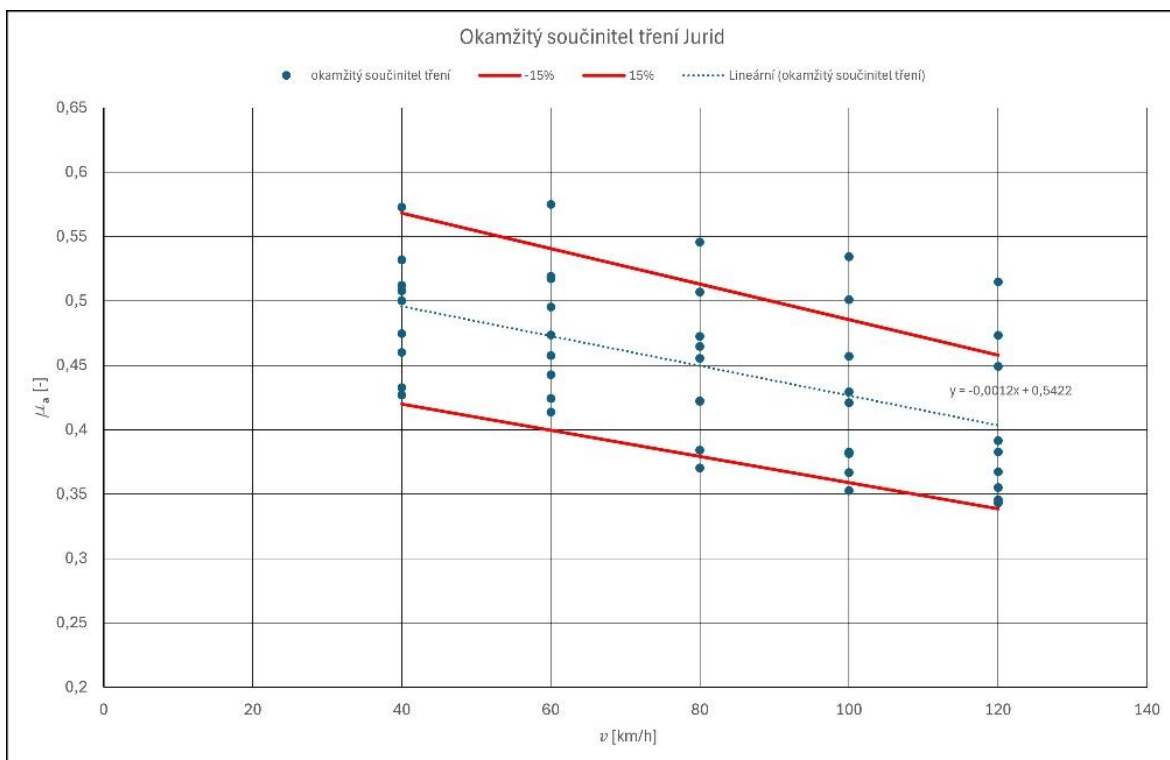


Obrázek 30 Vyhodnocení středního součinitele tření obložení Becorit BM41NT

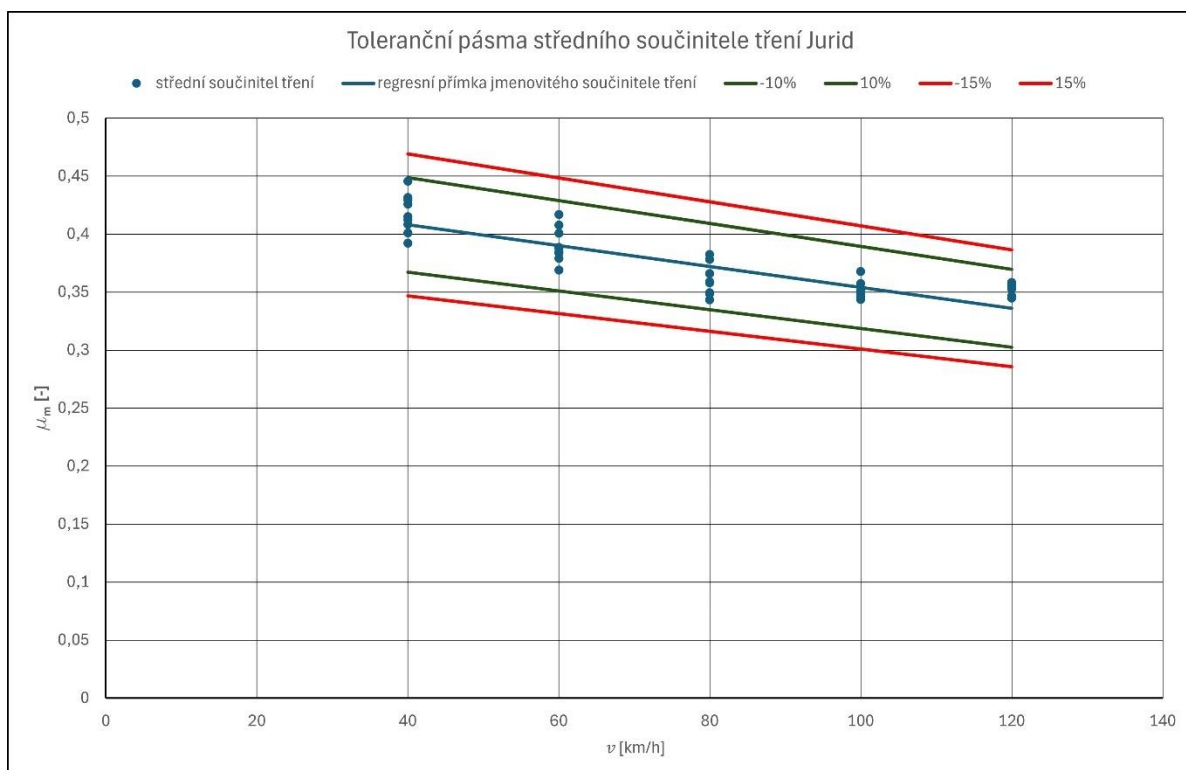
## 6.2 Jurid 707



Obrázek 31 Celkové vyhodnocení obloženosti Jurid 707



Obrázek 32 Vyhodnocení okamžitého součinitele tření obložení Jurid 707



Obrázek 33 Vyhodnocení středního součinitele tření obložení Jurid 707

### 6.3 Vyhodnocení naměřených dat

Ze získaných dat bylo podle normy pro jistotu provedeno vyhodnocení středních součinitelů tření (Obrázek 30 a Obrázek 33). Jak u obložení Becorit BM41NT, tak u Jurid 707 leží hodnoty v tolerančním pásmu 1 (tj.  $\pm 15\%$ ). Obložení tedy splňují požadavky normy ČSN EN 15328+A1:2024.

Z obou grafů celkového vyhodnocení vyplývá, že okamžitá hodnota součinitele tření  $\mu_{end}$  (to znamená v místě grafu  $\mu_a = f(v)$ ), kde se rychlost blíží limitně 0 km/h) je větší než střední součinitel tření.

Z vynesných dat okamžitých součinitelů tření  $\mu_{end}$  byla lineární interpolací získána pro obě brzdová obložení rovnice průběhu závislosti okamžitého součinitele tření na rychlosti.

Jurid 707:

$$\mu_a(v) = -0,0012 \cdot v + 0,5422 \quad (6.1)$$

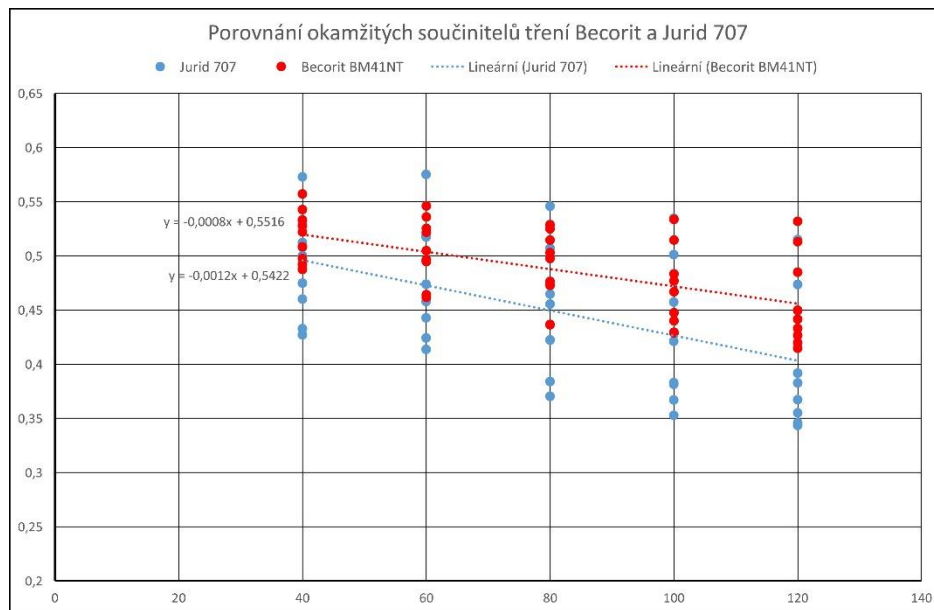
Becorit BM41NT:

$$\mu_a(v) = -0,0008 \cdot v + 0,5516 \quad (6.2)$$

Všechna realizovaná brzdění jsou úrovně priority 1 – brzdění za sucha s nejvyšší jmenovitou brzdou silou pro jakoukoliv hmotnost, normální podmínky. U vyhodnocení středního součinitele tření od regresní přímky středního součinitele tření je uvedeno, že jeho hodnoty nesmí ležet mimo toleranční pásmo  $\pm 15\%$  pro úroveň priority 1. Tato hodnota bude využita orientačně i pro porovnání hodnot okamžitého součinitele tření. U hodnot obložení Becorit BM41NT je možné prohlásit, že hodnoty okamžitého součinitele tření  $\mu_{end}$  leží v tolerančním pásmu  $\pm 15\%$  od přímky získané lineární interpolací. Hodnoty obložení Jurid 707 se nachází ve větším rozpětí. To je možné odhadnout už z porovnání grafů celkových vyhodnocení – hodnoty okamžitého součinitele tření na konci u obložení Jurid 707 jsou zejména při nižší hmotnosti vozu větší.

Z dat vyplývá, že obložení Becorit BM41NT brzdí před zastavením při stejné přítlačné síle více a jeho hodnoty nemají takový rozptyl jako hodnoty obložení Jurid 707.

Hodnoty okamžitého součinitele u obložení Jurid 707 rostou strměji. Z grafů je dále možné potvrdit očekávanou skutečnost, že při brzdění z větší rychlosti a s větší hmotností vozu bude kotouč více zahřátý.



Obrázek 34 Porovnání vyhodnocení okamžitých součinitelů tření obložení

## 7 ZÁVĚR

Bakalářská práce se skládá z několika fází. V první fázi byla provedena rešerše norem týkajících se brzdového obložení. Na základě výběru vozu, jeho hmotnosti a výchozích rychlostí byl proveden výpočet brzdy, přítláčných sil a sil zatěžujících hřídel vzorku.

Druhá fáze se týkala návrhu upraveného hřídele vzorku pro montáž brzdového kotouče na zkušební rotační stav. Byl proveden pevnostní výpočet hřídele a kontrola hřídele vzorku vůči meznímu stavu únavy v nejvíce namáhaném místě.

Ve třetí fázi bylo provedeno měření na zkušebním rotačním stavu. Nejdříve byly do brzdového kotouče navrtány otvory pro termočlánky. Kotouč byl poté přišroubován na zkušební hřídel spolu se sběračem dat, do kterého byly zavedeny vodiče termočlánků zalisovaných v kotouči. Celá sestava byla přišroubována na zkušební stav a bylo zkontrolováno celkové házení.

Měření probíhalo s dostatečnou přesností a spolehlivostí, jak bylo prokázáno trojím opakováním prvních pěti brzdění. Byly zaznamenány průběhy okamžitého součinitele  $\mu_a$  v závislosti na rychlosti a také průběhy zpomalení vozu v závislosti na rychlosti vozu dvou obložení. Měření třetího obložení bylo znemožněno závadou na zkušebním stavu. Z průběhů vyplývá, že okamžitý součinitel tření  $\mu_a$  s nižší rychlostí vozu roste. To potvrzuje i chování zpomalení vozu v závislosti na jeho rychlosti. Před zastavením dochází k nárůstu hodnoty brzdového zpomalení. Okamžitý součinitel tření je větší než střední součinitel tření, pro který je brzda navrhována.

Podmínka zachování odvalování kol má tvar  $(2 \cdot F_P \cdot \mu_a) \cdot r_t < (G \cdot \mu_{adheze}) \cdot R$ . Přítláčná síla  $F_P$  vyvozená brzdou se nemění, ale okamžitý součinitel v  $\mu_a$  vzroste. Levá strana podmínky tím bude větší než pravá a podmínka bude porušena. To může vést k zablokování kol a jejich poškození. Svou roli hraje i součinitel adheze, který je závislý na více podmínkách a jehož hodnota také není konstantní. Je ale prokázáno, že na poškození dvojkolí se částečně mohou podílet i vlastnosti brzdového obložení.

## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] *Www.dako-cz.cz*. Online. C2025. Dostupné z: <https://www.dako-cz.cz/o-spolecnosti/>. [cit. 2025-07-06].
- [2] *Tradice strojířny pod Źeleznými horami*. DAKO-CZ, 2016.
- [3] MICHÁLEK, Tomáš a ZELENKA, Jaromír. *Trakční mechanika*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [4] *VAGONY.CZ*. Online. 2018. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/brzda.html>. [cit. 2025-07-01].
- [5] HRUŠOVSKÝ, Ján. *Brzdy hnacích vozidel ČSD, první díl lokomotivy*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1972.
- [6] CEN/TC 256 ŹELEZNIČNÍ APLIKACE. ČSN EN 15328+A1, *Źelezniční aplikace - Brzdění - Brzdové destičky*. C2024.
- [7] INTERNATIONAL UNION OF RAILWAYS [UIC]. UIC 541-3, *Brakes - Disc brakes and their application - General conditions for the certification of brake pads*. 8th edition.
- [8] INTERNATIONAL UNION OF RAILWAYS [UIC]. UIC 544-1, *Brakes - Braking performance*. 6th edition.
- [9] *Sggnss-80*. Online. Tatravagónka Poprad. C2025. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/wagons/sggnss-80/>. [cit. 2025-07-09].
- [10] BUDYNAS, Richard G. a NISBETT, J. Keith. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTIUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2.
- [11] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [12] *Technická specifikace obložení - dokumentace dodavatele*

## ZDROJE OBRÁZKŮ

Obrázek 13 Určení součinitelů vrubu:

ŘASA, Jaroslav a ŠVERCL, Josef. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.

# **PŘÍLOHY**

Příloha A: kontrola spolehlivosti měření

Příloha B: Naměřené hodnoty Becorit BM41NT

Příloha C: Naměřené hodnoty Jurid 707

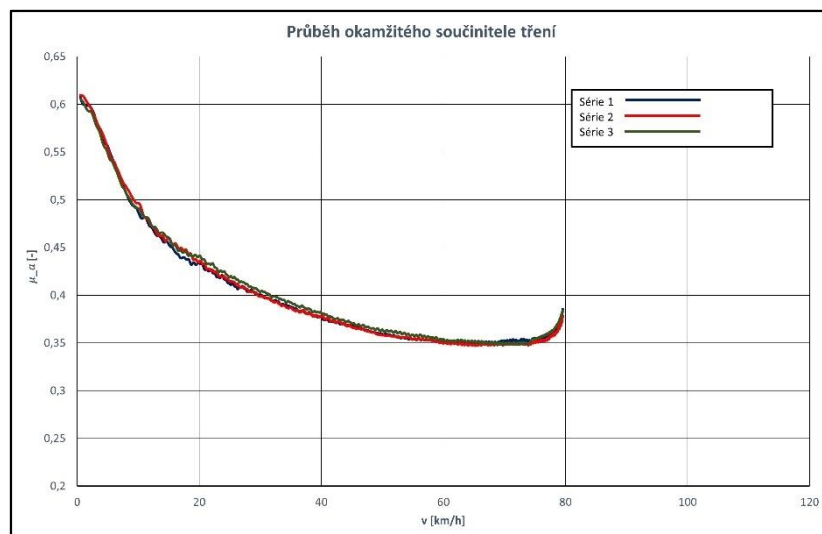
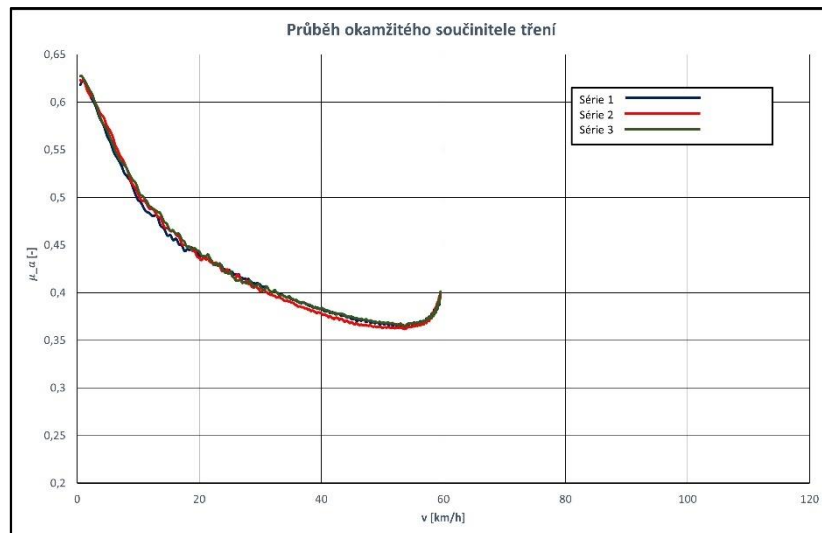
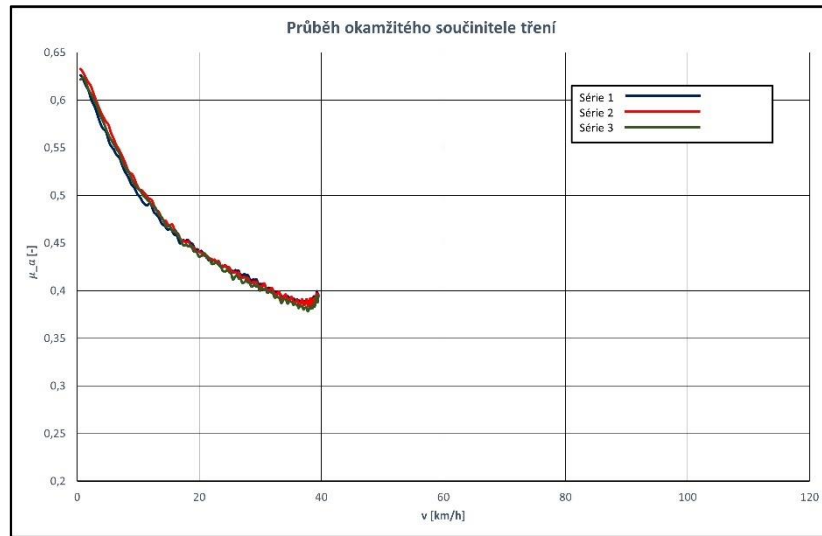
Příloha D: Technická specifikace obložení Becorit BM41NT

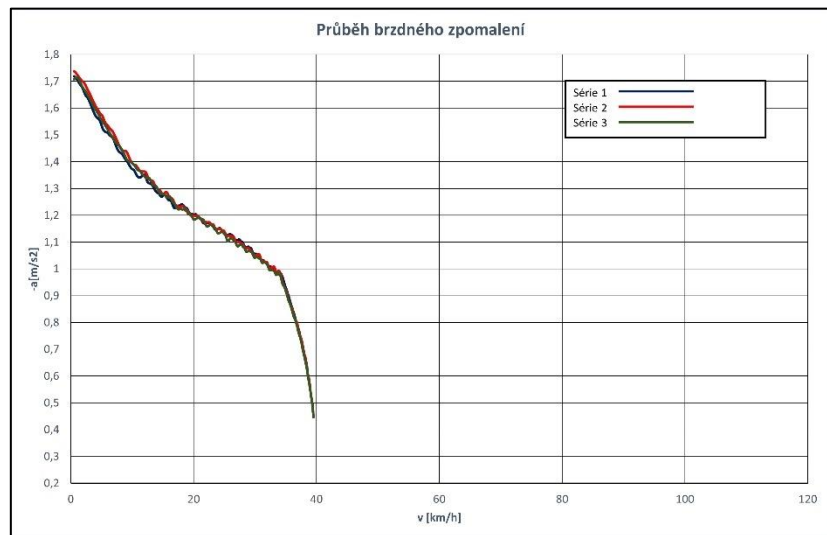
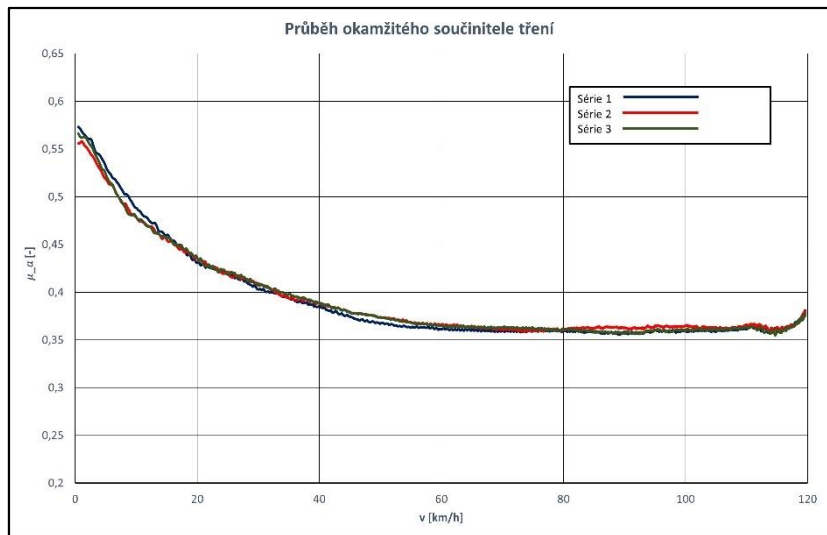
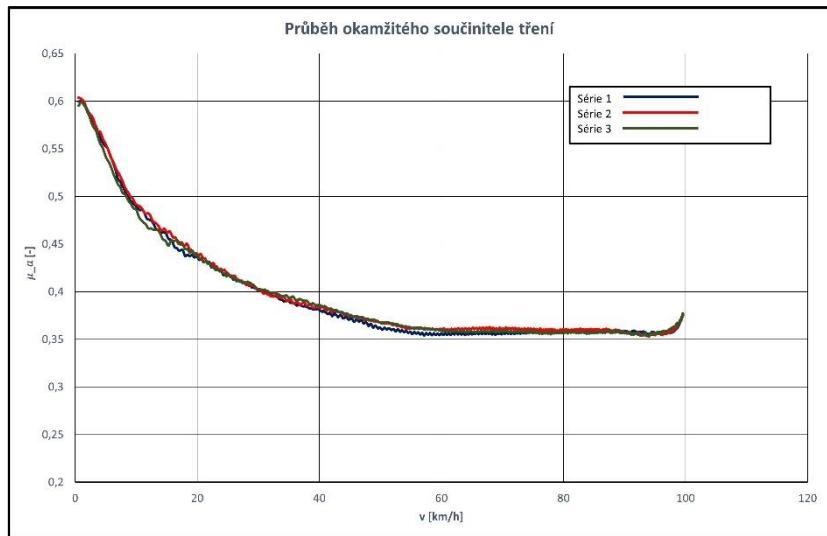
Příloha E: Technická specifikace obložení Jurid 707

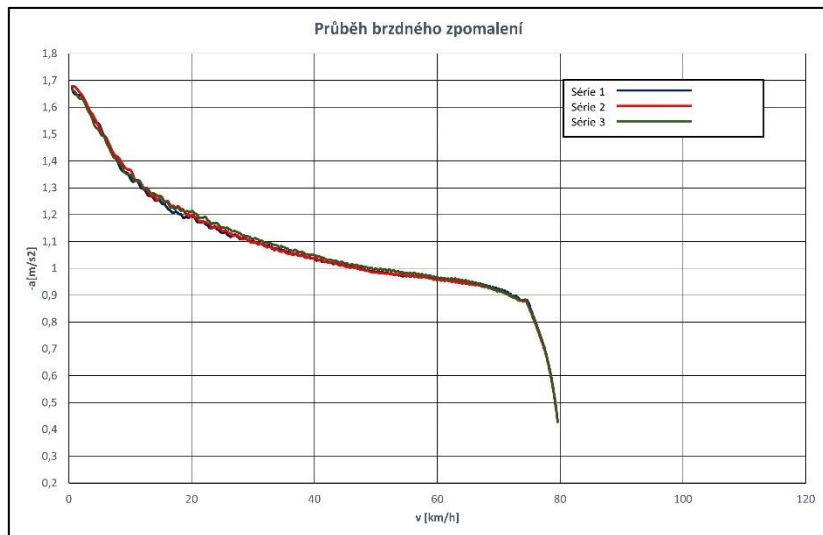
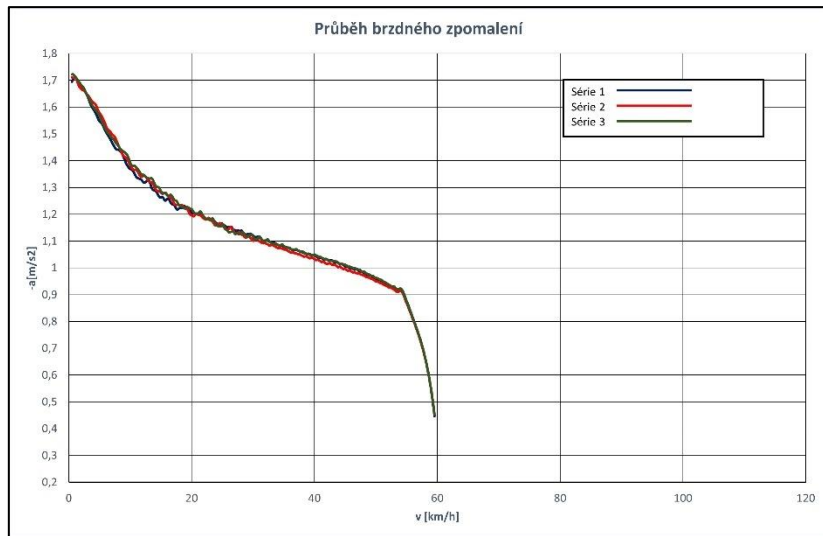
Příloha F: Výkres hřídele vzorku č. 00-00-01

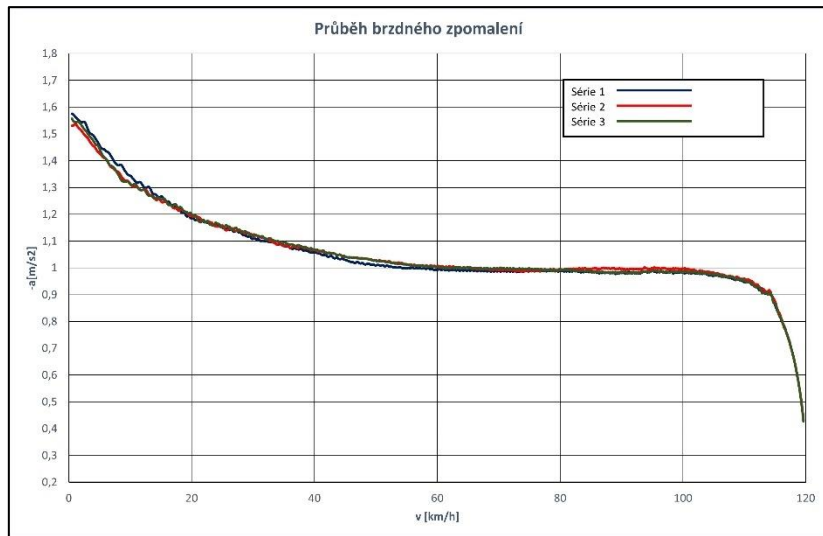
Příloha G: Výkres kotouče s otvory pro termočlánky č. 00-00-02

# Příloha A: Kontrola spolehlivosti měření

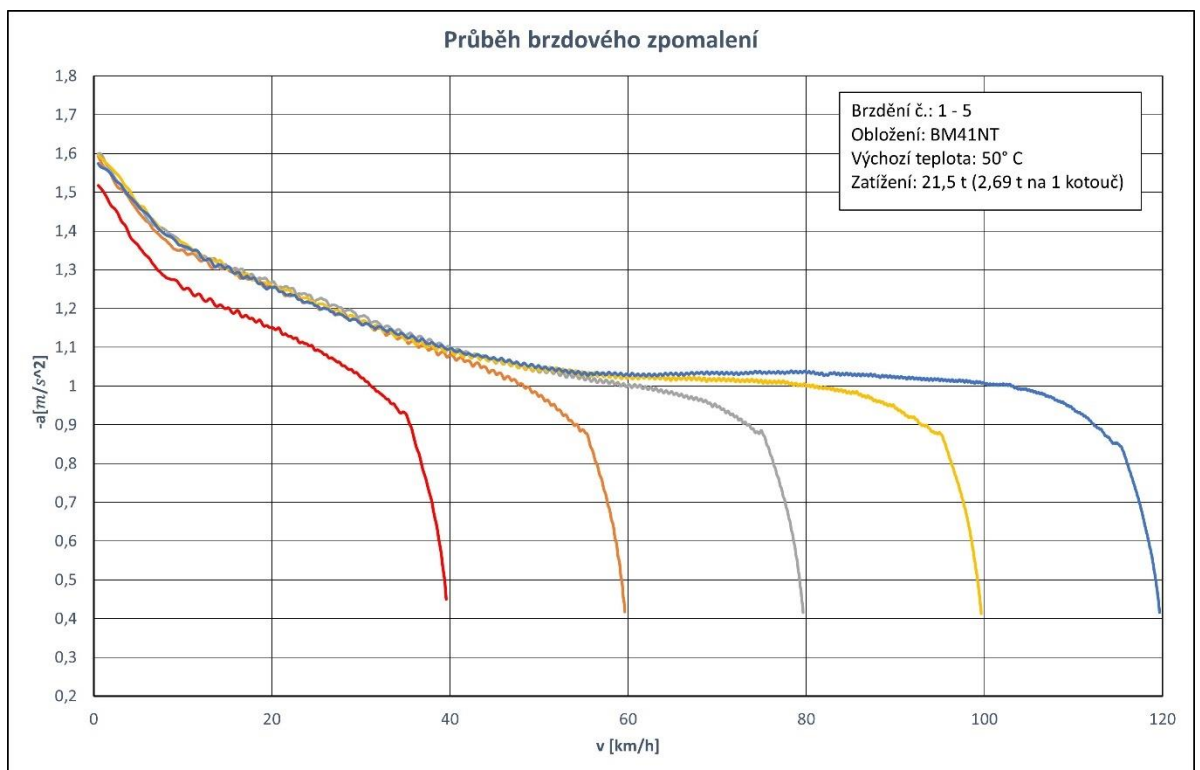
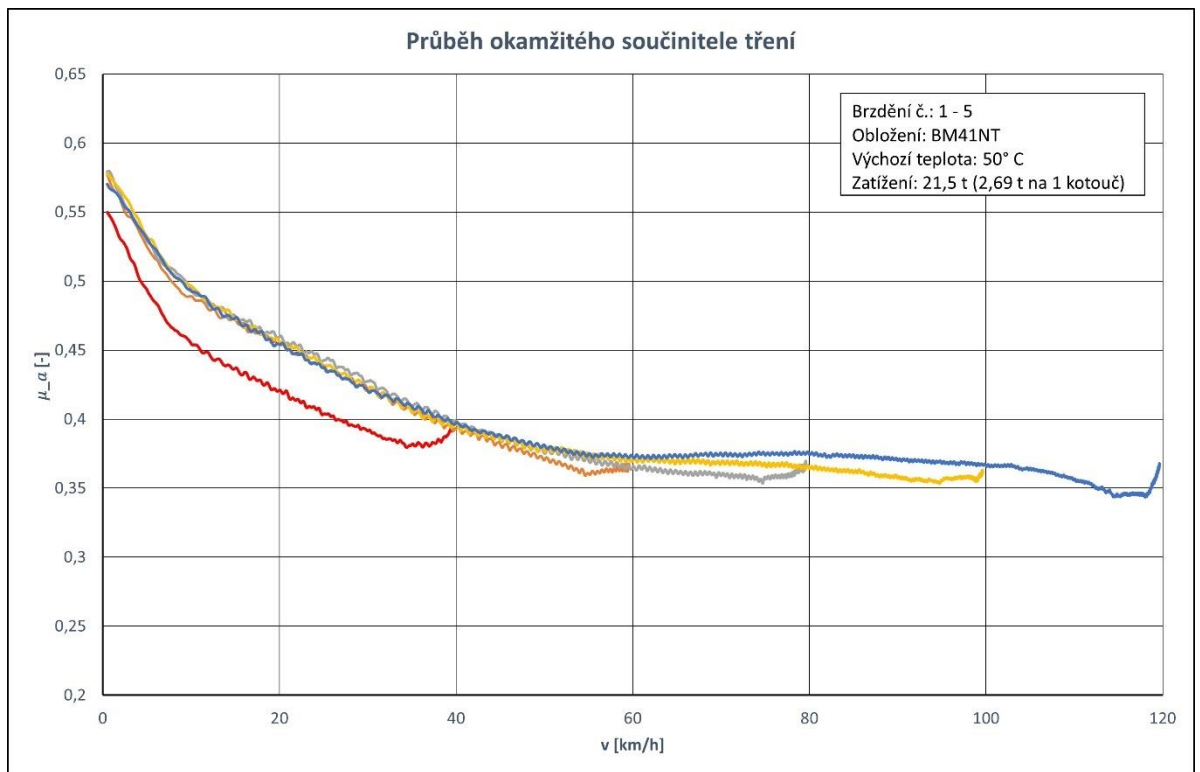


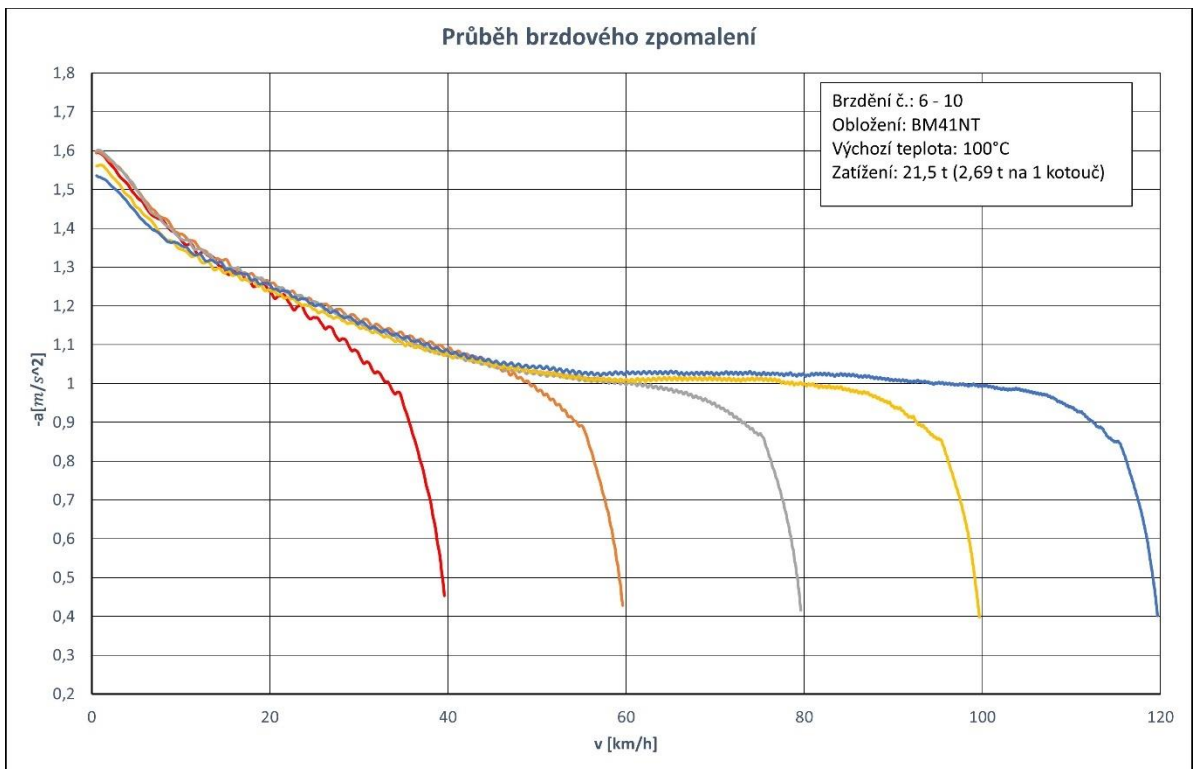
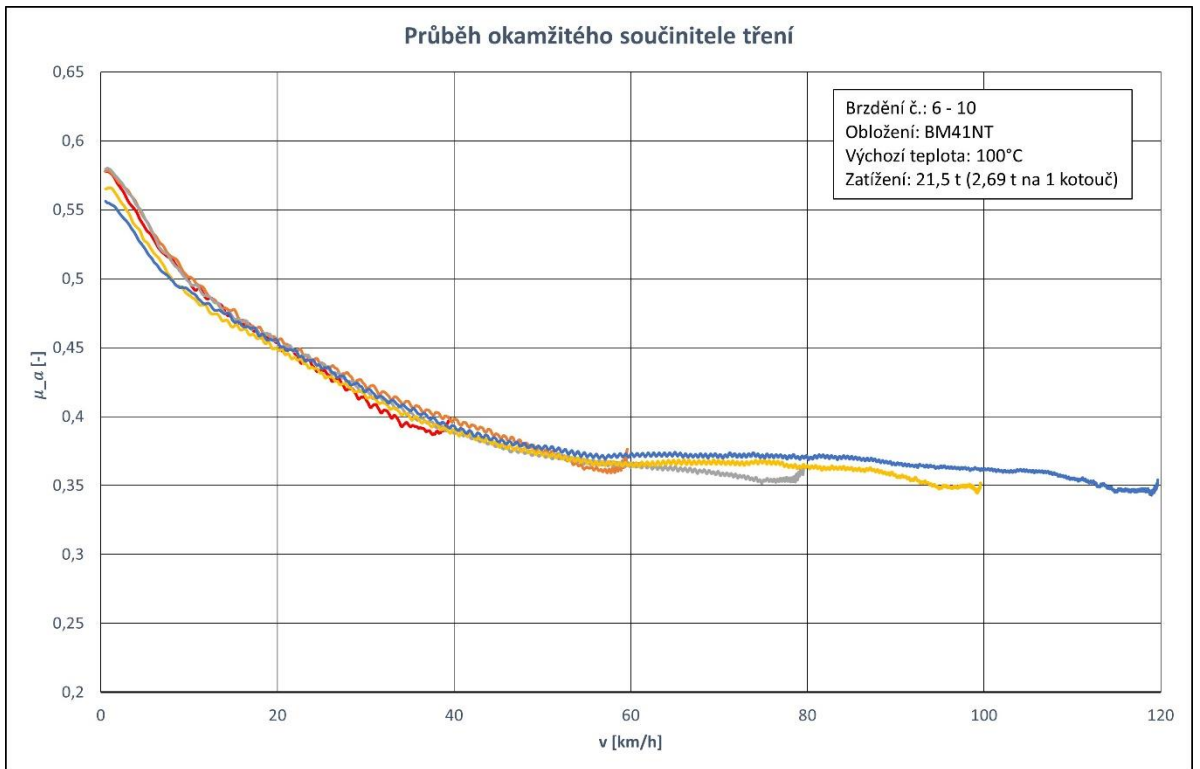


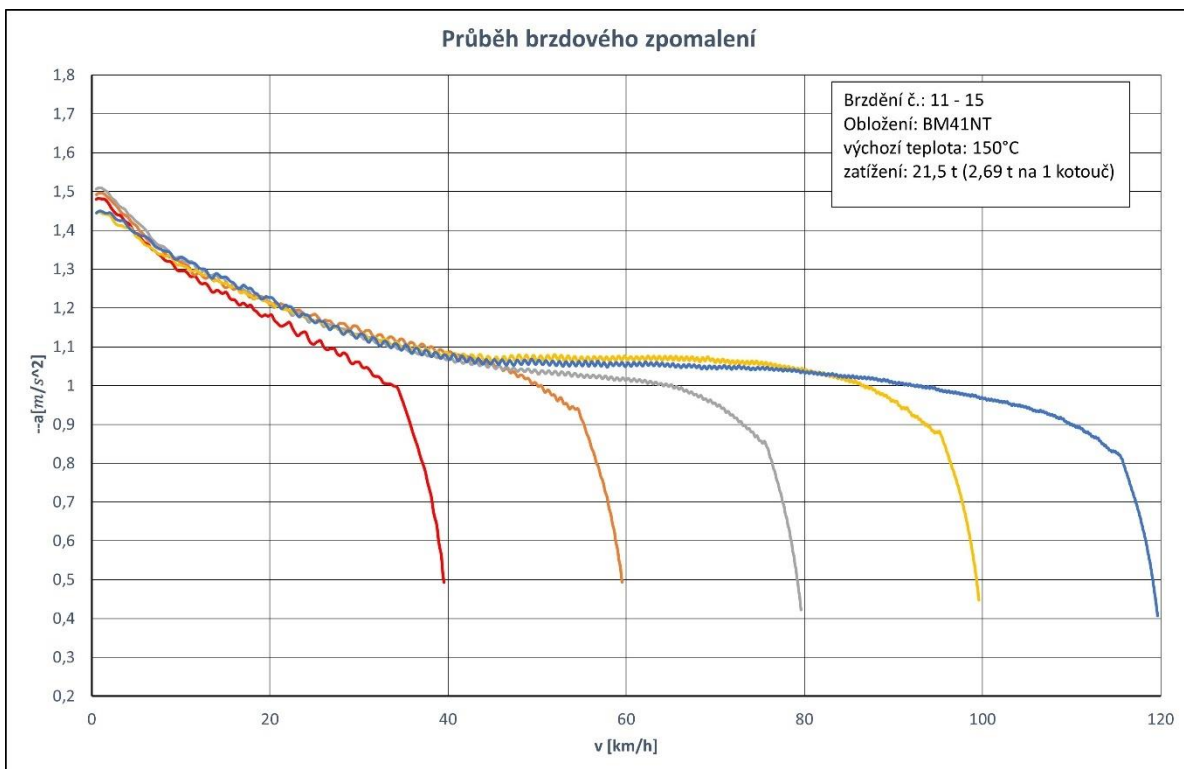
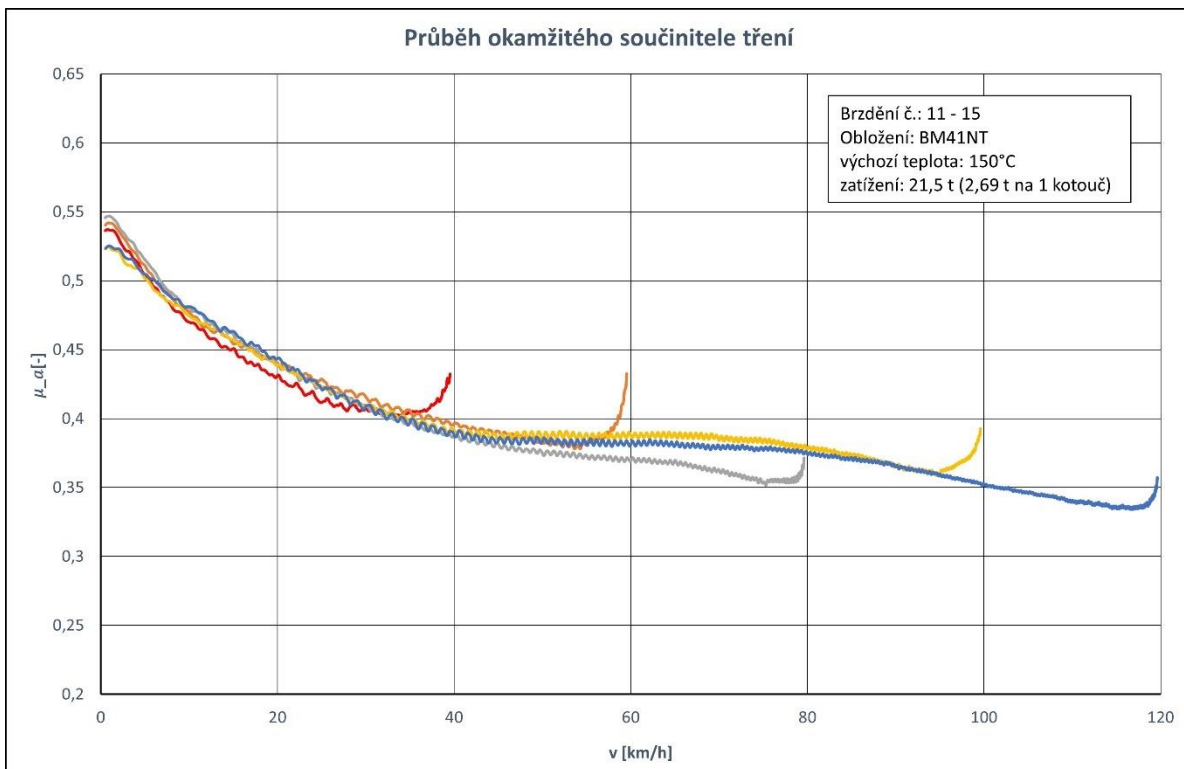


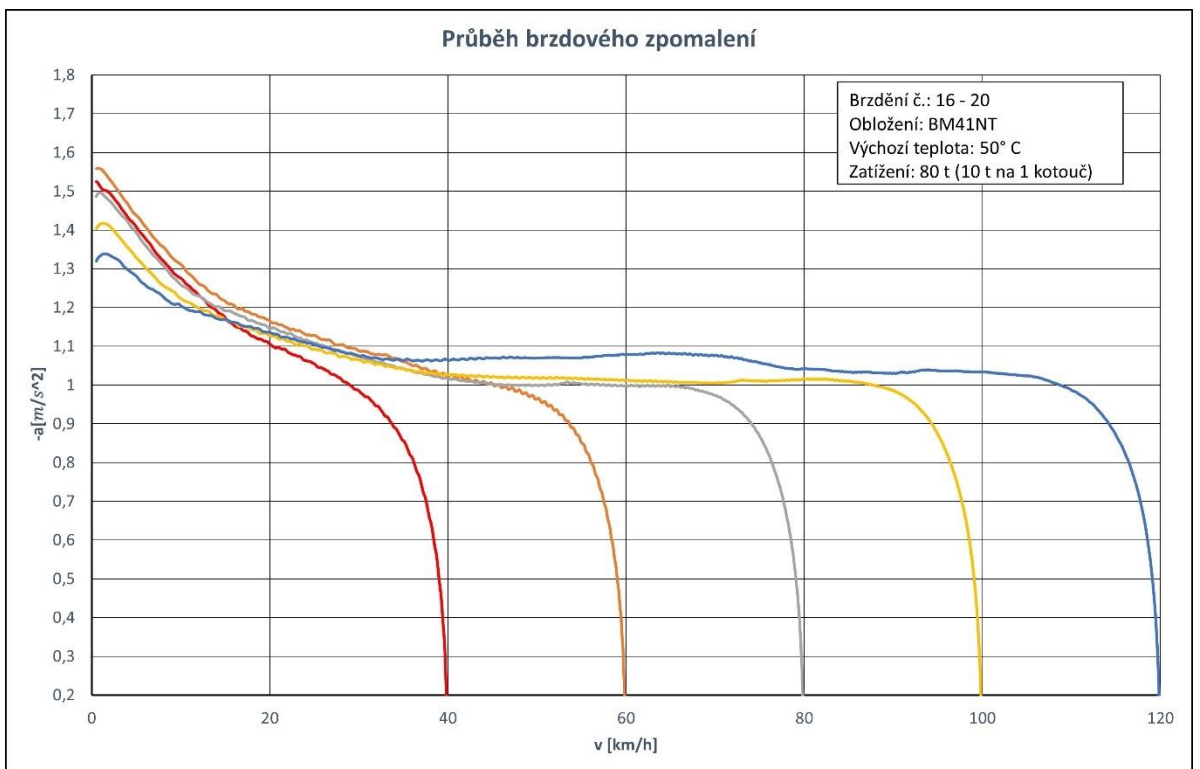
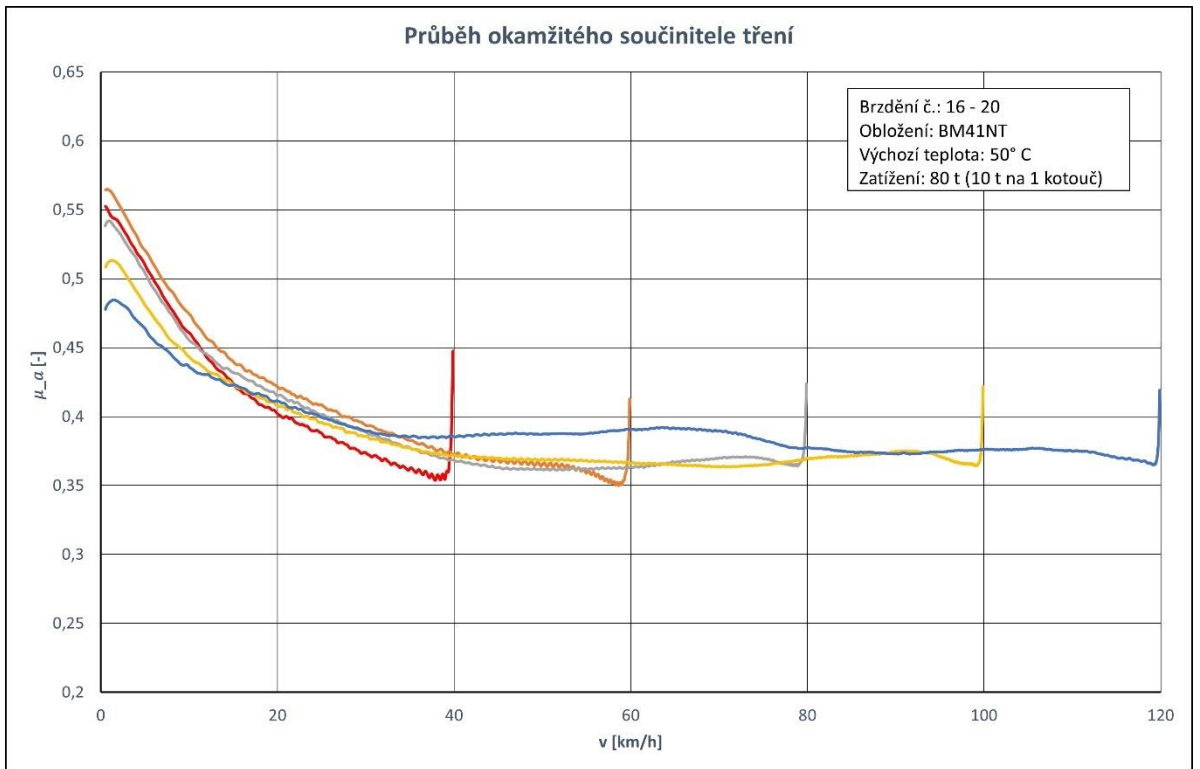


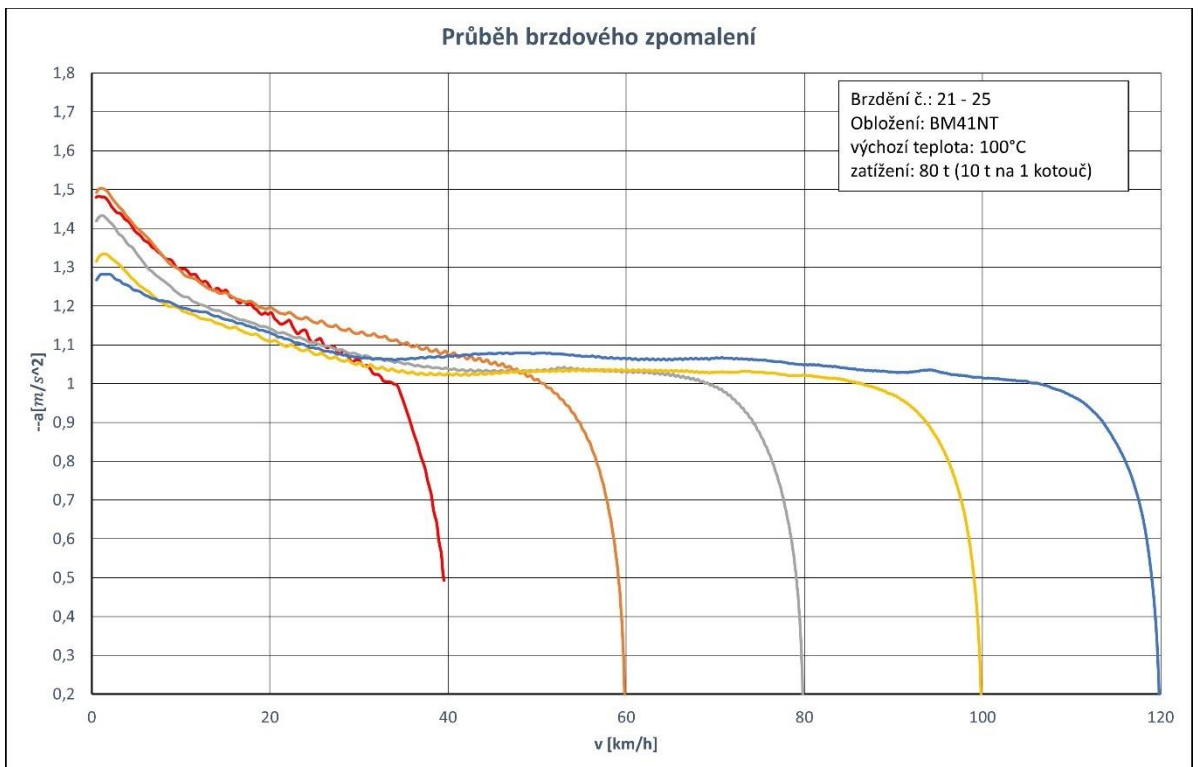
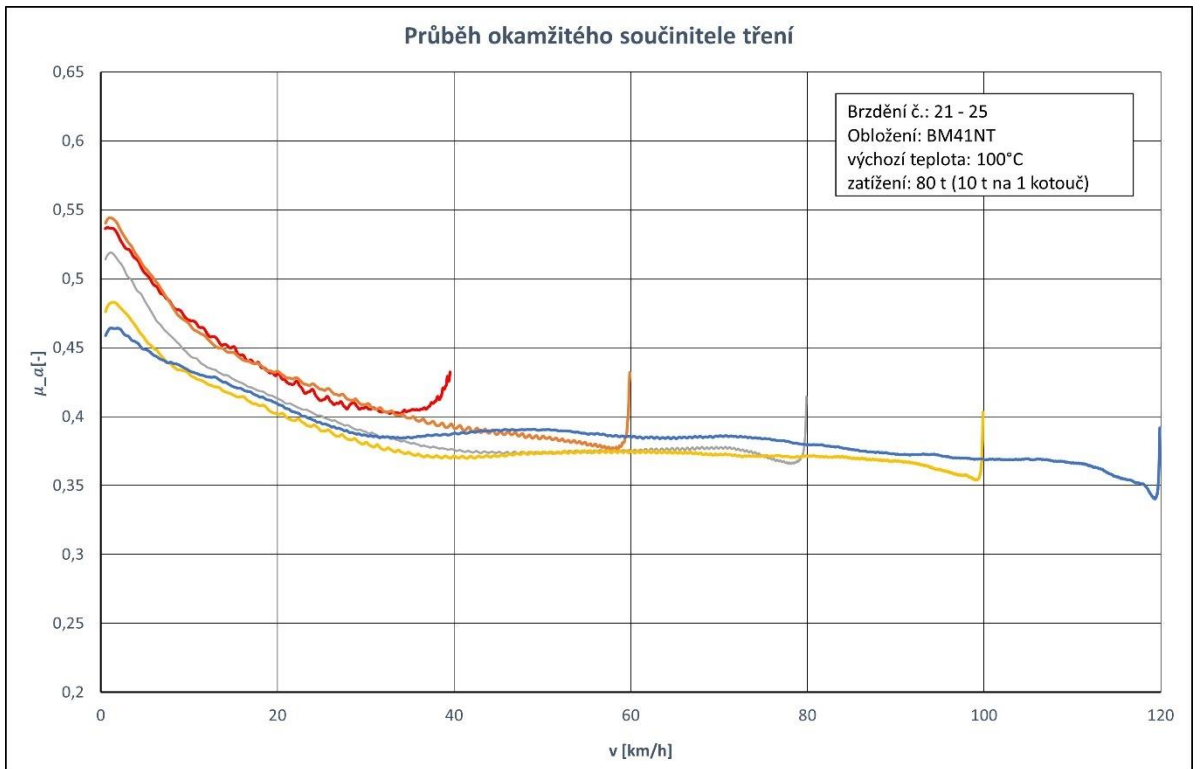
## Příloha B: naměřené hodnoty Becorit BM41NT

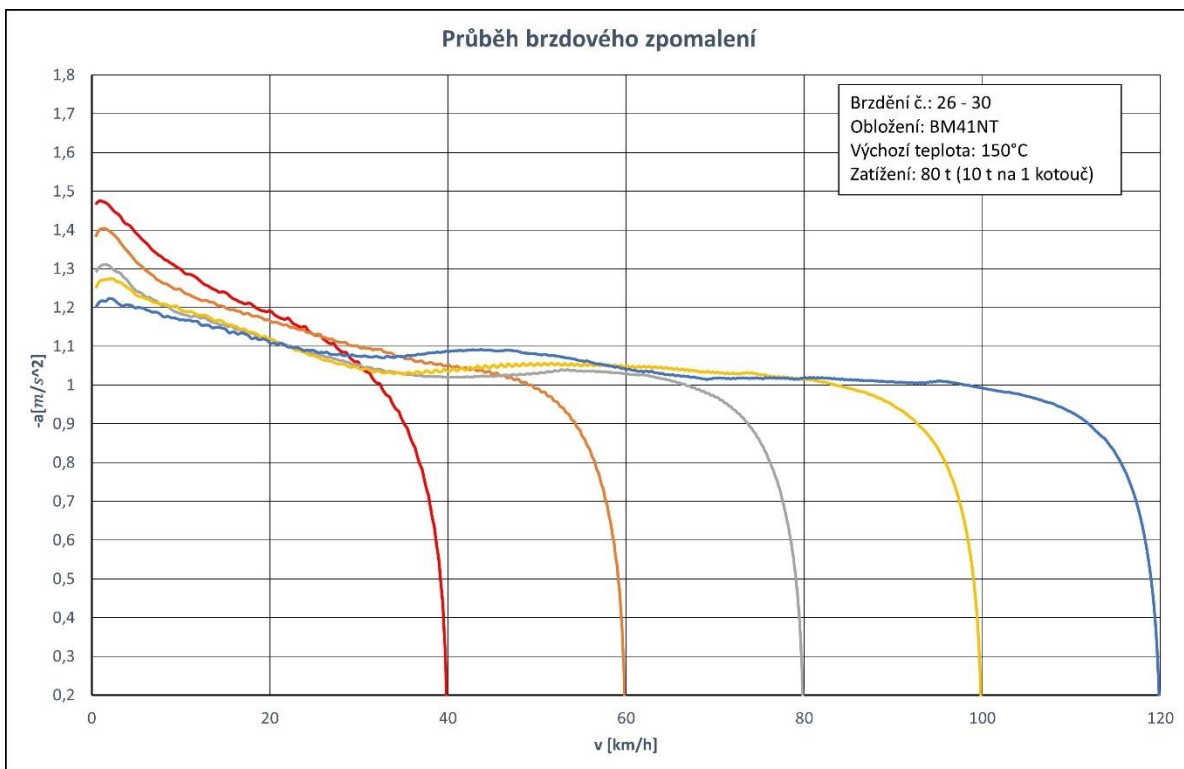
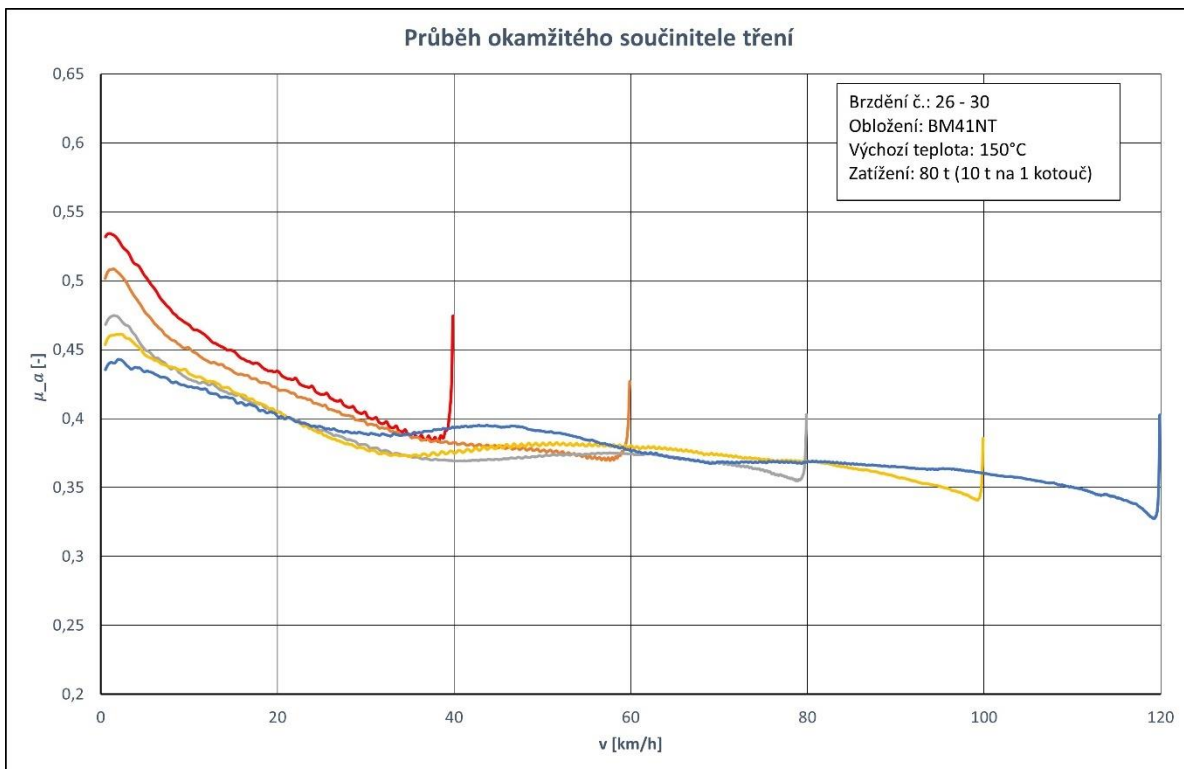


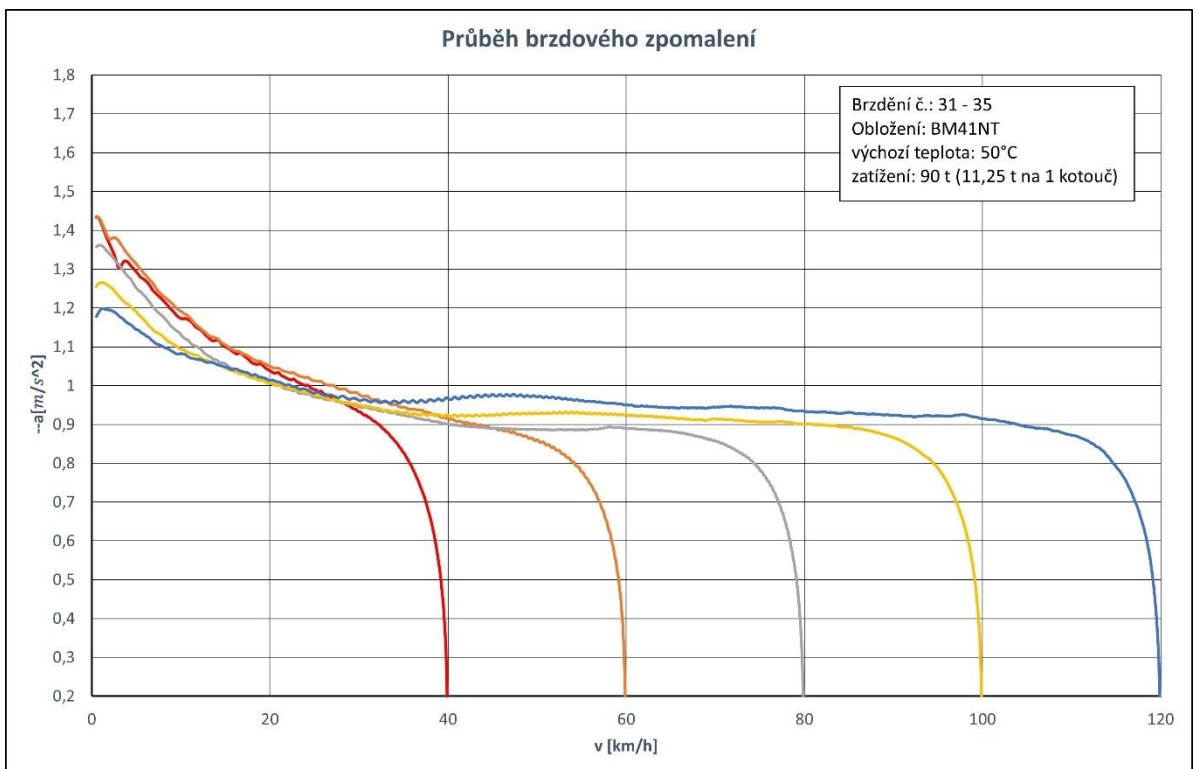
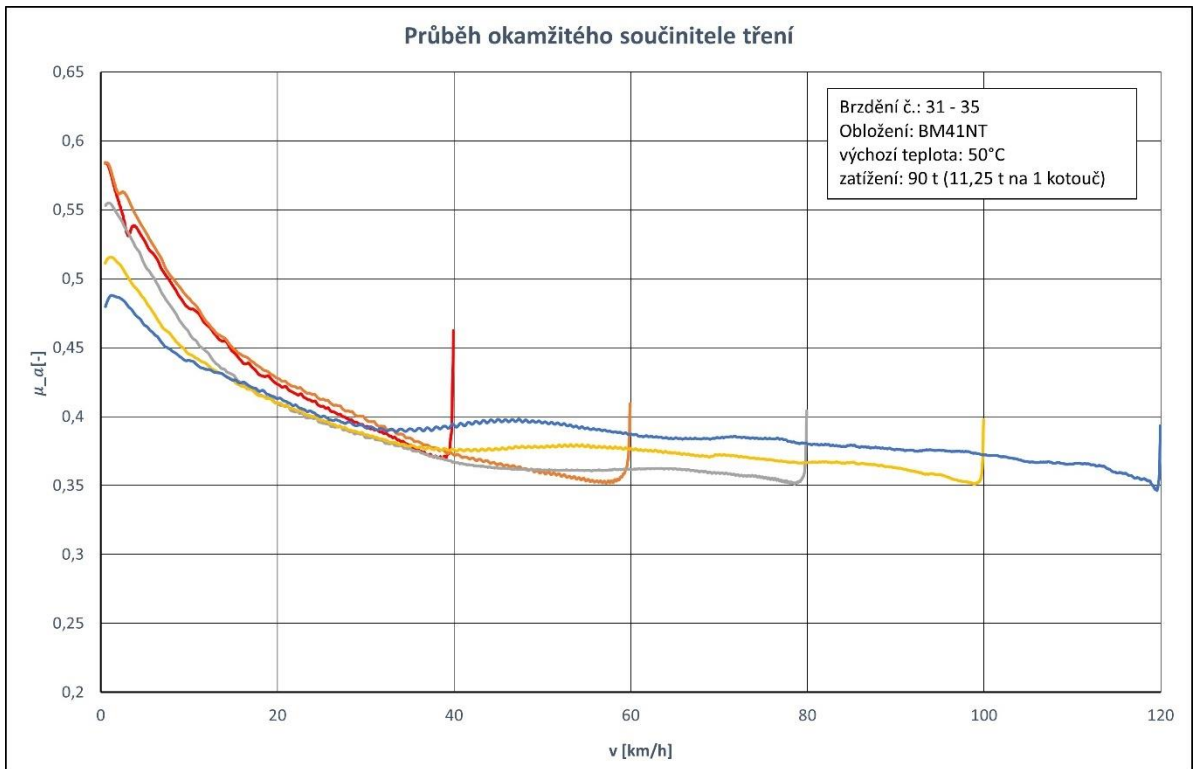


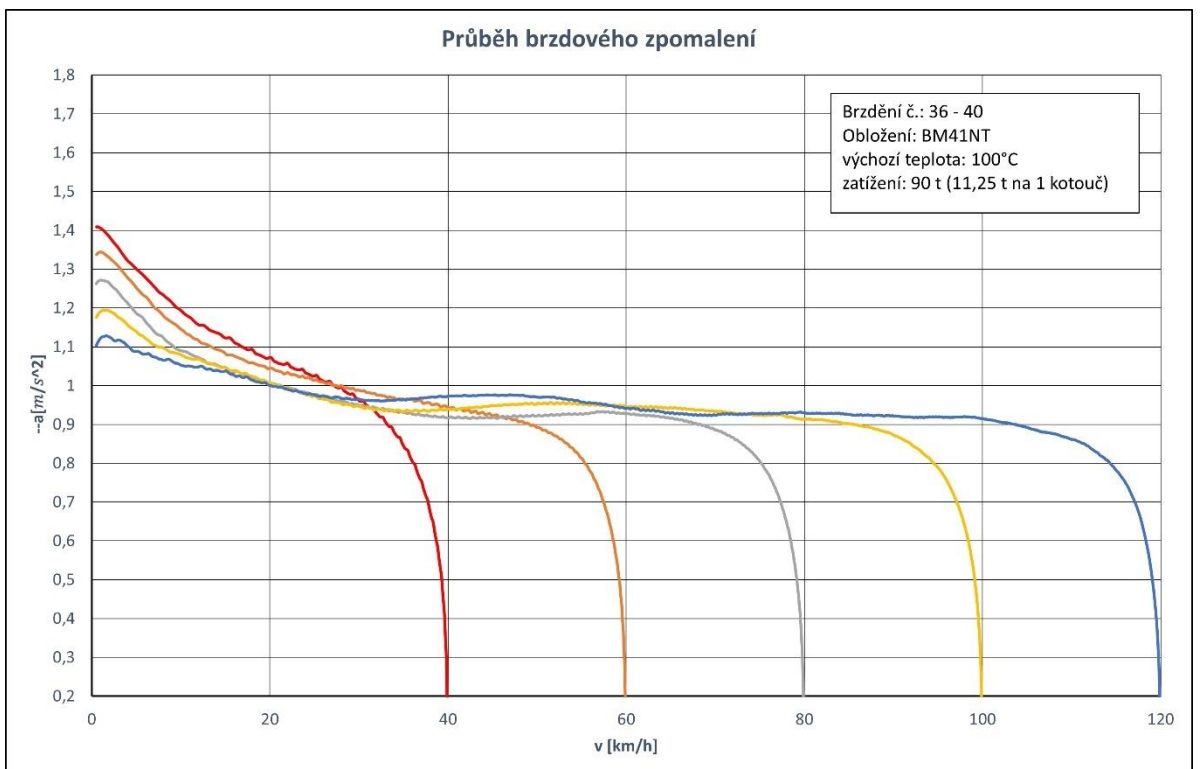
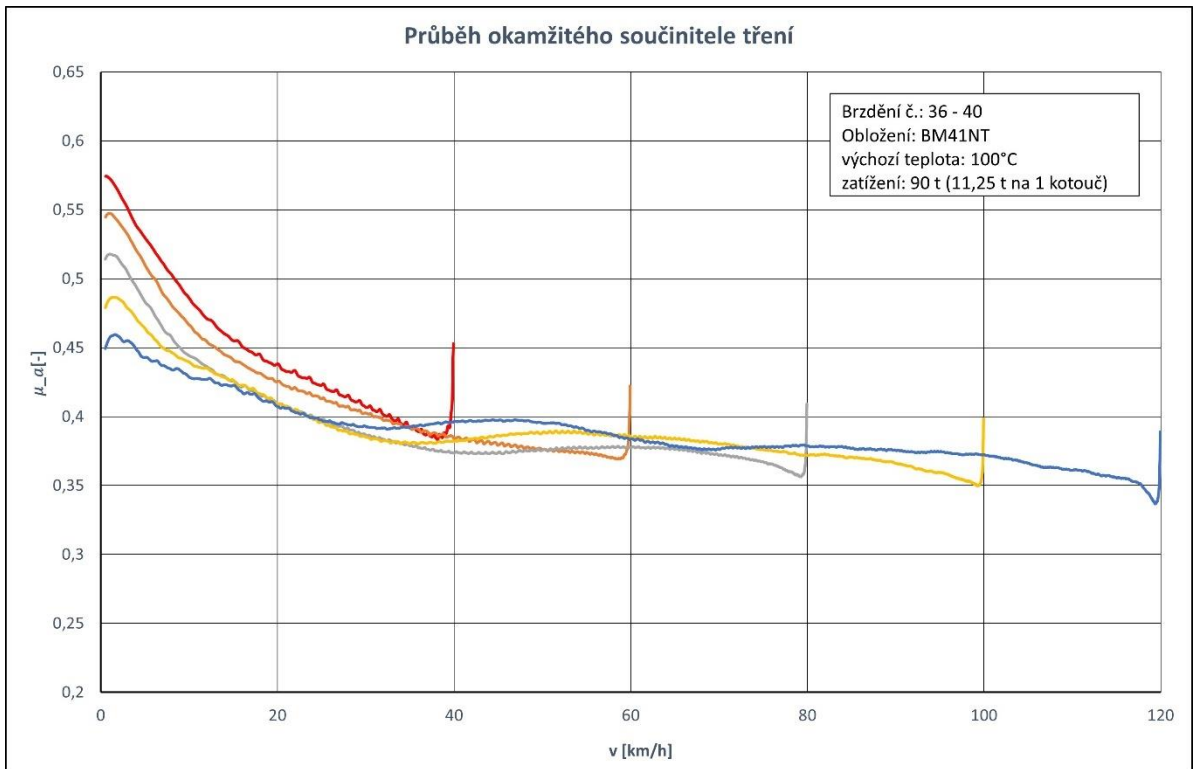


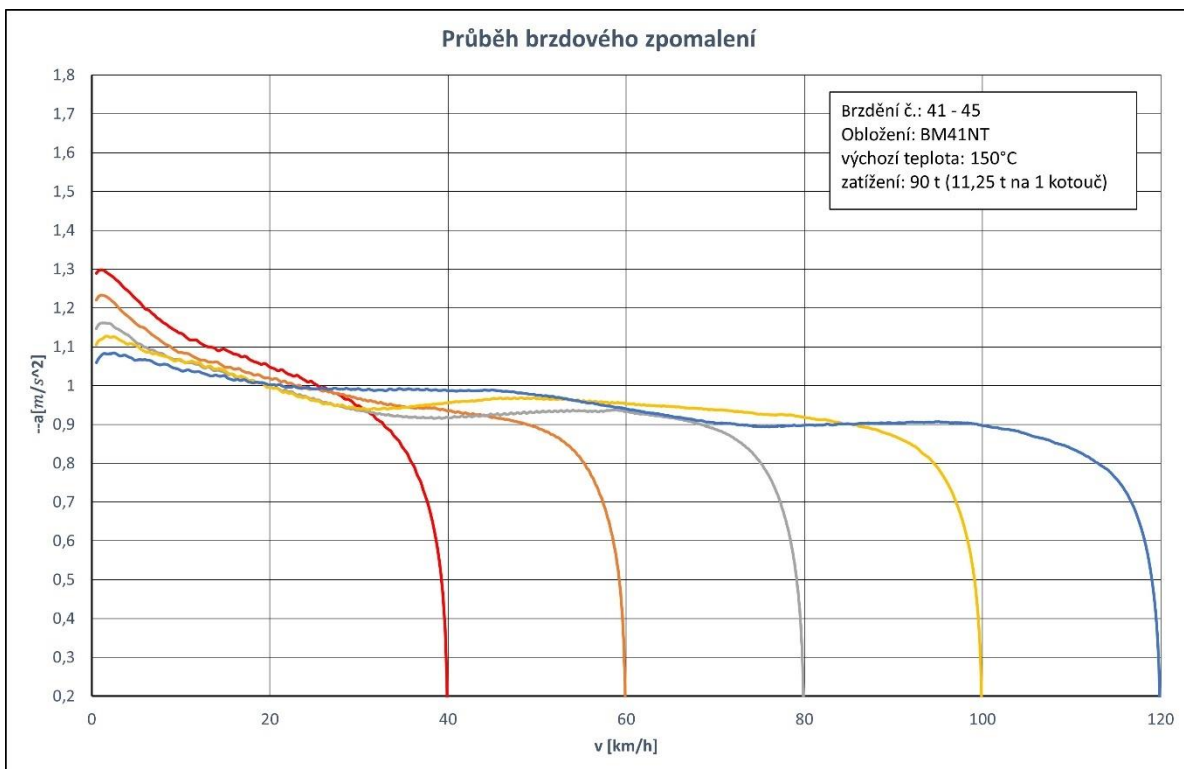
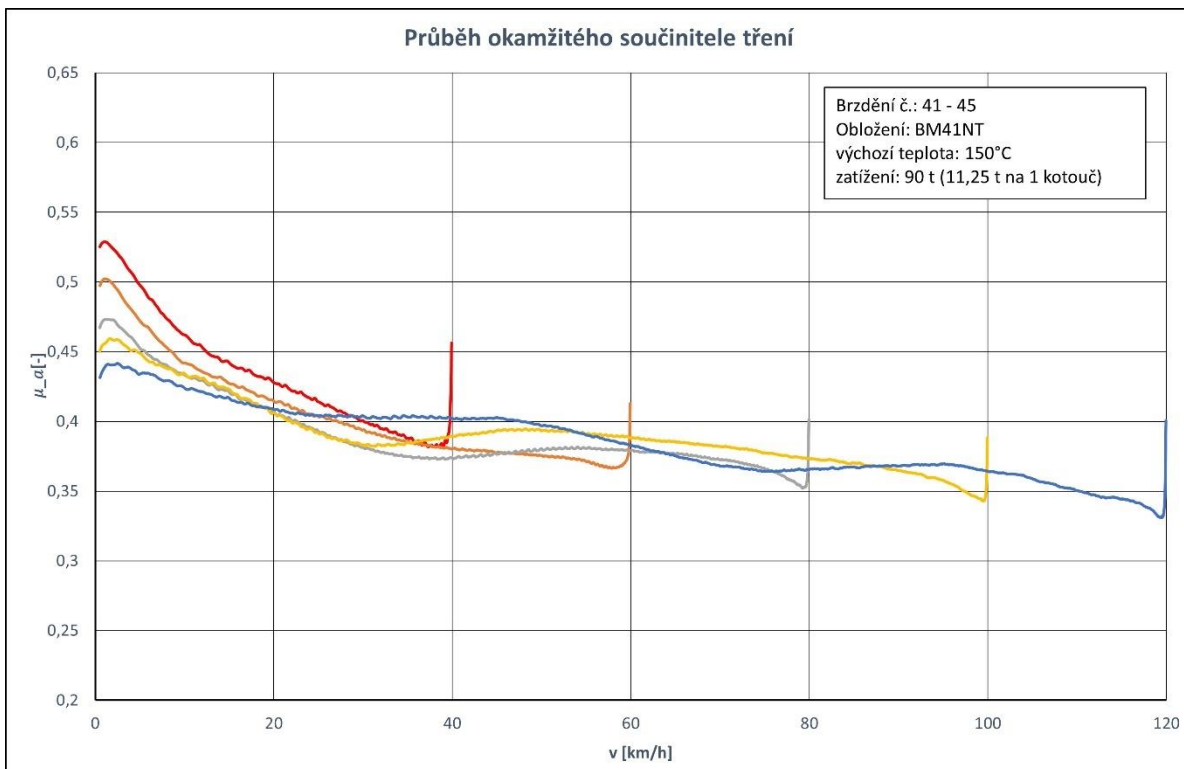




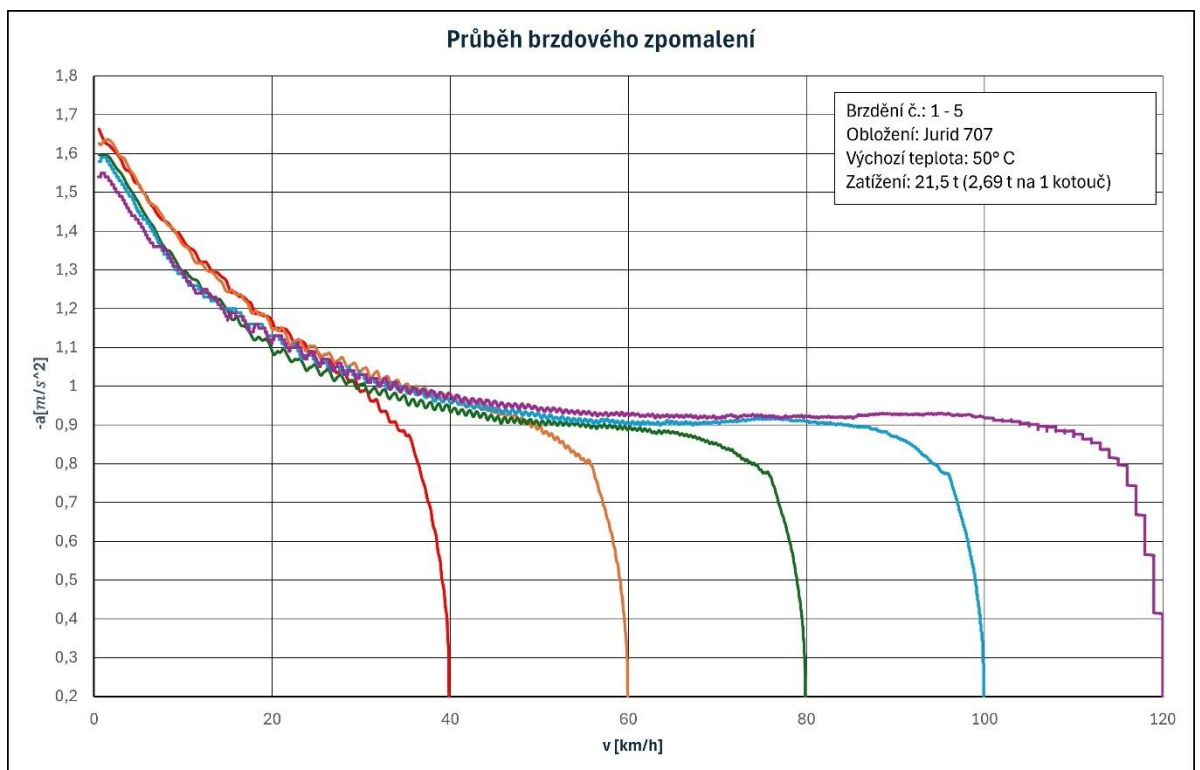
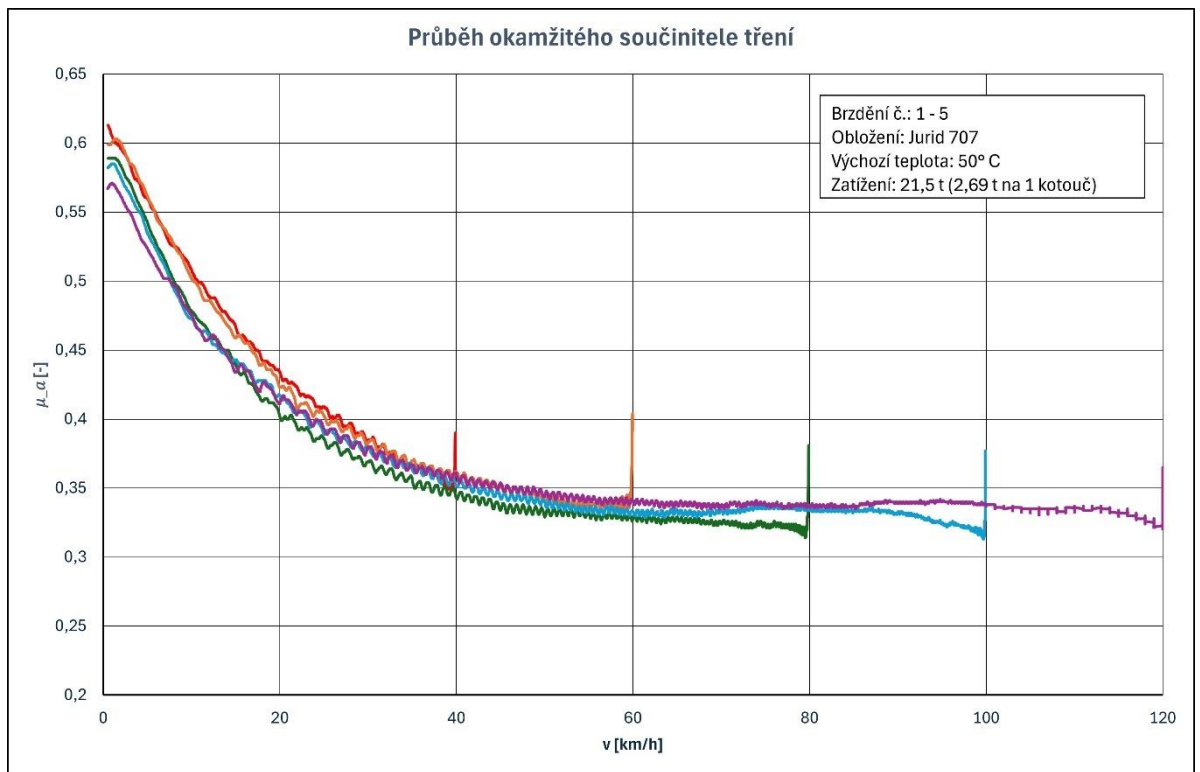


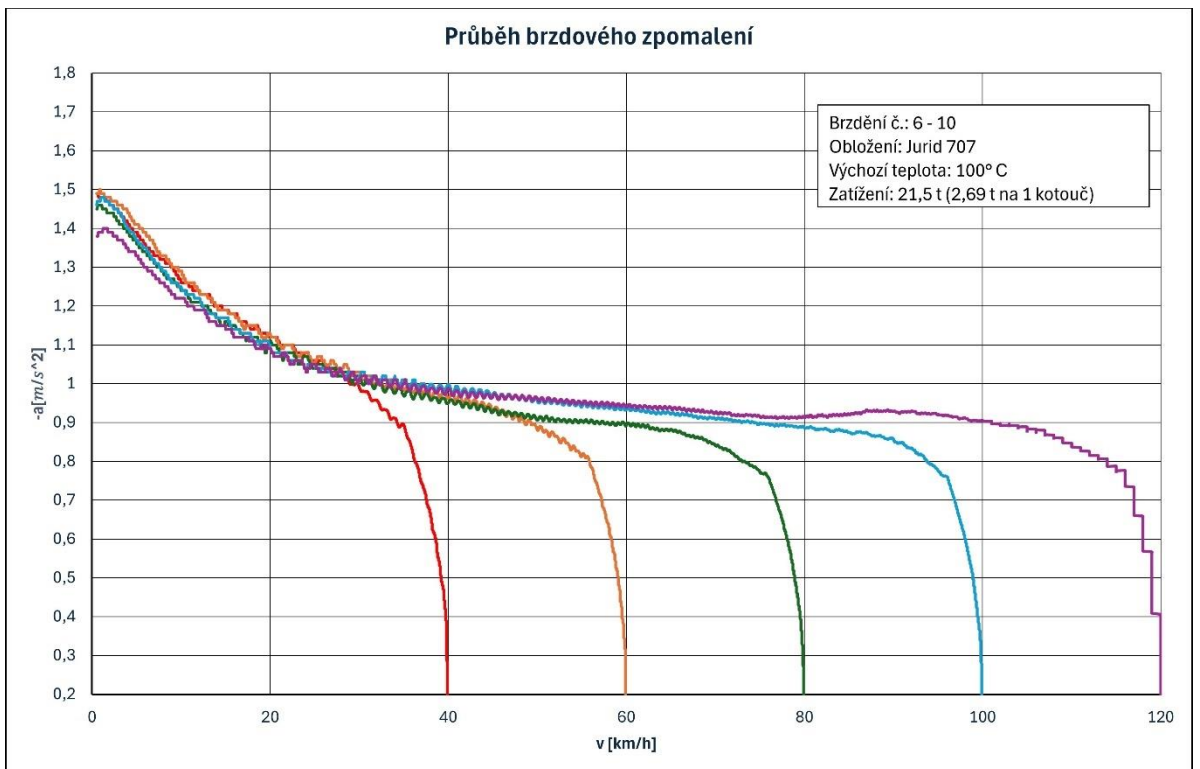
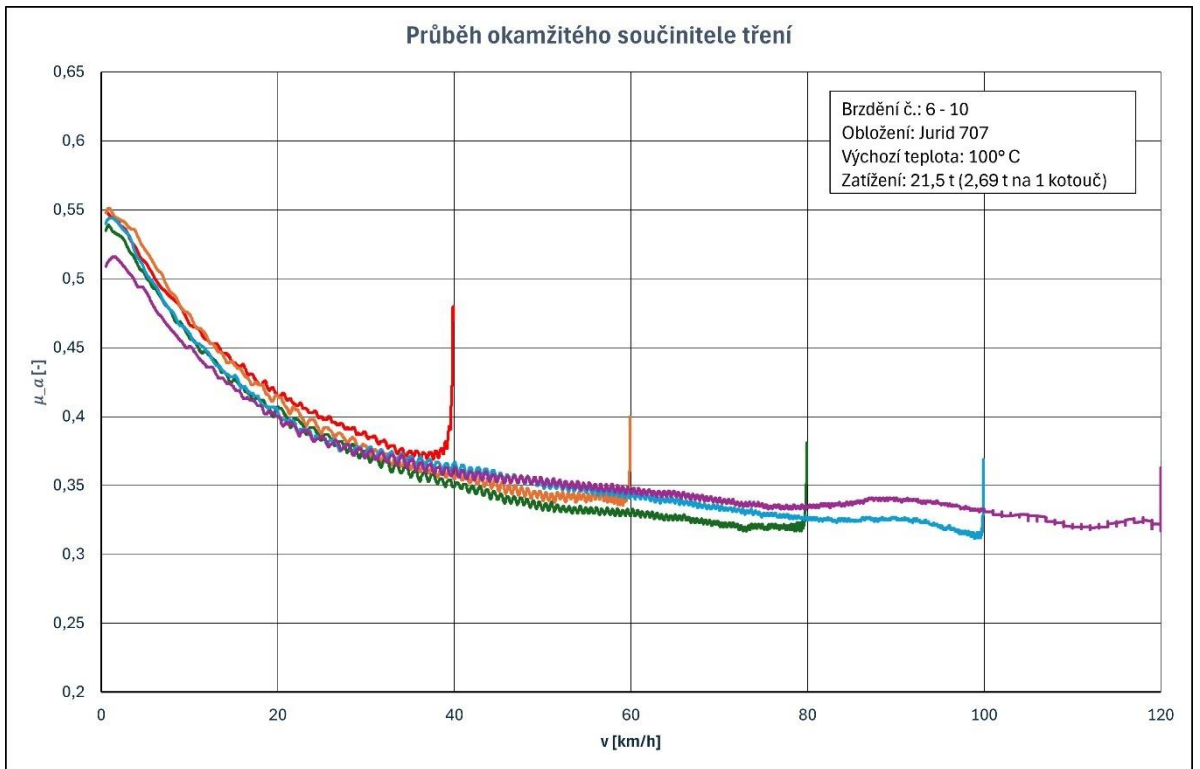


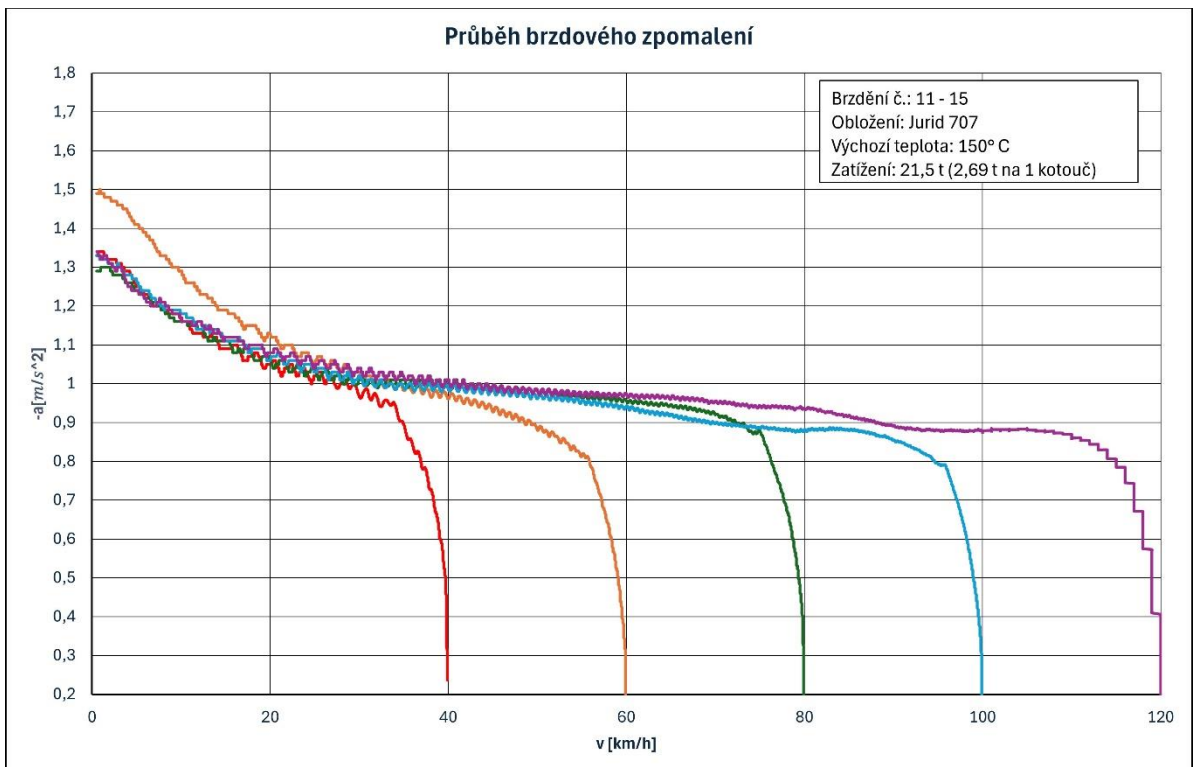
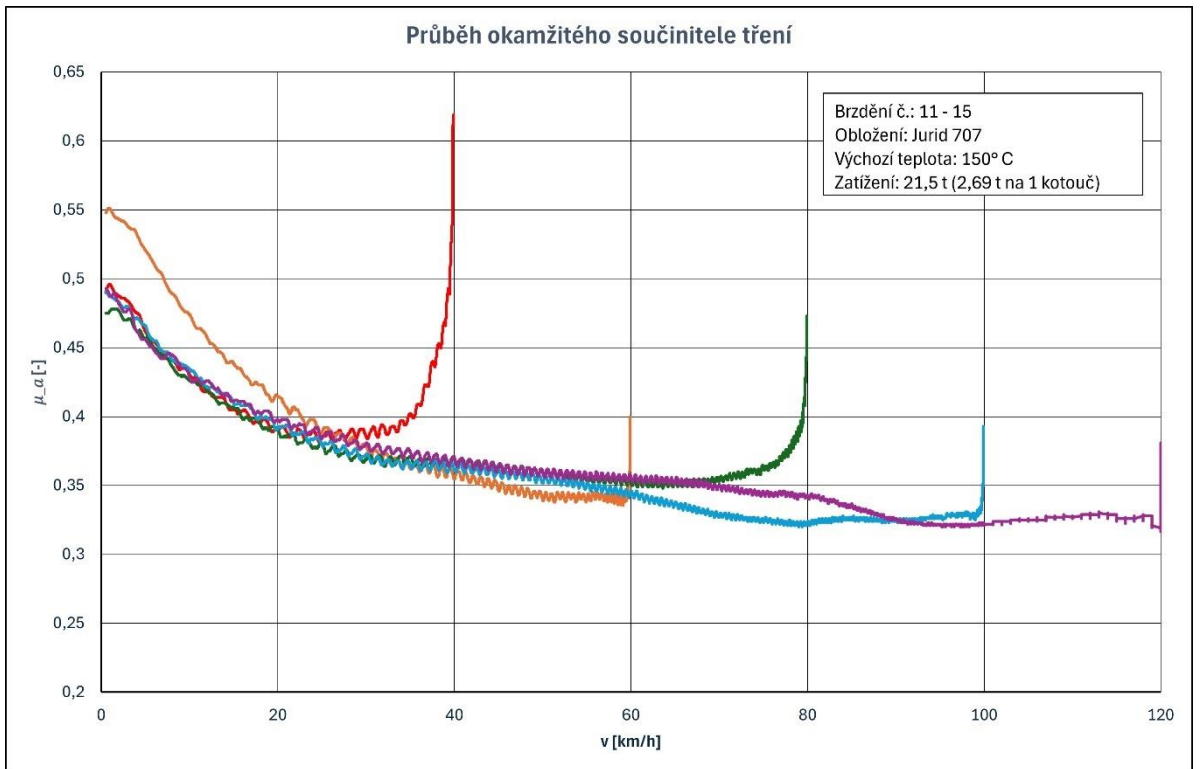


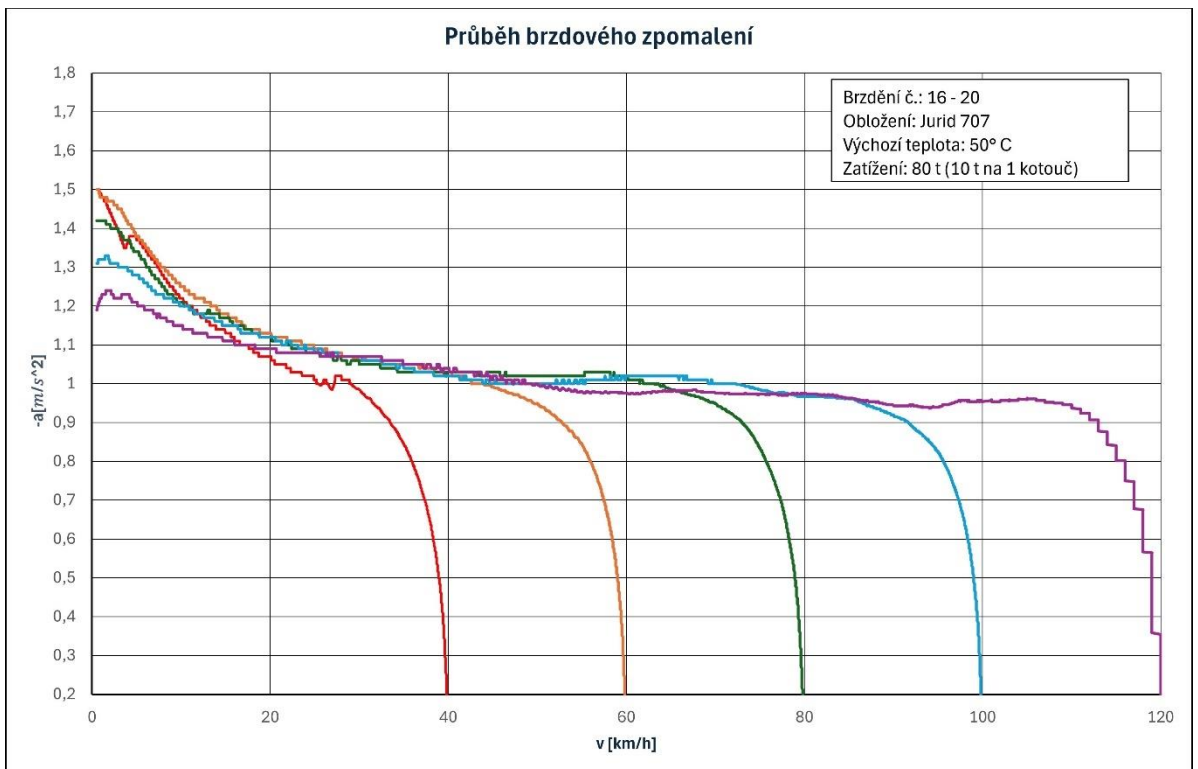
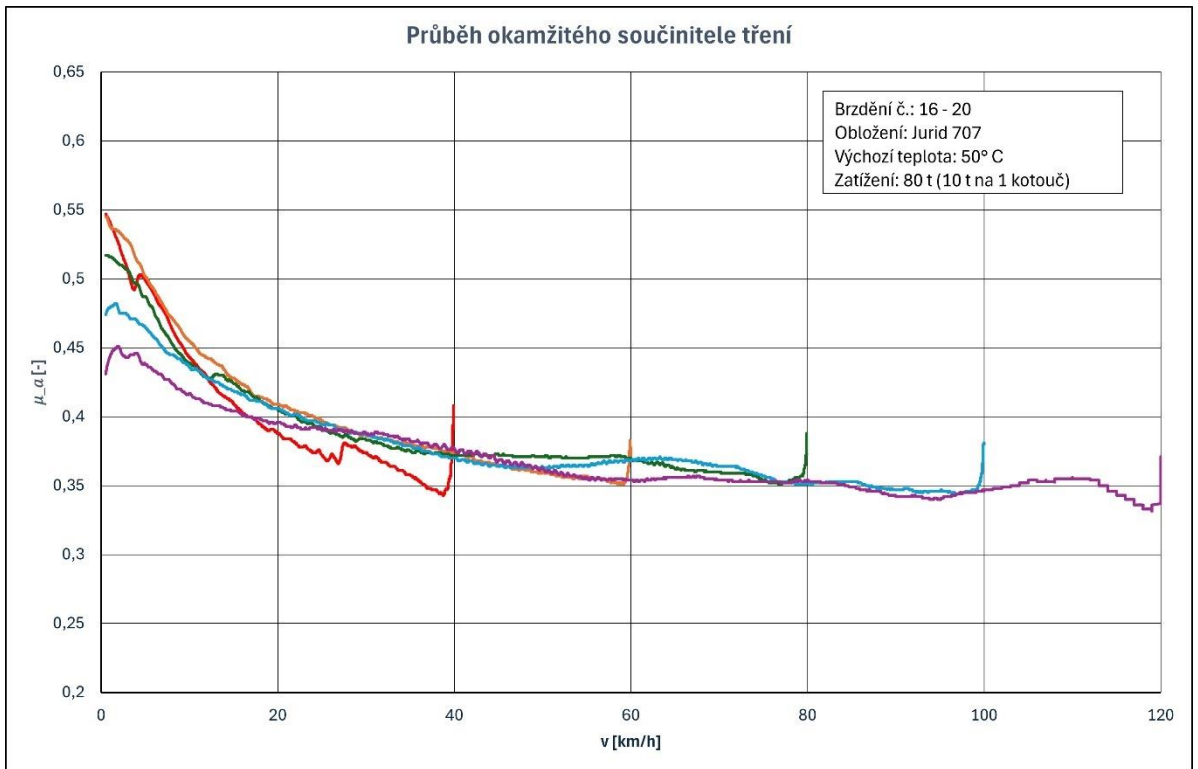


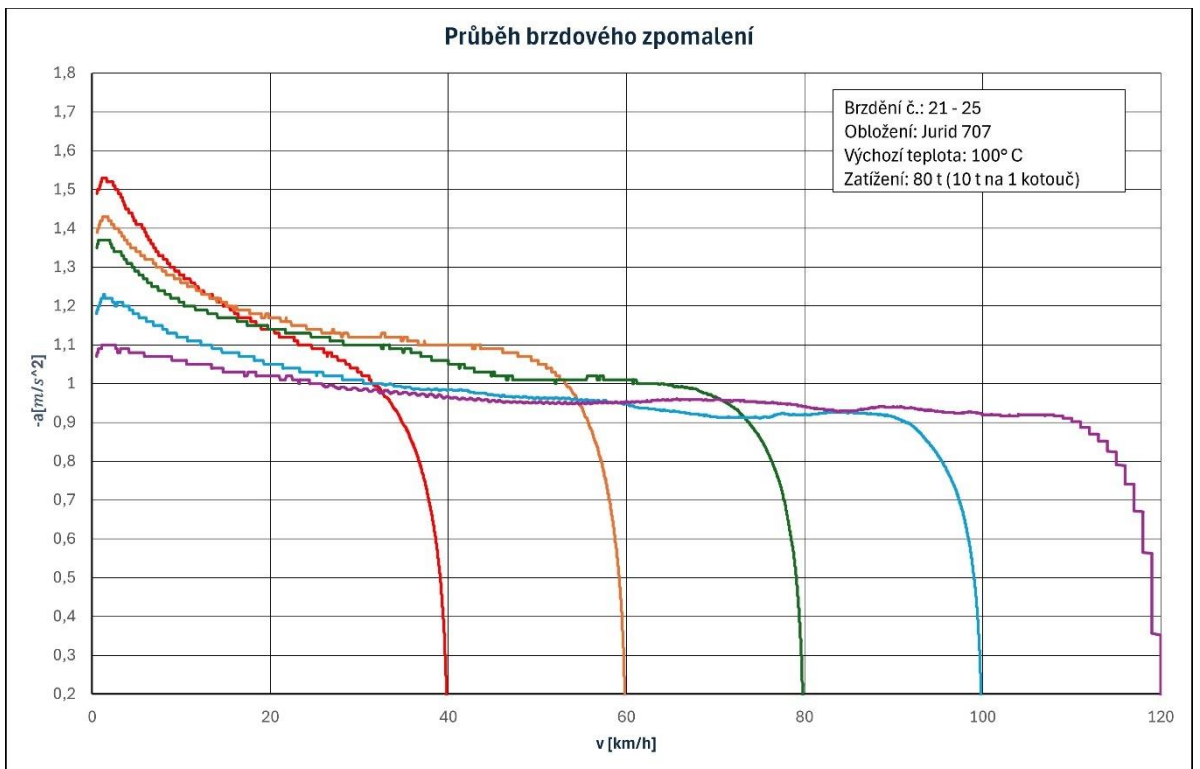
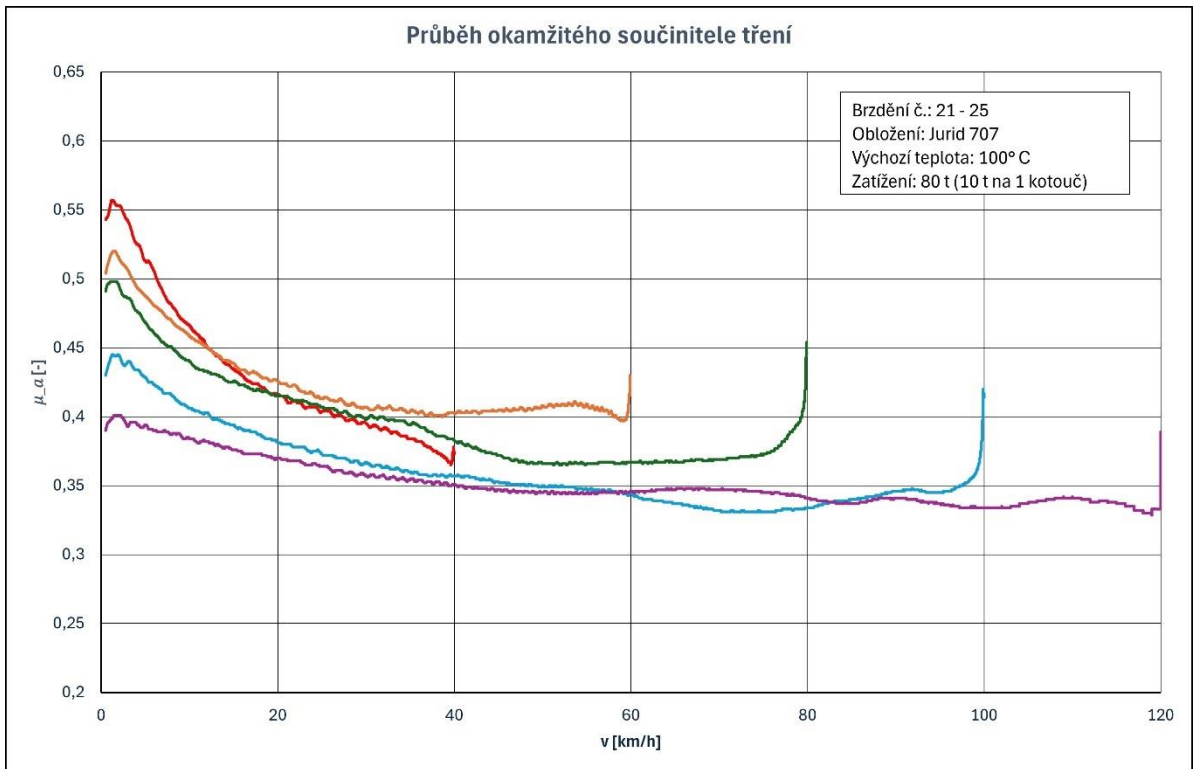
## Příloha C: naměřené hodnoty Jurid 707

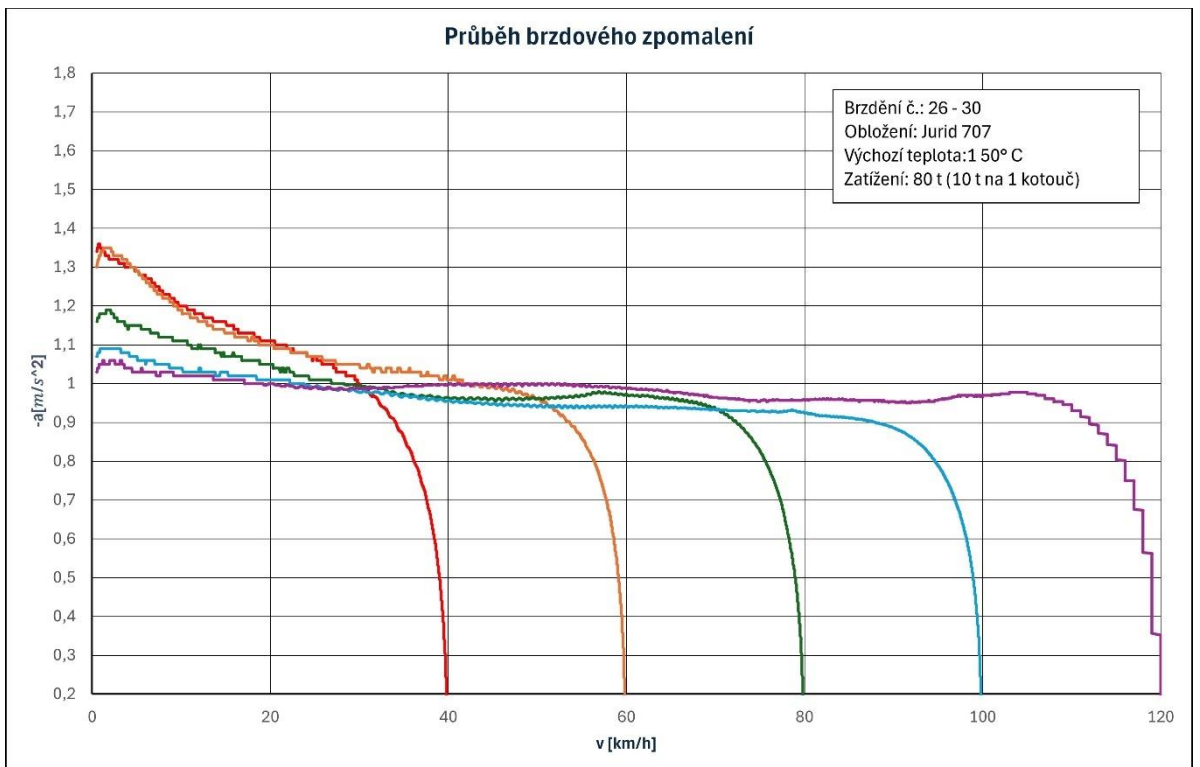
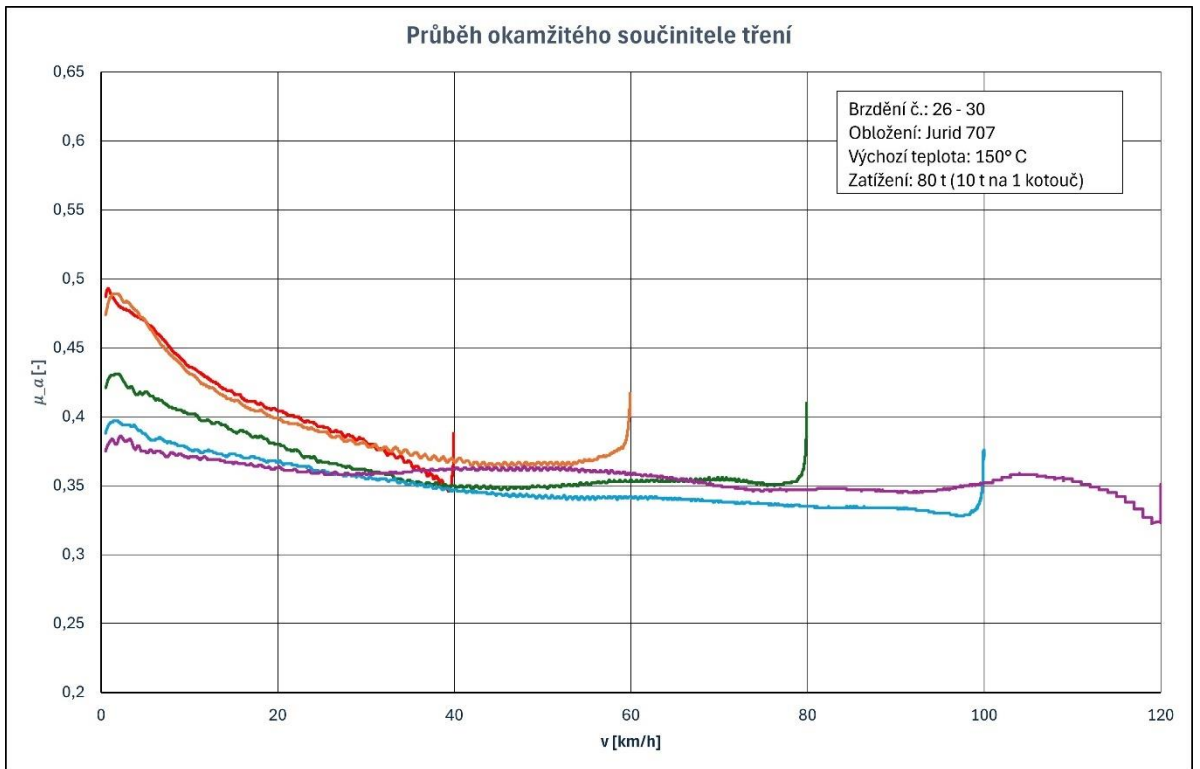


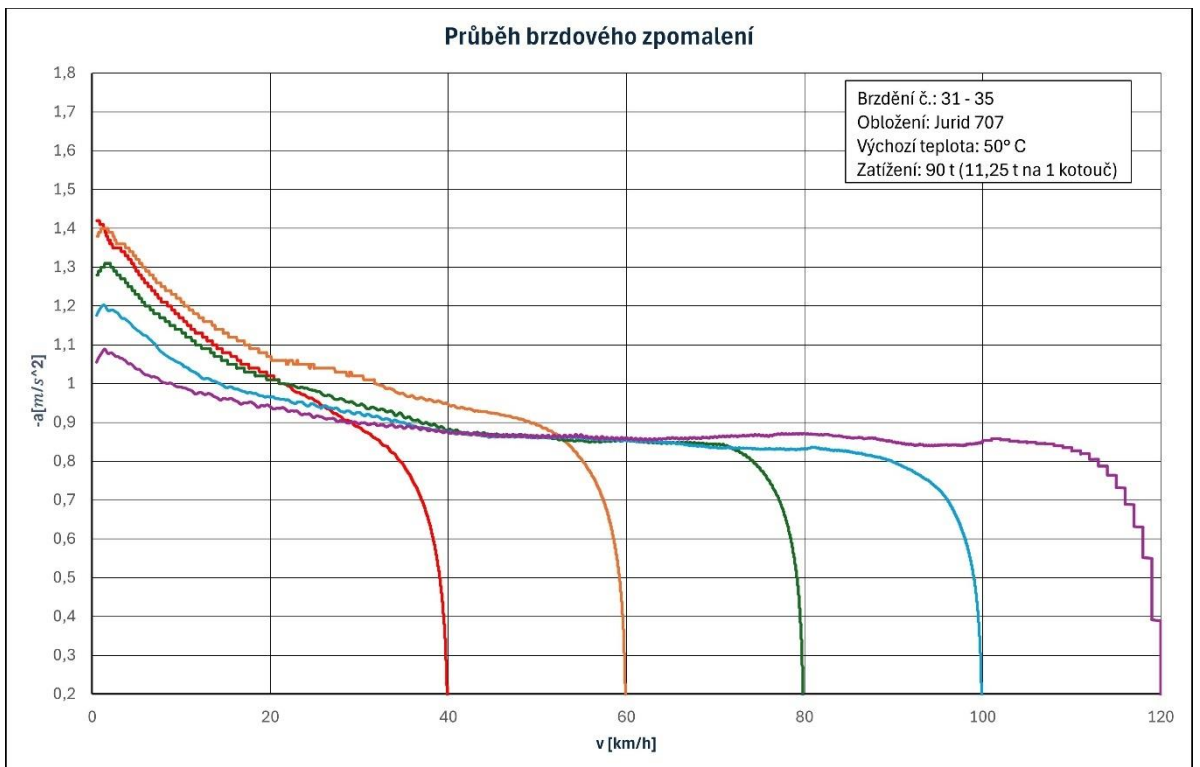
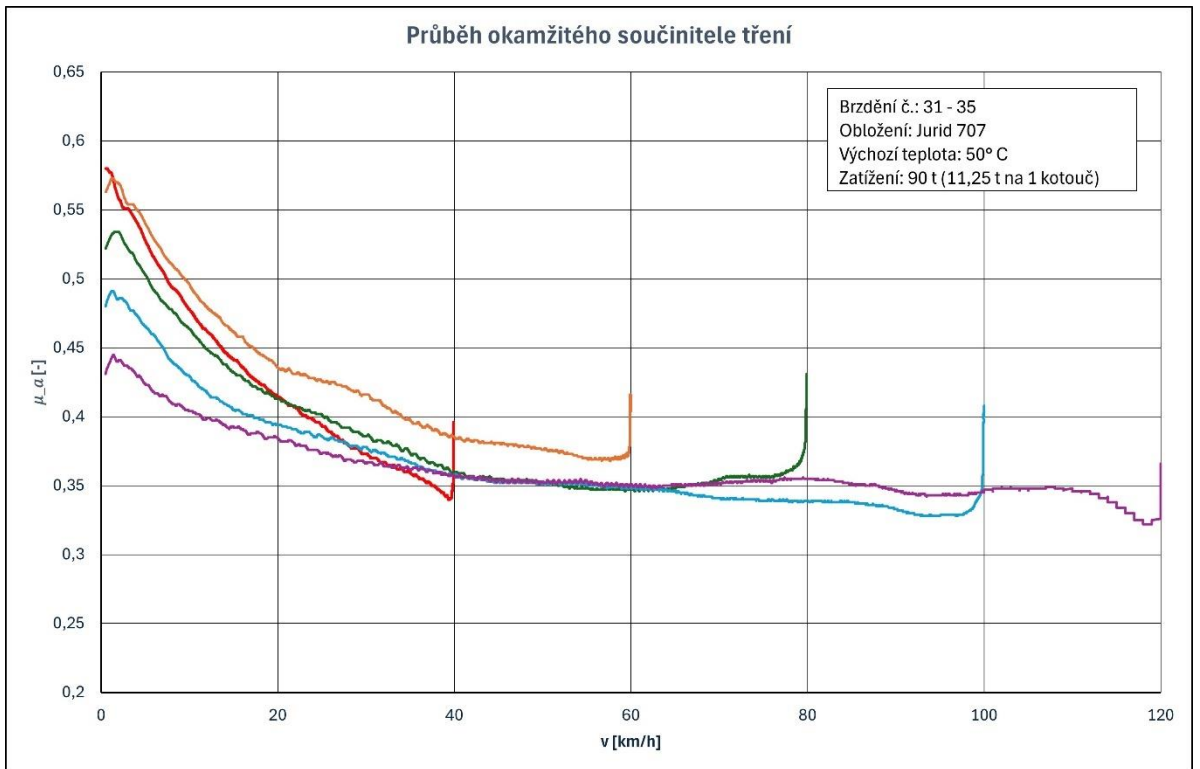


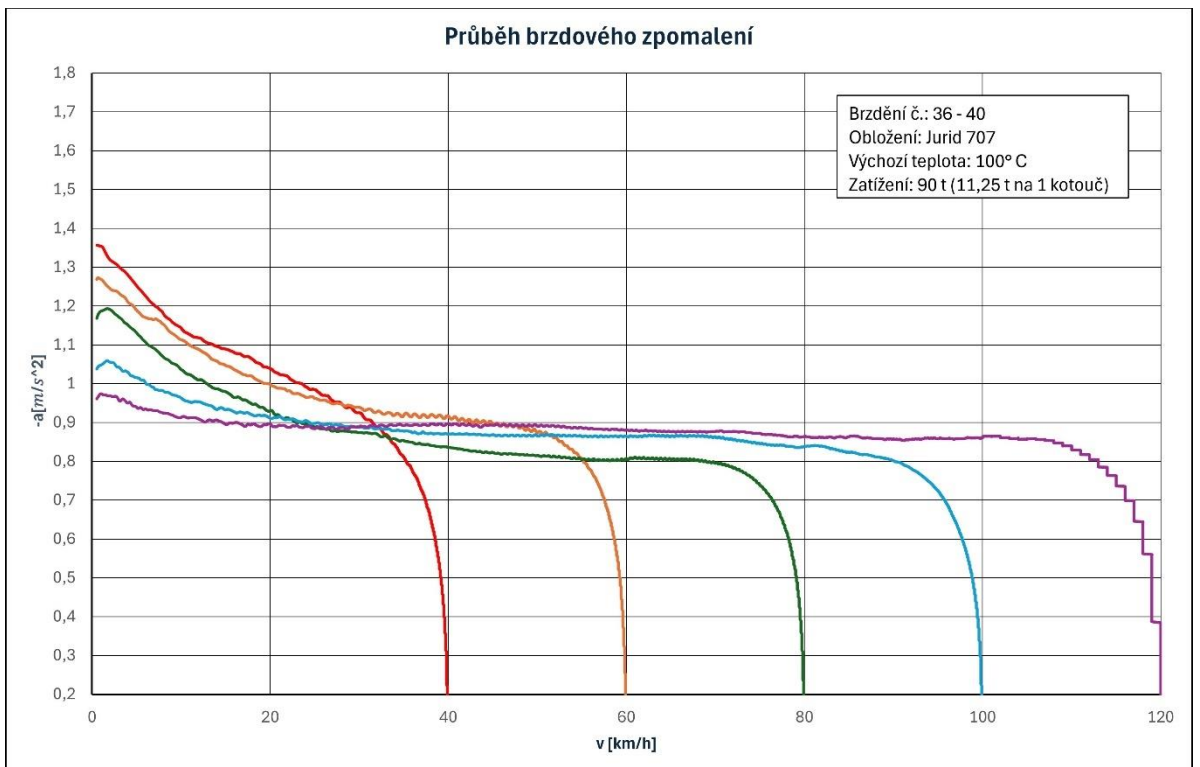
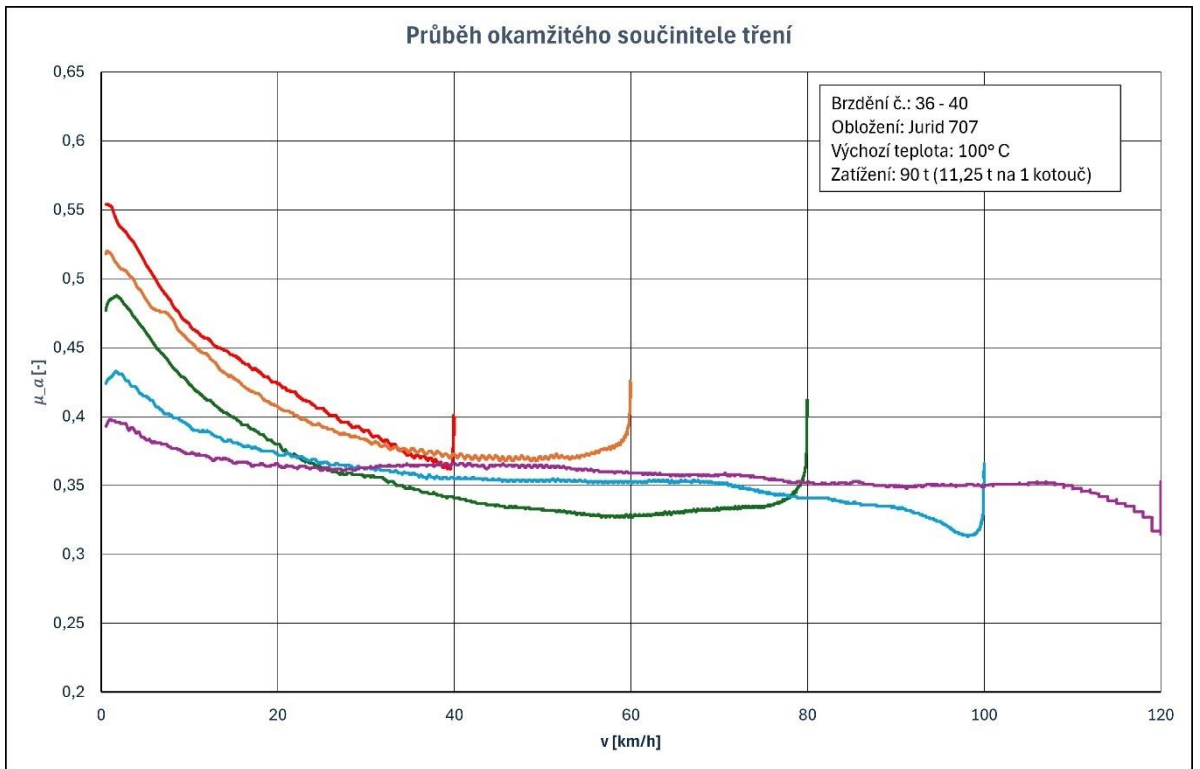


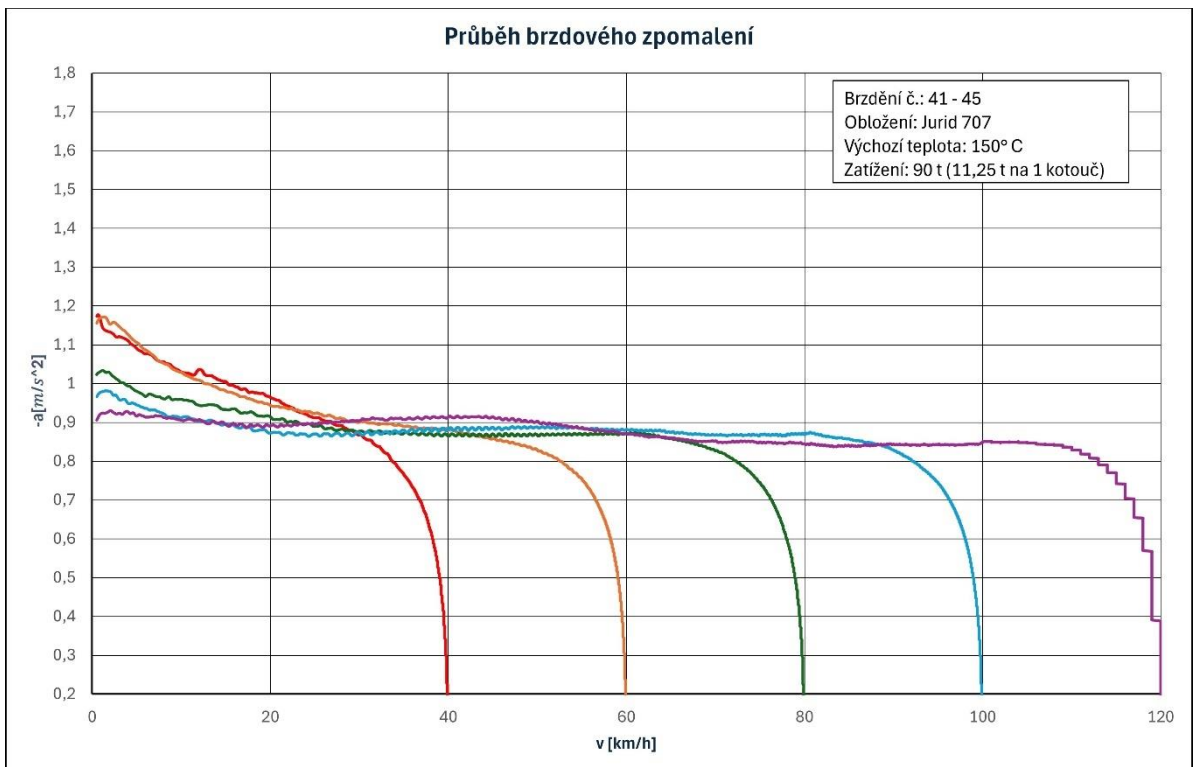
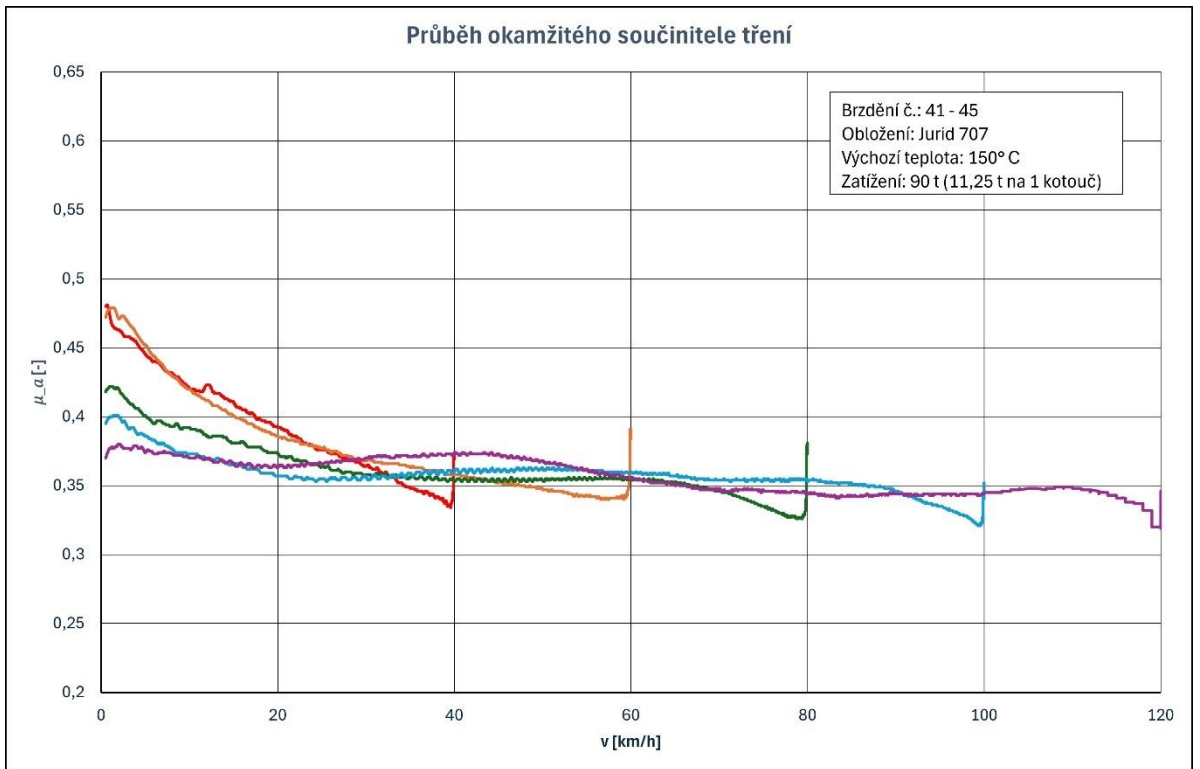












# **Příloha D: Technická specifikace obložení Becorit BM41NT**

# **Příloha E: Technická specifikace obložení Jurid 707**

## **Příloha F: Výkres hřídele vzorku č. 00-00-01**

## **Příloha G: Výkres kotouče s otvory pro termočláanky č. 00-00-02**