

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

**Experimentální zjišťování a  
výpočtové modelování  
dynamických charakteristik  
nárazníků železničních vozidel**

Bc. Pavel Jaroš

Diplomová práce

**2021**



Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2020/2021

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE (projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel Jaroš**  
Osobní číslo: **D19371**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**  
Téma práce: **Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dynamických charakteristik nárazníků železničních vozidel**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### Zásady pro vypracování

V současné době se v konstrukci nárazníků hojně využívají pryžokovové nebo elastomerové pružicí prvky, které mají oproti svým předchůdcům (tzn. zejména prstencovým pružinám) do značné míry odlišné vlastnosti. Při modelování projevů podélné dynamiky vlakových souprav se tak nabízí otázka, zda je matematický popis těchto pružicích prvků, vycházející jen z jejich kvazistatické charakteristiky, dostatečný. Cílem této práce je proto experimentální ověření charakteristik vybraných vzorků nárazníků a následná tvorba jejich matematického modelu pro použití v simulacích.

Vypracujte:

1. řešerši v oblasti požadavků na nárazníky kolejových vozidel, zejména se zaměřením na použité pružicí prvky;
2. návrh scénáře zkoušek pro testování dynamických charakteristik nárazníků na dynamickém zkušebním stavu (včetně rozboru předpokládaných provozních zatěžovacích stavů);
3. vyhodnocení výsledků provedených zkoušek;
4. návrh výpočtového modelu nárazníku na základě výsledků zkoušek;
5. validaci navrženého výpočtového modelu nárazníku.

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

Seznam doporučené literatury:

- [1] SPIRYAGIN, M., WOLFS, P., COLE, C., SPIRYAGIN, V., SUN, Y.Q., McSWEENEY, T.: *Design and simulation of heavy haul locomotives and trains*. Boca Raton: CRC Press, 2016.
- [2] BRUNI, S., VINOLAS, J., BERG, M., POLÁČEK, O., STICHEL, S.: *Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context*. In: *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49 (7), s. 1021-1072.
- [3] CHELI, F., MELZI, S.: *Experimental characterization and modelling of a side buffer for freight trains*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2010, 224 (6), s. 535-546.
- [4] JAROŠ, P.: *Podélná dynamika souprav nákladních vlaků*. Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprná fakulta Jana Pernera, 2019.
- [5] ČSN EN 15551:2017. *Železniční aplikace – Železniční vozidla – Nárazníky*. Praha: ÚNMZ, 2017.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jakub Vágner, Ph.D.**  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **17. května 2021**

L.S.

---

**doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.**  
děkan

---

**Ing. Jakub Vágner, Ph.D.**  
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dynamických charakteristik nárazníků železničních vozidel 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 odevzdání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Krucemburku dne 10. 5. 2021

Pavel Jaroš v. r.

## **Poděkování**

*Úvodem bych rád poděkoval vedoucímu své práce Ing. Tomášovi Michálkovi, Ph.D., za jeho pomoc, připomínky a náměty související s tvorbou práce. Rovněž také Ing. Jakobovi Vágnerovi, Ph.D. a Ing. Jiřímu Šlapákovi za čas a úsilí, které věnovali přípravě a průběhu experimentálních zkoušek na dynamickém zkušebním stavu, jejichž výsledky byly použity při sestavování matematických modelů vypružení nárazníku železničního vozidla.*

*Nemalé díky rovněž patří také pracovníkům Dopravní fakulty Jana Pernera, konkrétně Katedry dopravních prostředků a diagnostiky, oddělení kolejových vozidel, kteří mi po dobu celého studia byli vždy ochotni pomoci s řešením jakýchkoli problémů. Stejně tak bych rád poděkoval i svému studijnímu kolegovi a kamarádovi Janu Puldovi za veškerou pomoc a konzultace týkající se nejen studijních témat. Nakonec bych rád poděkoval rodině a přítelkyni za podporu a snahu o vytvoření ideálních podmínek pro studium, zejména v časech distanční výuky.*

*Pavel Jaroš*

## **Anotace**

Diplomová práce je zaměřena na zjišťování dynamického chování nárazníků železničních vozidel při experimentálních zkouškách v laboratorních podmínkách za účelem vytvoření jejich matematického modelu. Snahou práce je čtenářům postupně a uceleně představit normativní požadavky na nárazníky železničních vozidel, postup a provedení experimentálních zkoušek, včetně jejich vyhodnocení, s hlavním cílem sestavení matematického modelu nárazníku.

## **Klíčová slova**

postranní nárazníky, experimentální testování, matematický model, simulace

## **Title**

Experimental verification and computational modelling of dynamic characteristics of a railway freight wagon buffer

## **Anotation**

This thesis focuses on verification of dynamic behaviour of railway freight wagon side buffers during experimental testing in laboratory conditions in order to create a mathematical model. The aim of this work is to introduce normative requirements for railway vehicle buffers, the process and performance of experimental tests, including the evaluation of their results, with the main goal to create a mathematical model of a side buffer.

## **Key words**

side buffers, experimental testing, mathematical model, simulation

## Obsah

Úvod .....	10
1 Nárazníky kolejových vozidel.....	12
1.1 Požadavky na umístění narážecího ústrojí na vozidla .....	13
1.2 Základní části trubkového nárazníku .....	14
1.2.1 Základní deska .....	16
1.2.2 Koš nárazníku.....	16
1.2.3 Trubka nárazníku.....	17
1.2.4 Talíř nárazníku.....	18
1.2.5 Vypružení nárazníku .....	19
1.2.6 Spojovací a vodící elementy.....	30
1.3 Požadavky na zkoušení nárazníků.....	31
1.3.1 Pevnostní ověření .....	32
1.3.2 Statické zkoušky vypružení nárazníků.....	33
1.3.3 Dynamické zkoušky nárazníků.....	34
1.4 Nárazníky s deformačními prvky .....	36
2 Návrh metodiky dynamických zkoušek.....	39
2.1 Základní cíle metodiky.....	39
2.2 Rozbor předpokládaných zatěžovacích stavů .....	39
2.2.1 Kvazi-statický průjezd vozidel obloukem .....	40
2.2.2 Dynamické chování vozidel v přímé trati.....	44
2.3 Program zkoušek .....	48
2.4 Metodika provedení experimentu.....	50
3 Experimentální stanovení charakteristik nárazníků kolejových vozidel .....	53



3.1	Identifikace zkoušených prvků .....	53
3.2	Zatěžovací sestava.....	54
3.2.1	Měřicí aparatura.....	55
3.2.2	Uložení vzorků pod elektrohydraulický válec .....	58
4	Vyhodnocení naměřených dat.....	61
4.1	Hodnocené veličiny.....	61
4.2	Vyhodnocení statických zkoušek.....	66
4.2.1	Nárazník 1.....	67
4.2.2	Nárazník 2.....	69
4.3	Vyhodnocení dynamických zkoušek .....	71
4.3.1	Pozorované trendy fyzikálních veličin.....	71
5	Matematické modely vypružení nárazníku.....	75
5.1	Dynamický model 1 .....	75
5.1.1	Matematický model pružného prvku.....	77
5.1.2	Navržené úpravy stávajícího modelu.....	81
5.1.3	Výsledky simulací s upraveným matematickým modelem .....	86
5.1.4	Validace navrženého modelu .....	87
5.2	Dynamický model 2 .....	91
5.2.1	Komplexně-početní metoda výpočtu (komplexní tuhost).....	93
5.2.2	Definice prvků náhradního modelu.....	95
5.2.3	Možné využití modelu pro buzení neperiodickým signálem .....	101
5.2.4	Vybrané výsledky simulačních výpočtů.....	103
6	Závěr.....	106
7	Seznam použité literatury.....	109
	Přílohy.....	112

## Úvod

Aktuální dění v Evropě i na planetě Zemi vede nezadržitelně k nárůstu objemu přepravovaného zboží, jelikož se celá společnost snaží zajistit si dostatek předmětů, které jí zpříjemní, ulehčí, popřípadě umožní prožívat každodenní život. Z toho důvodu neustále roste objem přepraveného zboží, a do budoucna tak lze očekávat i požadavky na zvýšení objemu přepravovaného zboží po železnici.

Železniční doprava se v dnešní době jeví jako velmi efektivní a ekologický druh dopravní služby, což ostatně potvrzuje již od doby počátků svého rozmachu v první polovině 19. století. Její vysoká energetická efektivita stojí na třech základních pilířích, jimiž v dnešní době jsou:

1. nízké vozidlové odpory;
2. možnost vlakotvorby;
3. využití elektrické trakce s liniovým napájením (tzn. vysoká účinnost pohonu a možnost rekuperace).

S využitím těchto tří vlastností železničních vozidel je tak možno dosáhnout na vysoký objem přepraveného zboží při minimu vyprodukovaných emisí. Lze tedy předpokládat, že v budoucnosti bude vyvíjen tlak na zvýšení podílu zboží přepraveného železniční dopravou na úkor dopravy silniční, čemuž však nenahrává aktuální vysoká vytíženost evropské železniční sítě. Právě z důvodu vysoké vytíženosti železniční sítě se vývoj železniční nákladní dopravy bude zřejmě ubírat směrem k postupnému navyšování maximální přípustné délky souprav nákladních vlaků, ruku v ruce s nárůstem maximální přípustné tažné síly na háku lokomotiv. V tomto ohledu jsou například v České republice stále platné limity vycházející z výzkumné činnosti této problematiky ze 70. let minulého století. Tyto stanovené limity nezohledňují možnosti plného využití moderních hnacích vozidel zejména při jejich vícečlenném řízení, jelikož maximální limit tažné síly na háku lokomotivy je správcem sítě (SŽ) stanoven na 350 kN. Naproti tomu v sousedním Německu je limit maximální tažné síly na háku lokomotivy stanoven předpisy DB Netz na 450 kN [1, s. 89÷90]. Právě z tohoto důvodu by bylo vhodné se touto problematikou nadále zabývat, a vyvolat tak přinejmenším diskusi, která by vedla k úpravě aktuálně platných limitů v Česku.

Nelze však bezhlavě zvyšovat stanovené limity bez alespoň základní znalosti dopadu těchto změn. Je třeba zajistit, aby v důsledku případného zvýšení tažné síly na háku lokomotivy, popřípadě při nárůstu délky souprav nákladních vlaků nedocházelo k jejich

trhání. Na toto téma již byla zaměřena bakalářská práce [2], jejíž výsledky lze vnímat jako první krok na cestě k úpravě uvedených limitů.

Tato diplomová práce si tak klade za cíl ověřit chování postranních nárazníků železničních vozidel při dynamickém zatěžování na základě experimentálního laboratorního měření, s cílem návrhu odpovídajícího matematického modelu pro využití v simulacích. To by v budoucnu mohlo vést k provedení dalších simulačních výpočtů a konečně i k měření v provozu, které by pomohlo posunout poměry na české železnici opět o krok blíže k hlavním evropským železničním mocnostem.

## 1 Nárazníky kolejových vozidel

Vzhledem ke konzervativnímu přístupu evropských zemí v otázce vybavení železničních vozidel centrálním spřáhlem je v našich poměrech, zejména potom u vozidel nákladní dopravy, využíván systém odděleného narážecího a spřahovacího ústrojí. Nárazníky, jakožto součást narážecího ústrojí, lze zařadit do kategorie prvků, které v železniční dopravě tvoří rozhraní mezi jednotlivými vozidly soupravy vlaku. Jejich úkolem je bezpečně přenášet podélné tlakové síly v soupravě, přičemž pojem „bezpečně“ je spojen s podélnou silou, vyvinutou sousedními vozidly při průjezdu obloukem o poloměru 150 m, která nesmí překročit hodnotu 250 kN [3], ale nejen to. Nárazníky musí krom bezpečného přenesení tlakových sil umožnit také maření (tzv. disipaci) určité části deformační práce, která byla vynaložena ke stlačení pružného prvku nárazníku. Tato vlastnost vypružení je stěžejní z hlediska chování vozidel, zejména dlouhých nákladních vlaků, kde dostatečná disipace deformační práce zajistí, že nedojde ke vzájemnému podélnému rozkmitání vozidel soupravy.

Rozměry a vlastnosti nárazníků kolejových vozidel, jakožto unifikovaných prvků, podléhají v našich poměrech evropským standardům TSI [3] a také evropským normám, na něž se zmíněné TSI odkazují, z nichž nejzásadnější je pro nárazníky kolejových vozidel norma EN 15551 [4]. Úvodem je vhodné uvést, že jednotlivá vozidla by měla být, pokud možno osazena čtyřmi, co do mechanických vlastností, totožnými nárazníky. Závazné je osazení každého čelníku vozidla dvojicí mechanicky totožných nárazníků (zdvih, třída, kategorie, rozměry, ...). Základní požadavky a vlastnosti na nárazníky kolejových vozidel budou uvedeny v následujících kapitolách.

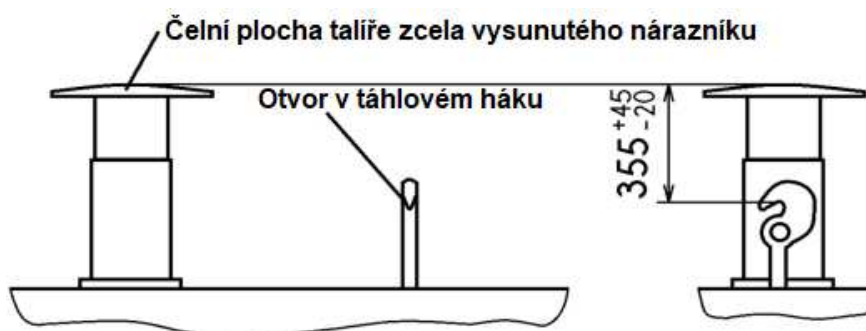
Z hlediska konstrukčního řešení zařízení pro přenos podélných sil mezi vozidly soupravy je Evropa jedním z mála míst, kde je zejména v nákladní dopravě stále provozován systém odděleného tažného a narážecího ústrojí (dále TNÚ). Podíváme-li se do zbylých částí světa, je možné narazit na celou škálu spřahovacích systémů, nejčastěji založených na bázi centrálních automatických spřáhel, které svojí funkcí nahrazují oddělené TNÚ. Jakožto příklad a zároveň jednoho z nejznámějších zástupců centrálních spřáhel lze jmenovat ruský systém SA-3, přičemž podrobnější informace o tomto systému lze nalézt například na webu [5], popřípadě další, napříč světem hojně využívaný americký systém automatického spřáhla (AAR) Janney, jehož základní popis je možné najít například na webových stránkách [6]. Mimo jiné je dozajista zajímavé uvést, že již od 70. let minulého století bylo jedním z požadavků na nově vyráběná vozidla vyhradit konstrukční prostor v rámu vozidla pro osazení automatickým centrálním spřáhlem. Od roku 2006 TSI WAG však naopak požadují povinné vybavení všech nových vozidel odděleným TNÚ, přičemž

požadavek na vyhrazení prostoru pro automatické spřáhlo již není u nově vzniklých vozidel povinností.

Kromě zjednodušení obsluhy při spojování, případně rozpojování jednotlivých vozidel soupravy, osazených centrálním spřáhlem, je také zajištěno, že v případě stlačování i natahování soupravy dochází k přenosu sil mezi vozidly pomocí pružících prvků se stejnou pracovní charakteristikou, a tedy i se stejnou schopností disipace mechanické energie. Z hlediska podélné dynamiky soupravy vlaku se jedná o velmi pozitivní vliv, jelikož při průchodu dynamických silových vln soupravou bude docházet k rovnoměrnějšímu útlumu zmíněných vln než v případě odděleného TNÚ. Zároveň toto konstrukční řešení nesnižuje bezpečnost proti vykolejení vozidel soupravy (dále BPV) při průjezdu oblouky o malých poloměrech. U klasické koncepce odděleného TNÚ dochází při průjezdu oblouky malých poloměrů k intenzivnímu kontaktu mezi dvojicí třecích ploch protilehlých nárazníků, v důsledku působení nemalých podélných sil tedy dochází ke vzniku příčné třecí síly, kterážto má za důsledek snížení BPV.

## 1.1 Požadavky na umístění nárazecího ústrojí na vozidla

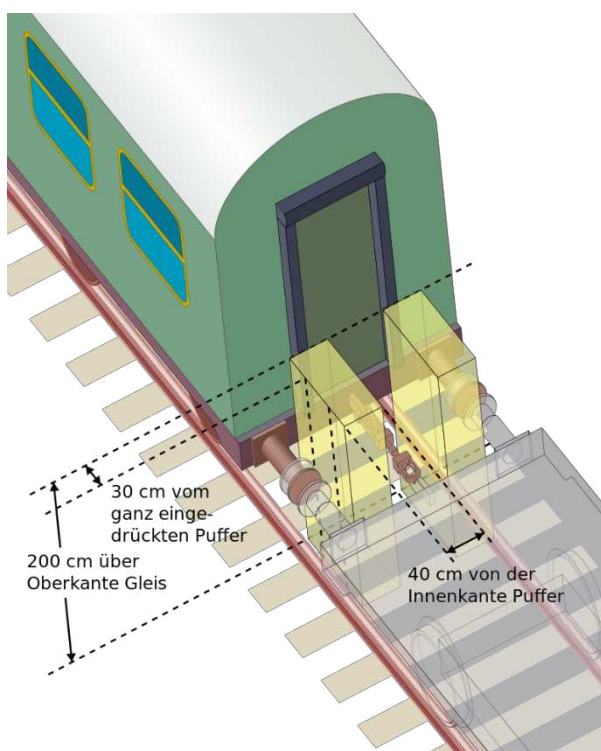
Jedním ze základních požadavků na nárazníky kolejových vozidel je, aby v jakékoli části projížděné trati byly nárazníky sousedních vozidel v kontaktu, přičemž hodnota minimálního povoleného překryvu je stanovena na 50 mm. Rozměry a výškové uložení musí být voleny tak, aby za žádných okolností nemohlo dojít k vzájemnému zaklesnutí nárazníků na dvou sousedních vozidlech soupravy. TSI WAG [3] stanovuje, že nominální rozteč nárazníků na čelníku vozidla je 1750 mm souměrně podle svislé osy vozidla. Z hlediska výškového uložení nárazníků na vozidle musí být zajištěno pro vozidlo v prázdném stavu, aby byly uloženy tak, že jejich podélná osa je výšce  $1060^{+5}_{-10}$  mm nad temenem kolejnice (dále TK). Pro vozidla nákladní dopravy platí, že v plně loženém stavu nesmí nárazníky poklesnout pod výšku 940 mm nad TK, a pro vozidla osobní je pak minimální dovolená výška nárazníků nad TK v loženém stavu stanovena na 980 mm.



Obr. 1 – Uložení nárazníku vzhledem k táhlovému háku. Zdroj: [3], upraveno autorem

Ve vztahu vůči tažnému háku vozidla musí být zajištěno, že vzdálenost mezi přední hranou otvoru v háku a čelní plochou talíře nestlačeného nárazníku bude  $355_{-20}^{+45}$ , jak je uvedeno na obr. 1.

Spojení a rozpojení jednotlivých vozidel s odděleným TNÚ je prováděno manuálně, zaklesnutím třmenu jednoho vozidla do táhlového háku vozidla druhého. Aby bylo možno spojení provést bezpečně, je třeba vyhradit pro osobu, která spojení provádí, dostatečný prostor. Velikost zmiňovaného prostoru byla dojednána na setkání Mezinárodní železniční unie v říjnu roku 1882 v Bernu, odtud tedy název: „Bernský prostor“. V dnešní době jsou požadavky na jeho rozměry ukotveny ve vyhlášce [7]. Tento prostor je vytyčen po obou stranách šroubovky a jeho minimální rozměry jsou 200x40x30 cm (výška, šířka, hloubka), vizte obr. 2. Hloubka 30 cm odpovídá zcela stlačeným nárazníkům.



Obr. 2 – Rozměrové požadavky na Bernský prostor. Zdroj: [8]

## 1.2 Základní části trubkového nárazníku

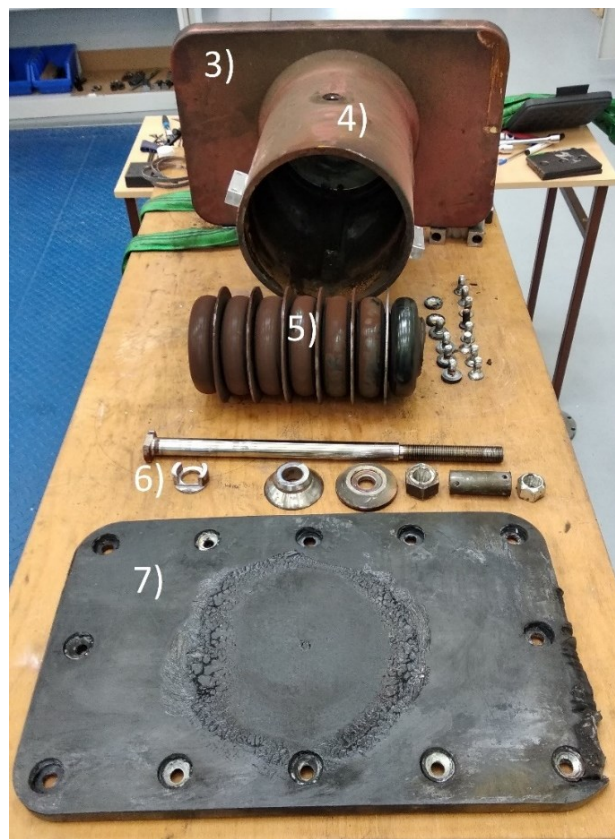
Po vzoru literatury [9, s. 322÷323], která s drobnými úpravami koresponduje s normou EN 15551 [4], je možné mezi základní části nárazníku zařadit následující komponenty:

- 1) základní deska;
- 2) koš;
- 3) talíř;

- 4) trubka;
- 5) vypružení;
- 6) ostatní spojovací a vodící elementy.



Obr. 3 – Základní části nárazníku 1.  
Snímek: Jakub Vágner



Obr. 4 – Základní části nárazníku 2. Snímek: autor

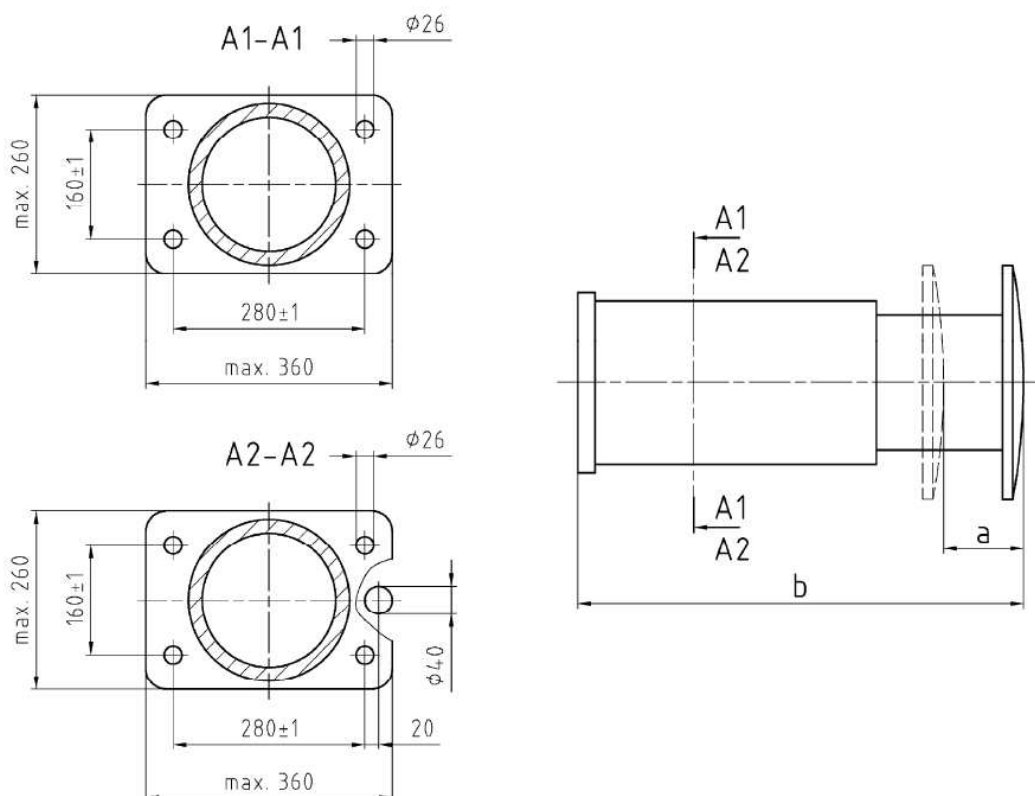
Konstrukční části zmíněné v předchozím textu je možné zhlédnout na snímcích na obr. 3 a obr. 4, které byly pořízeny během experimentálního měření nárazníků železničních vozidel na půdě Výukového a výzkumného centra v dopravě (dále VVCD) v Pardubicích. Vzhledem k potřebě instalace snímačů teploty přímo na vypružení byla provedena demontáž nárazníku, při které byly uvedené snímky pořízeny.

Na obr. 4 se kromě výše zmíněných základních částí nachází navíc speciální polymerní třecí příložka (7). Příložky tohoto typu se u některých nárazníků používají pro zlepšení třecích poměrů mezi dvojicí na sebe doléhajících nárazníků. Jejich prospěch je značný zejména v případě, kdy dojde ke zhoršení vlastností (degradaci vlastností) maziva, jímž jsou třecí plochy pokryty, případně když dojde ke spotřebování veškerého maziva v kontaktu, například z důvodu nedostatečné údržby vozidel. Pro nárazníky nákladních vozů, jejichž intervaly mezi jednotlivými údržbovými zásahy mohou být velmi dlouhé, se využití těchto příložek jeví jako velmi vhodné.

### 1.2.1 Základní deska

Jedná se o jednu z hlavních součástí nárazníku zprostředkující připojení tělesa nárazníku k čelníku hlavního rámu kolejového vozidla. Základní deska, jejíž nominální tloušťka dle normy [4] činí 50 mm, musí být pro účely upevnění k rámu vozidla osazena čtveřicí otvorů pro šrouby M24. Jmenovité rozměry umístění otvorů pro šrouby, včetně jmenovitých rozměrů základní desky jsou uvedeny na obr. 5.

Výjimku z uvedených rozměrů a předepsaného uchycení nárazníků k čelníku mají vozidla osazená speciálními „crashovými“ nárazníky dle normy [10].



Obr. 5 – Rozměry základní desky nárazníku se zdvihem 105 mm (A1-A1) a nárazníku s prodlouženým zdvihem 150 mm (A2-A2). Zdroj: [4]

### 1.2.2 Koš nárazníku

Koš nárazníku je ocelová trubka připojená k základní desce, která se při osovém stlačování nárazníku podílí na podélném vedení jeho jednotlivých součástí tak, aby v důsledku zatěžování nedošlo k jejich vybočení. Koš může být k základní desce přivařen, případně přišroubován pomocí příruby. V místě uchycení k základní desce by měl být volen co možná největší vnější průměr trubky koše, který je však omezen normalizovanými rozměry desky. Běžně je volena hodnota vnějšího průměru koše 260 mm. Vzhledem k charakteru zatěžování talíře nárazníku dochází zejména v důsledku



průjezdu oblouků, vlivem interakce sousedních vozidel, k vyvození příčných sil. Takovéto síly vytvářejí v místě uchycení koše k základní desce ohybové momenty, které vedou ke vzniku normálových ohybových napětí v průřezu koše. Vzniklá ohybová napětí je třeba bezpečně přenést průřezem koše s dostatečnou bezpečností proti dosažení meze kluzu materiálu. S ohledem na výše uvedenou volenou hodnotu vnějšího průměru je vhodné uvést, že větší vnější průměr trubky koše při zachování tloušťky stěny znamená větší plochu průřezu, což v konečném důsledku vede ke snížení mechanického napětí v tomto místě.

Z hlediska konstrukce lze rozlišit dva případy nárazníků. V prvním případě je koš nárazníku většího průměru a trubka nárazníku je do něj při stlačování teleskopicky zasouvána. V tomto případě musí být průměr trubky menší než průměr koše, jehož maximální hodnota (260 mm) je dána vnějšími rozměry desky, jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, a pro pružinu tedy ve vzniklé dutině zbývá méně místa. V druhém případě je průměr trubky větší než průměr koše, a v dutině nárazníku tedy zbývá více místa pro uložení vypružení. Druhého řešení je využíváno zejména u nárazníků s větší energetickou kapacitou.

### 1.2.3 Trubka nárazníku

Trubka nárazníku je druhým z dvojice souosých válců, které zajišťují vedení nárazníku. Je zpravidla přivařena k podložce talíře, která je s talířem pevně spojena šroubovým, nebo nýtovým spojem, případně může být přivařena přímo k talíři. Průměr trubky se odvíjí od průměru koše nárazníku a její délka vzhledem k délce koše nárazníku musí umožnit uložení zvoleného typu vypružení, včetně umožnění stlačení o délku celého zdvihu vypružení předepsaného pro daný nárazník. Celková délka sestavy nárazníku je omezena rozměrovými parametry uvedenými v tab. 1.

Tab. 1 – Celková délka nárazníku v závislosti na zdvihu. Zdroj: [4]

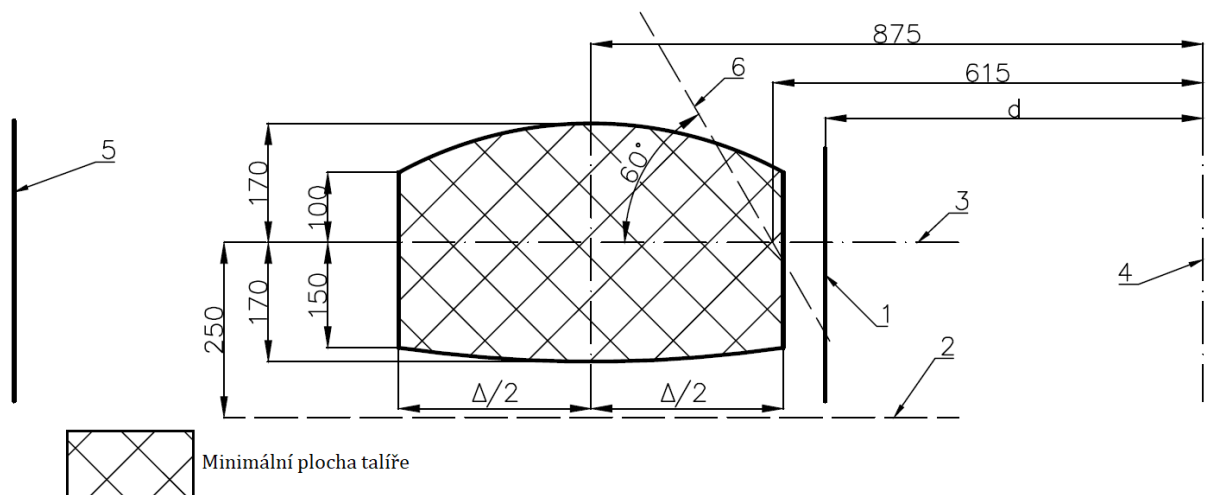
	Nárazník se zdvihem 105 mm	Nárazník se zdvihem 110 mm	Nárazník se zdvihem 150 mm
Zdvih <b>a</b>	$105_{-5}^0$	$110_{-5}^0$	$150_{-5}^0$
Délka nárazníku <b>b</b>	620	650	665

Rozměrové charakteristiky **a** a **b**, uvedené v tab. 1, jsou vyznačeny na obr. 5.

### 1.2.4 Talíř nárazníku

Talíř nárazníku je součástí zprostředkující styk nárazníků dvou sousedních vozidel. Jeho tvar musí být navržen tak, aby byl zajištěn dotyk dvou nárazníků sousedních vozidel i v nejnepříznivějším uvažovaném případě (průjezd soupravy dvojicí protisměrných oblouků o poloměru 150 m s mezipřímým úsekem o délce 6 m), přičemž základní rozměry talíře jsou uvedeny na obr. 6.

Rozměry talíře nárazníku jsou ve vertikální rovině omezeny obrysem pro vozidlo (*pozice 5*) a Bernským prostorem (*pozice 1*), který je od osy vozidla (*pozice 4*) posunut o hodnotu  $d$ . Platí, že pro nákladní vozy  $d = 600$  mm a pro vozy osobní  $d = 540$  mm, tak aby bylo bezpodmínečně vyhověno rozměrům Bernského prostoru, vizte kapitolu 1.1. V rovině horizontální poté *pozicí 2*, která je od horizontální osy nárazníku (*pozice 3*) vzdálena o hodnotu 250 mm. V případě, že jsou mezi vozidly přechodové můstky, musí být talíř nárazníku zkosen podle čáry 6. Minimální plocha talíře podléhá výpočtu dle normy [11].



Obr. 6 – Rozměrové požadavky na talíř nárazníku. Zdroj: [4], upraveno autorem

Šířka desky  $\Delta$  se standardně pohybuje v rozmezí 400÷450 mm v závislosti na rozměrech vozidla a na postavení podvozku vůči nárazníku při průjezdu vozidla dvojicí protisměrných oblouků o poloměrech 150 m, případně jinými zkušebními oblouky dle normy [4]. Výpočtový vztah vychází z veličin, které jsou ekvivalentem síly působící na nárazník.

Zároveň je důležité zmínit, že tvar talíře nárazníku má pro nákladní vozy s nárazníky o zdvihem 105 mm kulovitě vypouklý tvar s rádiusem  $2750 \pm 100$  mm, popřípadě pro vozy s nárazníky se zdvihem 110 mm kulovitě vypouklý tvar s rádiusem  $1500 \pm 100$  mm. Hrany talíře nárazníku by potom měly být zaobleny rádiusem alespoň 5 mm.

Tloušťka talíře nárazníku se může běžně pohybovat v rozmezí 20÷50 mm, přičemž uvedená horní hodnota je pro konstrukci zároveň mezní hodnotou z hlediska splnění rozměrových požadavků při uchycení nárazníku na vozidlo.

Vzhledem k tomu, že při provozu vozidel tvoří nárazníky sousedních vozidel třecí dvojice, je rovněž důležité zajistit, aby drsnost povrchu talíře nepřekročila hodnotu  $R_a = 25 \mu\text{m}$ , která dle normy [12] odpovídá povrchu materiálu polotovarů, popřípadě materiálů opracovaných libovolným způsobem obrábění, tzv. hrubováním. Pro zlepšení třecích podmínek mezi nárazníky je rovněž nutno nanášet na povrch nárazníků vodoodpudivou vazelinu, kterou je vhodné v pravidelných údržbových intervalech obměňovat.

Je normativně stanoveno, že minimální tvrdost materiálu povrchu talíře nárazníku v hloubce 0,5 mm pod povrchem musí být větší než 160 HV30.

### 1.2.5 Vypružení nárazníku

Pro vypružení nárazníků se v dnešní době používá několik druhů pružících prvků, jejichž výčet a základní vlastnosti budou uvedeny v následujících odstavcích. Na všechny použité pružné prvky se vztahují obecné podmínky, které udává norma [4], přičemž základní požadavky na chování při statickém zatěžování jsou uvedeny v tab. 2, ze které byly vyjmuty požadavky na hydraulické pružné prvky z důvodu jejich nepříliš častého využití.

Tab. 2 – Požadavky na chování nárazníku při statickém zatěžování. Zdroj: [4]

Veličina \ Typ nárazníku	Nárazníky se zdvihem 105 mm	Nárazníky se zdvihem 110 mm	Nárazníky se zdvihem 150 mm
Předepínací síla	10÷50 kN	7,5÷20 kN	15÷90 kN
Síla při deformaci 25 mm	30÷130 kN	10÷40 kN	60÷130 kN
Síla při deformaci 60 mm	100÷400 kN	50÷100 kN	100÷220 kN
Síla při zdvihu 100 mm	350÷1000 kN	---	---
Síla při zdvihu 105 mm	---	300÷1000 kN	---
Síla při zdvihu 145 mm	---	---	350÷880 kN
Akumulovaná energie	≥ 12,5 kJ	≥ 10 kJ	≥ 18 kJ
Absorpční poměr	≥ 0,5	≥ 0,5	≥ 0,5

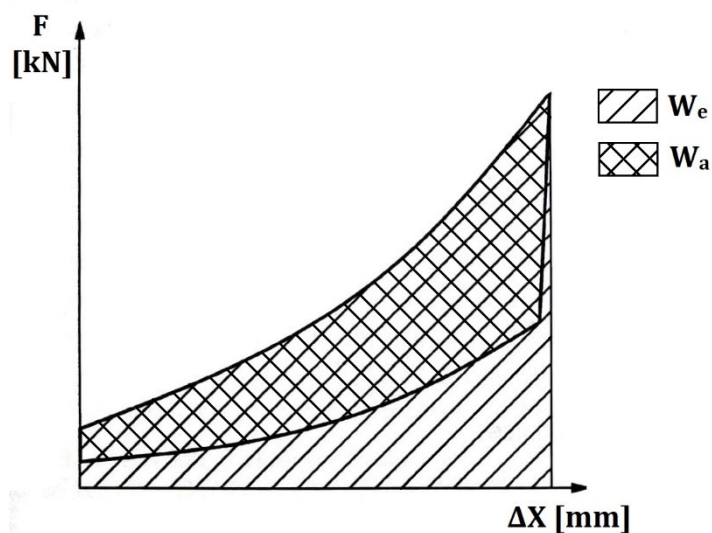
Význam veličiny absorpční poměr ( $A$ ) lze osvětlit na základě obr. 7, případně pomocí vztahu (1):

$$A = \frac{W_a}{W_e}; \quad (1)$$

kde:

- $A$  – absorpční poměr [-];
- $W_a$  – energie pohlcená (absorbovaná v jednom zatěžujícím cyklu) [J];
- $W_e$  – energie přijatá (akumulovaná během jednoho zatěžujícího cyklu) [J].

Tato veličina vyjadřuje schopnost pružícího prvku disipovat (mařit) určitou část absorbované mechanické energie, a napomoci tak k potlačení dynamických silových vln šířících se soupravou vlaku. V případě volby pružícího prvku s nedostatečným absorpčním poměrem, popřípadě prvku bez schopnosti disipace energie (například vinutá pružina), by mohlo v důsledku podélných dynamických sil v soupravě vlaku dojít až k přetržení spřáhel, případně k nevratnému poškození nárazníků. Chování souprav vlaků z hlediska jejich podélné dynamiky je detailně popsáno například v literatuře [13], popřípadě v bakalářské práci [2].



Obr. 7 – Energie pohlcená pružným prvkem. Zdroj: [4], upraveno autorem

Podle množství přijaté (akumulované) energie, někdy též nazývané jako: *dynamická pracovní kapacita*, lze nárazníky normálních zdvihů rozdělit do tří skupin dle tab. 3.

Tab. 3 – Rozdělení nárazníků dle přijaté energie; zdroj: [4]

Kategorie nárazníku	Dynamická pracovní kapacita $W_{ed}$
A	$\geq 30$ kJ
B	$\geq 50$ kJ
C	$\geq 70$ kJ

Kategorizace nárazníků uvedená v tab. 3 je platná pro nárazníky se zdvihem 105 mm, které jsou určeny pro nákladní vozy; pro osobní vozy musí být dynamická kapacita větší než 10 kJ. Jedním z určujících předpokladů pro využití těchto nárazníků na vozidlech je, že se u těchto vozidel nepředpokládá poškození nákladu v důsledku nárazů vzniklých například při posunu na svázném pahrbku, případně při posunu odrazem.

Pro využití na vozidlech určených pro převoz zboží citlivého na náraz se využívá nárazníků s prodlouženým zdvihem (150 mm), které v případě nárazu vozidla do jiného vozidla, případně do překážky, zajistí částečné snížení hodnoty okamžitého zrychlení působícího na vozidlo i na zboží.

Pro osazení osobních vozidel se využívá nejčastěji nárazníků se zdvihem 110 mm, které jsou schopny vozidla částečně ochránit před dynamickými účinky nárazů rychlostí vyšší než 10 km/h. [2, s. 22]

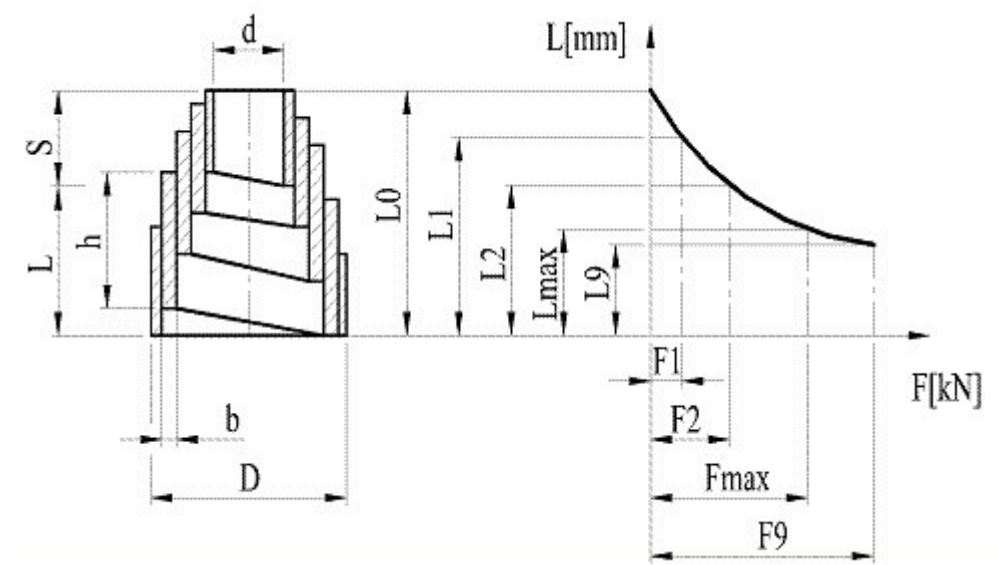
Jak již bylo zmíněno, v konstrukci vypružení nárazníků se používá/používalo několik druhů pružících prvků, jejichž popis je uveden v následujících odstavcích.

### **Kuželová pásová (evolutní) pružina**

Evolutní pružina je jedním z nejstarších pružících prvků používaných v konstrukci nárazecího ústrojí, který již u moderních vozidel takřka nemá uplatnění. V podstatě se jedná o masivní pás plechu z pružinové oceli konstantní, případně proměnné tloušťky, který je těsně navinut, což je patrné ze schematického zobrazení na obr. 8. Navinutí plechu zajistí elastické vlastnosti pružiny, přičemž dotyk jednotlivých „závitů“, zajistí při propružení vznik třecí síly, která působí proti stlačování a následně i proti odlehčování. V důsledku působení třecí síly mezi jednotlivými závitů při jejich pohybu dochází k přeměně deformační práce na teplo, které je dále vyzařeno do okolí, čímž dochází k disipaci energie.

Na schematicky znázorněné zatěžovací charakteristice v pravé části obr. 8 je dobře viditelný progresivní charakter tuhosti tohoto typu vypružení. Je možné si povšimnout, že se stoupající deformací pružiny stoupá progresivně i celková vyvozená síla, jejíž

maximální hodnoty je dosaženo, pokud dojde k úplnému zatlačení všech závitů do sebe, což však vzhledem k mechanickým vlastnostem a únavové odolnosti není optimální.



Obr. 8 – Řez evolutní pružinou. Dostupné z: <https://nabidky.edb.cz/Nabidka-37472-Evolutni-pruziny-pro-zeleznice-i-silnicni-vozidla-Prostejov>

V uvedené pracovní charakteristice rovněž chybí informace, zda se jedná o zatěžovací, případně odlehčovací větev charakteristiky. Tuto charakteristiku je třeba brát pouze jako orientační, sloužící pro popis progresivního chování. Reálnou charakteristiku takového pružícího prvku je možno najít například v literatuře [9, s. 76], přičemž je zřejmé, že uvedená charakteristika se svým tvarem nápadně přibližuje charakteristice listové pružnice. Tato podobnost je způsobena obdobnou mechanickou odezvou obou pružících prvků, jejíž fyzikální podstata spočívá ve využití tření mezi jednotlivými závitů evolutní pružiny, případně mezi listy pružnice.

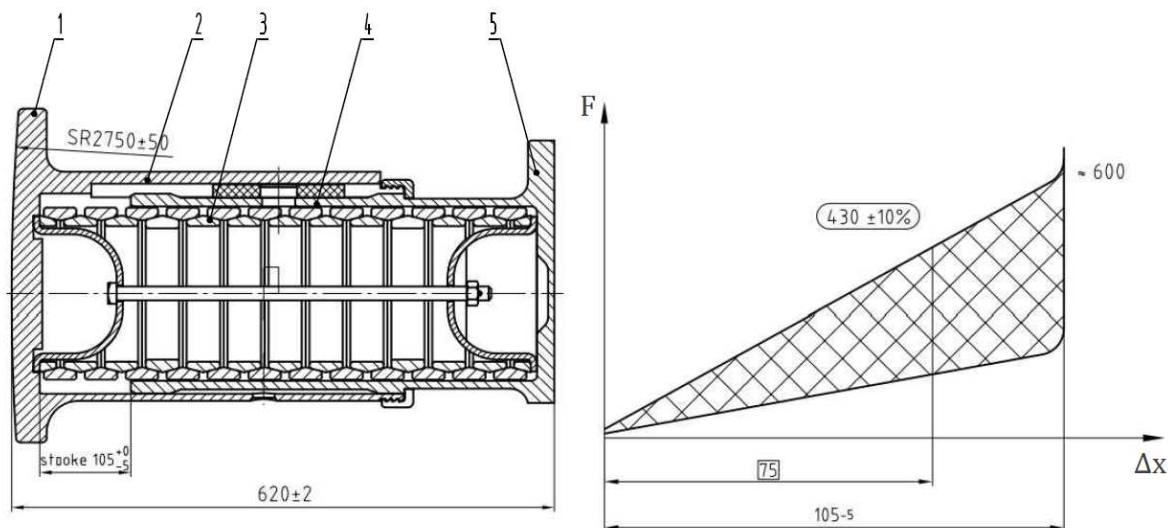
V dřívější době bylo u nákladních vozů využíváno paralelní řazení dvou a více evolutních pružin vedle sebe z důvodu zvýšení dosahovaných sil a velikosti disipované energie, nicméně s postupem času se od jejich použití začalo upouštět. Nejen malá dosahovaná síla, ale také nejistý účinek třecí vazby, která je úzce spjata se schopností disipace energie v pružině, nakonec vedly k úplnému omezení jejich nasazování na nově vyráběná vozidla. Lze rovněž tvrdit, že jedním z faktorů, které vedly k vytlačení těchto pružících prvků z konstrukce, je požadavek ukotvený v normě [4], který požaduje, aby jednomu čelníku vozidla byly použity nárazníky se stejnou pracovní charakteristikou vypružení. Vzhledem k třecímu charakteru disipace mechanické energie, která je úměrná přesnosti navinutí ocelového pásu, je takřka nemožné vyrobit dvě pružiny se stejnou pracovní charakteristikou. V důsledku povětrnostních vlivů může navíc docházet ke korozi třecích

povrchů, což může vést ke změně třecích poměrů, popřípadě až k zablokování pružiny při působících malých osových silách.

### Prstencová ocelová pružina

Oproti svým předchůdcům, jimiž byly pružiny evolutní, má tento typ pružin až dvojnásobnou energetickou kapacitu při stejných zástavbových rozměrech a při stejném stlačení, i přesto se však od jejich použití v posledních letech rovněž ustupuje.

Z hlediska konstrukce pružiny se jedná o soustavu vnitřních a vnějších prstenců (kroužků) stažených předepínací tyčí se závitem, které jsou v řezu k vidění na obr. 9 vlevo. V důsledku stlačování vypružení dochází k vzájemnému zatlačování vnitřních a vnějších prstenců. Jejich vzájemná interakce vede ke zvětšování průměrů vnějších kroužků a zároveň ke zmenšování průměrů kroužků vnitřních, přičemž v sešikmených styčných plochách mezi jednotlivými kroužky dochází ke vzniku normálových sil. V důsledku vzájemného pohybu sešikmených ploch při současném působení normálových sil dochází ve styčných plochách k vzniku třecí síly, což vede k přeměně mechanické energie v teplo (disipaci). Mezi jednotlivé pevné kroužky je při potřebě dosažení progresivity pracovní charakteristiky možno řadit vnitřní dělené kroužky, které zajistí větší tuhost pružiny při větších zdvizích. [9, s. 74÷75]



Obr. 9 – Nárazník s prstencovou pružinou včetně pracovní charakteristiky. Legenda: 1 – talíř, 2 – trubka, 3 – prstencová pružina, 4 – koš, 5 – základní deska. Zdroj: [14], upraveno autorem

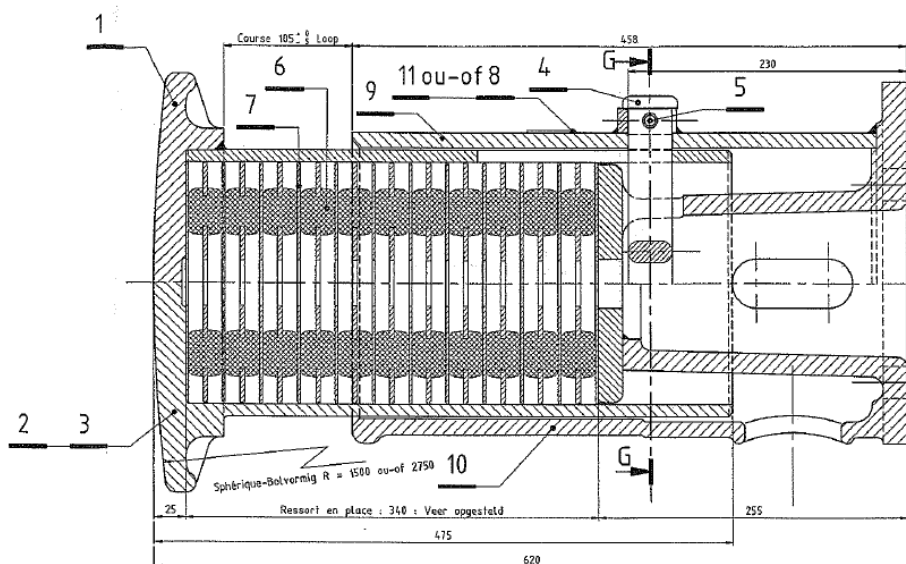
Pro řádnou údržbu je důležité, aby prstencová pružina byla řádně mazána. Mazivo plní nejen funkci snížení součinitele tření, ale zároveň slouží i k odvodu tepla a v neposlední řadě k ochraně kovových částí před působením vlhkosti. Z poslední uvedené funkce maziva vyplývá, že mazivo musí být dostatečně vodoodpudivé. Zpravidla se jedná

o maziva s obsahem grafitu, která mají obdobné vlastnosti jako maziva nápravových ložisek, u nichž nesmí docházet k degradaci maziva v důsledku působení vyšších teplot.

V literatuře [9, s. 328] je uveden příklad prstencového vypružení s paralelně zařazeným hydraulickým tlumičem. Takovéto konstrukční řešení je vhodné pro vozidla, u nichž se očekává vysokých rychlostí deformace, přičemž absorpční poměr může dosahovat až hodnoty  $A = 0,9!$  Vzhledem k nepřístupnosti olejového tlumiče uvnitř těla nárazníku je však z hlediska údržby toto provedení vypružení ne zcela optimální, a možná právě proto se příliš nerozšířilo. Od konceptu hydraulických zařízení v konstrukci nárazníků kolejových vozidel však nebylo zcela ustoupeno.

### Polymerní pružiny

V dnešní době se trend konstrukce vypružení TNÚ ubírá směrem k využití polymerních materiálů. Zpravidla se využívá tzv. **elastomerů (elastický polymer)**. Jedná se o makromolekulární plastické látky, které mají schopnost se po značné deformaci určitou silou rychle navrátit do původního tvaru a rozměrů. Zároveň se tyto prvky při deformaci vyznačují značným přetvořením při zachování objemu. Jedním z představitelů elastomerů jsou kaučuky, jejichž vulkanizací vzniká pryž, která je vysoce pružným a z hlediska trvalé deformace odolným materiálem. [15]



Obr. 10 – Nárazník s pryžo-kovovým vypružením. Zdroj: Výkresová dokumentace ke zkoušeným pružícím prvkům

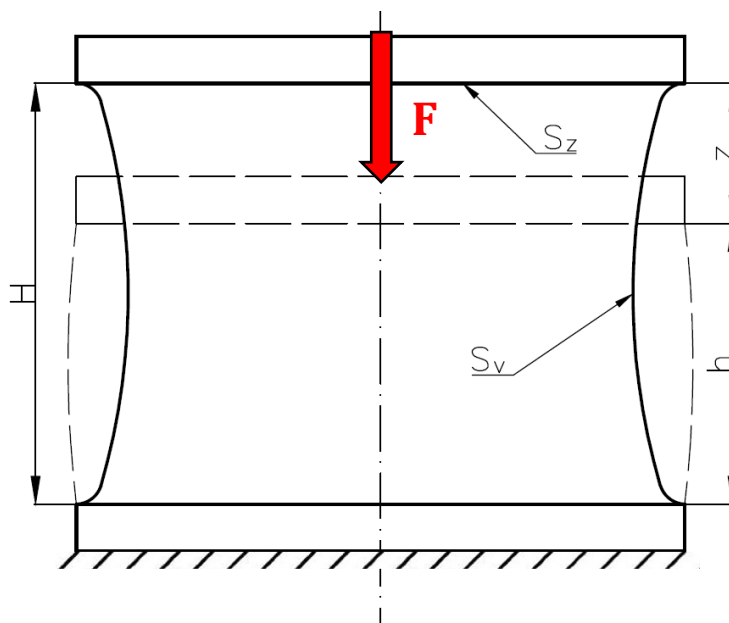
Z hlediska využití v náraznících kolejových vozidel jsou tyto materiály atraktivní zejména progresivní charakteristikou při zatěžování, nízkou hmotností, ale také schopností dostatečné disipace energie. Nejčastěji se využívá dvojího provedení elastomerního



vypružení. Prvním příkladem budiž vypružení, které je k vidění na obr. 4 na pozici 5. Jedná se o elastomerové bloky, volně usazené na vodící tyči se závitem, které jsou vzájemně odděleny kovovými prstenci. Kovové prstence jsou mezi jednotlivé bloky usazeny z toho důvodu, že při stlačování pružiny dochází ke značnému tvarovému přetvoření bloků, které vede ke tření mezi elastomerovými bloky a kovovým prstencem, v důsledku čehož je dosahováno vyššího podílu disipované energie při stlačování pružiny. Zároveň prstence slouží ke zlepšení odvodu tepla, které vzniká v důsledku vnitřního útlumu v materiálu jednotlivých bloků a v důsledku tření bloků o kovové prstence.

Druhým používaným konstrukčním řešením je využití pryžových bloků vulkanizovaných na kovové prstence. Příkladem využití budiž vypružení nárazníku na obr. 10.

Pryž je příkladem vulkanizovaného elastomeru vyráběného z tzv. kaučuků. V dnešní době je nejčastěji používáno syntetických kaučuků. Optimálních mechanických vlastností pryží je dosahováno přidáním přísad k samotnému kaučuku a zároveň vulkanizací na kovové prstence, čímž je značně ovlivněn charakter přetvoření pryže při zatěžování. Přesnější chemické složení pryží lze dohledat například v publikaci [15].



Obr. 11 – Zatěžování pryžového bloku. Legenda:  $H$  – volná délka pryžového bloku,  $h$  – délka při obecném stlačení bloku silou  $F$ ,  $z$  – obecné stlačení,  $S_z$  – zatěžovaná plocha pryže,  $S_v$  – volná plocha pryže,  $F$  – zatěžující síla. Zdroj: autor

Z obr. 11 je patrný charakter přetvoření pryžového bloku při jeho zatěžování. V klidové poloze může mít pryž navulkanizovaná mezi kovové desky (při pohledu z boku) konvexní charakter (plná čára). Při zatěžování silou  $F$  dochází ke stlačování pryže, které je spojeno s jejím objemovým přetvořením, což může vést až k tomu, že charakter tvaru pryže se pod zatížením změní na konkávní (čárkovaná čára). Tohoto uspořádání pryže vůči kovovým

deskám je voleno zejména z důvodu, že pod zatížením nevybočí pryž přespříliš vně kovových desek, a je tedy do jisté míry chráněna před mechanickým poškozením, například od koše nebo trubky nárazníku. Případným řešením může být rovněž vhodná volba rozměru kovové desky vůči pryži (přesah), což je patrné z obr. 10.

Jednou z hlavních vlastností pryže, která by měla být uváděna výrobcem, je její tvrdost udávaná ve stupnici Shore (Sh). Pryže pro využití na kolejových vozidlech se svojí tvrdostí nejčastěji pohybují v rozmezí 50÷70 Sh. Se znalostí tvrdosti pryže lze provést orientační výpočet tuhosti pryžového pružícího prvku na základě vztahů (2) a (3). Je však nutno poznamenat, že takto vypočtená tuhost platí pouze pro jeden daný poměr ploch pryžového bloku  $S_z/S_v$ , přičemž pro získání pracovní charakteristiky by bylo nutno výpočet provést v krocích a pro každý zmíněný poměr ploch určovat tuhost zvlášť.

V následujících vztazích je uvažováno zjednodušení, které uvažuje válcový tvar pryžového bloku při zatěžování, při kterém se mění průměr uvažovaného válce. Výpočet tvarového součinitele pryže lze povést s využitím vztahu (2):

$$K_t = \frac{S_z}{S_v} = \frac{\pi \cdot R^2}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot h} = \frac{R}{2 \cdot h} ; \quad (2)$$

kde:

- $K_t$  – tvarový součinitel pryže [-];
- $S_z$  – zatěžovaná plocha pryže [mm<sup>2</sup>];
- $S_v$  – volná plocha pryže [mm<sup>2</sup>];
- $R$  – poloměr pryžového válce [mm];
- $h$  – výška pryžového válce po stlačení [mm].

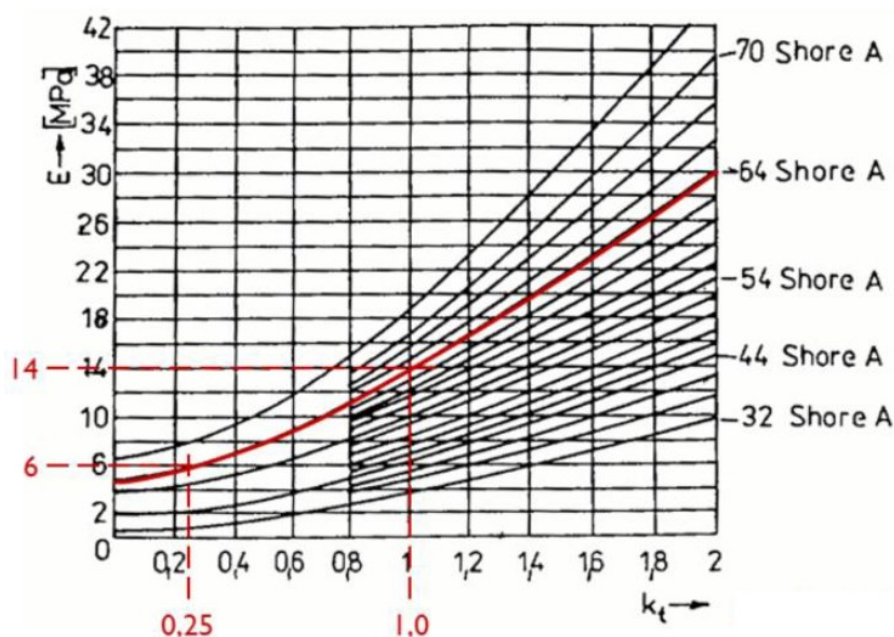
Na základě vztahu (2) lze určit modul pružnosti pryže  $E$  [MPa] s využitím příslušného grafu závislosti  $E = f(K)$  pro danou tvrdost pryže ve stupnici Sh, jehož příklad je uveden na obr. 12. Výslednou tuhost pryžového bloku při dané deformaci lze odhadnout s pomocí vztahu (3):

$$k = \frac{S_z \cdot E}{h}, \quad (3)$$

kde:

- $k$  – tuhost pryže při daném stlačení [kN/mm];
- $S_z$  – zatěžovaná plocha pryže [mm<sup>2</sup>];

- $E$  – modul pružnosti pryže [MPa];
- $h$  – výška pryžového válce po stlačení [mm].



Obr. 12 – Závislost modulu pružnosti pryže na hodnotě tvarového součinitele. Zdroj: [9], upraveno

Takto provedené výpočty přejaté z literatury [9, s. 80÷81] mohou být využity jako základní kámen k určení rozměrů použité pryžové pružiny, nicméně pro využití například v simulačních výpočtech je jejich využití naprosto nedostačující. Reálné statické a dynamické charakteristiky těchto prvků vypružení jsou uvedeny v experimentální části této práce.

Reálně je tuhost polymerních látek funkcí mnoha veličin spojených s konstrukcí pružného prvku, ale také s jeho chemickým složením. Mezi základní vlastnosti, které ovlivňují tuhost prvku, je možno zahrnout například následující:

- tvar a rozměry pružného prvku;
- způsob uložení pryže (vulkanizace, volné uložení, ...);
- způsob namáhání (tah, tlak, krut, stříh, ...);
- chemické složení;
- teplota, při které je prvek zatěžován;
- rychlost, respektive frekvence zatěžování;
- stáří pryže.

Z hlediska použití pružin na bázi polymerů v náraznicích kolejových vozidel lze za hlavní výhodu označit prakticky nulové nároky na údržbu. Dalšími výhodami může být například hmotnost polymerních materiálů v porovnání s ocelovými pružícími prvky obdobných

vlastností a rozměrů, příznivá pracovní charakteristika s dostatečnou schopností disipace energie, která činí zhruba 50 %, a v neposlední řadě také časová stálost charakteristiky.

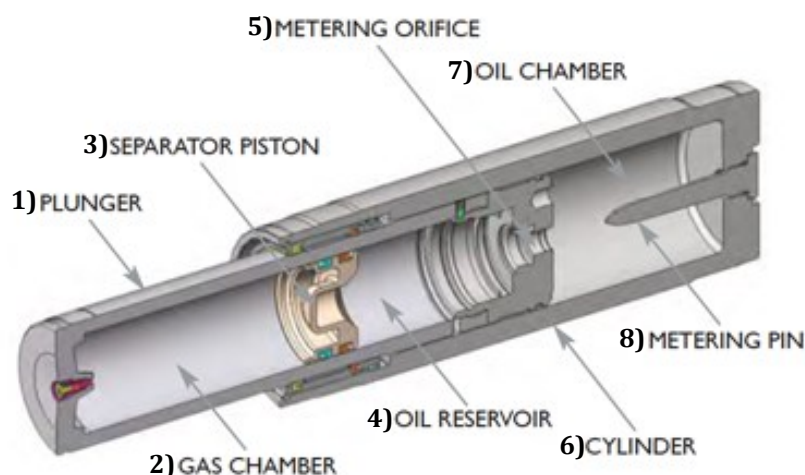
Mezi nevýhody tohoto řešení vypružení lze začlenit například teplotní závislost tuhosti pružného prvku (provozní teploty na vozidlech v našich podmínkách se mohou pohybovat v rozmezí  $-30 \div 60$  °C). další nevýhodou je tzv. tečení pryže, ke kterému dochází v případě, že na pružný prvek působíme konstantní silou. V průběhu času dochází působením této síly ke zvětšování deformace pryže a to i přes to, že může být zcela vyčerpán její pracovní zdvih, což může vést až k degradaci vlastností pryže v důsledku nadměrných deformací. Zmíněný efekt je spojen s tzv. dopružováním, kdy po úplném odlehčení dojde k rychlému vymizení elastických deformací pryže, avšak část předchozí deformace ( $2 \div 5$  %) se uvolňuje podstatně pomaleji.

### **Pneumaticko-hydraulické pružiny**

Z hlediska využití na železničních vozidlech se jedná o prvky vypružení nárazecího ústrojí, které jsou k vidění ve zcela ojedinělých případech. Jedním z hlavních průkopníků využití hydraulických prvků ve vypružení kolejových vozidel je Britská firma Oleo, jejíž divize Rail se zabývá využitím těchto prvků již několik desetiletí. Jedním z prvních konceptů byl nárazník s prstencovou pružinou, doplněnou o hydraulický tlumič, který je uveden v literatuře [9, s. 328].

V dnešní době se firma zabývá vývojem vypružení nárazníků, které kombinuje výhody vzduchového vypružení s výhodami hydraulického tlumení. Výrobce na svém webu [16] uvádí následující výhody využití tohoto druhu vypružení:

- kontrola disipace nárazové energie, která vede ke zvýšení bezpečnosti pasažérů a nákladu, a zároveň k minimalizaci případných finančních dopadů v důsledku nárazu dvou vozidel;
- prakticky všechna vložená deformační práce je v nárazníku zmařena (absorpční poměr  $A \geq 95$  %);
- rovnoměrné zpomalení s ohledem na zajištění minimálního účinku setrvačných sil;
- přesná, předvídatelná a dokonale opakovatelná zatěžující charakteristika;
- dlouhodobý provoz bez nutnosti údržbových zásahů v normálních podmínkách provozu.



Obr. 13 – Konstrukce pneumaticko-hydraulického vypružení nárazníku firmy Oleo. Zdroj: [16]

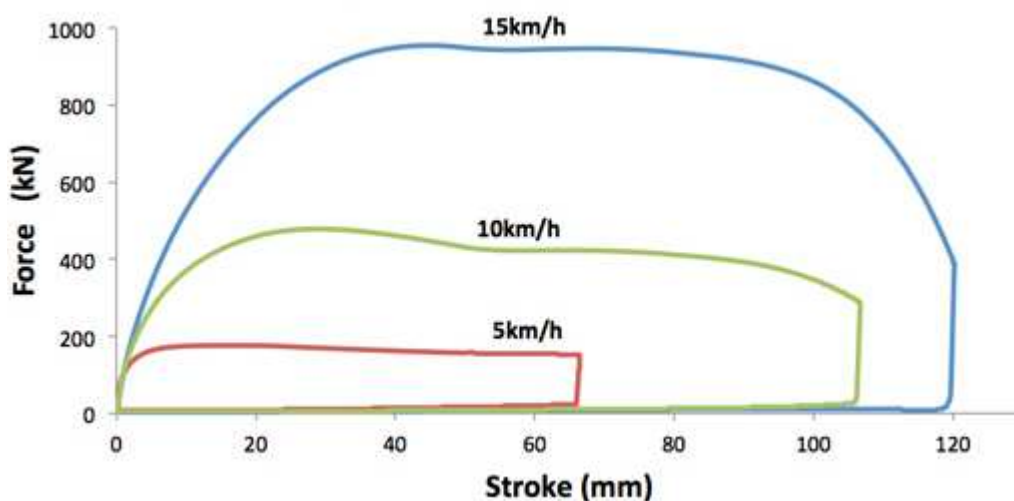
Existující konstrukce tohoto druhu vypružení nárazníku železničního vozidla je uvedena na obr. 13, kde jednotlivé části, ze kterých se nárazník skládá, lze volně přeložit do českého jazyka následovně:

- 1) PLUNGER – píst;
- 2) GAS CHAMBER – vzduchová komora/komora s pracovním plynem;
- 3) SEPARATOR PISTON – oddělovací píst;
- 4) OIL RESERVOIR – zásobník oleje;
- 5) METERING ORIFICE – řídicí otvor;
- 6) CYLINDER – válcové tělo vypružení;
- 7) OIL CHAMBER – olejová komora;
- 8) METERING PIN – řídicí kolík.

Funkční princip tohoto konstrukčního řešení vypružení při stlačování lze popsat následovně. Při zatěžování dochází k zatlačování pístu (1), v důsledku čehož dochází k proudění oleje z olejové komory (7) přes řídicí otvor (5) do zásobníku oleje (4). Při stlačování dochází k postupnému plnění zásobníku oleje (4). V okamžiku úplného naplnění v důsledku nestlačitelnosti hydraulického média dochází k pohybu oddělovacího pístu (3), důsledkem čehož dochází ke stlačování plynu ve vzduchové komoře (2). To vede k nárůstu tlaku (a teploty) v plynové komoře. Řídicí kolík (8) plní funkci pojišťovacího elementu, který v případě vyčerpání zdvihu vypružení nedovolí další přepouštění oleje do zásobníku (4), ale zároveň také díky svému tvaru zajišťuje částečnou progresivitu pracovní charakteristiky vypružení.

Tlak stlačeného plynu hraje roli při následném odlehčování vypružení. Nahromaděný tlak plynu působí na oddělovací píst (3), čímž dochází k přetlačení oleje nahromaděného v zásobníku oleje (4) přes řídicí otvor (5) zpět do olejové komory (7).

V konečném důsledku se jedná o koncepci s pracovní charakteristikou značně závislou na rychlosti zatěžování, což je patrné z obr. 14. Z uvedeného pracovního diagramu je zřejmé, že podíl zmařené energie na celkové přijaté energii je při všech rychlostech zatěžování velmi výrazný. Zároveň se uvedená charakteristika svým tvarem výrazně odlišuje od charakteristik běžně využívaných prvků vypružení.



Obr. 14 – Dynamická charakteristika pneumaticko-hydraulického nárazníku firmy Oleo. Zdroj: [16]

Norma EN15551 [4] stanovuje pro zkoušení takovýchto pružících prvků specifické podmínky testování z hlediska mechanické odolnosti i z hlediska ověření odezvy na statické i dynamické zatěžování.

### 1.2.6 Spojovací a vodící elementy

Poslední skupinou doposud nezmíněných konstrukčních součástí nárazníků železničních vozidel jsou části zajišťující soudržnost celého systému. Základem je čtveřice šroubů M24, které byly zmiňovány již v dřívějších kapitolách a které slouží k uchycení nárazníku na čelník vozidla.

Mezi další prvky je nutno zařadit části sloužící k zajištění předpětí vypružení nárazníků. U nárazníků na obr. 4 a obr. 9 je pro zajištění předpětí využito středové vodící tyče opatřené závitem. Taková tyč je na jedné straně upevněna k vnitřní straně talíře nárazníku. Uvnitř trubky je na ni nasazen pružící prvek, který dosedá na vnitřní část koše nárazníku, ke kterému je uchycen pomocí dvojice kontra matic. Speciálním trubkovým

klíčem a správným utažením dvojice matic je možno nastavit požadované předpětí vhodné pro takovéto druhy nárazníků.

V případě nárazníku na obr. 10 je předpětí vyvozeno pomocí předepínacího šroubu (pozice 4). Tento šroub je uchycen ve vnějším plášti koše nárazníku pomocí závitu a prochází až do vnitřní části koše, kde se opírá o spodní část dosedací plochy pro vypružení, čímž je zajištěno, že nebude docházet k jeho ohybu v důsledku pohybu trubky vůči koši. V trubce je pro tento šroub vyfrézována oválná díra, jejíž délka je úměrná zdvihu daného nárazníku, která umožňuje pohyb trubky nárazníku vůči koši bez doteku s předepínacím šroubem. U tohoto konstrukčního řešení je jednou z největších nevýhod to, že nelze nahradit pružný prvek prvkem s jinými délkovými rozměry. V takovém případě by totiž nebylo možno přesně nastavit předpětí pružiny. Další zápornou charakteristikou je nemožnost operativního nastavení aktuálního předpětí pružiny.

Mezi spojovací elementy lze rovněž zařadit podložky, případně ocelové trubičky, sloužící k vymezení vůlí, popřípadě k nastavení předpětí, které jsou k vidění na obr. 4.

### **1.3 Požadavky na zkoušení nárazníků**

Sestavený nárazník by měl být před namontováním na vozidlo ověřen sérií zkušebních zatížení definovanými osamělými silami, kterým musí bezpodmínečně pevnostně odolat a které jsou definovány normou EN 15551 [4]. Norma přesně nestanovuje, zda je nutností aplikovat všechny zkušební scénáře na všechny vyrobené kusy, avšak udává, že je podmínkou, aby každý kus danému zatížení odolal bez poškození. Z tohoto vyplývá, že pokud si je výrobce svojí konstrukcí jist a má ověřeno, že daným silám konstrukce odolá, není třeba zkoušet každý vyrobený nárazník.

Zároveň by pro každý nárazník měla být experimentálně ověřena jeho statická zatěžovací charakteristika, kterážto se přikládá jako součást dokumentace vozidla. Z toho vyplývá, že statická pracovní charakteristika nárazníku musí být provedena u každého vyrobeného/repasovaného kusu nárazníku.

Poslední kategorií zkoušek uvedených v normě jsou zkoušky dynamické. Zejména se jedná o zkoušky rázové a zkoušky únavové životnosti. Zejména zkouškám únavové životnosti rozhodně není třeba vystavit každý vyrobený kus, avšak pro ověření stačí pouze typová zkouška. Obdobně tak u zkoušek rázových, u kterých stačí doložit chování nárazníku při typové zkoušce.

Dynamické zkoušení za účelem ověření dynamických pracovních charakteristik není v normě nikterak zakotveno.

**1.3.1 Pevnostní ověření**

Ověření pevnosti nárazníků se provádí na základě odezvy konstrukce na zatížení sérií osamělých sil, uvedených v tab. 1, jejichž přesné umístění je zakótováno na obr. 15.

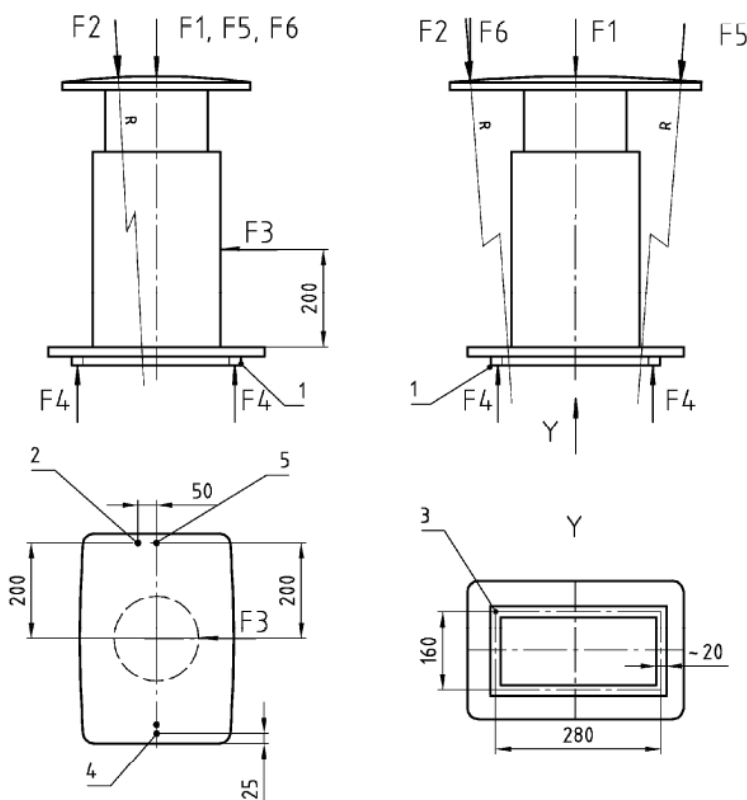
Tab. 4 – Ověření pevnosti nárazníku osamělými silami. Zdroj: [4]

	Nárazníky se zdvihem 105 a 150 mm	Nárazníky se zdvihem 110 mm
Podélná síla $F_1$ ve středu talíře	$\geq 2500$ kN	$\geq 1250$ kN
Podélná síla $F_2$ excentricky na talíř	$\geq 500$ kN	$\geq 300$ kN
Vertikální síla $F_3$ na tělo nárazníku	$\geq 200$ kN	$\geq 200$ kN
Podélná síla $F_4$ na zákl. desku	$\geq 2500$ kN	$\geq 1250$ kN
Podélná excentrická síla $F_5$ pro talíře nárazníků širší než 450 mm	$\geq 250$ kN	---
Zatěžování silou $F_6$ pro zjištění životnosti	$\geq 250$ kN	---

Ověření, zda nárazník vyhoví pevnostním požadavkům:

- po aplikaci zkušebních sil  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  a  $F_5$ , by měl nárazník vykazovat normální funkčnost a případné vzniklé plastické deformace by měly být v mezích normálních výrobních tolerancí;
- po aplikaci zkušební síly  $F_4$  by neměla základní deska vykazovat žádné trvalé deformace;
- síly  $F_1$ ,  $F_3$  a  $F_4$  nejsou aplikovány na nárazníky vybavené prvky s trvalou deformací („crashové“ nárazníky).





Obr. 15 – Umístění zkušebních sil pro pevnostní ověření nárazníku. Zdroj: [4]

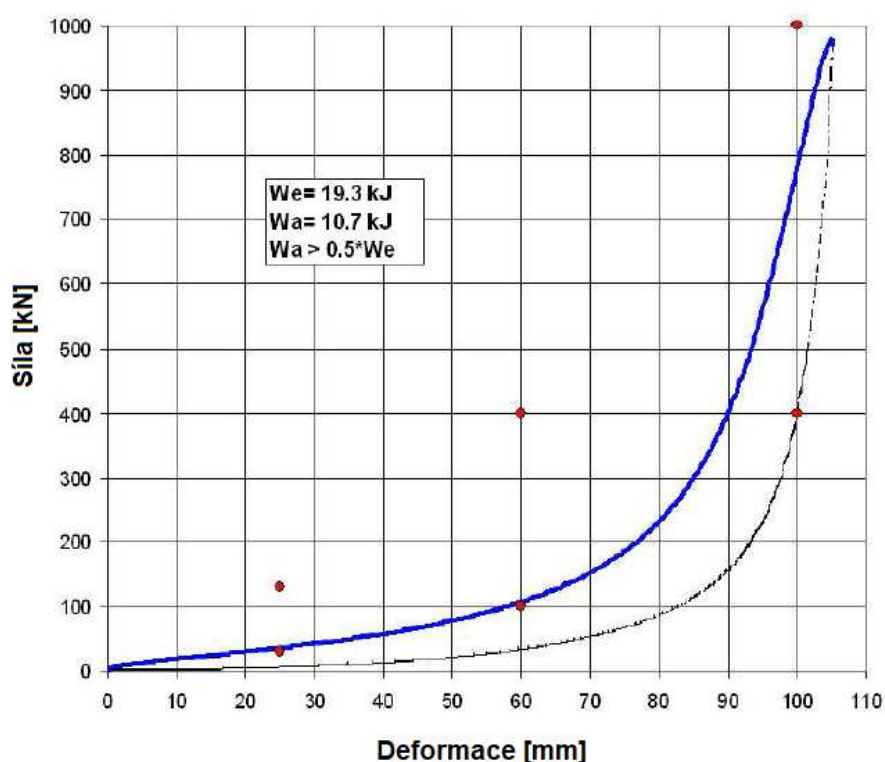
### 1.3.2 Statické zkoušky vypružení nárazníků

Veškeré závazné požadavky na vypružení nárazníků kolejových vozidel, uvedené v tab. 2, vychází ze statického zatěžování nárazníku jako celku. V uvedené tabulce je možno si povšimnout relativně benevolentních nároků na chování nárazníků během průběhu statického zatěžování, tak aby zkouškám vyhověly.

V pravém slova smyslu se jedná spíše o kvazi-statickou zkoušku, jelikož není fyzikálně možné postupně zvyšovat deformaci s nulovou rychlostí. Předepsané rychlosti deformace při zkoušce by měly být v rozmezí  $0,01 \div 0,05$  m/s, přičemž rozmezí teplot, při kterých lze zkoušku realizovat, je  $15 \div 25$  °C. Závěrem je možno uvést, že statické zkoušky na nárazníku by měly být provedeny na každém vyrobeném kusu nejpozději do 72 h po jeho kompletaci.

Jediným výsledkem těchto zkoušek je statická zatěžovací charakteristika v souřadnicích deformace – síla, která je po provedení zkoušky vyhodnocena, a naměřené hodnoty jsou porovnány s tab. 2. Příkladem zjištěné statické charakteristiky budiž charakteristika na obr. 16. Jedná se o charakteristiku nárazníku uvedeného na obr. 10. V uvedené charakteristice je pro porovnání s hodnotami uvedenými v tab. 2 stěžejní modře vyznačená (zatěžovací větev statické charakteristiky). Při dosažení určené míry

deformace vypružení (25, 60 a 100 mm) musí hodnoty síly, která odpovídá dané deformaci, ležet uvnitř intervalů, které jsou v dané tabulce uvedeny (v obr. 16 se jedná o červené body). Z důvodu vymezení vůlí, případně dalších výrobních nedokonalostí, by měly být statické zkoušky na každém zkoušeném nárazníku provedeny a porovnány alespoň třikrát. Energie nárazníkem přijatá  $W_e$  v zatěžovacím cyklu se následně vypočte z naměřené pracovní charakteristiky jakožto obsah pod křivkou zatěžovací větve charakteristiky. Energie pohlcená nárazníkem během jednoho zatěžovacího cyklu  $W_a$  se vypočte jakožto obsah mezi křivkou zatěžovací větve a křivkou větve odlehčovací dle obr. 7. Absorpční poměr  $A$  je poměrem těchto dvou hodnot, dle vztahu (1).



Obr. 16 – Nominální statická zatěžovací charakteristika nárazníku s pryžo-kovovým vypružením. Zdroj: výkresová dokumentace ke zkoušeným pružícím prvkům

### 1.3.3 Dynamické zkoušky nárazníků

Jakožto dynamické zkoušky nárazníků norma [4] uvažuje v první řadě zkoušky rázové (nárazové), kdy jsou zkoušenými nárazníky osazena zkušební vozidla, jejichž rázů je docíleno na vodorovné přímé koleji. Pro komplexní ověření rázového chování je stanoveno několik různých zkušebních scénářů, které se vzájemně odlišují rychlostí vozidel při rázu (7÷10 km/h) a různými kombinacemi hmotností vozidel. Norma stanovuje různé zkušební scénáře pro rázové zkoušení nárazníků v závislosti na tom, jaký je nominální zdvih nárazníku (vizte tab. 1), přičemž pro nárazníky o normálním zdvihu

(105 mm) je také směrodatné, do jaké kategorie z hlediska přijaté energie příslušný nárazník spadá (vizte tab. 3).

Z hlediska vyhodnocení zkoušky jsou sledovanými parametry:

- maximální odrychlení při nárazu;
- celková přijatá energie  $W_e$ ;
- velikost absorpčního poměru  $A$ ;
- maximální síla při vyčerpání zdvihu nárazníku.

Druhou kategorií zkoušek spadajících do této kategorie jsou zkoušky únavové odolnosti, popřípadě únavové životnosti. Před samotným započítím testování je třeba naměřit a ověřit statickou zatěžovací charakteristiku nárazníku. Testování spočívá v zatěžování vybraného nárazníku předepsaným počtem zatěžovacích cyklů (alespoň 10 000) v předepsaném rozmezí zdvihů, s rychlostí deformace v rozmezí 10÷20 mm/s. Důležité je uvést, že zatížení je periodické. Po provedení daného počtu zatěžovacích cyklů je zaznamenána nová statická zatěžovací charakteristika, která slouží pro porovnání se statickou charakteristikou před započítím dynamického testování. Při porovnání obou charakteristik musí platit, že rozdíly mezi sledovanými veličinami musí vyhovět v mezích 0,25÷0,6a, kde  $a$  je zdvih nárazníku (vizte obr. 5 vpravo), následujícím kritériím:

- rozdíl mezi silami před a po dynamickém testování nesmí překročit  $\pm 20 \%$ ;
- rozdíl ve zdvihu před a po dynamickém testování nesmí být větší než  $\pm 10 \%$ ;
- rozdíl v přijaté a absorbované energii nesmí překročit  $\pm 20 \%$ .

Zkoušky únavové odolnosti nárazníků se provádějí výhradně jako typové zkoušky na vybraných zkušebních vzorcích nárazníků.

Z hlediska normativních požadavků na nárazníky již další dynamické zkoušky nejsou požadovány. Otázkou však může být, zda je tento přístup pro ověření funkčnosti vypružení dostačující. Většina odborné literatury se odvolává, zejména u polymerních materiálů, na zásadní vliv rychlosti zatěžování na silovou odezvu těchto materiálů. Uvádí se, že s rostoucí rychlostí zatěžování mají polymerní prvky vypružení tendenci zvyšovat tuhost, a je tedy teoreticky možno dosahovat větších přenesených sil při stejné hodnotě stlačení. Zároveň je obecně známá závislost tuhosti těchto prvků na teplotě. Jediným normativním požadavkem z hlediska chování nárazníku při extrémních teplotách -20÷50 °C je, že statická charakteristika zjištěná při těchto teplotách by se oproti nominální statické charakteristice zjištěné při teplotách uvedených v kapitole 1.3.2 neměla odlišovat o více než  $\pm 20 \%$ . Z hlediska absorpce energie se takováto dovolená změna charakteristiky může velmi výrazně promítnout do schopnosti disipace energie,

kteřou norma v souvislosti s teplotou a rychlostí zatěžování nezmiňuje. Další otázník se vznáší nad maximální teplotou dosažitelnou v provozu. Je třeba si uvědomit, že tělo nárazníku je z kovových materiálů, a bude-li v letních dnech vystaveno trvalému slunečnímu záření, může se teplota uvnitř nárazníku v důsledku kombinace tepla přijatého ze slunečního záření s teplem vzniklým při disipaci mechanické energie při zatěžování dostat i nad 50 °C.

## 1.4 Nárazníky s deformačními prvky

Tímto speciálním druhem nárazníků se osazují vozidla pro přepravu nebezpečných nákladů, případně hnací vozidla, což při mimořádných událostech může vést ke značným finančním úsporám. V případě prudkého nárazu dvou vozidel, respektive při nárazu vozidla do překážky totiž dochází k maření energie v nárazníku i po vyčerpání jeho úplného zdvihu. V některých případech může právě možnost absorpce energie nad nominální energetickou kapacitu nárazníku ochránit náklad před poškozením, popřípadě hlavní rám vozidla před ohnutím v důsledku nárazu.

Smysl těchto nárazníků spočívá v absorpci nárazové práce, která vznikne například při neopatrné manipulaci s vozidlem při posunu, případně při nehodové události, která by jinak mohla vést k poškození částí vozidla. V případě vyčerpání energetické kapacity nárazníku je deformační prvek schopen akumulovat až 400 kJ nárazové práce (pro nově konstruované vozy), případně 250 kJ nárazové práce (pro vozy po repasu) nad rámec základní energetické kapacity nárazníku. Zároveň je nutno dodat, že k řízené deformaci deformačního prvku může dojít až v případě, že rychlost nárazu překročí hodnotu 12 km/h. [17]

Jedním z předních výrobců deformačních nárazníků v Evropě je Německá firma EST. Výrobce pro svůj základní typ nárazníku označovaný názvem G1, který je v trvale deformovaném stavu k vidění na obr. 17, deklaruje následující vlastnosti:

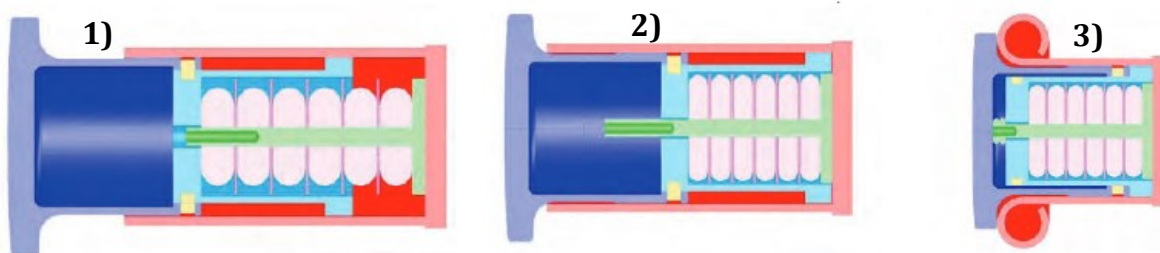
- nárazník spadá do energetické kategorie A dle EN 15551;
- zdvih 105 mm;
- aktivační síla 1500 kN;
- absorbovaná energie na jeden nárazník až 400 kJ;
- celková váha 121 kg. [18], [19]

V případě, že dojde k zaúčinkování deformačního prvku, je deformační prvek nevratně poškozen a je nutno provést jeho výměnu. Avšak je nutno zdůraznit, že ve většině případů jsou uchráněny zbylé části vozidla, jejichž oprava by byla několikanásobně nákladnější a

složitější. Příklad poškozeného deformačního prvku je uveden na obr. 17 a vývoj deformace nárazníku při nadměrném zatížení na obr. 18.



Obr. 17 – Poškozený „crashový“ nárazník. Zdroj: [5]



Obr. 18 – Vývoj deformace nárazníku typu G1 výrobce EST při zatěžování. 1) nárazník bez zatížení, 2) nárazník při vyčerpání celkového zdvihu, 3) nárazník při zaúčinkování deformačního prvku. Zdroj: [19], upraveno autorem

Dalším typem nárazníku s deformačními prvky, z dílny výrobce EST, je nárazník typu Duplex G1.A1, jenž je k vidění na obr. 19. Jedná se v podstatě o výše popsaný nárazník typu G1, který je navíc připevněn k masivnímu bloku, který napomáhá mařit energii při vyčerpání celkového pracovního zdvihu nárazníku. Na maření energie se tedy kromě řízené deformace koše nárazníku podílí také tento masivní rám, přičemž výrobce uvádí, že v duplexním uspořádání (dvojice těchto nárazníků na čelníku vozidla) je celý systém schopen absorbovat až 1700 kJ deformační práce nad rámec pracovní charakteristiky. Nárazníky tohoto typu mohou být osazena vozidla osobní dopravy, nákladní dopravy i hnací vozidla.

Kromě výše uvedených požadavků norma [4] stanovuje, že síla pro vyvolání počátku plastické deformace by měla být větší než 1500 kN při statickém i dynamickém módu zatěžování. Střední plastické deformace nárazníku (nárazník je již částečně plasticky deformován, avšak ne úplně) by mělo být dosaženo při síle nejvýše 2200 kN s ohledem na maximální odrychlení a pro zabránění šplhání vozidel. Norma rovněž udává, že nárazníky

tohoto typu musí být specificky označeny a jakákoli plastická deformace musí být zřetelně viditelná.



Obr. 19 – Nárazník Duplex G1.A1 výrobce EST, před a po řízené nadměrné deformaci. Zdroj: [19]

## 2 Návrh metodiky dynamických zkoušek

Jelikož zjišťování dynamického chování nárazníků železničních vozidel ve vztahu ke tvorbě matematického modelu je svým způsobem dosti specifickou záležitostí, která navíc není nikterak normativně podložena, je nutné pro získání relevantních výsledků měření sestavit metodiku a postup měření. V případě sestavování metodiky je třeba si uvědomit, jakých výstupů měření chceme dosáhnout a jak efektivně vybrané výstupy naměřit při eliminaci nežádoucích vnějších vlivů, které by do měření mohly zanést systematickou chybu.

Navržená metodika by rovněž měla zajistit, že budou dodrženy základní požadavky na měření a zároveň budou zaznamenány všechny potřebné fyzikální veličiny související s následným vyhodnocením.

### 2.1 Základní cíle metodiky

Primárním úkolem sestavené metodiky byl návrh průběhu zkoušení vypružení nárazníků a táhlového ústrojí kolejových vozidel s cílem postihnout co možná nejvíce zatěžujících stavů, ke kterým může u reálných prvků docházet. Jedním z hlavních cílů při stanovování metodiky zkoušení byla snaha, aby způsob zkušebního zatěžování jednotlivých vzorků odpovídal způsobu jejich zatěžování v reálném provozu. Z hlediska přípravy pro další vyhodnocení naměřených signálů bylo rovněž třeba vhodným způsobem eliminovat vliv parazitních fyzikálních veličin, zejména teploty. Sestavená metodika by měla sloužit jakožto „návod“ při případných dalších měřeních a měla by urychlit přípravu a průběh následujících experimentů, jejichž výsledky by při dodržení metodiky měly být porovnatelné s předchozími měřeními.

### 2.2 Rozbor předpokládaných zatěžovacích stavů

Při stanovení zkušebních scénářů pro dynamické testování nárazníků železničních vozidel bylo vycházeno z rozboru kvazi-statického průjezdu vozidla obloukem a také z výsledků bakalářské práce [2]. Zmíněná bakalářská práce se věnuje simulačním výpočtům projevů podélné dynamiky souprav nákladních vlaků s využitím vytvořeného simulačního programu „PodelDyn“. Ve vytvořeném programu je možno zkoumat odezvu tažného a narážecího ústrojí vozidel vlaku až se 16 vozidly v různých provozních režimech, které mohou u těchto vlaků v praxi skutečně nastat. Jednotlivé provozní scénáře, které je pomocí daného programu možno simulovat, jsou následující:

- rozjezd soupravy;



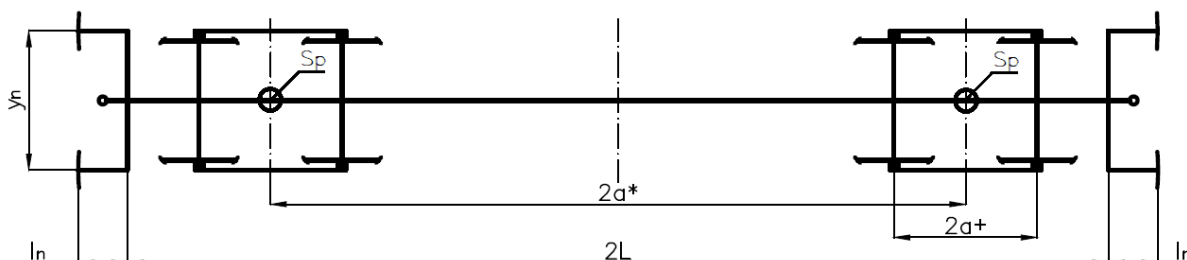
- rozjezd soupravy s prokluzem hnacích dvojkolí lokomotivy;
- rozjezd soupravy se zásahem vlakového zabezpečovače (VZ);
- rychločinné brzdění soupravy v režimech brzdění P, G, 5G+P.

V každém z uvedených režimů je tažné a narážecí ústrojí jednotlivých vozidel namáháno různým způsobem, přičemž lze očekávat, že získané výsledky odpovídají skutečným zatěžovacím stavům tažného a narážecího ústrojí.

### 2.2.1 Kvazi-statický průjezd vozidel obloukem

Evropské standardy TSI WAG [3], konkrétně dodatek C, se k této problematice vyjadřuje v doslovném znění následovně: „Dvě jednotky s podvozky spřažené na přímé koleji s dotýkajícími se nárazníky nesmí v zatáčce o poloměru 150 m vyvinout tlakové síly větší než 250 kN“.

Pro přibližnou představu o silách, které působí mezi vozidly při průjezdu obloukem, lze provést zjednodušený geometricko-početní rozbor stlačení nárazníků a natažení spřáhel v případě vzájemného postavení dvou vozidel v nepřevýšeném oblouku. Při odvození je možné uvažovat statické postavení dvojice spojených vozidel v oblouku, popřípadě jejich společný kvazi-statický průjezd obloukem, jelikož v takovém případě odpadá nutnost řešit vliv příčné nevyrovnané síly a vliv podélných dynamických vln v tažném a narážecím ústrojí vozidel.



Obr. 20 – Zjednodušené schéma čtyřnápravového vozidla se zakótovanými základními rozměry

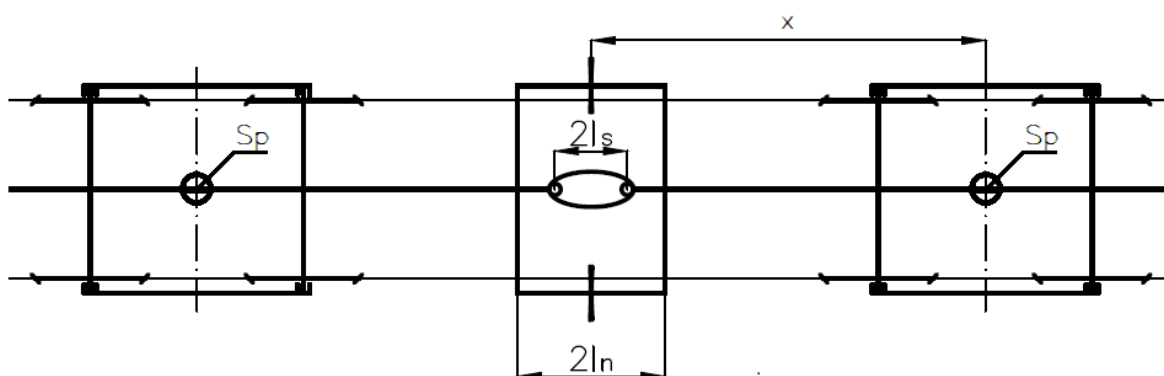
Je možno provést zjednodušené odvození tohoto problému na ukázkovém příkladu dvou nákladních vozů řady Ssgnss, výrobce Tatravagónka Poprad, přičemž základní rozměry vozidla jsou převzaty z výkresu uvedeného na webových stránkách výrobce [20]. Zjednodušený náčrt vozu je vyobrazen na obr. 20. Skříň vozidla je reprezentována plnou čarou, ke které jsou na čelech připojeny čelníky s tažným a narážecím ústrojím. Základní rozměry vozidla jsou:

- vzdálenost otočných čepů:  $2a^* = 19300$  mm;
- délka vozidla přes čelníky:  $2L = 24700$  mm;



- rozvor podvozku:  $2a^* = 1800$  mm;
- délka nárazníku:  $l_n = 620$  mm;
- příčná vzdálenost středů nárazníků:  $y_n = 1750$  mm.

Uvažujme dále, že zkoumaná vozidla jsou těsně svěšena. Těsným svěšením se rozumí takové svěšení, kdy se při utahování vřetene šroubovky po dotyku nárazníků sousedních vozidel v přímé koleji otočí utahovací rukojeť ještě o jednu celou otáčku. V takovém případě je délka šroubovky  $2l_s = 750$  mm a vzdálenost mezi čely obou vozidel je rovna dvojnásobku délky nárazníku, tedy  $2l_n = 1240$  mm (odpovídá rovněž délce obou spojených táhlových ústrojí) dle obr. 21.



Obr. 21 – Situace při těsném spřažení vozidel v přímé koleji

V daném případě je možno pro maximální zjednodušení uvažovat válcové jízdní obrysy, a dále že oba podvozky vozidla při průjezdu obloukem zaujmou těživovou polohu, přičemž vedení dvojkolí je pevné. V takto zjednodušeném případě odpadá nutnost řešit vliv natočení podvozků pod skříněmi vozidel. Vzájemné postavení dvou vozidel při statickém postavení v oblouku lze tedy ilustrovat pomocí schématu na obr. 22.

Vozidla jsou postavena v oblouku o poloměru  $R = 150$  m, v důsledku čehož dojde k natočení skříní obou vozidel kolem míst uchycení skříně k podvozkům  $S_p$ . Při uvažování všech uvedených zjednodušení je tedy možno vyjádřit úhel  $\beta$  [rad], vyjadřující natočení skříně vozidla v oblouku vůči postavení v přímé koleji, pomocí vztahu (4):

$$\sin \beta \doteq \operatorname{tg} \beta \doteq \beta = \frac{2a^*}{2R} = \frac{19,3}{2 \cdot 150} = 0,0643 \text{ rad.} \quad (4)$$

Pro výpočet celkového stlačení jednotlivých nárazníků je nejprve třeba vyjádřit vzdálenost  $x$  (obr. 21) mezi středem podvozku  $S_p$  a středem talíře nárazníku v přímé koleji pomocí vztahu (5):

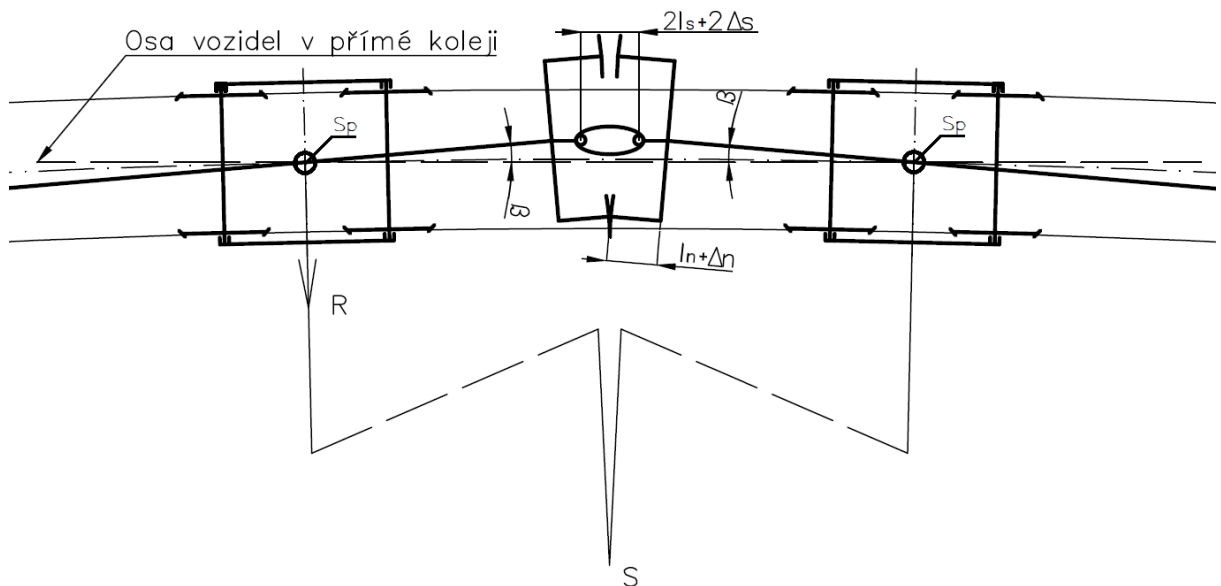
$$x = L - a^* + l_n = 12,35 - 9,65 + 0,62 = 3,32 \text{ m.} \quad (5)$$

Dále lze na základě podobnosti trojúhelníků sestavit přibližný vztah pro délku průmětu vzdálenosti mezi středem podvozku a středem talíře nárazníku na vnitřní straně oblouku  $\Delta x$  při natočení vozidla pomocí vztahu (6):

$$\Delta x \doteq (L - a^*) \cdot \cos\beta + \frac{y_n}{2} \cdot \sin\beta + l_n \cdot \cos\beta = 3,37 \text{ m.} \quad (6)$$

Odkud lze stlačení nárazníku  $\Delta n$  vyjádřit vztahem (7):

$$\Delta n = x - \Delta x = 0,049 \text{ m} = -49 \text{ mm.} \quad (7)$$



Obr. 22 – Situace při vzájemném statickém postavení vozidel v oblouku

Budeme-li uvažovat nominální charakteristiku nárazníku s polymerním vypružením (která je uvedena například na obr. 16), může celková síla v jednom nárazníku při statickém postavení vozidla v oblouku, kterému odpovídá stlačení nárazníku přibližně o 49 mm, dosahovat hodnoty v rozsahu 70÷80 kN. Vzhledem k rozkladu sil na talířích nárazníků do podélného a příčného směru (vzhledem k ose oblouku) bude její podélná složka menší. Zároveň lze tvrdit, že podélná tlaková síla by v takovém případě nepřekročila hodnotu 250 kN a vyhověla by tak požadavkům dle TSI WAG [3]. Je však třeba si uvědomit, že ve vypružení nárazecího ústrojí se může objevit prvek s velmi odlišnou zatěžovací charakteristikou, a při stejném stlačení, jaké je uvedeno výše, by síly v nárazníku mohly dosahovat až hodnot kolem 270 kN. Pokud budeme uvažovat, že by

vozidlo daným obloukem projíždělo velmi malou rychlostí, lze předpokládat, že rychlost deformace vypružení TNÚ bude v takovém případě v řádu jednotek mm/s, tedy vzhledem k velikosti deformací, lze očekávat frekvence zatěžování v řádu desetin Hz.

Obdobný případ lze odvodit pro natažení vypružení jednoho spráhla při průjezdu vozidla obloukem koleje. Opět je třeba vyjádřit vzdálenost středu oka táhlového háku od středu podvozku a následně délku průmětu této vzdálenosti při postavení vozidla v oblouku, z čehož po úpravách a bez dalšího odvození získáme vztah (8):

$$\Delta s = (L - a^* + l_n) \cdot (1 - \cos\beta) \doteq 0,007 \text{ m} = 7 \text{ mm.} \quad (8)$$

K uvedené hodnotě je však ještě třeba připočíst část natažení, která vyplyne ze vzájemného posunutí kulových ploch nárazníků při postavení vozidel v oblouku a z natočení obou táhlových ústrojí kolem míst jejich uložení. Tuto hodnotu je poměrně složité vyjádřit analyticky, a proto byla odečtena z rysu v softwaru *Autocad*, její hodnota činí přibližně 4 mm. Celkové natažení tažného ústrojí na jednom vozidle tak činí přibližně 11 mm. Budeme-li uvažovat, že vypružení tažného ústrojí má charakteristiku, která je uvedena například v příloze 3 práce [2], lze očekávat síly v tažném ústrojí v řádu desítek kN (přibližně 45÷50 kN). I v tomto případě bude opět docházet k rozkladu síly do příčného a podélného směru, obdobně jako u nárazníků. Stejně jako v předchozím případě by do zajista bylo možno narazit na táhlové ústrojí, jehož vypružení by při stejném natažení vyvodilo i násobně vyšší sílu než uvedených 55 kN.

Pro ověření a doplnění výše získaných analytických výsledků byla celá situace rozkreslena v softwaru *Autocad*.

Výše uvedené výsledky slouží k hrubému odhadu sil v běžných provozních podmínkách, kterých může být dosahováno při pomalých průjezdech kolejových vozidel oblouky o menších poloměrech. Vypočtené deformace, z nichž následně byly odvozeny přibližné síly v TNÚ, byly určeny pouze na základě geometrie spřažených vozidel v oblouku. V provozu by však docházelo k vzájemnému silovému působení nárazníků a tažného ústrojí. Důsledkem by bylo, že síly v tažném ústrojí a v ústrojí narážecím by se vzájemně ovlivňovaly. Jejich reálná velikost by byla taková, že jejich složky v podélném směru by se vzájemně snažily vyrovnat. Je však třeba si uvědomit, že do velikosti sil by se do zajista promítly také silové poměry mezi skříní vozidla a rámem podvozku, poměry mezi rámem podvozku a jednotlivými dvojkolími a v neposlední řadě také poměry v kontaktu jednotlivých kol s kolejnicí. Pro exaktní výsledky by tak bylo třeba sestavit multi-body

model vozidel, který by byl zmíněné chování schopen zohlednit. Pro účely této práce je však uvedené odvození dostačující.

K uzavření této problematiky je vhodné dodat, že při průjezdu obloukem nebudou síly mezi jednotlivými vozidly působit ve směru os jednotlivých nárazníků, avšak budou působit excentricky, a vzhledem k osám jednotlivých nárazníků ještě pod určitým úhlem, který vyplývá z tvaru jejich talířů a ze vzájemného postavení vozidel v oblouku. Ve výše uvedeném případě není tato skutečnost uvažována, avšak vliv na výsledný projev podélné dynamiky souprav vlaků dozajista mít bude. Tuto skutečnost je třeba mít na paměti, avšak pro účely této práce je výše uvedeného postupu využito pouze k přibližnému stanovení provozního rozsahu zatěžovacích sil. Výsledky ze simulačního modelu zohledňujícího příčné síly jsou uvedeny například ve článku [21, s. 52÷53], zdrojový článek s detailnějším popisem modelu se bohužel nepodařilo dohledat.

### **2.2.2 Dynamické chování vozidel v přímé trati**

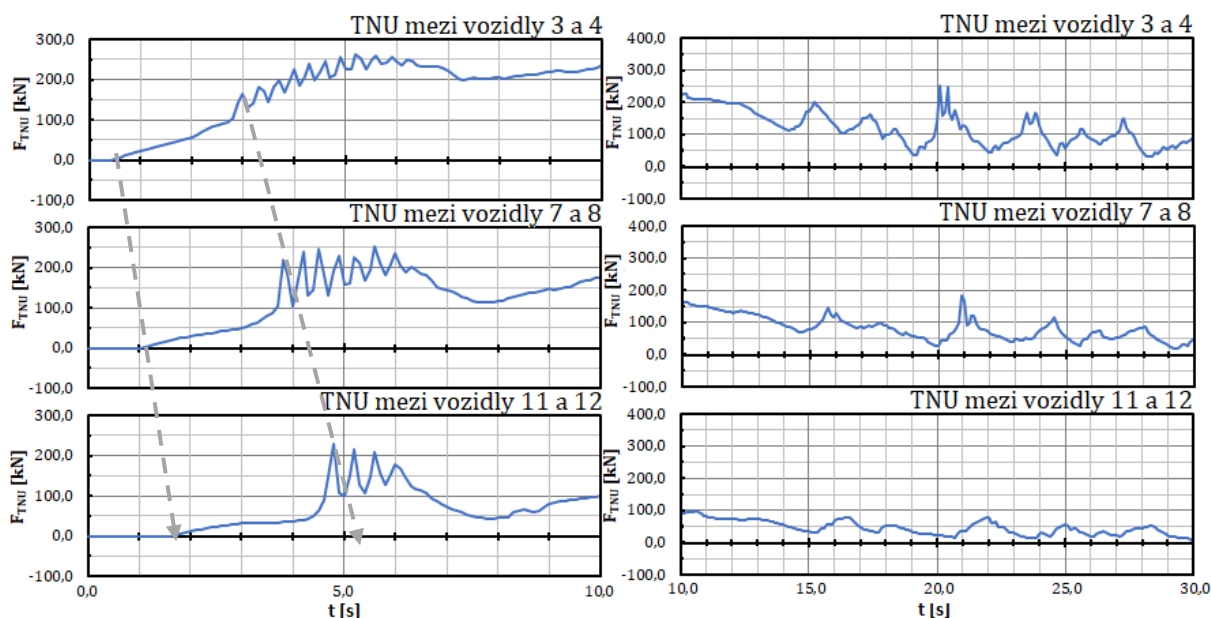
Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 2.2, očekávané dynamické chování prvků v rozhraní mezi vozidly vychází ze simulačních výpočtů chování souprav nákladních vlaků v různých provozních situacích. V následujících podkapitolách tedy bude chování těchto prvků v různých provozních podmínkách popsáno s cílem přibližného stanovení běžných provozních zatížení prvků tažného a narážecího ústrojí (dále TNÚ).

#### **Rozjezd soupravy**

Jakožto reprezentativní průběh sil v TNÚ jednotlivých vozidel soupravy vlaku lze použít průběhy sil uvedené na obr. 23 (vlevo). Při rozjezdu soupravy je uvažováno, že dochází k lineárnímu nárůstu tažné síly na obvodu kol lokomotivy z 0 na 275 kN během 5 sekund. Souběžně s nárůstem tažné síly dochází k šíření podélného silového impulzu od lokomotivy, přes tažná ústrojí jednotlivých vozidel, přičemž v závislosti na vzdálenosti příslušného TÚ od lokomotivy je pozorovatelná určitá časová prodleva (šipka vlevo).

Obdobnou časovou prodlevu (šipka vpravo) je možno pozorovat také od času  $t = 3$  s, kdy se v průbězích začínají postupně objevovat vrcholy, jakožto kmitavé pohyby s určitou amplitudou a pozvolně rostoucí střední hodnotou, které reprezentují postupné uvádění jednotlivých vozidel do pohybu. Amplitudy kmitavého pohybu se pohybují v rozmezí 50÷150 kN, přičemž střední hodnota těchto zákmitů roste prakticky lineárně v mezích 100÷250 kN. Těmto zákmitům odpovídají amplitudy výchylek v řádu nízkých desítek milimetrů, a rychlost deformace vazeb mezi vozidly se nejčastěji pohybuje v rozmezí hodnot 10÷40 mm/s, maximální dosažená rychlost deformace je 140 mm/s.

Obdobné trendy jako v předešlém případě lze spatřit na obr. 23 (vpravo), který odpovídá silám v tažném ústrojí v případě rozjezdu soupravy s prokluzem hnacích kol lokomotivy. Po uvedení vozidel soupravy do pohybu se tažná síla na obvodu kol lokomotivy řídí podle závislosti namodelované na základě naměřeného průběhu tažné síly na obvodu kol hnacího vozidla při prokluzu.



Obr. 23 – Síly v tažném a nárazecím ústrojí vybraných vozidel soupravy při rozjezdu (vlevo) a při prokluzu hnacích kol lokomotivy (vpravo). Jakožto kladné jsou vyobrazeny síly v tažném ústrojí, záporné síly v ústrojí nárazecím. Zdroj: [2], upraveno

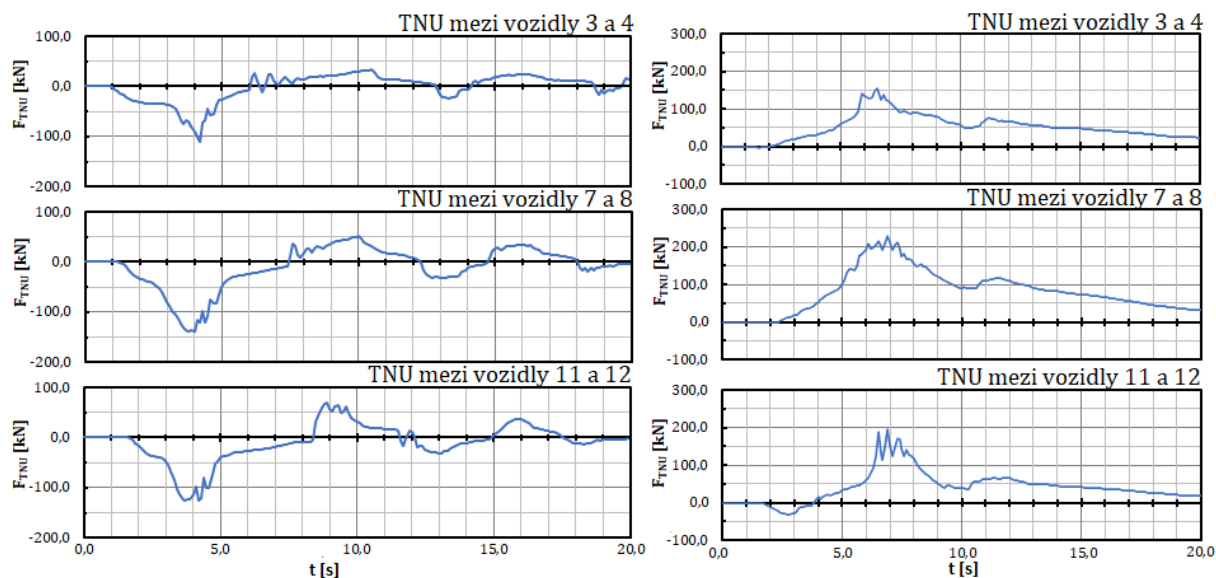
Z hlediska sil v tažném ústrojí je v uvedených průbězích možno odhalit amplitudy síly v řádu desítek až stovek kN, při předpětích v obdobném rozsahu. Deformace jednotlivých vazeb se v tomto případě pohybují v rozmezí 30÷50 mm, přičemž standardní rychlost deformace se pohybuje okolo 100 mm/s a její maximální hodnota je 210 mm/s.

### Rychločinné brzdění soupravy

Při brzdění soupravy vozidel se na počátku simulace souprava pohybuje s počáteční rychlostí  $V = 100$  km/h, přičemž v čase  $t = 0$  s je zadán požadavek na rychločinné brzdění. U soupravy je uvažována klasická pneumatická zdržová brzda UIC s nekovovými brzdovými špalíky.

Při zadání požadavku na brzdění na hnacím vozidle dochází u reálné soupravy vozidel k šíření tlakové vlny v hlavním potrubí, v důsledku čehož je dosahováno postupného naskoku brzd jednotlivých vozidel směrem od čela ke konci soupravy vlaku. Ve zmiňovaném simulačním programu je postupného naskakování jednotlivých vozidel do brzdy dosaženo vzájemným časovým posunem průběhů tlaků v brzdových válcích, i

s ohledem na snižující se rychlost poklesu tlaku v hlavním potrubí směrem ku konci vlaku. Implementované průběhy tlaků v brzdových válcích vozidel v jednotlivých simulačních režimech vycházejí z měření na brzdovém stavu společnosti DAKO-CZ.

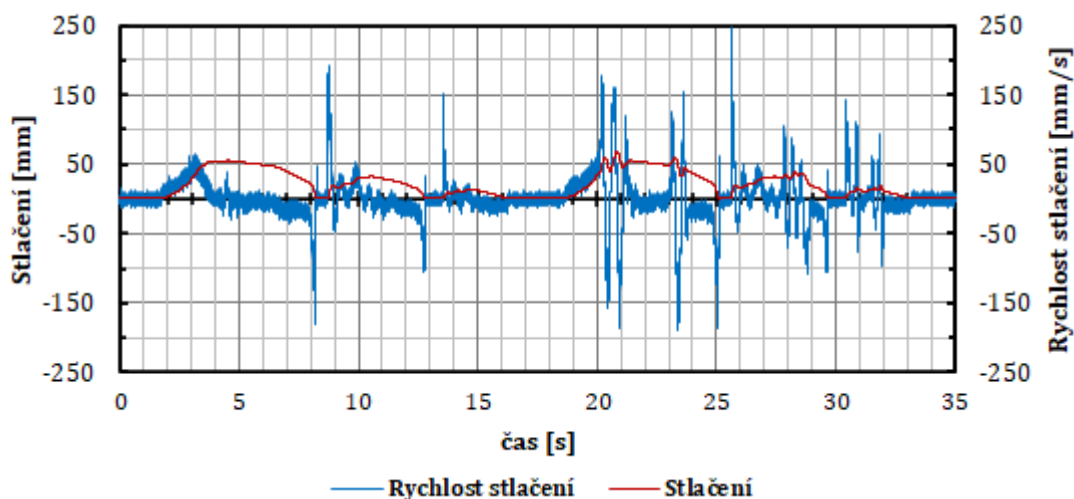


Obr. 24 – Síly v tažném a nárazecím ústrojí vybraných vozidel soupravy při rychločinném brzdění v režimu brzdění „P“ (vlevo) a v režimu brzdění „5G+P“ (vpravo). Jakožto kladné jsou vyobrazeny síly v tažném ústrojí, záporné síly v ústrojí nárazecím. Zdroj: [2], upraveno

V případě rychločinného brzdění soupravy, kdy jsou všechna vozidla v soupravě brzděna v režimu „P“ (tzv. *osobní*, případně *I. způsob brzdění*) dochází dle obr. 24 (vlevo) ke střídavému namáhání tažného a nárazecího ústrojí. Zpočátku je patrný nárůst sil v náraznících jednotlivých vozidel, což je zapříčiněno tím, že v režimu „P“ je dle normy UIC 540 stanovena doba plnění brzdových válců v rozmezí 3÷5 s, jak je uvedeno například v literatuře [1, s. 68]. V důsledku je přenos sil nárazníky zapříčiněn tím, že vzhledem k rychlému nárůstu tlaku v brzdových válcích vozidel v čele vlaku dochází k intenzivnímu brzdění těchto vozidel již v okamžiku, kdy se k vozidlům na konci vlaku skrze hlavní potrubí teprve dostává informace o požadavku na brzdění. Vozidla v přední části vlaku již tedy poměrně intenzivně brzdí, zatímco vozidla na jeho konci vykazují zpočátku (než dojde k úplnému naplnění brzdových válců těchto vozidel) nižší brzdový účinek. Je tedy zřejmé, že dochází ke vzájemnému natlačení vozidel v zadní části vlaku (jež mají vyšší aktuální rychlost, a tedy i kinetickou energii) na vozidla v jeho čele. V okamžiku, kdy dojde k vyrovnání brzdových sil jednotlivých vozidel, začíná se do soupravy uvolňovat část deformační energie, která byla vložena do nárazníků (jak bylo zmíněno v kapitole 1.2.5, že vypružení nárazníku je schopno disipovat pouze část vložené deformační energie). V důsledku uvolnění této energie začíná soupravou vlaku procházet podélná silová vlna, která má za důsledek rozkmitání soupravy, což vede ke vzájemným relativním pohybům

jednotlivých vozidel soupravy. Z uvedených průběhů je zřetelné, že v průběhu času dochází k pomalému tlumení této vlny.

Z hlediska fyzikálních veličin, které jsou zajímavé z pohledu modelování prvků vypružení, jsou důležité zejména průběhy síly v náraznících, jejichž maximální hodnoty činí 110÷150 kN, přičemž těmto silám odpovídají deformace vypružení v rozmezí 50÷60 mm, maximální rychlost deformace vazby přitom nepřekročí 100 mm/s. Na zmíněné průběhy jsou rovněž nasuperponovány další kmity s amplitudou síly v řádu nízkých desítek kN, jimž odpovídají amplitudy deformace do 10 mm. Rychlost deformace vazby je v tomto případě přibližně 20 mm/s. Ve zbytku průběhu lze dále identifikovat síly v náraznících i spráhlech s amplitudou do 50 kN, čemuž odpovídají amplitudy deformace vazeb do 10 mm a rychlost jejich deformace je v tomto případě do 25 mm/s.



Obr. 25 – Sestavený „náhodný signál“ pro validaci matematického modelu

V případě brzdění v režimu „5G+P“ mají síly ve vazbách mezi vybranými vozidly soupravy průběhy, které jsou uvedeny na obr. 24 vpravo. Režim brzdění „5G+P“ spočívá v přestavení prvních pěti vozidel soupravy do režimu brzdění „G“ (tzv. *nákladní*, případně *II. způsob brzdění*), přičemž zbytek vozidel je brzděn v režimu „P“. Tento kombinovaný režim by měl mít za cíl snížit síly působící mezi jednotlivými vozidly soupravy, jelikož by v důsledku vyšších plnicích dob v režimu brzdění „G“, které jsou dle UIC 540 stanoveny na 18÷30 s [1, s. 68], mělo dojít ke „zrovnoměnění“ nárůstu brzdných sil na jednotlivých vozidlech soupravy. Reálně však dochází k tomu, že vozidla, která jsou brzděna v režimu „P“, jsou schopna vyvinout plnou brzdnu sílu mnohem dříve než vozidla brzděná v režimu „G“, v důsledku čehož dochází ke značnému natahování spráhovacího ústrojí, které se nachází v rozhraní mezi přední částí vlaku (brzděnou v režimu „G“) a zadní částí vlaku (brzděnou v režimu „P“). V tomto případě je většina sil mezi vozidly přenášena přes tažné ústrojí. V každém z průběhů síly v tažném ústrojí v tomto režimu brzdění je možno

najít význačný zatěžovací cyklus s amplitudou síly, která se pohybuje v rozmezí 50÷100 kN, na něž jsou nasuperponovány další kmity, zpravidla s amplitudami v rozmezí 10÷50 kN, při předpětích do 150 kN. Silám dosahovaným při základním cyklu odpovídají amplitudy deformace okolo 50 mm, druhotným nasuperponovaným kmitům potom amplitudy v rozmezí 5÷20 mm. Rychlosti deformace daných vazeb se v tomto případě nejčastěji pohybují v mezích 20÷50 mm/s, přičemž maximální dosažená rychlost deformace dosahuje až 120 mm/s.

Na základě výsledků několika provedených simulací byl sestaven zatěžovací signál (pracovně nazvaný jako „náhodný signál“), jakožto závislost deformace (stlačení) vypružení nárazníku v čase, jehož průběh je k zhlédnutí na obr. 25. Úvodní část tohoto signálu v pozdější fázi tvorby *matematického modelu 1* posloužila k sestavení a k jeho následné validaci.

### 2.3 Program zkoušek

Jelikož byly pro zkoušení k dispozici vzorky tažného i narážecího ústrojí železničních vozidel, byl program zkoušek stanoven takovým způsobem, aby byl použitelný pro oba tyto konstrukční celky. Vzhledem k zaměření této diplomové práce však bude větší pozornost věnována ústrojí narážecímu.

Návrh programu zkoušek, jakožto seznam zkušebních zatěžovacích scénářů byl proveden na základě očekávaného chování reálných prvků vypružení TNÚ. Základní předpoklad chování těchto prvků je rozebrán v kapitole 2.2. Při sestavení návrhu jednotlivých zkoušek bylo rovněž uvažováno, že z hlediska technické a časové náročnosti přípravy experimentů bude vhodné naměřit širší škálu zatěžovacích stavů, ke kterým může v reálném provozu docházet. Zároveň bylo třeba dbát na omezení dosažitelných fyzikálních veličin technickým vybavením zkušebny. Základní parametry zkušebního vybavení jsou uvedeny v kapitole 3.2.

Zkoušky jednotlivých vzorků byly řízeny výchylkou pístu elektrohydraulického válce (dále EH válce), jehož výchylka  $z_p$  byla předepsána harmonickou funkcí *sinus*, kterou je možno zapsat pomocí vztahu (9):

$$z_p = z_0 + z_a \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (9)$$

kde jednotlivé veličiny jsou:

- $z_p$  – výchylka pístu EH válce [mm];



- $z_0$  – střední hodnota výchylky pístu EH válce [mm];
- $z_a$  – amplituda výchylky pístu EH válce [mm];
- $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$  – kruhová frekvence harmonického pohybu pístu válce [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ];
- $f$  – frekvence harmonického pohybu pístu válce [Hz];
- $t$  – čas [s].

Pro získání rychlosti pístu EH válce  $\dot{z}_p$  lze provést derivaci vztahu (9) podle času, čímž získáme vztah (10):

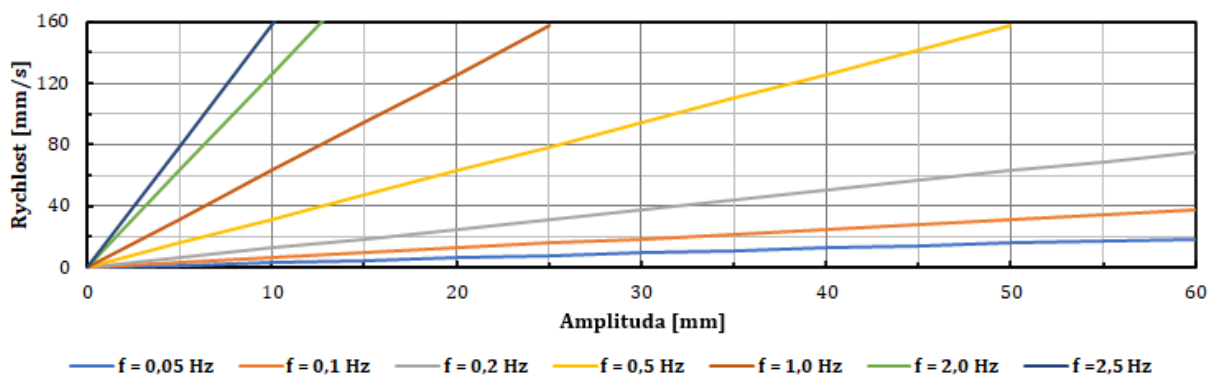
$$\dot{z}_p = z_a \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad (10)$$

Vztah (10) nabývá svého maxima pro  $\cos(\omega \cdot t) = 1$ , a tedy lze amplitudu rychlosti (maximální rychlost) při harmonickém pohybu zapsat pomocí vztahu (11):

$$\dot{z}_{\max} = z_a \cdot \omega = z_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot f, \quad (11)$$

který popisuje závislost mezi frekvencí a maximální rychlostí harmonického pohybu pístu válce s danou amplitudou.

Na základě vztahu (11) bylo možno pro každou volenou kombinaci amplituda/frekvence stanovit maximální rychlost dosaženou v daném zatěžovacím cyklu. Aby bylo možno začlenit daný cyklus mezi zkušební cykly, musí z důvodu omezení použitou technikou platit, že maximální požadovaná rychlost zatěžování nepřekročí 160 mm/s, jak je uvedeno v kapitole 3.2. Graficky je možno závislost mezi amplitudou, rychlostí a frekvencí kmitavého pohybu pístu EH válce vyjádřit grafem na obr. 26.



Obr. 26 – Maximální rychlost válce při harmonickém pohybu v závislosti na amplitudě a frekvenci

Z uvedených závislostí je zřejmé, že pro malé požadované frekvence je možno dosáhnout amplitud v řádech desítek mm, avšak s rostoucí frekvencí zatěžování maximální rychlost v cyklu poměrně strmě stoupá.

Na základě všech výše uvedených podmínek byly sestaveny dva základní soubory zatěžovacích scénářů (jeden pro nárazníky, druhý pro vypružení táhlového ústrojí), které jsou uvedeny v *přílohách 1 a 2*. Původně navržené základní soubory podléhaly v průběhu zkoušení drobným úpravám, které většinou spočívaly v odstranění vybraných scénářů (typicky s frekvencí zatěžování nad 2,5 Hz, popřípadě s rychlostí zatěžování překračující 160 mm/s), kterých nebyl EH válec při zkouškách schopen fyzicky dosáhnout.

Každý zkušební scénář lze obecně popsat s pomocí následujících veličin:

- *Předpětí* [mm], jehož hodnota se v případě zkušebních scénářů pro nárazník mění v nízkých deformacích po 10 mm, po dosažení předpětí 60 mm je z důvodu značné progresivity charakteristiky zjemněn krok přírůstku na 5 mm. Pro vypružení táhlového ústrojí je přírůstek předpětí mezi jednotlivými scénáři stanoven pevně, a to sice 5 mm.
- *Amplituda* [mm] je měněna po 5 mm v přírůstcích mezi jednotlivými scénáři tak, aby při daném předpětí nedošlo k úplnému odlehčení zkoušeného prvku vypružení (nárazníku nebo tažného ústrojí), popřípadě k dosažení maximální síly EH válce.
- *Maximální rychlost v cyklu* [mm/s], kterou je záhodno porovnat s maximální rychlostí zatěžování, kterou umožní dosáhnout použitá technika.
- *Frekvence* [Hz], která je volena s ohledem na výše uvedená omezení.

Z hlediska efektivity využití času při zkoušení je vhodné komponovat jednotlivé scénáře tak, aby při jednom nájezdu pístu válce na dané předpětí byly odkmitány všechny scénáře s tímto předpětím (a různými amplitudami a frekvencemi). Poté následuje přejezd pístu na novou hodnotu předpětí a celý cyklus se může opakovat.

## 2.4 Metodika provedení experimentu

Posloupnost jednotlivých kroků při sestavování experimentu lze popsat následujícím výčtem úkonů:

- 1) Sestavení programu zkoušek a stanovení způsobu vnášení zatěžující síly na základě znalosti reálných zatěžovacích stavů a povědomí o výstupech, které je třeba z experimentů získat. Pro zjištění statické charakteristiky, popřípadě dynamických charakteristik zkoušeného vzorku je, dle obr. 15 vhodné aplikovat sílu  $F_1$ .

- 2) Návrh sestavy experimentu a uložení zkoušených vzorků.
- 3) Návrh měření deformace vypružení jednotlivých zkoušených vzorků tak, aby byla měřena pouze deformace pružného prvku, nikoli deformace celého zatěžovacího stroje a přípravků.
- 4) Návrh měření síly v zatěžovacím řetězci tak, aby byla měřena síla v kontaktu zatěžovacího stroje se zkoušeným vzorkem.
- 5) Během zkoušek je nutné monitorovat teplotu vzorku (pružných elementů, zejména elastomerových). Při měření teploty vypružení spřáhel lze využít bezkontaktní měření. V případě nárazníků je nutné, s ohledem na jejich konstrukci, umístit kontaktní čidlo dovnitř nárazníku.
- 6) Vzorkovací frekvence by měla být minimálně desetinásobkem maximální frekvence, kterou obsahuje program zkoušek. Pokud to použité zařízení umožňuje, tak použít pro dynamické zkoušení 1000 Hz, pro statické zkoušení alespoň 500 Hz. Zaznamenány by měly být minimálně následující veličiny v závislosti na čase:
  - síla ve zkoušeném vzorku;
  - měřená deformace zkoušeného vzorku;
  - požadovaná deformace zkoušeného vzorku.
- 7) Zjištění statické charakteristiky zkoušeného vzorku na základě podmínek uvedených v normě EN 15551 [4], případně v kapitole 1.3.2. před zahájením dynamických zkoušek, včetně záznamu teploty vzorku.
- 8) Úprava programu zkoušek s ohledem na reálné možnosti laboratorní techniky. Důvodem k vyřazení zkušebního cyklu může být velká odchylka mezi požadovanou a dosaženou hodnotou deformace, případně frekvence (rychlosti) zatěžování.
- 9) Provedení série zkušebních zatěžovacích scénářů. Zajištění průběžného zjišťování teploty zkoušeného vzorku.
- 10) Stanovení teplotního rozsahu zkoušení na základě teplotního chování zkoušeného vzorku tak, aby zkouška proběhla v úzkém teplotním intervalu, který zajistí, že vliv teploty na chování zkoušeného vzorku je minimální (například 25÷35 °C). Zvolený teplotní interval by měl vycházet z rozsahu typických provozních teplot zkoušeného vzorku.
- 11) Úprava řízení experimentu s ohledem na zvolené teplotní rozsahy (při dosažení maximální teploty vložení čekací smyčky). Volba vhodného aktivního chlazení, například zintenzivnění proudění vzduchu kolem zkoušeného vzorku atd. Vlivem vložení čekacích cyklů, při kterých dochází k poklesu teploty do zvoleného intervalu, dochází ke značnému prodloužení doby trvání zkoušek!

- 12) Pokud je jedním z požadavků na zkoušky ověřování vlivu teploty, body 10) a 11) metodiky neplatí. Naopak je třeba stanovit teplotní intervaly, ve kterých bude vzorek zatěžován vždy sérií stejných zkušebních cyklů.
- 13) Realizace všech zkoušek dle návrhu zkušebních zatěžovacích scénářů.
- 14) Zjištění statické charakteristiky zkoušeného vzorku na základě podmínek uvedených v normě EN 15551 [4], případně v kapitole 1.3.2., před zahájením dynamických zkoušek, včetně záznamu teploty vzorku.
- 15) Vyhodnocení zkoušek.

### 3 Experimentální stanovení charakteristik nárazníků kolejových vozidel

Praktické měření dynamických charakteristik vypružení dvou vzorků nárazníků a dvou vzorků vypružení táhlového ústrojí železničních vozidel probíhalo na půdě Výukového a výzkumného centra v dopravě (VVCD) v Doubravicích, konkrétně v prostorách dynamického zkušebního stavu. Zkoušení probíhalo ve dvou fázích od 19. 3. 2020 do 12. 6. 2020. Během samotného zkoušení bylo operativně řešeno několik úprav průběhu experimentů, vždy s ohledem na aktuálně získané výsledky a nové poznatky vyplývající z aktuálního chování zkoušených prvků.

#### 3.1 Identifikace zkoušených prvků

V rámci projektu SGS – Modelování v dynamice kolejových vozidel byly pořízeny dva vzorky úplných nárazníků a dva vzorky táhlového ústrojí železničních vozidel. První dvojice nárazník – táhlové ústrojí, s vypružením realizovaným pomocí pryžo-kovových pružin je repasem staršího typu provedení tažného a narážecího ústrojí osobního vozu. Tato dvojice pružných prvků pochází z dílen firmy Krnovské opravy a strojírny s.r.o. (dále označované jako: **nárazník 1** a **táhlové ústrojí 1**). Druhá dvojice nárazník – táhlové ústrojí, s vypružením realizovaným elastomerovými bloky, pochází z nákladního vozu po nehodě. Byla získána od společnosti Metrans (dále označované jako **nárazník 2** a **táhlové ústrojí 2**). Fotografie zmíněných vzorků jsou k vidění na obr. 27 a obr. 28.



Obr. 27 – Nárazník a vypružení tažného ústrojí 1 (pryžo-kovová pružina), Krnovské opravy a strojírny s.r.o. Snímek: Jakub Vágner



Obr. 28 – Nárazník a vypružení tažného ústrojí 2 (elastomerové bloky), Metrans. Snímek: Jiří Šlapák

Z hlediska základních vlastností a rozměrů jednotlivých vzorků je vhodné zmínit, že v případě nárazníku 1 se jedná o nárazník osobního vozu (minimální akumulovaná energie by měla být větší než 10 kJ) s nominálním zdvihem 105 mm. V případě nárazníku 2 se jedná o nárazník nákladního vozu, konkrétně energetické kategorie A se zdvihem 105 mm. Celková délka každého ze zkoušených nárazníků je 620 mm dle tab. 1

V případě rozměrů jednotlivých táhlových ústrojí je situace složitější. Opěrné desky, včetně části sloužící k uchycení ke spodku vozu, i vidlicová táhla obou uvedených vzorků, mají normalizované rozměry, avšak délka vypružení (respektive délka dřívku vidlicového táhla) se pro oba vzorky výrazně liší. Tato skutečnost je dána tím, že norma EN 15566 [22] klade požadavky na zdvih vypružení, který by dle zmíněné normy měl být v rozmezí 50÷60 mm, avšak celkovou délku vypružení ani délku dřívku vidlicového táhla exaktně nestanovuje.

Délka jednotlivých vzorků je důležitá zejména z důvodu jejich uchycení pod EH válec dynamického zkušebního stavu (dále DZS) bez potřeby změny výšky nosného překladu. Navržená strategie uložení a uchycení jednotlivých vzorků bude popsána v následujících kapitolách.

### **3.2 Zatěžovací sestava**

Experimentální zjišťování charakteristik vypružení nárazníků a táhlového ústrojí bylo realizováno v prostorách tzv. velkého zkušebního pole DZS ve VVCD v Doubravících. Při zkouškách byl využíván jeden elektro-hydraulický válec (dále EH válec) se třemi

servoventily, což vzhledem k vybavení zkušebny a charakteru zkoušky zajistilo nejlepší dosažitelné zkušební podmínky. Zátěžový (power) diagram použitého EH válce, který je uveden v příloze 3 této práce, popisuje jeho základní parametry a mimo jiné také udává závislost mezi dosažitelnou amplitudou a frekvencí (respektive rychlostí) při periodickém zatěžování. Pro případ této zkoušky je třeba vycházet z hodnot uvedených v pravém sloupci („spring loaded cylinder”). Zkouškou však bylo zjištěno, že reálně je možno dosáhnout frekvence až 2,5 Hz (při maximální amplitudě výchylky 8 mm). Základní technická omezení zkoušky, která vyplývají z vlastností použité techniky a jsou důležitá pro sestavení souboru zkušebních scénářů, jsou:

- maximální dosažitelná síla –  $F_{max} = 630$  kN;
- maximální zdvih válce –  $Z_{max} = 250$  mm;
- maximální rychlost zatěžování –  $v_{max} = 90$  mm/s.

Při samotném měření bylo zjištěno, že při použití tří servoventilů je při malých amplitudách zdvihu EH válce možno dosáhnout rychlosti zatěžování až 160 mm/s.

### 3.2.1 Měřicí aparatura

Z hlediska vyhodnocení měření se jako zásadní jeví znalost síly, deformace a rychlosti deformace zkoušeného vzorku. V průběhu měření se rovněž objevila otázka vlivu teploty na výslednou pracovní charakteristiku při cyklickém zatěžování. Vzhledem k tomu, že jednou ze základních vlastností vypružení zkoušených vzorků je disipace mechanické energie, je třeba mít na paměti, že takto disipovaná mechanická energie se mění na jinou formu energie. Při zatěžování a odlehčování pružícího prvku dochází u polymerních materiálů k vnitřnímu tření, čímž je část vložené mechanické energie převedena na teplo, ale vzhledem k celkovému uspořádání těchto prvků (jednotlivé polymerní bloky jsou proloženy kovovými prstenci) dochází také ke tření mezi polymerními bloky a kovovými prstenci. Bylo zjištěno, že zejména u elastomerových pružin může mít nárůst teploty výrazný vliv na výslednou charakteristiku pružného prvku. Tento vliv bude dále rozveden v následujících kapitolách.

#### Měření síly

Siloměr pro měření aplikované síly byl připojen ke konci pístu EH válce. Aby bylo zabráněno mechanickému poškození snímače síly v důsledku přímého kontaktu s talířem nárazníku, případně s trubicí sloužící k zatěžování tažného ústrojí, byla mezi siloměr a zkoušený vzorek vložena ocelová deska o tloušťce 50 mm.

Typově se jedná o snímač od firmy GTM, typ K, s nominální kapacitou síly do 630 kN. Podrobnější informace o použitém snímači síly jsou uvedeny v datovém listu, který je uveden v *příloze 3* této práce. Namontovaný snímač síly je k vidění na obr. 31 (vlevo).

### **Měření deformace (stlačení)**

S ohledem na různou délku musely být jednotlivé vzorky při zkoušení podkládány ocelovými podložkami. Při zatěžování celé sestavy, kdy jsou jednotlivé prvky (podložky, nárazník, siloměr, ...) řazeny v sérii, je celková deformace sestavy rovna součtu deformací jednotlivých prvků. Vzhledem k platnosti Hookeova zákona totiž v důsledku působení síly na jednotlivé objekty dochází k jejich elastické deformaci. Pokud by tedy jako směrodatný byl použit záznam polohy pístu EH válce, byla by do měření vnesena systematická chyba v řádu desetin až jednotek milimetrů z důvodu deformace celého stroje a jednotlivých přípravků.

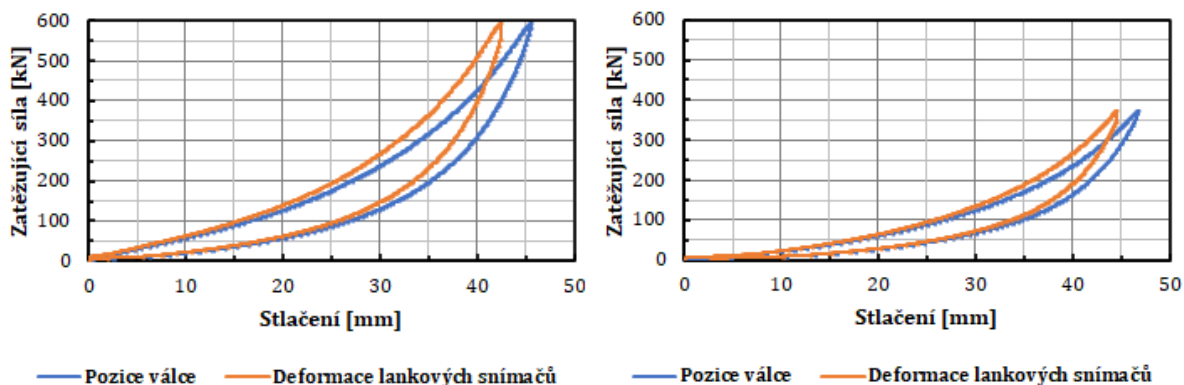
Z výše popsaných důvodů tedy bylo přistoupeno k použití lankových snímačů deformace firmy MICRO-EPSILON, typu WDS-500-P60-CR-P-SO. Základní vlastnosti a rozměry uvedených snímačů jsou uvedeny v *příloze 3*.

Na každý zkoušený vzorek byla umístěna dvojice těchto snímačů, jak je zřejmé z fotek na obr. 31. Jakožto výsledná deformace vypružení zkoušeného vzorku byla uvažována průměrná hodnota deformace z naměřených deformací na dvojici těchto snímačů. Zřejmý je vliv elastických deformací celého řetězce ze závislostí uvedených na obr. 29, kde modrou barvou je vynesena závislost síly v pístnici EH válce na pozici válce a oranžovou barvou závislost síly v pístnici EH válce na natažení lanka snímače. Pro úplnost je vhodné uvést, že pozice válce v uvedených diagramech nezačíná od 0 mm, nýbrž od -2 mm, což zřejmě bylo způsobeno tím, že v tomto jednom konkrétním případě měření nebyla před započítáním zkoušek správně nastavena nulová hodnota stlačení.

### **Měření teploty**

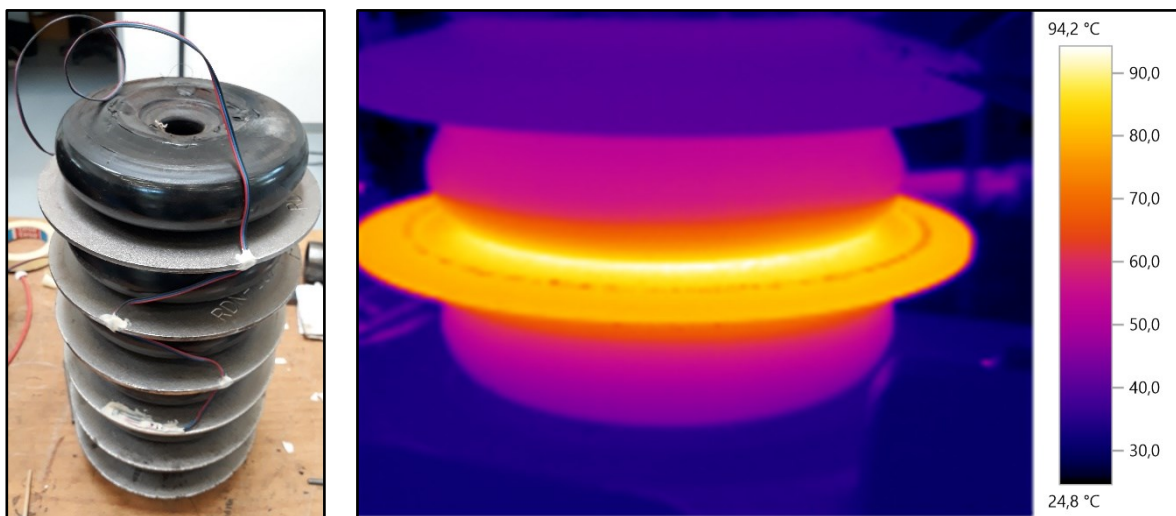
Zejména u vzorků s elastomerovým vypružením bylo na základě získaných výsledků zjištěno, že na jejich celkovou tuhost má zásadní vliv teplota (s rostoucí teplotou dochází k celkovému změkčení prvku vypružení). Pro příklad je možno uvést, že v případě zkoušení statické charakteristiky vypružení nárazecího ústrojí s elastomerovou pružinou byla při zkoušce za studena (cca 25 °C na povrchu elastomerového bloku) při deformaci 45 mm dosažená síla téměř 600 kN, avšak při statické zkoušce po zahřátí (průměrná teplota povrchu elastomerového bloku cca 75 °C) již byla při stejné deformaci dosažená síla pouze 370 kN. Uvedenou skutečnost dokládají průběhy síly v závislosti na deformaci, uvedené na obr. 29, přičemž uvedené teploty byly určeny na základě snímkování termokamerou. Příslušný snímek je uveden na obr. 30 (vpravo).





Obr. 29 – Pracovní diagramy táhlového ústrojí 2 (elastomerové vypružení) v závislosti na teplotě, vlevo měření při pokojové teplotě, vpravo měření při průměrné teplotě na povrchu elastomeru přibližně, 75 °C (teplota kovového prstence 90 °C)

Pro samotné měření teploty byly použity digitální snímače teploty DS18B20, výrobce DALLAS, které byly umístěny na kovové prstence mezi elastomerové bloky tak, aby při deformaci elastomeru nedošlo k jejich poškození. Ukázka umístění snímačů teploty na kovové prstence vypružení nárazníku 2 je uvedena na obr. 30 (vlevo).



Obr. 30 – Umístění snímačů teploty na elastomerové vypružení nárazníku (vlevo), termosnímek vypružení táhlového ústrojí po proběhnutí všech zatěžovacích cyklů. Snímky: Jakub Vágner

Informace o teplotě byla předávána řídicímu softwaru EH válců, přičemž pokud přesáhla definovanou mez (40 °C na kovovém prstenci), došlo k pozastavení zkoušky, dokud teplota neklesla pod 35 °C. Smyslem přerušování zkoušky byla snaha o dosažení přibližně obdobných podmínek pro všechny zatěžovací cykly. Je třeba zmínit, že vložení čekacích smyček, při kterých docházelo ke chladnutí vzorků, značně prodloužilo celkový čas zkoušení. Při vyhodnocení zkoušek a sestavování matematického modelu však bylo zjištěno, že nastavený teplotní rozsah měl být rozhodně volen v nižších teplotách,

respektive mezi jednotlivé cykly měly být vloženy delší čekací cykly. V konečném důsledku totiž v průběhu zkoušek zřejmě docházelo k tomu, že elastomerové bloky se začaly postupně prohřívat skrze celý svůj objem, přičemž teplota kovového prstence (kde byly umístěny snímače teploty) na tuto skutečnost nereagovala s dostatečnou citlivostí. Prakticky lze tedy říci, že i přes sledování teploty zkoušeného vzorku v průběhu zkoušek se zřejmě nepodařilo její vliv zcela potlačit. Provedení zkoušek ve stanoveném rozsahu tak, aby byl zcela potlačen vliv teploty, by se tak rázem mnohonásobně časově prodloužilo. Ideální volbou pro zpřesnění výstupů zkoušek by bylo již ve výrobě umístit snímače teploty přímo do elastomerových bloků, což je ale prakticky nerealizovatelné.

### **3.2.2 Uložení vzorků pod elektrohydraulický válec**

Vzhledem ke skutečnosti, že EH válec je zavěšen na masivním překladu, který je k bočním stojinám přichycen pomocí 36 šroubů M18, lze konstatovat, že jeho uložení je poměrně časově náročné. Jedním z požadavků bylo tedy navržení způsobu uložení jednotlivých vzorků pod EH válec bez nutnosti manipulace s překladem. Návrhy výškového uspořádání sestav pro zkoušení všech vzorků probíhaly na modelech vytvořených v 3D CAD systému *SolidEdge*.

Délky obou nárazníků odpovídají normativní volné délce (620 mm), avšak v případě táhlového ústrojí je situace složitější. Nejenže se u obou zkoušených vzorků liší délky jejich vypružení, ale také délky dřívků vidlicových táhel, na kterých je vypružení uloženo, což je z hlediska výškové rozvahy problém.

Zároveň bylo třeba vymyslet, jak efektivně uložit vypružení táhlového ústrojí z hlediska jeho možného zatěžování. Zvažována byla možnost jeho zatěžování tahem vnášeným přes otvor pro čep ve vidlicovém táhle (což by věrně kopírovalo způsob provozního namáhání, avšak jednoúčelové přípravky pro realizaci by byly náročné pro výrobu). Nakonec však bylo rozhodnuto, že s ohledem na jednoduchost a předpokládanou malou odchylku chování vypružení při zatěžování bude zatěžování probíhat tlakem na straně dřívku vidlicového táhla.

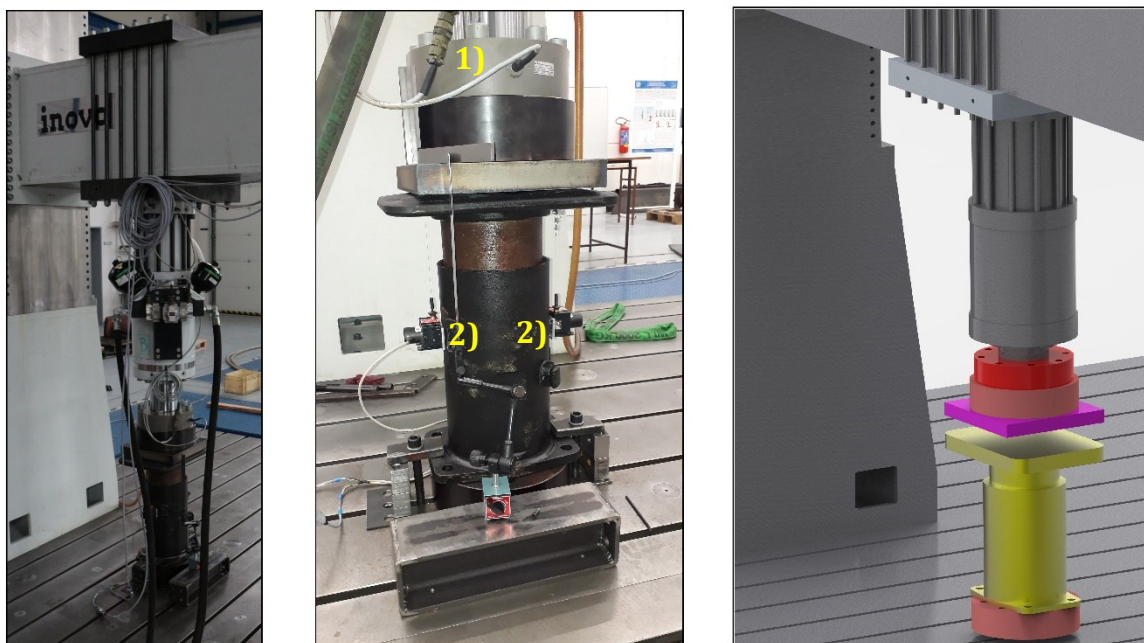
Z důvodu úspory finančních prostředků bylo jedním z požadavků maximální využití již existujících uchycovacích přípravků, které byly použity v průběhu předchozích zkoušek na DZS.

Vzhledem ke skutečnosti, že všechny zkoušené vzorky byly podrobeny pouze namáhání na osový tlak, bylo možno EH válec uchytit přímo k překladu bez použití kardanových kloubů, které se při běžných zkouškách, kdy může docházet vlivem deformace konstrukce k vyosení válce, vkládají mezi EH válec a předklad, a mezi siloměr a vzorek. Tyto klouby

mají v případě použití eliminovat příčné síly, které nesmí překročit desetinu nominální hodnoty síly válce (v tomto případě tedy 63 kN). V případě provedených experimentů byly příčné síly minimalizovány mazáním plochy talíře nárazníku.

### **Uložení nárazníků**

Jednotlivé nárazníky byly umístěny na již existující podložky pod siloměrnou desku a zafixovány pomocí závitových tyčí s kotevníky k „T“ drážkám v upínacím poli. Z hlediska rozvahy nad výškou uložení překladu bylo třeba kalkulovat, že nominální zdvih nárazníků činí 105 mm (z hlediska omezení maximální silou EH válce 630 kN však nemusí být dosažen). Tedy uložení nárazníku pod válcem bylo provedeno tak, aby se píst válce včetně siloměru a podložek pod siloměrem nacházel v nezátíženém stavu nad talířem nárazníku a zároveň aby bylo umožněno plné stlačení nárazníku. Obrazový výstup z výškové rozvahy v 3D CAD systému zkušební sestavy nárazníku je uveden na obr. 31 (vpravo). Na snímcích v levé části uvedeného obrázku je k vidění uložení skutečného nárazníku pod EH válcem při zkouškách.



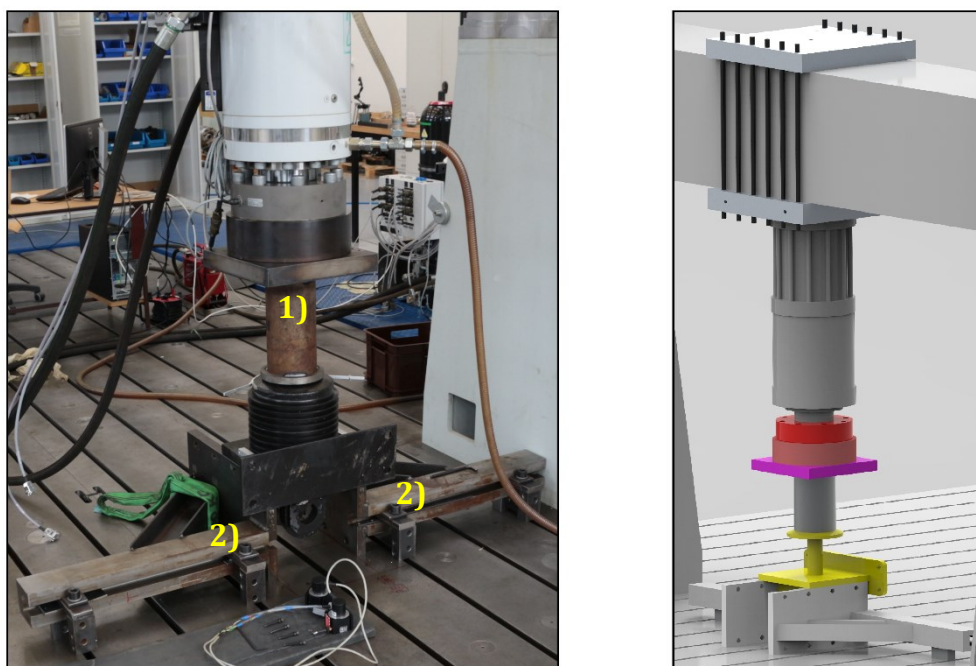
Obr. 31 – Uložení vzorku zkoušeného nárazníku pod hydraulickým válcem. Legenda: 1) siloměrná deska, 2) lankový snímač deformace. Snímky: Jakub Vágner. Model: autor

### **Uložení táhlového ústrojí**

Obdobně jako v předchozím případě bylo přistoupeno k uložení obou vzorků vypružení tažného ústrojí na již existující přípravky. Prioritou při návrhu uložení vzorků bylo vzít v úvahu, že vzhledem ke způsobu zatěžování v tlaku je třeba při návrhu výškového

uspořádání nechat dostatečný prostor mezi vidlicovým táhlem a upínacím polem. V tomto případě bylo předpokladem, že nominální zdvih vypružení táhlového ústrojí by se dle normy EN 15566 [22] měl pohybovat v rozmezí 50÷60 mm.

Zároveň bylo nutno navrhnout přípravek, který by umožnil zatěžovat oba vzorky vypružení táhlového ústrojí (jejichž dřívky vidlicových táhel mají rozdílnou délku) tlakem na straně dřívku vidlicového táhla. Jakožto zatěžovací přípravek byla tedy navržena bežešvá trubka o vnějším průměru 168 mm, s tloušťkou stěny 12,5 mm, ke které byl na spodní straně přivařen ocelový prstenec s vnitřním úkosem. Zkosení spodního prstence bylo navrženo tak, aby došlo ke kontaktu plochy zkosení s plochou posledního ocelového prstence vypružení v co možná největší ploše. Poslední ocelový prstenec vypružení přitom má pro oba vzorky rovněž přibližně kónický tvar (detailněji k vidění na obr. 30 vpravo nahoře). Zároveň byl navržen vodící přípravek ve tvaru válcové desky s vnějším průměrem, který odpovídá otvoru uvnitř zatěžovací trubky. Jeho úkolem je zajištění zatěžovací trubky v osovém směru a zamezení jejího případného vybočení z osové polohy při zatěžování. Uložení zkušební sestavy vypružení táhlového ústrojí je uvedeno na obr. 32 (vlevo), přičemž v pravé části tohoto obrázku je uveden grafický výstup z výškové rozvahy v 3D CAD systému.



Obr. 32 – Uložení zkoušeného vzorku vypružení táhlového ústrojí pod hydraulickým válcem. Legenda: 1) zatěžovací trubka, 2) podkladové přípravky. Snímek: Jakub Vágner. Model: autor

## 4 Vyhodnocení naměřených dat

Vzhledem k velkému rozsahu zkoušek a k časové náročnosti jejich hodnocení je na základě naměřených dat v následujících kapitolách analyzováno pouze chování dvou měřených vzorků nárazníků. Jakožto součást vyhodnocení je vhodné uvést výsledky statických zkoušek, ale také trendy v chování vypružení nárazníků v závislosti na různých parametrech zatěžování.

Vyhodnocení probíhalo zejména v prostředí programů *Matlab* a *Excel*, kde bylo vytvořeno několik autorských aplikací, využívajících k hodnocení naměřených výsledků numerických metod a postupů aplikované matematiky.

### 4.1 Hodnocené veličiny

U všech provedených experimentů lze za nejdůležitější hodnocené veličiny označit zatěžující sílu  $F$  [kN] a stlačení  $s$  [mm] jednotlivých vzorků, jejichž vzájemná závislost slouží k základnímu popisu pracovní charakteristiky každého pružného prvku.

U provedených zkoušek bylo dále přistoupeno k hodnocení veličin souvisejících s mechanickou energií, které pro statické zkoušky nárazníků určuje norma EN 15551 [4].

V případě zkoušek dynamických byla hodnocena celá škála fyzikálních veličin, u kterých byl předpoklad, že mají nezanedbatelný vliv na chování testovaných vzorků při dynamickém zatěžování. Při určování těchto veličin bylo vycházeno zejména z poznatků, které jsou uvedeny v člancích [23], [24] a [25].

#### Akumulovaná energie

Akumulovaná energie je mechanickou potenciální energií deformační. Při jejím odvození je možno vyjít z obr. 7, odkud je zřejmé, že akumulovaná energie je v grafu vlastně obsahem pod zatěžující větví pracovní charakteristiky pružného prvku. Jedná se v podstatě o mechanickou energii, kterou je nutno do daného pružného prvku vložit, aby došlo k jeho stlačení o určitou hodnotu. Pro odvození akumulované energie ve sledovaném pružném prvku lze využít integrálu (12):

$$W_e = \int_{s_0}^s F \cdot ds; \quad (12)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

- $W_e$  – akumulovaná energie [J];
- $F$  – zatěžující síla [kN];
- $ds$  – diferenciál stlačení [mm];
- $s_0, s$  – meze určitého integrálu [mm].

Vztah (12) není možno využít pro soubor diskretních hodnot, kterým jsou záznamy z provedených zkoušek, a je tedy třeba diferenciály (neboli nekonečně krátké úseky dráhy) nahradit diferencemi (úseky dráhy s konečnou, ale velmi malou délkou). Pro diferenční tvar rovnice (12) je tedy možno psát vztah (13):

$$W_e = \sum_{i=1}^N W_{ei} = \sum_{i=1}^N F_i \cdot (s_{i+1} - s_i); \quad (13)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

- $W_e$  – celková akumulovaná energie [J];
- $W_{ei}$  – akumulovaná energie v  $i$ -tém kroku měření [J];
- $F_i$  – zatěžující síla v  $i$ -tém kroku měření [kN];
- $s_i$  – stlačení v  $i$ -tém kroku měření [mm];
- $i$  – aktuální krok měření [-];
- $N$  – celkový počet kroků měření [-].

### Absorbovaná (disipovaná) energie

Stejně jako v předchozím případě, i zde se jedná o mechanickou potenciální energii deformační, která je zmařena (disipována) ve vypružení. Dle obr. 7 je možno absorbovanou energii definovat jakožto rozdíl obsahů pod zatěžovací větví pracovní charakteristiky (celková vložená mechanická energie do pružného prvku) a pod odlehčovací větví pracovní charakteristiky (mechanická energie, kterou pružný prvek po odlehčení navrácí do soustavy). Pro určení absorbované energie je tedy třeba rozdělit pracovní charakteristiku zkoumaného prvku na zatěžovací a odlehčovací větve. Diferenciální tvar pro absorbovanou energii lze zapsat ve tvaru rovnice (14):

$$W_a = \int_{s_{0z}}^{s_z} F_z \cdot ds - \int_{s_{0o}}^{s_o} F_o \cdot ds; \quad (14)$$

kde:

- $W_a$  – absorbovaná energie [J];

- $F_z$  – síla na zatěžovací větvi pracovní charakteristiky [kN];
- $F_z$  – síla na odlehčovací větvi pracovní charakteristiky [kN];
- $ds$  – diferenciál stlačení [mm];
- $s_{0z}, s_z$  – meze určitého integrálu pro zatěžovací větev charakteristiky [mm];
- $s_{0o}, s_o$  – meze určitého integrálu pro odlehčovací větev charakteristiky [mm].

Po převedení rovnice (14) do diferenčního tvaru lze výsledný vztah pro celkovou absorbovanou energii v pružném prvku zapsat ve tvaru rovnice (15):

$$W_a = \underbrace{\sum_{i=1}^N F_{iz} \cdot (s_{i+1} - s_i)}_{\text{zatěžovací větev}} - \underbrace{\sum_{j=1}^M F_{jo} \cdot (s_{j+1} - s_j)}_{\text{odlehčovací větev}}; \quad (15)$$

kde:

- $W_e$  – celková absorbovaná energie [J];
- $F_{iz}$  – síla na zatěžovací větvi charakteristiky v  $i$ -tém kroku měření [kN];
- $F_{jo}$  – síla na odlehčovací větvi charakteristiky v  $j$ -tém kroku měření [kN];
- $s_i$  – stlačení v  $i$ -tém kroku měření [mm];
- $s_j$  – stlačení v  $j$ -tém kroku měření [mm];
- $i$  – aktuální krok měření pro zatěžovací větev charakteristiky [-];
- $j$  – aktuální krok měření pro odlehčovací větev charakteristiky [-];
- $N$  – celkový počet kroků na zatěžovací větvi [-];
- $M$  – celkový počet kroků na odlehčovací větvi [-].

### Absorpční poměr

Absorpční poměr je veličinou, která popisuje schopnost pružného prvku disipovat mechanickou energii. Jinými slovy vyjadřuje poměr energie absorbované ku energii akumulované, jak je uvedeno ve vztahu (1). Bližší popis této veličiny byl proveden v kapitole 1.2.5. Hlavní smysl této veličiny je ve vyjádření schopnosti daného pružného prvku disipovat určitou část vložené energie. Zpravidla se tato veličina uvádí jakožto součást výsledků statických zkoušek.

### Amplituda stlačení a předpětí

Přestože se jedná o veličiny, které byly při dynamickém zkoušení harmonickým zatěžovacím signálem vnášeny do měření jakožto vstupní, je jako u každého jiného měření na DZS třeba uvažovat s odchylkou požadovaných hodnot od hodnot skutečně dosažených. Jelikož každá zkušební sekvence z příloh 1 a 2 byla zkoušena ve třech po sobě

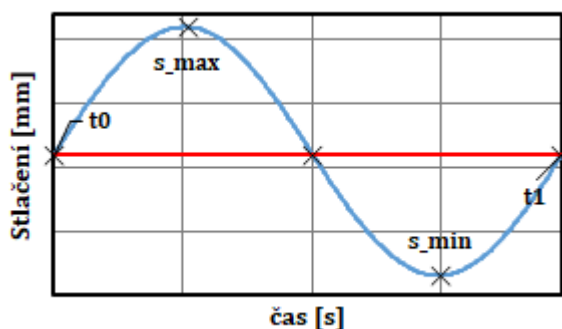


následujících cyklech, bylo přistoupeno k vyhodnocení těchto veličin na cyklu prostředním (druhém). Protože zatěžovací signál byl volen tak, aby měl sinusový charakter, stačí najít minimální a maximální stlačení v daném cyklu, která jsou vyznačena v obr. 33, a předpětí lze určit s pomocí rovnice (16):

$$\bar{s} = \frac{s_{\max} + s_{\min}}{2}; \quad (16)$$

kde:

- $\bar{s}$  – předpětí (střední hodnota stlačení) v daném cyklu [mm];
- $s_{\max}$  – maximální stlačení v daném cyklu [mm];
- $s_{\min}$  – minimální stlačení v daném cyklu [mm].



Obr. 33 – Význačné veličiny při harmonickém zatěžování

S využitím vypočteného předpětí je možno amplitudu stlačení v daném cyklu vyjádřit s využitím rovnice (17):

$$a(s) = s_{\max} - \bar{s}; \quad (17)$$

kde:

- $a(s)$  – amplituda stlačení v daném cyklu [mm].

### **Frekvence, perioda, kruhová rychlost zatěžování, rychlost zatěžování**

Je obecně známo, že výše uvedené veličiny jsou nerozlučně spjaty s harmonickým pohybem. Pro úplnost je vhodné uvést, že perioda a frekvence jsou vzájemně propojeny přes vztah (18):



$$f = \frac{1}{T}; \quad (18)$$

kde:

- $f$  – frekvence zatěžování [Hz];
- $T$  – perioda zatěžování [s].

Z hlediska vyhodnocení naměřeného signálu je tedy dostačující vyjádřit periodu pro každou zatěžovací sekvenci a s její pomocí vyjádřit frekvenci. S využitím obr. 33 lze pro výpočet periody jednoho zatěžovacího cyklu použít vztah (19):

$$T = t_1 - t_0. \quad (19)$$

Ze vztahu (18) lze následně určit frekvenci stlačení a při jejím dosazení do již dříve použitého vztahu  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$  obdržíme kruhovou frekvenci zatěžování  $\omega$  [rad·s<sup>-1</sup>]. S využitím dříve odvozeného vztahu (10) lze dále určit amplitudu rychlosti (maximální rychlost) v cyklu.

Aktuální rychlost zatěžování lze pro účely vyhodnocení určit numericky s využitím vztahu (20):

$$v(i) = \frac{s(i) - s(i - 1)}{\Delta t}; \quad (20)$$

kde:

- $v(i)$  – rychlost zatěžování v aktuálním časovém kroku [mm/s];
- $s(i), s(i-1)$  – stlačení v aktuálním a předchozím časovém kroku [mm];
- $\Delta t$  – diference času mezi sousedními kroky [s].

### **Ekvivalentní viskózní tlumení**

Ekvivalentní viskózní tlumení může sloužit pro přibližné nahrazení libovolného průběhu síly v závislosti na stlačení při harmonickém zatěžování, při kterém dochází k disipaci energie. Libovolný zatěžovací scénář je tak možno nahradit ekvivalentní lineární pružinou a ekvivalentním viskózním tlumičem, jehož tlumící mohutnost bude rovna hodnotě parametru ekvivalentního viskózního tlumení. Taková soustava by měla při harmonickém zatěžování vykazovat stejné množství disipované energie jako reálný pružný prvek, byť vypočtený průběh bude oproti reálnému průběhu odlišný.

Jelikož byla tato veličina použita k sestavení matematického modelu v literatuře [24], existoval předpoklad, že nalezneme využití i v případě sestavení matematického modelu pro potřeby této práce. Po vzoru uvedené literatury tedy byla tato veličina rovněž počítána pro jednotlivé zkušební sekvence dle vztahu (21):

$$r_{eq} = \frac{W_e}{a(s)^2 \cdot \omega \cdot \pi}; \quad (21)$$

kde:

- $r_{eq}$  – ekvivalentní viskózní tlumení [kN·s/mm].

Přestože vypočtené průběhy této veličiny se shodují s průběhy uvedenými v literatuře [24], při sestavení simulačních programů nakonec nebyly využity.

### Ekvivalentní lineární tuhost

Jedná se o veličinu, kterou je možné v běžných aplikacích modelů polymerních prvků vypružení využít k návrhu matematického modelu s využitím náhradních pružných a tlumících prvků. V literatuře [25] je uveden vztah pro výpočet této veličiny pro harmonické zatěžování ve tvaru vztahu (22):

$$k_{eq} = \frac{F_{max} - F_{min}}{S_{max} - S_{min}}; \quad (22)$$

kde:

- $k_{eq}$  – ekvivalentní lineární tuhost [kN/mm];
- $F_{max}, F_{min}$  – maximální a minimální síla v daném zatěžovacím cyklu [kN];
- $S_{max}, S_{min}$  – maximální a minimální stlačení v daném zatěžovacím cyklu [mm].

Uvedená veličina byla pro jednotlivé naměřené scénáře dopočítána jakožto součást vyhodnocení, k jejímu využití při tvorbě matematického modelu však stejně jako v předchozím případě nedošlo. S jejím využitím lze však dokázat, že mezi jednotlivými zkušebními scénáři dochází ke změně tuhosti například při nárůstu budící frekvence.

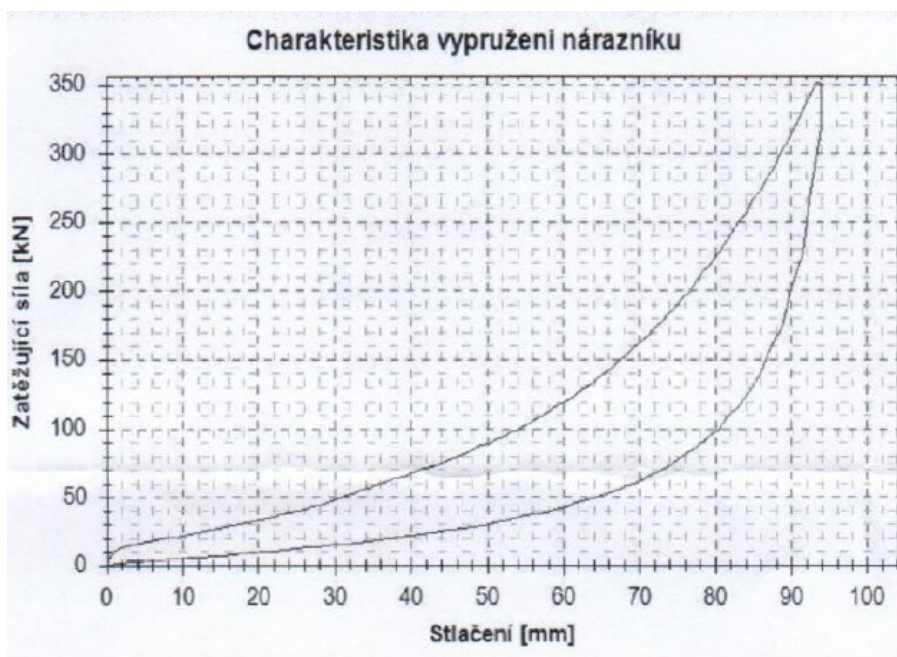
## 4.2 Vyhodnocení statických zkoušek

Statické zkoušky vypružení nárazníků kolejových vozidel jsou z hlediska jejich nasazení na vozidla stěžejní. Dle normy EN 15551 [4] by měl být každý z použitých nárazníků podroben ověření statické charakteristiky ve třech po sobě jdoucích cyklech, přičemž

v každém cyklu by měl zkoušený vzorek vyhovět normativním požadavkům uvedeným v tab. 2.

#### 4.2.1 Nárazník 1

K danému zkoušenému nárazníku byla zhotovitelem jeho repasu dodána výkresová dokumentace, včetně protokolu o jakosti, který je uveden v příloze 4 této práce. Tento protokol, byť s označením provedení zkoušek dle normy EN 15551 [4], mimo jiné obsahuje chybně uvedené mezní hodnoty sil, které jsou v rozporu s hodnotami uvedenými v normě, případně v tab. 2 Statická charakteristika, uvedená v protokolu, je znázorněna na obr. 34. Dodavatel udává, že akumulovaná energie ve vypružení nárazníku je  $W_e = 10,3$  kJ a energie absorbovaná ve vypružení nárazníku je  $W_a = 5,4$  kJ. Při dosazení uvedených hodnot do vztahu (1) vyplyne, že hodnota absorpčního poměru vypružení tohoto nárazníku je  $A = 0,52$ , což odpovídá požadavkům normy.



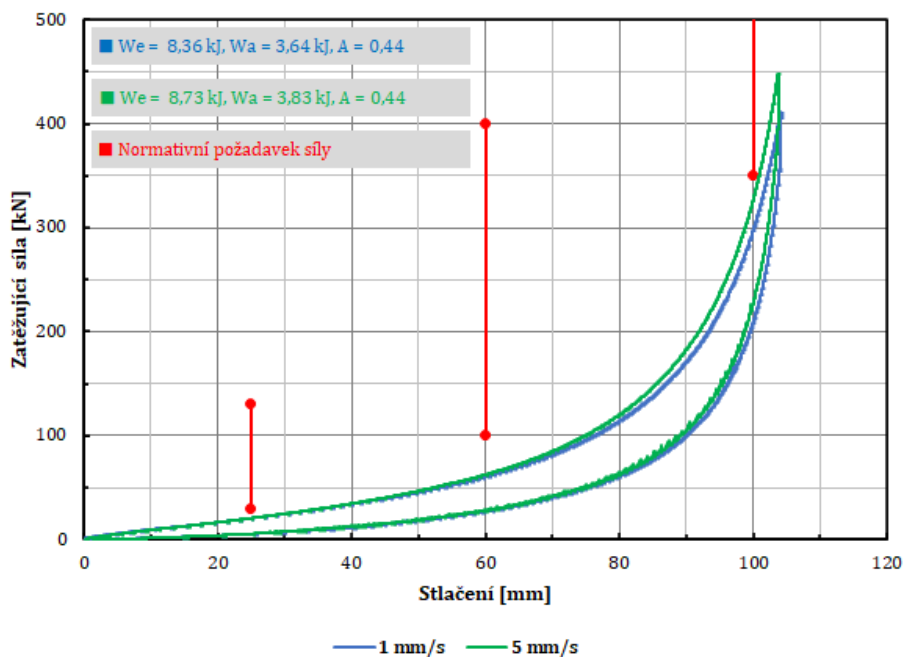
Obr. 34 – Statická charakteristika nárazníku 1, dodaná jako součást dokumentace k nárazníku. Zdroj: výkresová dokumentace k nárazníku 1

Ze záznamu statické zkoušky na obr. 34, která byla provedena u dodavatele, je patrné, že při zkoušce bylo dosaženo maximálního stlačení pouze 90 mm i přes to, že se dle výkresové dokumentace jedná o nárazník se zdvihem 105 mm. Další nejasnosti vyplynou při porovnání této statické charakteristiky se statickou charakteristikou, která byla naměřena při experimentálním testování ve VVCD v Doubravících. Pro ukázkou je na obr. 35 uvedena dvojice statických charakteristik (při různých rychlostech zatěžování) daného nárazníku, kterážto byla naměřena v rámci prováděných experimentů. Při

testování bylo důsledně dbáno na dodržení normativních požadavků, přičemž byly provedeny realizace statických zkoušek při rychlostech zatěžování 1 mm/s, 2 mm/s a 5 mm/s. Na každé úrovni uvedených rychlostí byly provedeny více než tři zkoušky, což je minimum, které udává norma. Je možno konstatovat, že i v případě dodržení stejných podmínek zkoušení nebylo v žádné dvojici naměřených případů dosaženo úplně stejné statické charakteristiky. Je tedy možno tvrdit, že příčinou rozdílných průběhů zatěžující síly v závislosti na stlačení vypružení nárazníku, při rychlostech zatěžování 1 mm/s a 5 mm/s, uvedené na obr. 35, nejsou rozdílné rychlosti zatěžování. Tento fakt potvrzuje, že normativní požadavek naměření alespoň tří statických charakteristik na jednom pružném prvku má svůj smysl.

Z uvedených závislostí zatěžující síly a stlačení a z doplňujících informací v obr. 35 je zřejmé, že daný nárazník v žádném z požadavků na chování vypružení normě nevyhovuje! Dlužno podotknout, že normativním podmínkám nárazník nevyhověl v žádném z provedených statických měření.

Zatěžující síla by měla při stlačení 25 mm, 60 mm a 100 mm ležet uvnitř červeně vyznačených intervalů, které jsou uvedeny ve výše zmiňovaném grafu. Při úplném vyčerpání zdvihu by akumulovaná energie měla být větší než 10 kJ a hodnota absorpčního poměru by měla být alespoň 0,5. Zmíněné hodnoty, které byly zjištěny při testování, jsou uvedeny v levém horním rohu na obr. 35.



Obr. 35 – Statická charakteristika nárazníku 1, naměřená při experimentálním testování

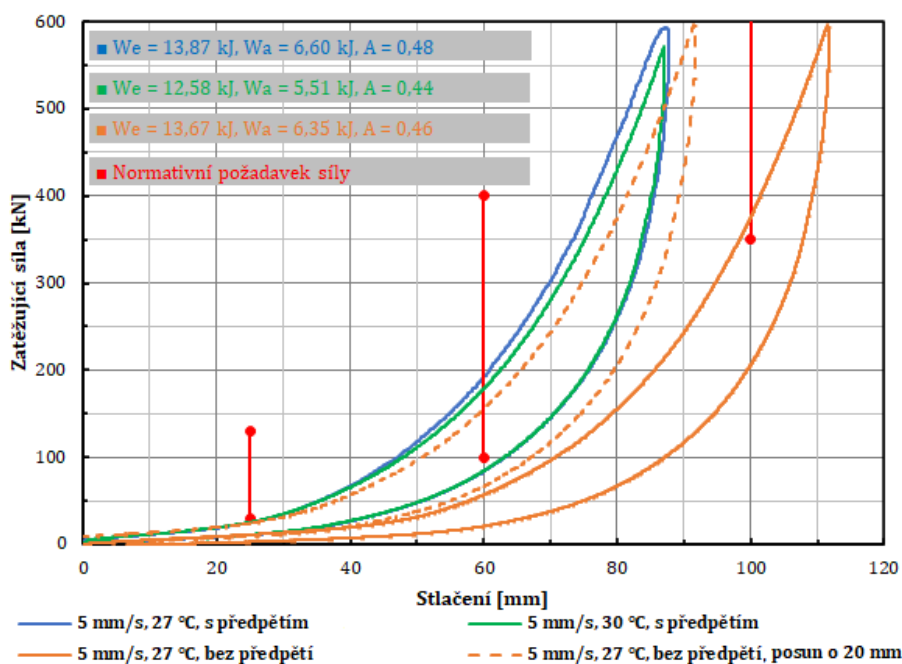
Vzhledem ke skutečnosti, že tento vzorek nárazníku neodpovídá žádnému z normativních požadavků, bude v této práci od podrobnějšího rozboru jeho chování při dynamickém zatěžování ustoupeno.

#### 4.2.2 Nárazník 2

K tomuto vzorku nárazníku nebyla k dispozici průvodní ani výkresová dokumentace, avšak je možno konstatovat, že se jedná o vzorek nárazníku energetické kategorie A, který byl nasazen v provozu na nákladním vozu. Vzhledem k provoznímu nasazení daného vzorku je možno očekávat, že se do jeho chování částečně projeví opotřebení a případná degradace pružných elementů. Zároveň lze konstatovat, že se jedná o vzorek po záběhu, který skutečně odpovídá celkům narážecího ústrojí, jimiž jsou osazena vozidla v provozu.

S ohledem na omezení laboratorní technikou při zkoušení bylo dosaženo zatěžující síly pouze cca 600 kN při stlačení nárazníku o 87 mm.

Na daném vzorku byla provedena série statických zatěžovacích zkoušek a vzhledem k faktu, že při realizaci bodu 9) stanovené metodiky zkoušení bylo zjištěno značné ovlivnění charakteristiky pružného prvku teplotou, byla provedena celková demontáž nárazníku a aplikace digitálních snímačů teploty na pružný element. Provedená demontáž, při které bylo mimo jiné nutno povolit předepínací šroub vypružení, umožnila odhalit vliv předpětí pružného elementu na jeho celkové chování při zatěžování.



Obr. 36 – Statická charakteristika nárazníku 2, naměřená při experimentálním testování

Porovnání vybraných statických charakteristik nárazníku 2 je uvedeno v závislostech na obr. 36. Z uvedeného grafu je zřejmý nesoulad mezi průběhy měřených veličin na daném nárazníku s nastaveným předpětím (vyneseno modře a zeleně), a bez nastaveného předpětí (vyneseno oranžově).

V případě chování nárazníku bez nastaveného předpětí je zřejmé, že na počátku zatěžování nejprve dochází k pomalému nárůstu síly v závislosti na stlačení. To lze osvětlit postupným dosedáním jednotlivých částí nárazníku a vymežováním vůlí. Při dosažení stlačení (přibližně 20 mm) je na nárazníku bez předpětí patrné, že při dalším stlačování je průběh závislosti zatěžující síly na stlačení obdobný jako v případě nárazníku s předpětím. Celé vypružení nárazníku bez předpětí (i v případě, že by byla celá charakteristika posunuta o avizovaných 20 mm doleva) však v porovnání s vypružením nárazníku s předpětím vykazuje celkově měkčí chování (vyneseno oranžově, čárkovanou čarou).

Jak již bylo zmíněno, maximální stlačení, kterého bylo při testování dosaženo, činilo 87 mm. Z hlediska normativních požadavků na dosažené síly bylo tedy možno ověřit chování vypružení nárazníku pouze při stlačení 25 mm a 60 mm. Při stlačení o 25 mm je zatěžující síla v nárazníku 27 kN, a nárazník tak těsně nevyhoví dolní hranici zatěžující síly, která je normou stanovena na 30 kN. Tuto skutečnost lze však ospravedlnit tím, že po letech v provozu došlo k částečné degradaci vlastností elastomerových bloků. V případě stlačení o 60 mm již zatěžovací větev charakteristiky bezpečně vyhoví normativním požadavkům. Lze tedy tvrdit, že v případě stlačení o 100 mm by dosažená síla s vysokou pravděpodobností rovněž normativním požadavkům vyhověla. Tuto skutečnost lze předpokládat na základě extrapolace zatěžovací větve uvedené charakteristiky.

Z hlediska akumulované energie a absorpčního poměru, které jsou uvedeny v levém horním rohu obr. 36, je na první pohled možno usuzovat, že daný vzorek nevyhovuje normativním požadavkům. Na základě velmi progresivního růstu tuhosti s rostoucím stlačením lze však předpokládat, že v případě plného stlačení by daný vzorek těmto požadavkům vyhovět měl. Tento předpoklad je možno vyřknout na základě skutečnosti, že i při stlačení o pouhých 87 mm (což je přibližně o 20 mm méně, než je nominální zdvih) je hodnota absorpčního poměru  $A = 0,48$ , zatímco požadované minimum je  $A = 0,5$ .

V obr. 36 jsou uvedeny dvě náhodně vybrané charakteristiky nárazníku s předpětím při různých teplotách, avšak v tomto případě, kdy je rozdíl teplot velmi malý (3 °C), by měl být vliv teploty téměř nepozorovatelný. Lze se tedy domnívat, že obdobně jako v případě nárazníku 1 není vzájemná odchylka obou charakteristik důsledkem změny teploty, ale

spíše důsledkem odezvy zkoušeného nárazníku jako takového. Právě z tohoto důvodu je v normě uvedeno, že statická charakteristika musí být ověřena ve třech nezávislých zatěžujících cyklech, přičemž v každém z těchto cyklů musí vyhovět daným požadavkům.

### 4.3 Vyhodnocení dynamických zkoušek

Z hlediska hodnocení dynamických zkoušek bylo pro jejich další využití důležité zejména grafické vynesení zatěžující síly v závislosti na čase a na stlačení. Dalším hodnoceným kritériem pro jednotlivé zatěžovací scénáře byla disipovaná energie během jednoho zatěžovacího cyklu, ale také veličiny spojené s harmonickým pohybem. Je třeba uvést na pravou míru, že i přesto, že byly sestaveny scénáře zkoušek, které explicitně určují požadavky na jednotlivé zatěžovací scénáře, reálně se každý naměřený scénář od těchto požadavků částečně odchyluje. Právě z důvodu těchto drobných odchylek je pro korektní určení podmínek v každém zatěžovacím scénáři třeba stanovit veličiny spojené s harmonickým průběhem zatěžování, které vyplnou z naměřených průběhů.

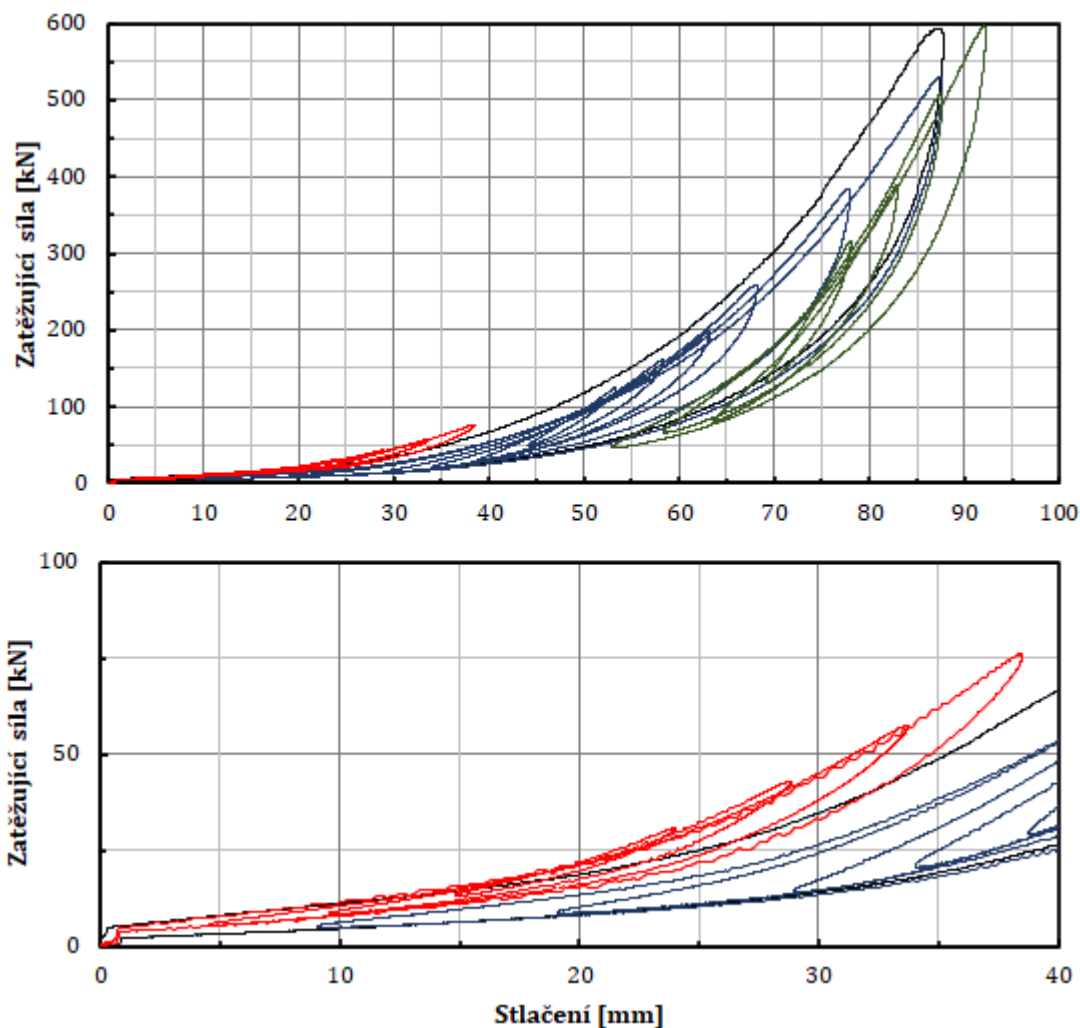
Pro ilustraci jsou vybrané průběhy zatěžující síly v závislosti na čase a na stlačení při harmonickém zatěžování vyneseny v grafech v *příloze 5*. Uvedené grafy jsou zároveň doplněny o identifikaci zatěžovacího scénáře, podle kterého je v *příloze 1* možno dohledat informace o požadavcích na časový průběh stlačení. Zároveň je v příložených tabulkách uvedena informace o skutečných parametrech harmonického průběhu zatěžování při zkoušce, informace o disipované energii během jedné periody a hodnota ekvivalentní lineární tuhosti.

#### 4.3.1 Pozorované trendy fyzikálních veličin

Z hlediska pozorovaných trendů jednotlivých fyzikálních veličin lze úvodem zmínit závislosti disipované energie na parametrech zatěžování. Uvedené trendy jsou vždy pozorovatelné mezi jednotlivými zatěžovacími scénáři uvedenými například v *příloze 5*. Do této kategorie je možné zařadit následující vlastnosti vypružení:

- s **rostoucí** amplitudou zatěžování mezi jednotlivými cykly při daném předpětí a dané rychlosti **roste** disipovaná energie v jednom cyklu, vizte obr. 38 (dole);
- při zachování **konstantní** amplitudy a rychlosti zatěžování, avšak s předpětím, které se pro jednotlivé cykly **navyšuje**, **roste** disipovaná energie v jednom cyklu;
- s **rostoucí** rychlostí zatěžování mezi jednotlivými cykly, při zachování **konstantní** amplitudy zatěžování a předpětí, **klesá** disipovaná energie v jednom cyklu, vizte tabulky v *příloze 5*.

První dvě uvedené vlastnosti souvisí s tvarem statické pracovní charakteristiky polymerních prvků vypružení, který je s rostoucí deformací velmi progresivní. Třetí uvedený trend je spojen s obecně uváděnou vlastností polymerních prvků vypružení, která spočívá ve zmenšení hysterezní smyčky při zatěžování s vyšší frekvencí, respektive s vyšší maximální rychlostí v cyklu, což je k dohledání například v literatuře [25].



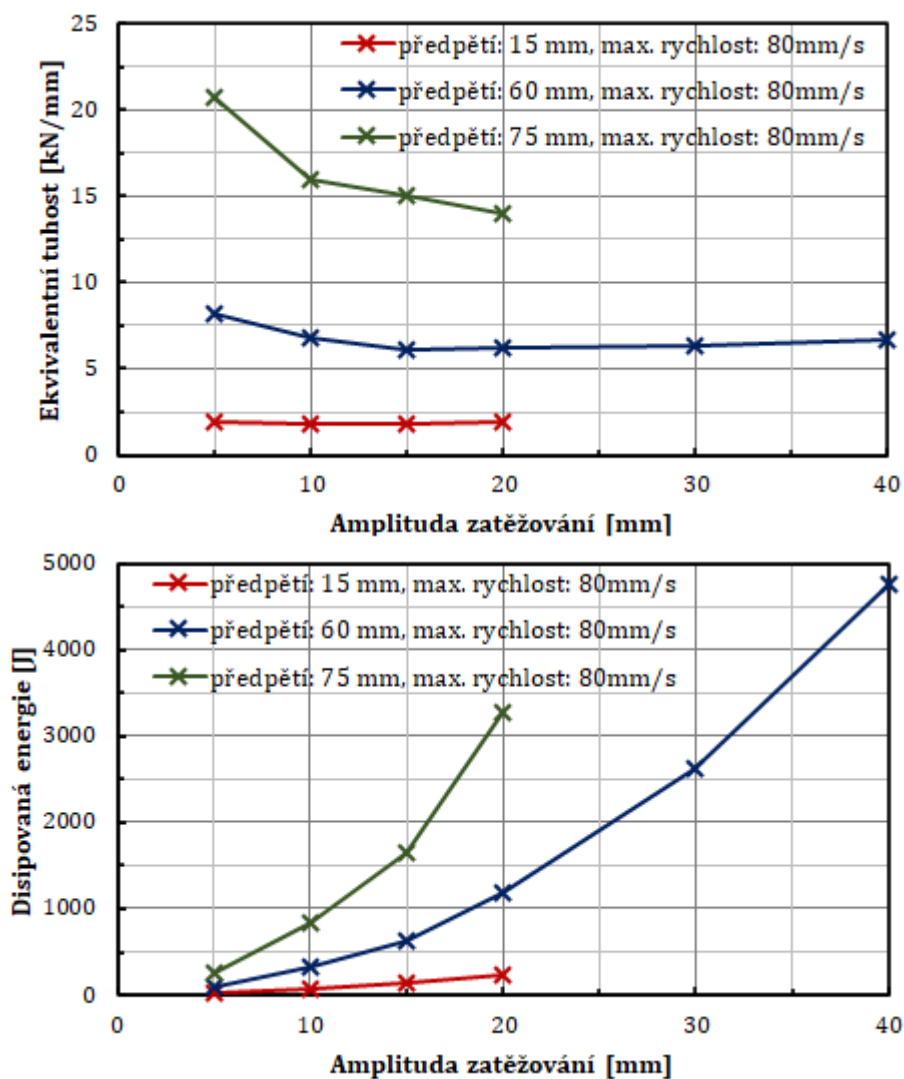
Obr. 37 – Změna tuhosti dynamické pracovní charakteristiky nárazníku v závislosti na předpětí a amplitudě. Legenda: černě – obálková křivka (statická charakteristika), barevně – vybrané průběhy síly při dynamickém zatěžování

Změna kinematických podmínek při harmonickém zatěžování však není spjata pouze s nárůstem, případně poklesem disipované energie. Při dynamickém zatěžování polymerních pružných prvků harmonickým signálem dochází také k celkové změně tuhosti prvku v závislosti na amplitudě, předpětí a frekvenci (respektive maximální rychlosti v cyklu) daného harmonického zatěžování. Toto tvrzení lze podpořit grafickým vynesemím vybraných naměřených závislostí síly na stlačení při různých zatěžovacích scénářích pro stejné maximální rychlosti zatěžování (80 mm/s) na obr. 37, kde je pro lepší



čitelnost ve spodní části detail pro nízké hodnoty stlačení. Případně lze toto tvrzení doložit na základě měnící se ekvivalentní tuhosti, která je pro vybrané zkušební sekvence uvedena v tabulkách v příloze 5.

Z uvedených závislostí je patrné, že v případě scénářů s nižší amplitudou zatěžování je celková tuhost zatěžovací větve jednotlivých sekvencí zpravidla vyšší než celková tuhost statické obáلكové křivky a s rostoucí hodnotou amplitudy zatěžování tato tuhost klesá. Pokles celkové tuhosti s rostoucí amplitudou lze doložit například s využitím průběhu ekvivalentní tuhosti, který je vynesena na obr. 38 (nahore). Zároveň je možno si na obr. 37 povšimnout, že v případě scénářů s malým předpětím je při harmonickém zatěžování dosahováno takového ztužení charakteristiky, které vede k tomu, že dynamické charakteristiky pro jednotlivé scénáře se dostávají až mimo oblast obáلكových křivek.



Obr. 38 – Závislost ekvivalentní tuhosti a disipované energie na amplitudě pro scénáře uvedené na obr. 37

Ohledně ztužování charakteristiky je rozhodně zajímavé uvést, že tento efekt je v případě harmonického zatěžování mnohem výraznější než v případě zatěžování náhodným signálem. Při porovnání průběhů sil při harmonickém zatěžování na obr. 37 (dole) s naměřeným průběhem síly při náhodném zatěžování na obr. 43 (v grafu nahoře, zeleně vyznačený průběh) je viditelná výrazná neshoda mezi odezvou pružného prvku pro tyto dva případy. Přehlédneme-li, že při zatěžování náhodným signálem je rozkmit stlačení o něco větší než v případě uvedených harmonických signálů, je zřejmé, že efekt ztuhnutí elastomeru je při zatěžování náhodným signálem nižší. Tato skutečnost vede k vyřčení domněnky, kterážto byla rovněž využita při sestavování prvního matematického modelu nárazníku. Ta říká, že efekt ztuhnutí elastomeru není pevně spjat s amplitudou a předpětím zatěžování, jak uvádí většina autorů. Pravděpodobnější je, že změna parametrů elastomerového vypružení při dynamickém zatěžování závisí na průběhu odlehčovací větve cyklu, který bezprostředně předchází cyklu aktuálnímu. Jinými slovy lze tvrdit, že chování elastomerového prvku vypružení závisí na hodnotě stlačení a zatěžující síly na počátku daného zatěžovacího cyklu, ale také na aktuálním stlačení a rychlosti stlačení při zatěžování. V případě, kdy by se podařilo výše uvedené závislosti rozklíčovat a zmatematizovat, bylo by s vysokou pravděpodobností možno sestavit funkční model vypružení, který by byl schopen reagovat na všechny možné zatěžovací stavy.

Ze závislostí uvedených na obr. 37 je rovněž patrná další, ne příliš příjemná, závislost chování elastomerového prvku vypružení. Vzhledem k tomu, že dynamické zkoušky pro harmonické zatěžování probíhaly vzestupně dle tabulky v příloze 1, docházelo zřejmě v průběhu zkoušek k prohřívání objemu elastomerových bloků v důsledku disipace energie v jednotlivých zatěžovacích sekvencích. Vliv teploty byl při experimentu částečně eliminován jejím měřením a vložením čekacích cyklů mezi jednotlivé sekvence. Avšak v důsledku uložení snímačů teploty na tenkých kovových prstencích, které mají dozajista mnohem lepší schopnost výměny tepla s okolím než mohutnější elastomerové bloky, je v uvedených průbězích patrný vliv postupného ohřevu. Měření teploty na kovových prstencích totiž zjevně není schopno plně pokrýt nárůst teploty uvnitř objemu jednotlivých elastomerových bloků. Zřejmě právě tato skutečnost vedla k tomu, že v průběhu měření dochází k celkovému změknutí naměřených charakteristik. Tím lze osvětlit posun zeleně vyznačených naměřených výsledků, oproti statické charakteristice na obr. 37 směrem doprava.

## 5 Matematické modely vypružení nárazníku

Pro potřeby této práce byly vytvořeny dva matematické modely chování nárazníků kolejových vozidel při dynamickém zatěžování. Snahou bylo navrhnout model takový, který by dokázal reagovat na trendy jednotlivých fyzikálních veličin při dynamickém zatěžování, jež jsou popsány v předchozích kapitolách práce. Úvodem je vhodné zmínit, že z provedených zkoušek je patrné odlišné chování vypružení nárazníku při zatěžování harmonickou a náhodnou výchylkou, respektive pro každý zatěžovací cyklus je chování vypružení závislé na průběhu síly v závislosti na výchylce v cyklu, který danému cyklu předcházela.

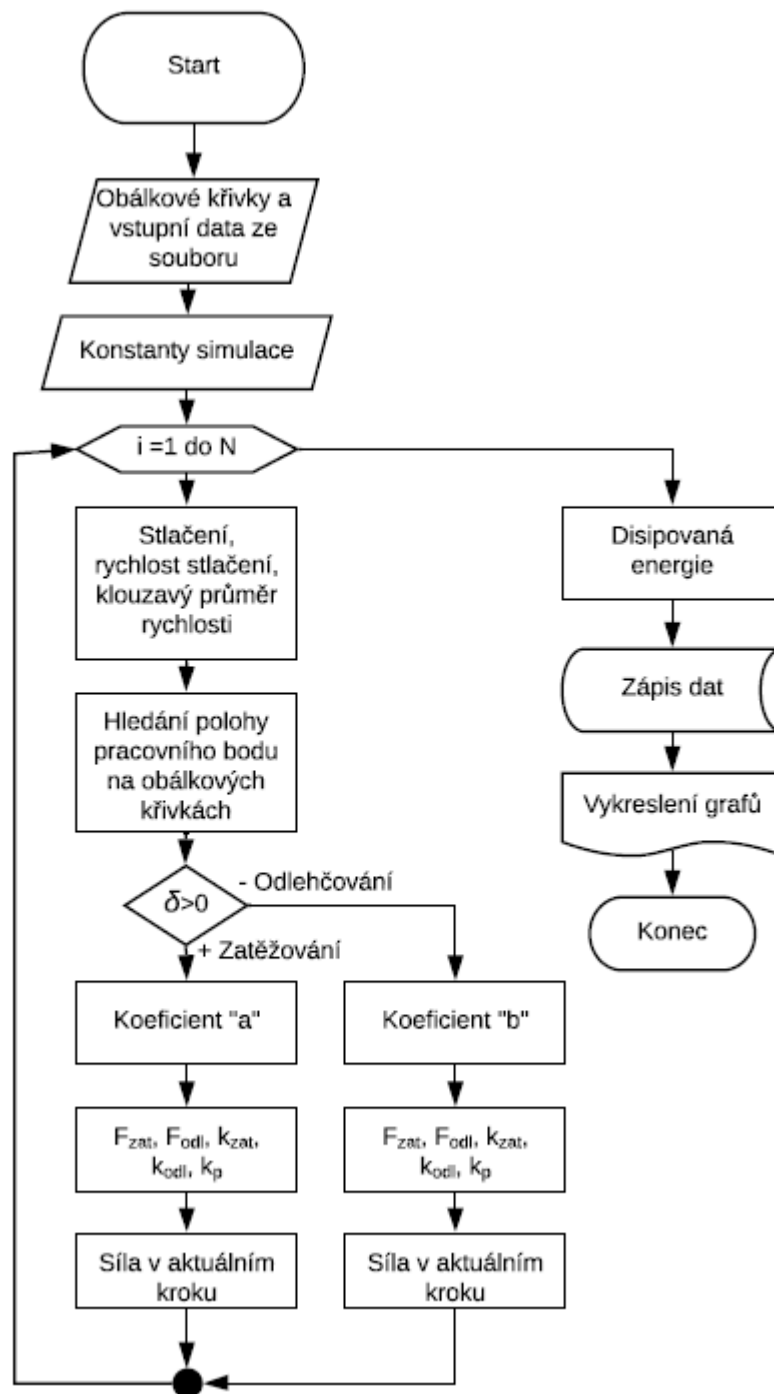
První ze sestavených modelů vychází principem funkce z matematických vztahů, které jsou běžně v inženýrské praxi využívány k modelování prvků se suchým třením (například pružnice). Pro korektní funkčnost při náhodném zatěžování polymerního vypružení bylo však třeba navrhnout určité úpravy tohoto modelu. Základní poznatky pro tvorbu modelu byly převzaty z diplomové práce [26, s. 42].

Druhý z navržených modelů vychází svojí podstatou z kombinace řazení pružných prvků a prvků tlumících, a to jak lineárních, tak i nelineárních. Navržený model je spíše vhodný pro harmonické zatěžování, jelikož jedním z jeho základních prvků je Maxwellovo těleso, a pro výpočet je tak třeba využít komplexně-početní metodu. Při řešení bylo však zjištěno, že použitá komplexně-početní metoda by teoreticky mohla být aplikovatelná i pro zatěžování náhodným signálem, a sice s využitím nově navržené veličiny „ekvivalentní kruhová frekvence“, kterážto bude popsána v jedné z následujících kapitol. Aby však tato metoda byla plně použitelná pro simulace s náhodnými signály, bylo by třeba navrhnout charakteristiky jednotlivých použitých prvků modelu v závislosti na dostupných kinematických veličinách. Toho se při tvorbě této práce bohužel nepodařilo dosáhnout. Vhodným nastavením jednotlivých parametrů modelu se však podařilo dosáhnout přijatelné přesnosti pro vybrané harmonické zatěžovací scénáře. Základní poznatky pro tvorbu tohoto matematického modelu byly převzaty z článků [23], [24] a [27].

### 5.1 Dynamický model 1

Tento model vychází z principů a matematických vztahů, kterých se v běžné inženýrské praxi využívá k modelování prvků se suchým třením. Základní filozofií tohoto modelu je rozdělení pracovní charakteristiky pružného prvku do dvou, respektive tří částí podle toho, zda dochází k jeho zatěžování, popřípadě odlehčování. Použitý model je schopen zajistit disipaci dostatečného množství mechanické energie, což je jedním z základních

požadavků na polymerní pružící prvky. Základní pojetí tohoto modelu je schopno dobře vystihnout statické, popřípadě kvazi-statické chování pružného prvku, avšak při zatěžování s vyšší rychlostí stlačení vazby, respektive s vyšší budicí frekvencí, je možno sledovat významné odchylky výsledků měření a výpočtů. Z tohoto důvodu byly navrženy a praktikovány určité úpravy tohoto modelu, jejichž cílem je zpřesnění výsledků pro dynamické zatěžování.

Obr. 39 – Zjednodušený vývojový diagram výpočetního programu pro *dynamický model 1*

Pro potřeby provádění simulačních výpočtů chování nárazníku při zatěžování a návržení zmiňovaných úprav byl sestaven výpočetní program (skript) v prostředí aplikace *Matlab*. Zjednodušený vývojový diagram tohoto výpočetního programu je uveden na obr. 39. Časový krok výpočtu, respektive vzorkovací frekvence simulace, je závislý na vzorkovací frekvenci vstupních dat, která jsou načítána z externího souboru. Pro dosažení přesných výsledků výpočtu je však optimální, aby vzorkovací frekvence byla alespoň 1000 Hz. Veličina „ $N$ “, která určuje celkový počet kroků výpočtu, je provázána se vzorkovací frekvencí a celkovým časem vstupních dat simulace.

### 5.1.1 Matematický model pružného prvku

Základní charakteristiku každého pružného prvku, který zároveň umožňuje disipovat mechanickou energii, je možno definovat pomocí tzv. obálkových křivek. Obálkové křivky, jakožto závislost zatěžující síly  $F$  [kN] na stlačení pružného prvku  $s$  [mm], je možno stanovit na základě výsledků statických zkoušek. Naměřenou statickou charakteristiku je třeba rozdělit na dvě základní části, jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly 5.1, jimiž jsou:

- zatěžovací obálková křivka;
- odlehčovací obálková křivka.

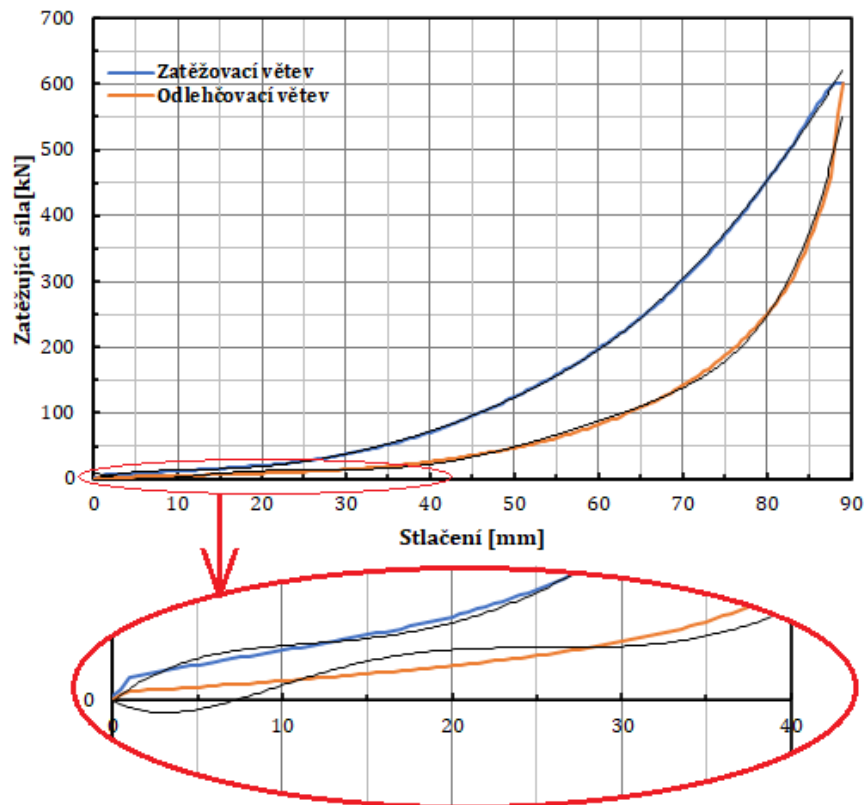
Třetí zmíněnou částí charakteristiky, která je její nedílnou součástí, je matematický aparát, který zajišťuje, že při změně smyslu zatěžování pružného prvku dochází k přimykání pracovní charakteristiky právě k předepsaným obálkovým křivkám. Obálkové křivky tedy tvoří jakési „mezní čáry“, které omezují pohyb pracovního bodu charakteristiky, který se tak může pohybovat pouze v oblasti mezi těmito křivkami, což je v simulaci patřičně ošetřeno.

#### Statické obálkové křivky modelovaného prvku vypružení

V běžných případech matematických modelů pružných prvků je možno obálkové křivky definovat s použitím metody nejmenších čtverců, přičemž pro většinu charakteristik polymerních prvků vypružení je pro dostatečně přesný popis dostačující polynom 5., popřípadě 6. stupně. Při využití metody nejmenších čtverců však volba polynomů takto vysokých stupňů mimo jiné představuje riziko, že dojde k rozkmitání aproximační funkce, což je pro její korektní využití nežádoucí.

V případě aplikace metody nejmenších čtverců na naměřenou statickou charakteristiku, která je používána v simulacích, dochází v důsledku jejího velmi progresivního tvaru k rozkmitání aproximačního polynomu v oblasti malých deformací, jak je uvedeno v detailu na obr. 40. Z uvedeného detailu je zřejmé, že při nahrazení obálkových křivek

v modelu polynomem by došlo ke značnému zkreslení chování pružného prvku zejména v oblasti malých stlačení, v důsledku čehož by došlo k významnému ovlivnění výsledků simulace.



Obr. 40 – Obálkové křivky charakteristiky, jakožto výsledek měření, použité v *dynamickém modelu 1*; černou barvou je vyznačeno proložení křivek s pomocí metody nejmenších čtverců, polynomem 5. stupně; dole – detail úvodní části křivek

Jako alternativa definice obálkových křivek statické charakteristiky pomocí polynomu, který v tomto případě značně selhává, bylo použito řešení pomocí diskretizace a částečné linearizace naměřené charakteristiky v ekvidistantním kroku stlačení 0,5 mm. Výsledkem je tedy soubor bodů, které odpovídají silám na zatěžovací větvi  $F_z$  a odlehčovací větvi  $F_o$  charakteristiky, při daném stlačení  $s_z$  a  $s_o$ . V každém časovém kroku simulace, kterému odpovídá určitá deformace vazby, je tak nejprve nutno najít dvojici sousedních bodů, označených indexem  $j$  a  $j-1$ , na obálkových křivkách. Bod označený indexem  $j$  je nejbližším bodem obálkové křivky s vyšším stlačením, než je stlačení v aktuálním kroku simulace, a bod s indexem  $j-1$  je naopak nejbližším bodem obálkové křivky s nižší hodnotou stlačení, než je stlačení v aktuálním kroku simulace. Na základě znalosti těchto sousedních bodů je nejprve s využitím linearizace dopočtena tuhost zatěžovací a odlehčovací obálkové větve mezi danými body v každém kroku simulace s využitím vztahů (23) a (24):

$$k_{zat} = \frac{F_z(j) - F_z(j-1)}{s_z(j) - s_z(j-1)}; \quad (23)$$

$$k_{odl} = \frac{F_o(j) - F_o(j-1)}{s_o(j) - s_o(j-1)}; \quad (24)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

- $k_{zat}, k_{odl}$  – aktuální tuhosti obáلكových křivek při daném stlačení [kN/mm];
- $F_z, F_o$  – síly na zatěžovací a odlehčovací obáلكové křivce pro aktuální stlačení v simulaci [kN];
- $s_z, s_o$  – stlačení na zatěžovací a odlehčovací obáلكové křivce v aktuálním kroku simulace [mm].

Na základě znalosti tuhosti mezi nejbližším vyšším a nejbližším nižším známým bodem obáلكových křivek při aktuální deformaci je následně možno dopočíst síly na zatěžovací a odlehčovací větvi charakteristiky v aktuálním kroku pomocí vztahů (25) a (26):

$$F_{zat}(i) = F_z(j-1) + k_{zat} \cdot [s(i) - s_z(j-1)]; \quad (25)$$

$$F_{odl}(i) = F_o(j-1) + k_{odl} \cdot [s(i) - s_o(j-1)]; \quad (26)$$

kde:

- $F_{zat}(i)$  – síla na zatěžovací obáلكové křivce v aktuálním kroku simulace [kN];
- $F_{odl}(i)$  – síla na odlehčovací obáلكové křivce v aktuálním kroku simulace [kN];
- $s(i)$  – stlačení vazby v aktuálním kroku simulace [mm].

S využitím výše uvedeného postupu jsou v simulaci dopočteny síly na obáلكových křivkách v každém integračním kroku simulace a na jejich základě je dále dopočítávána skutečná síla v pružném prvku v aktuálním kroku simulace.

### **Výpočet aktuální síly v jednotlivých integračních krocích**

Pro určení aktuální síly v pružném prvku v každém integračním kroku je stěžejní znalost stlačení v aktuálním kroku simulace, ale také velikost přírůstku stlačení oproti předchozímu kroku simulace, respektive znaménko tohoto přírůstku, dle vztahu (27):

$$\delta(i) = s(i) - s(i - 1), \quad (27)$$

kde:

- $\delta(i)$  – přírůstek stlačení pružného prvku v aktuálním kroku simulace [mm].

Na základě výsledku vztahu (27) je rozhodnuto, zda v aktuálním kroku simulace dochází k zatěžování vazby (pokud  $\delta(i) \geq 0$ ), popřípadě k jejímu odlehčování (pokud  $\delta(i) \leq 0$ ).

K určení síly  $F(i)$  v aktuálním kroku simulace je nutné znát sílu v předchozím integračním kroku  $F(i-1)$ , aktuální sílu na zatěžovací obálkové větvi  $F_{zat}(i)$ , aktuální sílu na odlehčovací obálkové větvi  $F_{odl}(i)$ , a dále je nutno určit tzv. přechodovou tuhost  $k_p$ . S využitím těchto veličin je možno po vzoru diplomové práce [26, s. 42] sestavit vztah pro sílu v aktuálním kroku simulace při stlačení, s využitím vztahu (28):

$$F(i) = \left[ \frac{F_{zat}(i) - F(i-1)}{F_{zat}(i) - F_{odl}(i)} \cdot (k_p - k_{zat}) + k_{zat} \right] \cdot \delta + F(i-1), \quad (28)$$

a při odlehčení s využitím vztahu (29):

$$F(i) = \left[ \frac{F(i-1) - F_{odl}(i)}{F_{zat}(i) - F_{odl}(i)} \cdot (k_p - k_{odl}) + k_{odl} \right] \cdot \delta + F(i-1), \quad (29)$$

kde:

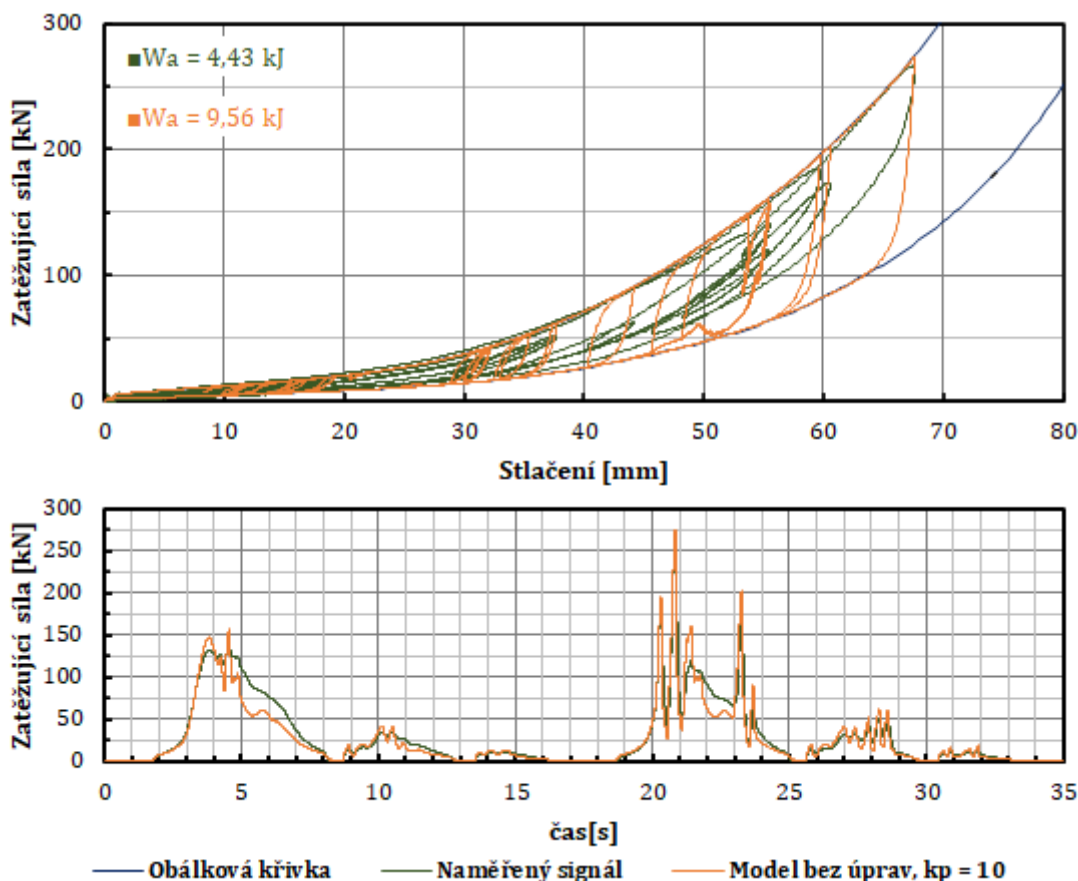
- $F(i)$  – síla ve vypružení v aktuálním kroku simulace [kN].

Vztahy (28) a (29) zajišťují, že v průběhu simulace dochází k přimykání pracovního bodu charakteristiky k obálkovým křivkám, přičemž rychlost přimknutí závisí na velikosti parametru přechodové tuhosti  $k_p$ , respektive na parametrech  $k_{pz}$  a  $k_{po}$ , jejichž význam bude osvětlen v následujících kapitolách.

Výše popsané vztahy jsou pro modelování dynamických charakteristik polymerních prvků nedostatečné, jelikož vypočtené průběhy zatěžující síly v závislosti na čase i v závislosti na stlačení prvku jsou značně odlišné oproti reálným průběhům. To lze doložit na základě výsledků simulace pro budicí signál z obr. 25. Výsledky s použitím původního matematického modelu, který byl z hlediska přechodové tuhosti nastaven stejně jako v bakalářské práci [2], avšak byly použity obálkové křivky z provedených měření, jsou uvedeny na obr. 41. Z uvedených průběhů je zřejmé, že použitý model je nastaven tak,



jako by se jednalo o prvek se suchým třením, čemuž odpovídá násobně vyšší disipovaná energie během simulace. Zároveň je zjevné, že vypočtené závislosti zatěžující síly na čase i na stlačení příliš neodpovídají realitě. Bylo však zjištěno, že v případě aplikace vhodných úprav vztahů (23) až (29) je možno docílit značného zpřesnění získaných výsledků.



Obr. 41 – Výsledky simulace při buzení náhodným signálem z obr. 25, při použití původní metody výpočtu s nastavením parametrů přechodové tuhosti dle bakalářské práce [2]

### 5.1.2 Navržené úpravy stávajícího modelu

První z navržených úprav spočívá v rozdělení přechodové tuhosti na přechodovou tuhost při zatěžování ( $k_{pz}$ ) a při odlehčování ( $k_{po}$ ). Formálně se v tomto případě jedná pouze o nahrazení přechodové tuhosti  $k_p$ , která je v základním pojetí této metody stejná pro zatěžování i odlehčování, dvojicí hodnot. Jak bylo zjištěno, při výpočetním modelování charakteristik polymerních prvků vypružení má toto rozdělení pozitivní vliv na chování matematického modelu a s touto úpravou je možno se lépe přiblížit reálným naměřeným průběhům.

Zároveň bylo zjištěno, že při dynamickém zatěžování náhodným průběhem výchylky dochází s narůstající hodnotou stlačení k určitému poklesu tuhosti pružného prvku oproti

statické charakteristice. K této skutečnosti dochází i přesto, že rychlost zatěžování je zpravidla několikanásobně vyšší než rychlost zatěžování při statických zkouškách. Toto chování je závažnější a zároveň částečně v rozporu s poznatky výsledků při harmonickém zatěžování a s poznatky mnohých autorů, kteří uvádějí, že s vyšší rychlostí (respektive frekvencí) zatěžování by mělo docházet k progresivnímu nárůstu tuhosti, a ne naopak. Články, ve kterých lze tyto názory dohledat, jsou například [23] a [25].

Na základě zjištěného chování byla navržena další úprava stávajícího modelu, která spočívá ve změně sklonu a tvaru jednotlivých obálkových křivek v závislosti na aktuální hodnotě stlačení a rychlosti zatěžování, čímž je možno dosáhnout dalšího přiblížení vypočtených výsledků realitě. Jednoduše tak lze říci, že obálkové křivky v průběhu simulace mění svůj tvar v závislosti na aktuálních poměrech kinematických veličin.

Při použití takto navržených úprav je možno získat solidní výsledky pro buzení obecným zatěžovacím signálem, avšak pro většinu scénářů s harmonickým průběhem zatěžovacího signálu je přesnost nižší. Obecně lze však jednotlivé koeficienty modelu nastavit tak, aby vypočtený průběh síly odpovídal reálným průběhům. V rámci sestavování matematického modelu se tak podařilo navrhnout řešení, které je funkční pro zatěžování náhodným signálem, avšak pro jeho funkčnost v plném rozsahu zatěžovacích podmínek by bylo třeba doladit některé matematické závislosti.

Porovnání základního modelu simulace s modelem, který využívá uvedené úpravy, je provedeno v následujících podkapitolách, kde jsou rovněž navrženy úpravy přesněji definovány. V přílohách 6 a 7 je graficky rozebrán jejich vliv na výsledné vypočtené průběhy síly v závislosti na čase a stlačení.

### **Rozdělení přechodové tuhosti pro zatěžovací a odlehčovací větve**

Přechodová tuhost je fiktivním parametrem, který nelze exaktně určit, avšak je třeba ho odhadnout na základě naměřených charakteristik. Jak již bylo dříve zmíněno, tento parametr ovlivňuje rychlost přiblížení pracovního bodu charakteristiky k obálkovým křivkám (strmost nárůstu/poklesu síly) po změně znaménka přírůstku stlačení vazby  $\delta$ . Přechodová tuhost může být určena na základě znalosti tuhosti na zatěžovací a odlehčovací obálkové křivce dle vztahu (30):

$$k_p = (k_{zat} + k_{odl}) \cdot \psi_0, \quad (30)$$

kde:

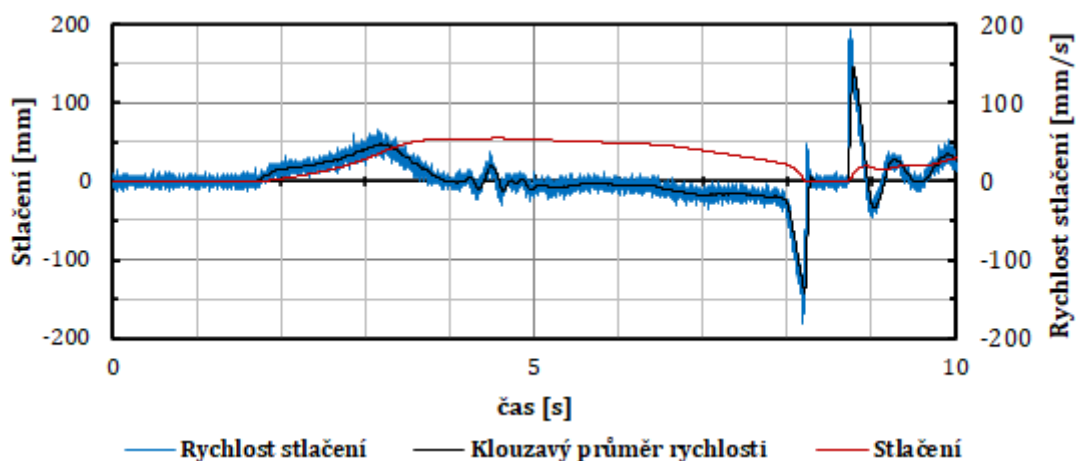
- $\psi_0$  – koeficient přechodové tuhosti [-].

Právě změnou velikosti koeficientu  $\psi_0$  je možno nastavit strmost přechodu mezi zatěžovací a odlehčovací větví charakteristiky dle potřeb modelu, je však třeba mít na paměti, že změnou tohoto koeficientu se výrazným způsobem mění průběh síly v závislosti na stlačení i na čase. Při špatném nastavení tohoto parametru tak lze zcela potlačit schopnost pružného prvku disipovat mechanickou energii! V upraveném modelu je pro výpočet přechodové tuhosti v aktuálním kroku simulace při zatěžování použito vztahu (31):

$$k_{pz} = (k_{zat} + k_{odl}) \cdot \psi_{0z}, \quad (31)$$

a při odlehčování vztahu (32):

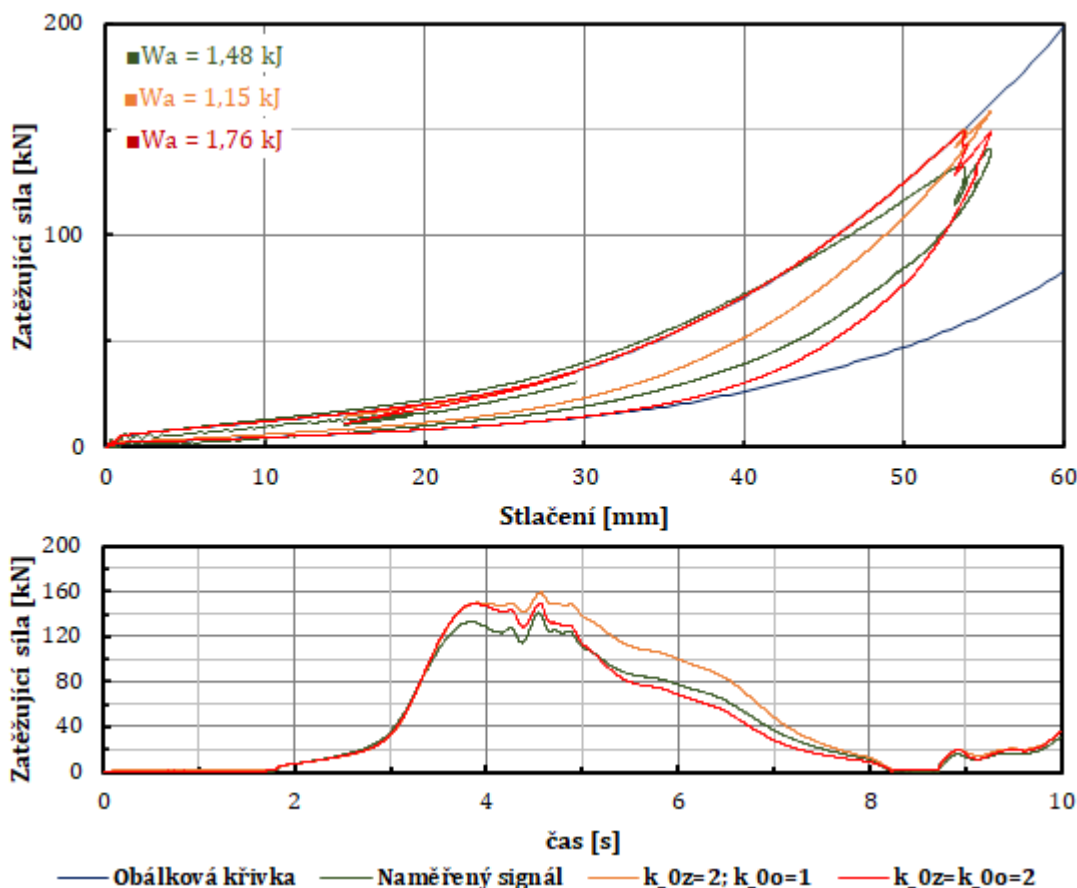
$$k_{po} = (k_{zat} + k_{odl}) \cdot \psi_{0o}. \quad (32)$$



Obr. 42 – Průběh stlačení a rychlosti stlačení v čase, při zatěžování náhodným signálem

Pro lepší ilustraci vlivu tohoto parametru je na obr. 43 uveden průběh výsledků simulace při zatěžování náhodným signálem, jehož průběh je uveden na obr. 42, popřípadě další realizované scénáře s odlišnými přechodovými tuhostmi jsou uvedeny v grafech v příloze 6. Průběh náhodného signálu stlačení byl, jak již bylo zmíněno v závěru kapitoly 2.2.2, sestaven na základě nově realizovaných simulačních výpočtů s využitím programu „PodelDyn“, který vznikl jako součást bakalářské práce [2]. Pro větší přehlednost vlivu koeficientu přechodové tuhosti bylo využito pouze prvních 10 sekund navrženého zatěžovacího signálu, jehož celý průběh je uveden na obr. 25.

Ze závislostí uvedených na obr. 43 a v příloze 6 je patrné, že pro zpřesnění výsledků výpočtu je vhodné volit parametr  $\psi_{0z}$  blízký číslu 2 a velikost parametru  $\psi_{0o}$  je vhodné volit blízkou číslu 1.



Obr. 43 – Průběh síly ze simulace v závislosti na stlačení vazby a v závislosti na čase, pro různá  $k_{0z}$  a  $k_{0o}$

Při pohledu na jednotlivé vyobrazené průběhy je zřejmé, že mezi měřením a výpočtem jsou stále značné odchylky, což vypovídá o tom, že pouze s pomocí změny velikosti přechodových tuhostí není možné pro polymerní prvky vypružení dosáhnout dostatečně přesných výsledků.

### Úprava obálkových křivek dle aktuálních poměrů simulace

Kromě parametru přechodové tuhosti již ve vztazích (28) a (29) není mnoho prostoru, jak chování matematického modelu ovlivnit. Jednou z mála možností je tak nastavit chování obálkových křivek, aby v průběhu simulace docházelo k úpravě jejich tvaru v závislosti na aktuálních podmínkách v simulaci. Aktuálními podmínkami v daném čase simulace je myšleno:

- $s(i)$  – aktuální stlačení [mm];
- $v_{kl}(i)$  – aktuální rychlost stlačení, respektive její klouzavý průměr [mm/s];
- $s_{okon}$  – stlačení při přeskočení z odlehčovací na zatěžovací větev [mm].

Stlačení  $s_{okon}$  je určeno s využitím rozhodovací podmínky „if“, tedy pokud je přírůstek deformace  $\delta$  menší než nula a stlačení v aktuálním kroku  $s(i)$  je nejvýše rovno  $s_{okon}$ , dochází k přepsání hodnoty  $s_{okon}$  hodnotou  $s(i)$ .

Pro úpravu průběhu obálkových křivek při zatěžování byl navržen koeficient  $a$  ve tvaru vztahu (33):

$$a = m + (s(i) - s_{okon}) \cdot n + v_{kl}(i) \cdot o, \quad (33)$$

kde:

- $a$  – řídicí koeficient pro obálkovou větev při zatěžování [-];
- $m$  – konstanta řídicího koeficientu [-];
- $n$  – člen řídicího koeficientu zajišťující závislost na předpětí a stlačení [ $\text{mm}^{-1}$ ];
- $o$  – člen řídicího koeficientu zajišťující závislost na rychlosti [ $\text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$ ].

S využitím výše uvedeného vztahu (33) je možno provést úpravu vztahu (28), kterážto zajistí změnu průběhu síly na zatěžovací obálkové větvi v závislosti na předpětí, aktuálním stlačení a rychlosti stlačení. Vztah (28) je tak pro případ stlačování vypružení možné přepsat do tvaru vztahu (34):

$$F(i) = \left[ \frac{F_{zat}(i) - \frac{F(i-1)}{a}}{F_{zat}(i) - F_{odl}(i)} \cdot (k_{pz} - k_{zat}) + k_{zat} \right] \cdot \delta \cdot a + F(i-1). \quad (34)$$

Řídicí koeficient  $a$  vystupuje v uvedeném vztahu pouze u členů, které mají spojitost s průběhem obálkových křivek v aktuálním kroku simulace. Do členu  $F(i-1)$  je již tento koeficient zahrnut z předcházejícího kroku výpočtu.

Navržený řídicí koeficient  $a$  je schopen postihnout závislost změny tuhosti vypružení při zatěžování na „předpětí“ a „amplitudě“, což ovlivní člen  $n$ , ale také částečné zvýšení tuhosti elastomeru v závislosti na rychlosti stlačení, s využitím členu  $o$ . Konstanta  $m$  zajišťuje základní změnu sklonu zatěžovací obálkové křivky. Vzhledem k tomu, že při zatěžování náhodným signálem dochází převážně k progresivnímu poklesu celkové tuhosti zatěžovací obálkové větve vzhledem ke statické charakteristice, je třeba při volbě jednotlivých konstant a členů zajistit, aby byla hodnota koeficientu  $a$  rovna nejvýše 1. Korektního výpočtu aktuální síly při zatěžování je v simulaci docíleno volbou vhodných podmínek, které řídí velikost výše uvedených členů na základě znalosti uvedených fyzikálních veličin v aktuálním kroku simulace.

Obdobný koeficient  $b$  byl navržen rovněž pro stav, kdy dochází k odlehčování vypružení, přičemž jeho tvar je popsán pomocí vztahu (35):

$$b = p + q \cdot s(i), \quad (35)$$

kde:

- $b$  – řídicí koeficient pro obálkovou větev při odlehčování [-];
- $p$  – konstanta řídicího koeficientu [-];
- $q$  – člen řídicího koeficientu zajišťující závislost na stlačení [ $\text{mm}^{-1}$ ].

V případě odlehčování prvku vypružení je situace částečně odlišná. Navržený koeficient  $b$  řídí sklon obálkových křivek, a tím i výslednou sílu ze simulace pouze s využitím závislosti na aktuálním stlačení. Jelikož jeho hodnota při odlehčování klesá, dochází k postupnému poklesu hodnoty řídicího koeficientu  $b$ , až je při úplném odlehčení jeho hodnota rovna hodnotě konstanty  $p$ . Obdobně jako v předchozím případě je možno upravit vztah (29) pro výpočet aktuální síly ve vypružení při odlehčování s využitím koeficientu  $b$ , čímž získáme vztah (36):

$$F(i) = \left[ \frac{F(i-1)}{b} - F_{odl}(i) \right] \cdot (k_{po} - k_{odl}) + k_{odl} \cdot \delta \cdot b + F(i-1). \quad (36)$$

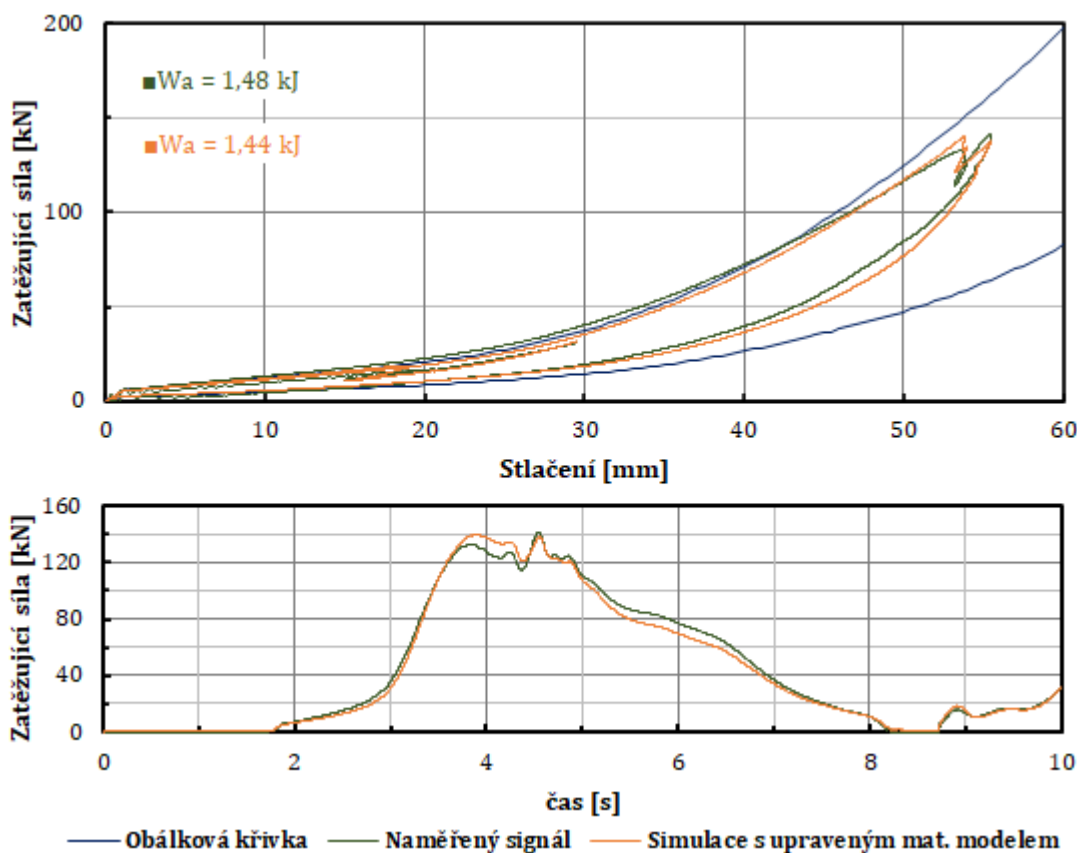
Vliv jednotlivých parametrů na výsledné průběhy vypočtené síly v závislosti na stlačení a na čase jsou vyobrazeny v grafech v *příloze 7*.

### 5.1.3 Výsledky simulací s upraveným matematickým modelem

V případě nastavení jednotlivých parametrů upravené metody výpočtu dle tab. 5 je při výpočtu odezvy modelu na náhodné zatěžování, jehož průběh v čase je uveden v obr. 42, dosahováno průběhů síly v závislosti na čase a na stlačení, které jsou uvedeny na obr. 44. Další výsledky pro zatěžování delším časovým úsekem náhodného signálu jsou uvedeny v *příloze 7*.

Tab. 5 – Nastavené parametry simulace

Parametr	Hodnota
$k_{0z}$ [-]	0,90
$k_{0o}$ [-]	2,50
$m$ [-] ( $s_{0kon} = 0 \mid > 0$ )	0,92 $\mid$ 0,95
$n$ [ $\text{mm}^{-1}$ ]	$2,9 \cdot 10^{-3}$
$o$ [ $\text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]	$8,0 \cdot 10^{-4}$
$p$ [-]	1,10
$q$ [ $\text{mm}^{-1}$ ]	$5,5 \cdot 10^{-3}$



Obr. 44 – Výsledky simulace při zatěžování náhodným signálem dle obr. 42 při aplikaci upraveného matematického modelu s nastavením dle tab. 5, jakožto závislost síly na stlačení a na čase

#### 5.1.4 Validace navrženého modelu

Základní validaci navrženého modelu lze provést na základě porovnání závislostí vypočtené a naměřené síly. Pro případ zatěžování průběhem výchylky v čase dle obr. 42 jsou vypočtené průběhy sil uvedeny na obr. 44. Z uvedených průběhů je na první pohled zřejmé, že s použitím upravené metody výpočtu je dosahováno poměrně přesných výsledků.

Více vypovídajícím způsobem validace může být porovnání výsledků jednotlivých matematických modelů s využitím veličin stanovených na základě rozdílů mezi vypočteným a naměřeným průběhem síly v závislosti na stlačení a v závislosti na čase:

- porovnání celkové disipované energie naměřeného signálu –  $W_{em}$  a celkové disipované energie vypočteného signálu –  $W_{ev}$ ;
- stanovení relativní odchylky celkové disipované energie –  $\delta W_e = \frac{W_{ev} - W_{em}}{W_{em}}$ ;
- stanovení maximální odchylky síly mezi měřením a výpočtem –  $\Delta F_{max}$ ;
- stanovení průměrné odchylky síly mezi měřením a výpočtem –  $\Delta F_{prum}$ .

Pro konkrétní případ zatěžování dle obr. 42 jsou jednotlivá validační kritéria uvedena v tab. 6. Data uvedená v této tabulce potvrzují, že navržené úpravy vedou k výraznému zpřesnění výsledků oproti použití původní metody výpočtu.

Tab. 6 – Referenční veličiny pro validaci modelu při zatěžování zkráceným náhodným signálem dle obr. 42

Použitá metoda výpočtu	$W_e$ [kJ]	$\delta W_e$ [-]	$\Delta F_{max}$ [kN]	$\Delta F_{prum}$ [kN]
Naměřený signál	1,48	---	---	---
Původní metoda ( $k_{0z} = 0,90$ ; $k_{0o} = 2,50$ )	1,84	0,243	20,51	3,04
Upravená metoda (parametry dle tab. 5)	1,44	-0,027	11,23	1,01

V úvodu *přílohy 7* jsou dále uvedeny tabulky, které porovnávají vliv jednotlivých konstant a koeficientů na výsledný vypočtený průběh síly. Uvedené tabulky lze rovněž považovat jako směrodatné k validaci modelu, jelikož ukazují, jak jednotlivé dílčí koeficienty vedou k postupnému zpřesňování modelu. Z uvedených tabulek je zřejmé, že většina navržených úprav modelu vede ke zpřesnění vypočtených výsledků pro zatěžování náhodným signálem. Uvedené číselné ukazatele jsou rovněž pro vyšší průkaznost doplněny grafickým výstupem průběhů síly v závislosti na čase a na stlačení. Z důvodu lepší čitelnosti grafů závislostí síly na stlačení, zejména při malých stlačeních, byl jako vstupní signál volen zkrácený náhodný signál z obr. 25.

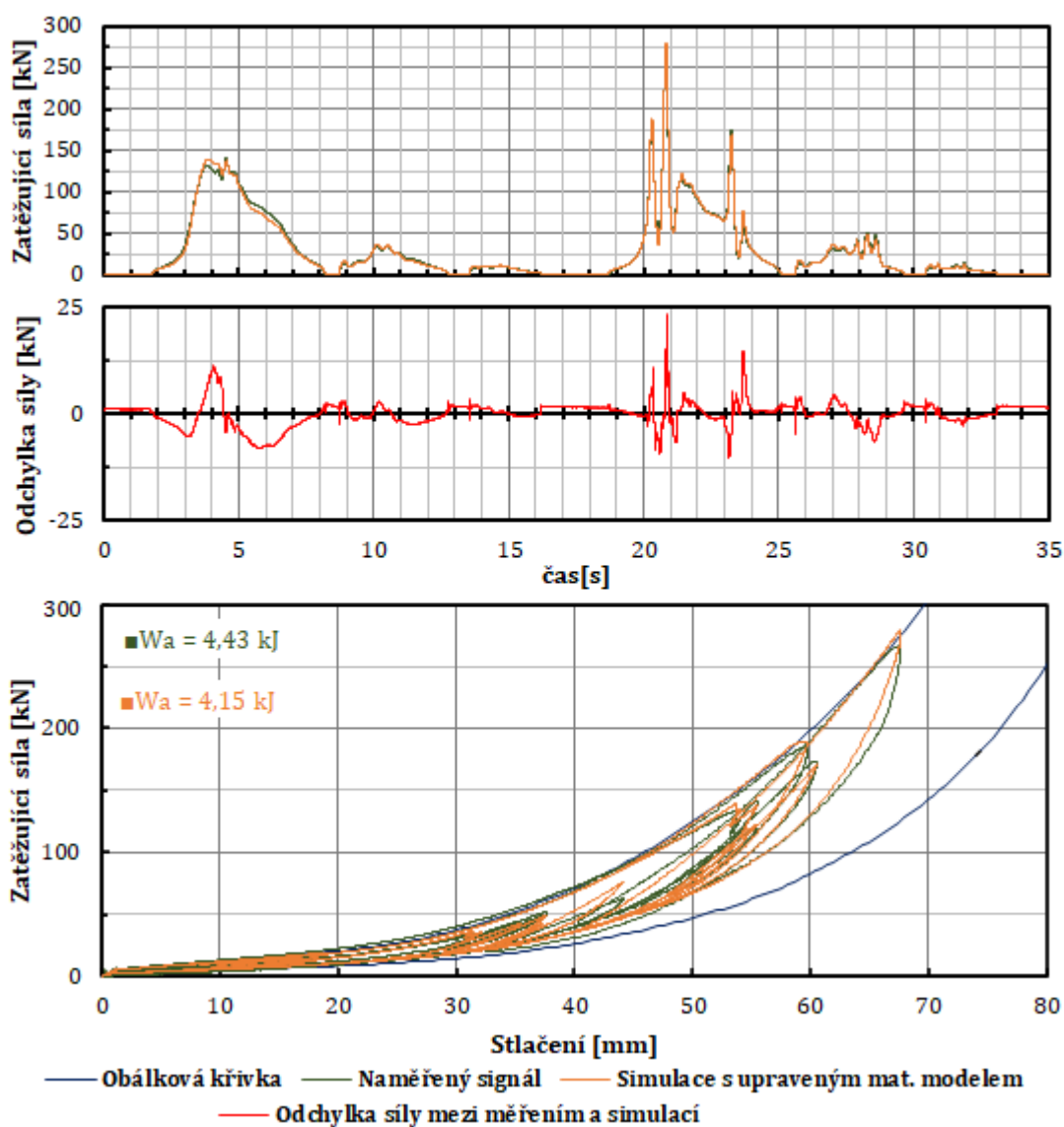
Pro doplnění validace modelu při zatěžování náhodným signálem je ještě na obr. 45 uveden průběh síly vypočtené s využitím upraveného matematického modelu pro původně sestavený náhodný zatěžovací signál, který byl uveden na obr. 25. Referenční veličiny pro validaci modelu při daném způsobu zatěžování jsou uvedeny v tab. 7. Je rovněž vhodné porovnat vypočtené průběhy s použitím původního matematického modelu (obr. 41) a vypočtené průběhy s použitím modelu s navrženými úpravami (obr.



45), které rovněž dokazují, že při aplikaci úprav na původní model bylo dosaženo viditelného zpřesnění výsledků.

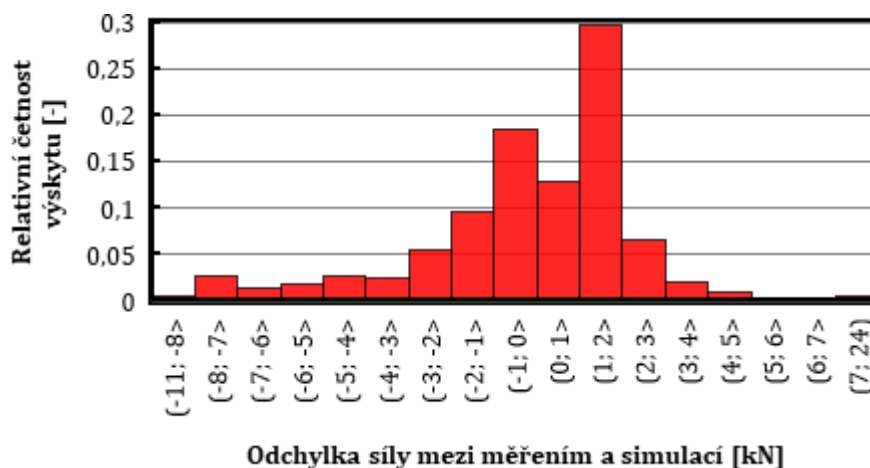
Tab. 7 – Referenční veličiny pro validaci modelu při zatěžování celým náhodným signálem z obr. 25

Použitá metoda výpočtu	$W_e$ [kJ]	$\delta W_e$ [-]	$\Delta F_{\max}$ [kN]	$\Delta F_{\text{prum}}$ [kN]
Naměřený signál	4,43	---	---	---
Původní metoda ( $k_{0z} = 0,90$ ; $k_{0o} = 2,50$ )	5,41	0,221	28,93	2,23
Upravená metoda (parametry dle tab. 5)	4,15	-0,063	23,59	0,07



Obr. 45 – Výsledky simulace při zatěžování náhodným signálem dle obr. 25 při aplikaci upraveného matematického modelu s nastavením dle tab. 5, jakožto závislost síly na stlačení a na čase, a velikost odchylky síly z měření a simulace

Na obr. 46 je pro podtržení dosažených výsledků uvedeno rozložení odchylek síly mezi měřením a výsledky simulačních výpočtů ve formě histogramu relativních četností. Z uvedeného histogramu je zřejmé, že drtivá většina odchylek síly se nachází v pásmu  $-3 \div 3$  kN, což lze v kontextu k dosahovaným silám považovat za dobrou přesnost. Zároveň je z uvedeného histogramu patrné, že vyobrazené odchylky nemají normální rozdělení, což bylo mimo jiné ověřeno i Kolmogov-Smirnovovým testem. Fakt, že odchylky nemají normální rozdělení, lze přičíst na vrub třídě (1; 2> histogramu, ve které se nachází téměř třetina všech odchylek z celého souboru. To lze přičíst na vrub faktu, že v časovém průběhu simulace se nacházejí časové intervaly, kde je síla blízká nule, a právě v těchto intervalech je nejčastěji dosahováno rozdílu sil  $1 \div 2$  kN. Pro tento případ simulace je *průměrná hodnota* odchylky síly 0,07 kN a *směrodatná odchylka* odchylky síly 2,97 kN.



Obr. 46 – Histogram relativních četností odchylek síly mezi měřením a simulací, jejíž výsledky jsou uvedeny na obr. 45

V druhé části *přílohy 7* jsou mimo jiné uvedeny náhodně vybrané vypočtené průběhy síly v závislosti na stlačení a na čase při harmonickém zatěžování. Pro většinu případů zatěžování harmonickým signálem však není při použití tohoto modelu dosahováno příliš přesných výsledků. Je zajímavé si povšimnout, že uvedené vypočtené závislosti se svým tvarem většinou velmi blízce podobají průběhům naměřeným, dokonce i disipovaná energie v jednotlivých cyklech ze simulace přibližně odpovídá disipované energii v cyklech z měření. Zejména pro scénáře harmonického zatěžování s vyšším předpětím je však pozorovatelné, že měřené průběhy jsou jako celek posunuty po ose stlačení doprava, což lze mimo jiné vyčíst i ze závislostí na obr. 37. Tento fakt zřejmě souvisí s nárůstem teploty uvnitř elastomerových bloků, která je bez aplikace snímače teploty přímo do elastomeru prakticky neměřitelná. Vzhledem k tomu, že teplota je dalším z parametrů, které do značné míry ovlivňují výsledné chování elastomerních prvků, bylo by pro úplný popis vypružení třeba kalkulovat i s tímto parametrem. Vzhledem ke složitosti již navrženého

modelu by dle zjištění z dostupných zdrojů, například z literatury [28], vydalo modelování charakteristik elastomerních pružných prvků v závislosti na teplotě zřejmě na celou další akademickou práci. Z tohoto důvodu je třeba vnímat validaci modelu pro harmonické zatěžování s jistou rezervou.

Aby navržený matematický model fungoval přesně pro všechny požadované druhy zatížení, bylo by třeba přesněji zmatematizovat průběhy změny tuhosti obálkových křivek při harmonickém zatěžování v závislosti na:

- stlačení na počátku aktuálního zatěžovacího cyklu;
- stlačení na konci předchozího zatěžovacího cyklu;
- aktuální rychlosti a zrychlení;
- teplotě.

Z průběhů grafů uvedených v příloze 7 je patrné, že navržené úpravy modelu jsou schopny relativně přesně aproximovat chování elastomerového pružícího prvku v nárazníku kolejového vozidla při zatěžování náhodným signálem. Výhodou navržené metody je vyšší přesnost vypočteného průběhu síly s naměřeným průběhem v závislosti na čase i deformaci, při zachování schopnosti disipovat přibližně obdobné množství mechanické energie. Popsaná metoda se při zahrnutí navržených úprav jeví jako vhodná pro použití v simulačních výpočtech podélné dynamiky souprav nákladních vlaků.

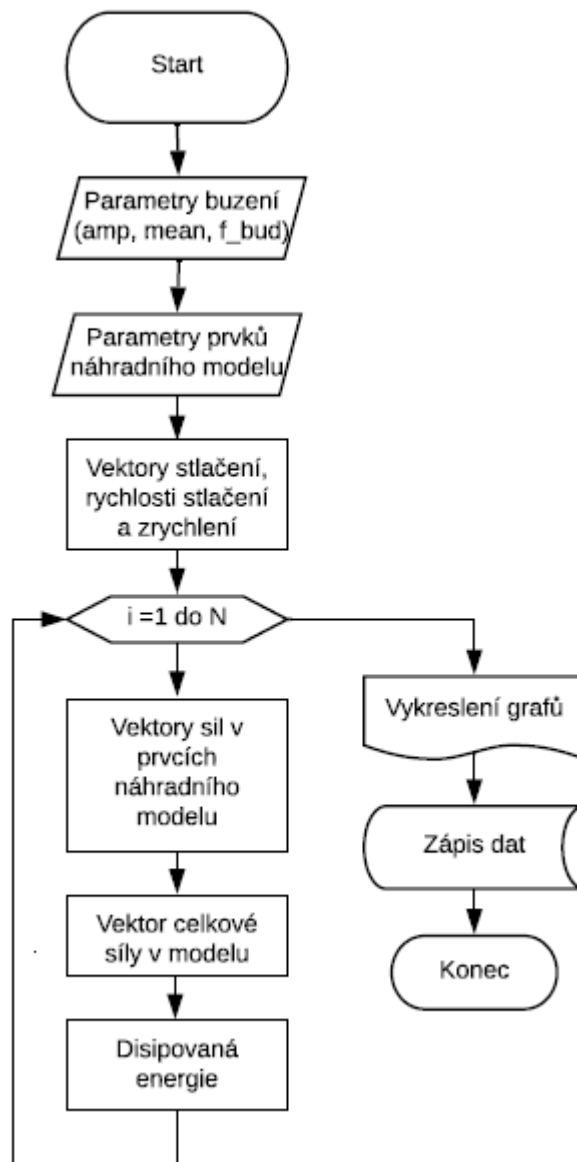
## 5.2 Dynamický model 2

V pořadí druhý matematický model pro simulaci dynamického chování nárazníků kolejových vozidel byl sestaven ve formě programové jednotky v prostředí software *Matlab*. Po vzoru „dynamického modelu 1“, představeného v předchozí podkapitole, je na obr. 47 uveden vývojový diagram vytvořeného simulačního programu. Vzhledem k předpokladu využití daného programu pro modelování dynamického chování nárazníků kolejových vozidel při harmonickém zatěžování odpadá na rozdíl od předchozího případu potřeba načítání vstupních údajů simulace z externího souboru. Vstupní veličiny související s průběhem zatěžování, případně koeficienty popisující jednotlivé prvky náhradního modelu, jsou tak zadávány před spuštěním simulace. Aby v průběhu simulace nedocházelo k numerickým chybám výpočtu, je volen časový krok výpočtu  $1 \cdot 10^{-3}$  s.

Princip navrženého modelu spočívá v nahrazení celého elastomerového prvku vypružení soustavou několika pružných a tlumících vazeb, jejichž vhodnou kombinací lze nasimulovat jednotlivé naměřené scénáře při harmonickém zatěžování. Charakteristiky

jednotlivých použitých vazeb mohou být obecně lineární i nelineární, přičemž je tyto vazby třeba chápat pouze jako součást celku modelu, a ne jako skutečné vazební prvky, které se používají při řešení klasických úloh dynamiky soustav těles.

Schéma náhradního modelu, které představuje jeho jednotlivé dílčí prvky, je uvedeno na obr. 48.



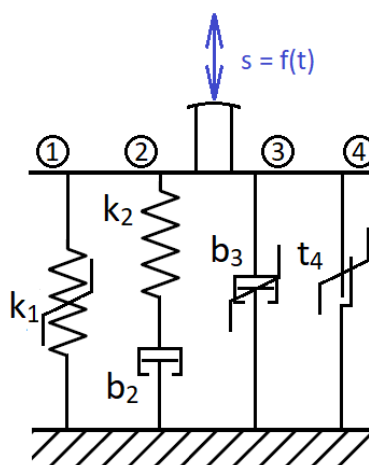
Obr. 47 – Zjednodušený vývojový diagram výpočetního programu pro „Dynamický model 2“

Náhradní model sestává z následujících prvků:

- nelineární pružina 1, která do modelu vnáší základní tvar charakteristiky modelovaného prvku;

- Maxwelllovo těleso 2, jehož úkolem je zajistit nárůst tuhosti modelovaného prvku s rostoucí frekvencí, respektive rychlostí zatěžování, ale také slouží k disipaci části mechanické energie;
- nelineární viskózní tlumič 3, jenž zajišťuje další část disipace mechanické energie a zároveň slouží ke tvarování výsledné charakteristiky;
- nelineární třecí tlumič 4, který zajišťuje poslední část disipace mechanické energie a zároveň slouží k dosažení výsledného tvaru charakteristiky.

Vzhledem k použití Maxwellova tělesa je při řešení takovéto úlohy třeba využít tzv. komplexní tuhosti tlumiče, z čehož vyplývá, že daný model je možné použít pouze pro harmonické zatěžování. Při tvorbě modelu však byla navržena nová, v literatuře zatím nepopsaná veličina „ekvivalentní kruhová frekvence“, jejíž použití by teoreticky mělo umožnit model používat i pro zatěžování náhodným signálem. Pro úplnou funkčnost modelu pro tento druh zatěžování by však nejprve bylo třeba určit funkční závislosti jednotlivých parametrů modelu na dostupných kinematických veličinách simulace.



Obr. 48 – Schéma náhradního modelu 2

### 5.2.1 Komplexně-početní metoda výpočtu (komplexní tuhost)

Komplexně-početní metoda výpočtu je často používanou metodou pro zjišťování odezvy dynamických soustav na harmonické buzení. Obecně lze vztah pro časovou závislost výchylky zapsat v komplexním tvaru s využitím vztahu (37):

$$\mathbf{s}(t)^* = \bar{s} + a(s) \cdot e^{i\omega \cdot t}; \quad (37)$$

kde význam uvedených veličin je následující:

- $\mathbf{s}(t)^*$  – komplexní stlačení [mm];

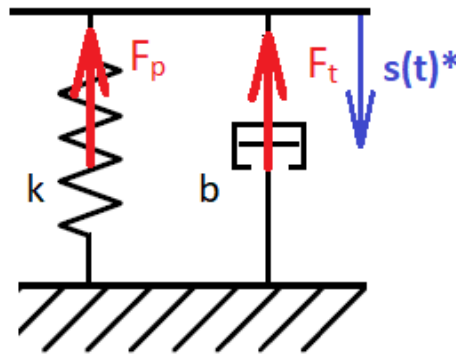
- $\bar{s}$  – předpětí [mm];
- $a(s)$  – amplituda stlačení [mm];
- $i$  – imaginární jednotka;
- $\omega$  – budící kruhová frekvence [ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ];
- $t$  – čas [s].

Pro získání rychlosti stlačení v komplexním tvaru je třeba vztah (37) derivovat dle času, čímž obdržíme vztah (38):

$$\dot{s}(t)^* = i \cdot \omega \cdot \text{amp} \cdot e^{i\omega \cdot t}; \quad (38)$$

kde:

- $\dot{s}(t)^*$  – komplexní rychlost stlačení [mm/s].



Obr. 49 – Paralelní řazení pružiny s tuhostí  $k$  a viskózního tlumiče s tlumící mohutností  $b$ , při buzení komplexní výchylkou  $s(t)^*$

Pro další potřeby odvození lze využít jednoduchý model z obr. 49, který je buzen komplexní výchylkou  $s(t)^*$ . S využitím vztahů (37) a (38) je možno vyjádřit celkovou komplexní sílu  $F^*$  v paralelním řazení prvků dle uvedeného schématu rovnicí (39):

$$F^* = F_p^* + F_t^* = k \cdot s(t)^* + b \cdot \dot{s}(t)^* = s(t)^* \cdot (k + i \cdot b \cdot \omega); \quad (39)$$

kde:

- $F^*$  – celková komplexní síla [kN];
- $F_p^*$  – komplexní síla v pružině [kN];
- $F_t^*$  – komplexní síla v tlumiči [kN];
- $k$  – tuhost pružiny [kN/mm];
- $b$  – konstanta tlumení proporcionálního tlumiče [kN·s/mm].

Vztah (39) je možno přepsat do podoby vztahu (40):

$$\mathbf{F}^* = \mathbf{s}(\mathbf{t})^* \cdot (\mathbf{k} + \mathbf{k}_t^*). \quad (40)$$

Výraz  $i \cdot b \cdot \omega = \mathbf{k}_t^*$  představuje takzvanou komplexní tuhost tlumiče  $\mathbf{k}_t^*$  [kN/mm]. S touto veličinou lze při výpočtech formálně nakládat, jako by se jednalo o tuhost, avšak stále charakterizuje chování tlumiče.

Při výpočtech s využitím výše uvedených vztahů je třeba mít na paměti, že výsledné veličiny mají obecně část reálnou a část imaginární, což je třeba ve výpočtech patřičně zohlednit. Detailnější popis odvození veličiny komplexní tuhost tlumiče a její použití na jednoduchých příkladech lze dohledat například v literatuře [29, s. 7÷10].

Komplexně-početní metodu výpočtu je třeba použít pouze z důvodu využití Maxwellova tělesa, pro výpočet sil v dalších prvcích náhradního modelu již stačí počítat s reálnými částmi komplexního stlačení, rychlosti a zrychlení. Detailnější postup výpočtu sil ve zbylých prvcích náhradního modelu je uveden v následujících odstavcích.

Obdobný postup řešení, u kterého však není třeba využívat komplexně-početní metodu výpočtu, je uveden v příloze 8. Výhodou tohoto postupu je potom ulehčení práce při sestavování výpočetního programu, jelikož odpadá starost s komplexní částí jednotlivých veličin.

### 5.2.2 Definice prvků náhradního modelu

Obecně model využívá k dosažení požadovaného tvaru charakteristiky a k dosažení dostatečné schopnosti disipace energie několika lineárních a nelineárních pružných a tlumících vazeb, jejichž výčet je uveden na konci úvodu kapitoly 5.2. V následujícím textu budou jednotlivé prvky detailněji popsány.

#### Nelineární pružina 1

Nelineární pružina 1 zabezpečuje základní podobu tvaru charakteristiky celého vypružení nárazníku. Lze říci, že se jedná o „nosnou funkci“, na kterou jsou superponovány účinky od zbylých prvků náhradního modelu.

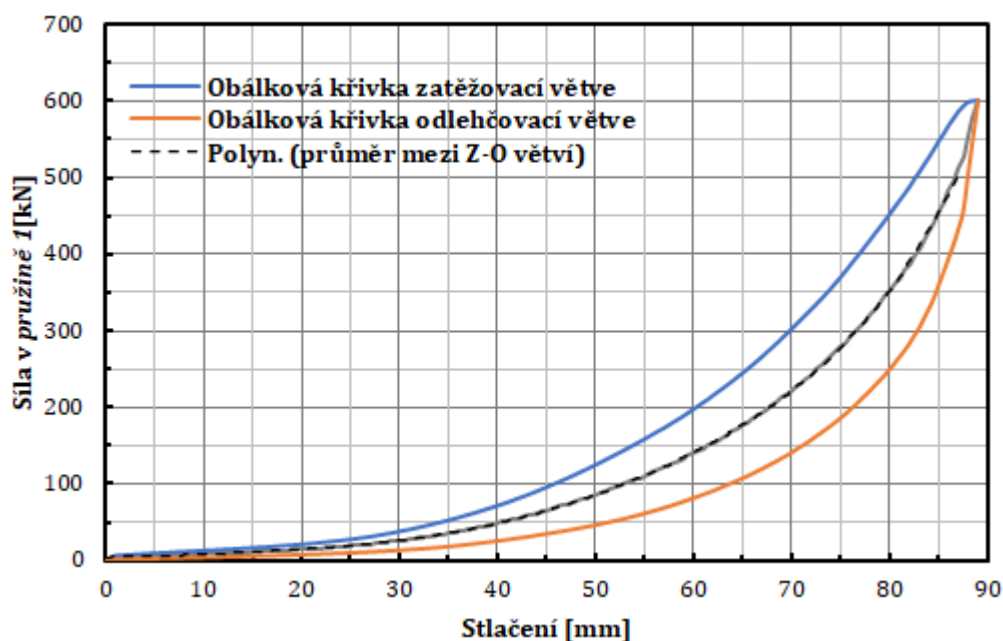
Charakteristika této pružiny je definována pomocí polynomu 6. stupně v závislosti na stlačení, který byl sestaven z průměru sil na zatěžovací a odlehčovací obálkové větvi statické charakteristiky, s využitím metody nejmenších čtverců. Pro ukázkou je daná charakteristika uvedena na obr. 50. Do použitého modelu je dále vpravena konstanta  $x$ ,

jejímž úkolem je částečně charakterizovat změnu dynamické tuhosti pružiny 1. Charakteristiku nelineární pružiny 1 je možno zapsat ve tvaru vztahu (41):

$$F_1(i) = (a_1 \cdot s(i)^6 + a_2 \cdot s(i)^5 + a_3 \cdot s(i)^4 + a_4 \cdot s(i)^3 + a_5 \cdot s(i)^2 + a_6 \cdot s(i) + a_7) \cdot x; \quad (41)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

- $F_1(i)$  – aktuální síla v pružině 1 [kN];
- $a_1 \div a_7$  – koeficienty polynomu [kN/mm<sup>6</sup>÷kN];
- $s(i)$  – aktuální stlačení [mm];
- $x$  – konstanta dynamické tuhosti [-].



Obr. 50 – Charakteristika pružiny 1, použitá v *dynamickém modelu 2*

Na rozdíl od prvního navrženého modelu je v tomto případě možno využít definice charakteristiky pružiny 1 s využitím polynomu, jelikož pro potřeby sestaveného modelu není nutné, aby při nulovém stlačení byla zatěžující síla rovna nule, což je dostačující pro zajištění toho, aby nedošlo k rozkmitání polynomu v oblasti malých stlačení.

## Maxwellovo těleso 2

Maxwellovo těleso je prvkem často používaným při řešení úloh dynamiky kontinua. V podstatě se jedná se o lineární pružinu řazenou v sérii s viskózním tlumičem. Úkolem tohoto prvku náhradního modelu je zajistit, aby při vyšší frekvenci zatěžovacího signálu docházelo k částečnému nárůstu tuhosti a zároveň k přerozdělení disipované energie



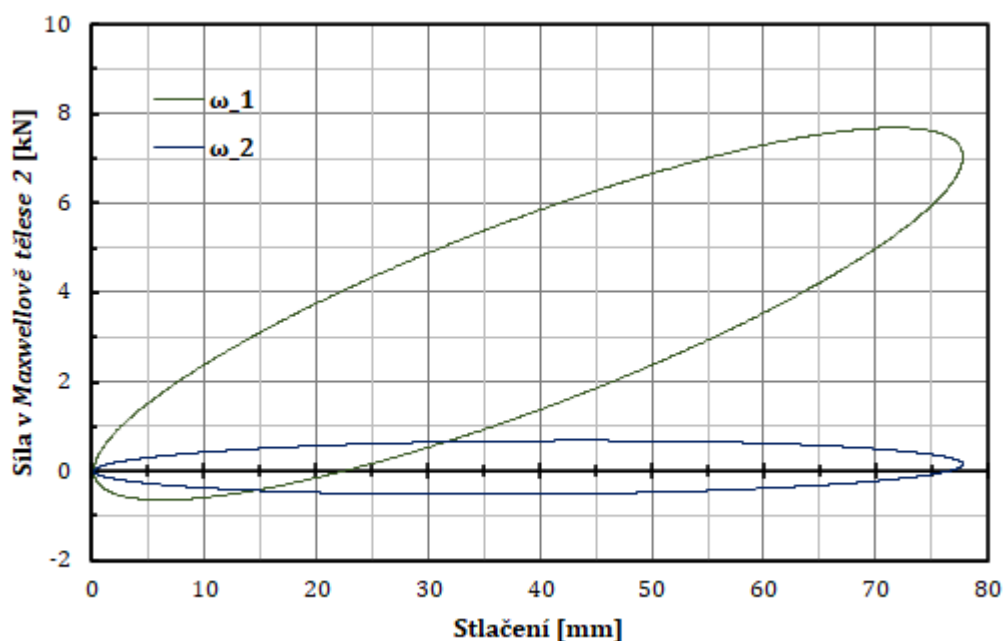
v průběhu stlačování nárazníku. S využitím dříve odvozené komplexní tuhosti tlumiče lze pro sériově řazení pružiny a proporcionálního tlumiče zapsat vztah pro výslednou tuhost ve tvaru (42):

$$\mathbf{k}_2^* = \frac{k_{p2} \cdot \mathbf{k}_{t2}^*}{k_{p2} + \mathbf{k}_{t2}^*}; \quad (42)$$

kde:

- $\mathbf{k}_2^*$  – komplexní tuhost Maxwellova tělesa [kN/mm];
- $k_{p2}$  – tuhost sériově řazené pružiny 2 [kN/mm];
- $\mathbf{k}_{t2}^*$  – komplexní tuhost sériově řazeného tlumiče 2 [kN/mm].

Maxwellovo těleso se chová tak, že pro budicí frekvenci blíží se k nule dochází k položení elipsy pracovní charakteristiky tak, že osa elipsy se přibližuje k ose stlačení („x“) souřadného systému (na obr. 51 modrý průběh). V případě nárůstu budicí frekvence se pak osa elipsy pracovní charakteristiky přibližuje k přímce, která prochází nulou a jejíž směrnice je dána konstantou pružiny  $k_{p2}$  (na obr. 51 zelený průběh).



Obr. 51 – Obecný průběh síly v Maxwellově tělese 2, které je použito v dynamickém modelu 2, při zatěžování různými budicími frekvencemi

Výslednou sílu v Maxwellově tělese lze s využitím komplexně-početní metody dle vztahu (40) vyjádřit rovnicí (43):

$$\mathbf{F}_2^* = \mathbf{s}(t)^* \cdot \mathbf{k}_2^* . \quad (43)$$

Výsledná komplexní síla  $\mathbf{F}_2^*$  má reálnou část  $F_{2re}$  a část imaginární  $F_{2im}$ , přičemž do výsledné síly simulace vstupuje pouze reálná část této síly, jakožto průmět fázoru výsledné komplexní síly  $\mathbf{F}_2^*$  do reálné osy. Výsledné chování Maxwellova tělesa je stejné, jako v případě volby druhého postupu řešení, který je uveden v příloze 8.

### Nelineární proporcionalní tlumič 3

Proporcionalní tlumič 3 je v modelu volen jako nelineární z jednoho prostého důvodu. S rostoucím stlačením totiž nedochází k rovnoměrnému rozevírání pracovní charakteristiky vypružení nárazníku, avšak při vyšších stlačeních dochází k výraznému nárůstu podílu disipované energie. Z toho důvodu je koeficient tlumiče  $b_3(i)$  vypočítáván pro každý krok simulace v závislosti na aktuálním stlačení ve formě křivky 5. řádu, která je vyjádřena rovnicí (44):

$$b_3(i) = B_3 \cdot \frac{s(i)^5}{s_{max}^5} \cdot y; \quad (44)$$

kde:

- $b_3(i)$  – koeficient tlumení proporcionalního tlumiče 3 v  $i$ -tém kroku simulace [kN·s/mm];
- $B_3$  – základní hodnota konstanty tlumení proporcionalního tlumiče 3 [kN·s/mm];
- $s(i)$  – stlačení v aktuálním kroku simulace [mm];
- $s_{max}$  – maximální hodnota stlačení [mm];
- $y$  – tvarový součinitel průběhu tlumení [-].

Tvarový součinitel  $y$  umožňuje v modelu dosahovat rozdílných průběhů síly v tlumiči 3 při zatěžování a odlehčování celého modelu. Toho je v simulaci využito k dosažení požadovaného tvaru celkové pracovní charakteristiky. Tento prvek rovněž výrazným dílem přispívá k disipaci požadovaného množství energie.

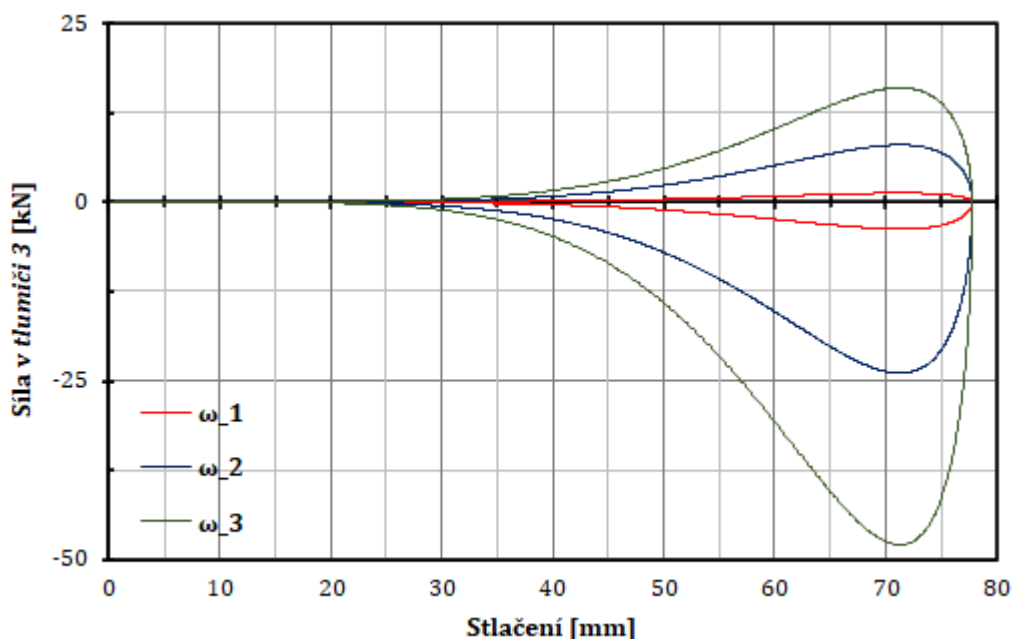
Obecný průběh síly v tlumiči 3 při různých budících frekvencích, respektive rychlostech stlačení, je pro ukázkou uveden na obr. 52, přičemž platí:  $f_{bud1} < f_{bud2} < f_{bud3}$ .

Výsledná síla v tlumiči 3 je v jednotlivých krocích simulace vypočítávána s využitím rovnice (45):

$$F_3(i) = b_3(i) \cdot \dot{s}(i); \quad (45)$$

kde:

- $F_3(i)$  – aktuální síla v tlumiči 3 [kN];
- $\dot{s}(i)$  – reálná část aktuální rychlosti zatěžování [mm/s];



Obr. 52 – Obecný průběh síly v tlumiči 3 použitého v dynamickém modelu 2 při zatěžování různými budícími frekvencemi

#### Nelineární vazba se suchým třením 4

Posledním prvkem náhradního modelu je vazba se suchým třením 4. Pro výpočet síly v dané vazbě je využita metoda s konečnou strmostí přechodu mezi zatěžovací a odlehčovací větví, která již byla představena v kapitole 5.1.1. Není tak nutné rekapitulovat postup výpočtu, ale pouze osvětlit chování dané vazby v průběhu simulace.

Průběh obáلكových křivek pro vazbu se suchým třením 4 byl stanoven jakožto třetina z rozdílu sil mezi zatěžovací a odlehčovací větví statické charakteristiky z obr. 50, v závislosti na aktuálním stlačení. Vzniklý průběh byl dále proložen polynomem 3. stupně, který reprezentuje zatěžovací obáلكovou křivku. Odlehčovací obáلكová křivka má stejný průběh jako křivka zatěžovací, avšak v grafu zrcadlově otočený podle osy stlačení („x“). V programové jednotce je rovněž ošetřeno, aby v případech, kdy v daném zatěžovacím scénáři není dosaženo nulového stlačení, docházelo k posuvu počátku působení síly v třecí vazbě do místa minimálního stlačení v daném cyklu. To je ostatně patrné z grafů na

obr. 53, kde je uveden průběh třecí síly v závislosti na stlačení ve dvou případech s rozdílným minimálním stlačením.

Obálkové křivky vazby 4 jsou definovány rovnicemi (46), (47) a (48):

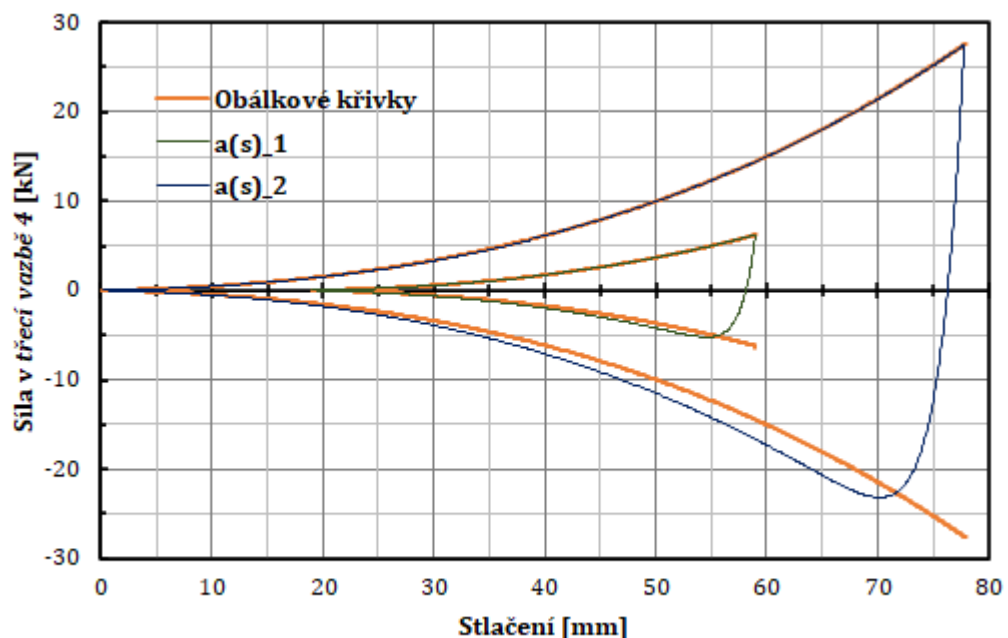
$$s_n(i) = s(i) - \bar{s} + a(s); \quad (46)$$

$$F_{4z}(i) = c_1 \cdot s_n(i)^3 + c_2 \cdot s_n(i)^2 + c_3 \cdot s_n(i); \quad (47)$$

$$F_{4o}(i) = -F_{4z}(i); \quad (48)$$

kde jednotlivé veličiny jsou:

- $s_n(i)$  – stlačení v aktuálním kroku simulace, zohledňující minimální deformaci, dosaženou v daném zatěžovacím cyklu [mm];
- $\bar{s}$  – předpětí [mm];
- $a(s)$  – amplituda stlačení [mm];
- $F_{4z}(i), F_{4o}(i)$  – síla na zatěžovací a odlehčovací obálkové křivce v aktuálním kroku simulace [kN];
- $c_1 \div c_3$  – koeficienty polynomu [kN/mm<sup>3</sup> ÷ kN/mm].



Obr. 53 – Obecný průběh síly v třecí vazbě 4, použité v dynamickém modelu 2, při různých amplitudách zatěžování

Rovnice (46) slouží k posuvu počátku obálkových křivek do minima stlačení v daném zatěžovacím cyklu. S využitím dříve zmíněných rovnic (23) až (29) je potom docíleno, že pracovní bod charakteristiky se v aktuálním kroku simulace přimyká ke zmíněným obálkovým křivkám, jak je patrné z obr. 53.

### 5.2.3 Možné využití modelu pro buzení neperiodickým signálem

Vzhledem k tomu, že jedním z prvků náhradního modelu je Maxwellův element, je třeba pro jeho funkčnost zajistit, aby v jednotlivých krocích simulace byla dostupná informace o budicí kruhové frekvenci  $\omega$ . Kruhová frekvence je veličinou, která je úzce spjata s harmonickým zatěžováním, avšak během tvorby této diplomové práce bylo zjištěno, že pro využití v simulačních výpočtech by teoreticky bylo možné obdobu této veličiny určovat i pro neharmonické zatěžovací scénáře.

Základní myšlenka pro určení veličiny „ekvivalentní kruhová frekvence“ vychází z požadavku, že v průběhu simulace bude dostupná informace o aktuálním zrychlení. Při znalosti zrychlení v každém výpočetním kroku tak lze při harmonickém pohybu stanovit velikost kruhové frekvence s využitím vztahu (49):

$$\ddot{s}(i) = -s_{rel}(i) \cdot \omega^2; \quad (49)$$

kde:

- $\ddot{s}(i)$  – aktuální zrychlení [mm/s<sup>2</sup>];
- $s_{rel}(i)$  – relativní výchylka vůči předpětí simulace [mm];
- $\omega$  – budicí kruhová frekvence [rad/s].

Relativní výchylku vůči předpětí je v každém kroku simulace možno určit jako rozdíl hodnoty stlačení v aktuálním kroku simulace a hodnoty klouzavého průměru stlačení za dostatečně dlouhý časový interval s využitím vztahu (50):

$$s_{rel}(i) = s(i) - \bar{s}_{kl}(i); \quad (50)$$

kde:

- $s(i)$  – hodnota stlačení v aktuálním kroku simulace [mm];
- $\bar{s}_{kl}(i)$  – hodnota klouzavého průměru stlačení za předchozích  $x$  kroků simulace [mm].

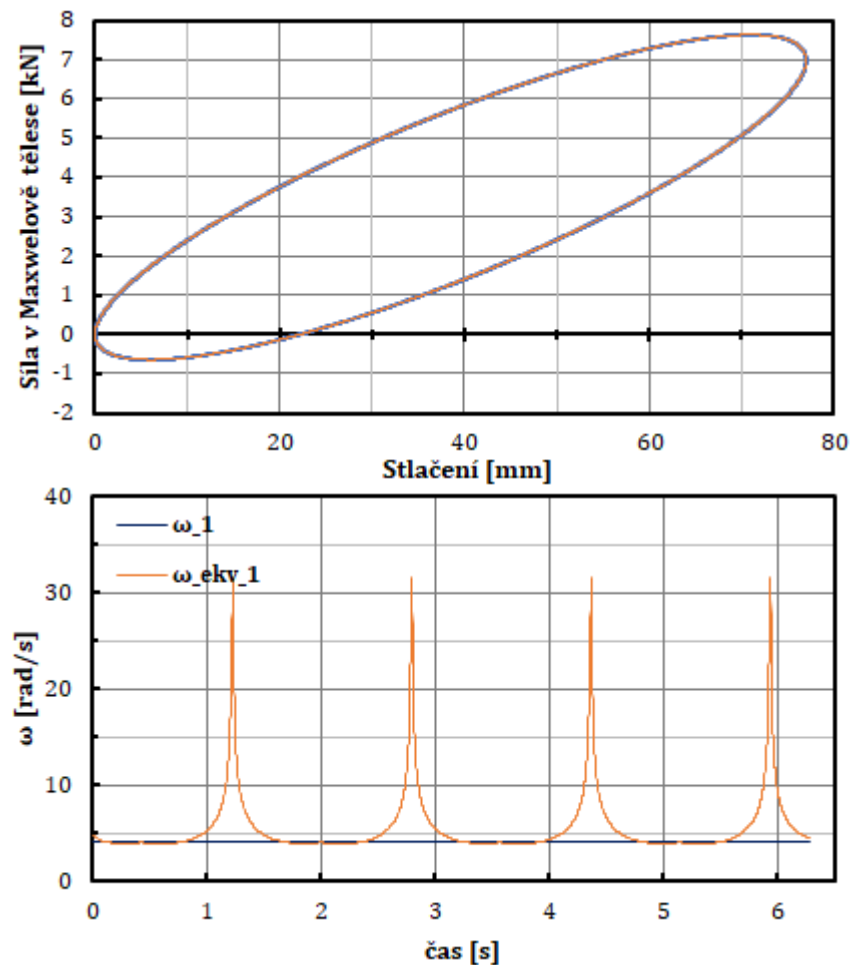
Kluzavý průměr v tomto vztahu slouží k určení jakéhosi fiktivního předpětí v daném kroku simulace, které je odečítáno od hodnoty aktuálního stlačení, čímž získáme „relativní výchylku“ vůči tomuto ekvivalentnímu předpětí.

Na základě znalosti relativní výchylky vůči předpětí je možno po drobných úpravách vztahu (49) získat vztah pro ekvivalentní kruhovou frekvenci v jednotlivých krocích simulace v podobě rovnice (51):

$$\omega_{eq}(i) = \sqrt{\frac{|\dot{s}(i)|}{|s_{rel}(i) + \frac{\bar{s}_{kl}(i)}{2}|}}; \quad (51)$$

kde:

- $\omega_{eq}(i)$  – ekvivalentní kruhová frekvence v aktuálním kroku simulace [ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ].



Obr. 54 – Průběh síly v Maxwellově tělese při použití standardní a ekvivalentní kruhové frekvence (nahore), průběh standardní a ekvivalentní kruhové frekvence (dole)

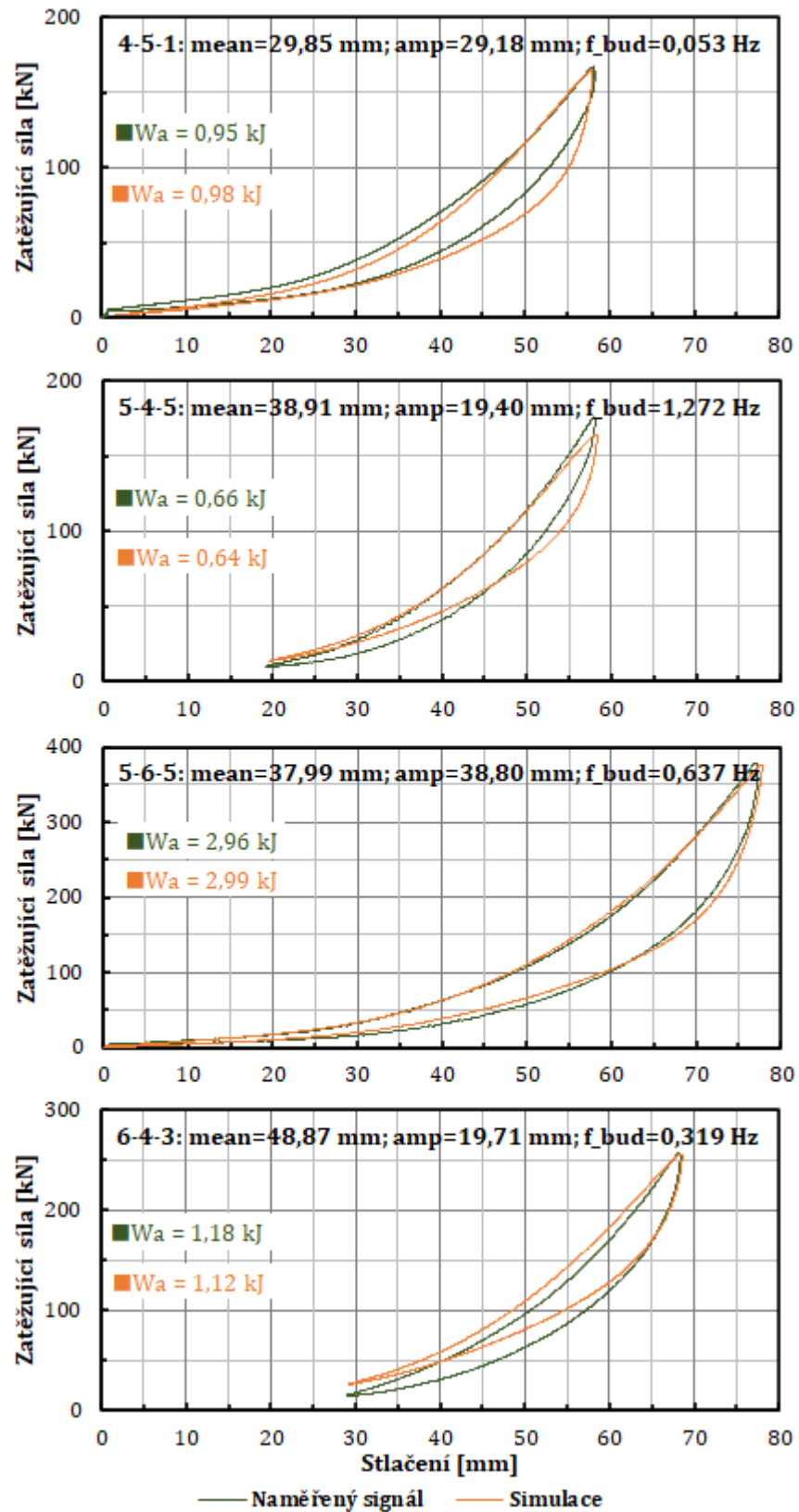
V uvedené rovnici je třeba jednotlivé členy zlomku uvádět v absolutní hodnotě, jelikož kruhová frekvence obecně nemůže nabývat záporných hodnot. Zároveň se v čitateli uvedeného vztahu navíc přičítá polovina klouzavého průměru stlačení, a to z toho důvodu, aby jmenovatel výrazu nenabýval nulových hodnot. Obecně by bylo možno k hodnotě relativní výchylky ve jmenovateli přičítat nějakou konstantu, avšak její velikost by bylo třeba měnit v závislosti na amplitudě a předpětí. Na základě výsledků získaných při realizaci simulací s různými parametry buzení bylo iteračním způsobem zjištěno, že právě tato hodnota funguje v uvedeném vztahu nejlépe. V simulaci je dále nutno ošetřit, aby v případě, kdy by obě veličiny ve jmenovateli dosahovaly nulových hodnot, bylo přistoupeno k podmíněnému odstavení uvedeného vztahu.

Je třeba zdůraznit, že uvedená veličina byla stanovena pouze pro zajištění funkčnosti sestaveného modelu s Maxwellovým tělesem i pro případy náhodného buzení. Během tvorby práce se však nepodařilo objevit funkční závislosti parametrů jednotlivých prvků náhradního modelu na dostupných kinematických veličinách, a tedy nemohla být funkčnost uvedených vztahů skutečně vyzkoušena na případu náhodného budicího signálu. Z výsledků simulací pro harmonické zatěžování však vyplývá, že i přes drobné odchylky chování Maxwellova tělesa je při použití ekvivalentní kruhové frekvence, oproti použití klasické kruhové frekvence, dosahováno překvapivě příznivých výsledků, což mimo jiné potvrzují i závislosti uvedené na obr. 54 (nahore). Výsledný průběh veličiny ekvivalentní kruhové frekvence je pro ilustraci uveden na obr. 54 (dole).

#### **5.2.4 Vybrané výsledky simulačních výpočtů**

Představený model byl sestaven jakožto jedna z možných cest při modelování polymerních pružných prvků vypružení. Jak potvrzuje zahraniční literatura, při správném nastavení jednotlivých průběhů veličin charakterizujících prvky náhradního modelu, lze dosáhnout přesných výsledků simulačních výpočtů. Vybrané výsledky simulací jsou uvedeny v grafech na obr. 55.

Úskalí však spočívá právě v nalezení závislostí parametrů jednotlivých prvků náhradního modelu na dostupných fyzikálních veličinách. Přestože bylo naměřeno velké množství různých zkušebních scénářů, nepodařilo se během práce na matematickém modelu jednotlivé závislosti zcela odhalit. Lze však považovat za pozitivní, že v případě vhodného manuálního nastavení parametrů simulačních výpočtů lze dosáhnout přijatelných výsledků, které jsou uvedeny na obr. 55.



Obr. 55 – Výsledky vybraných simulačních výpočtů s využitím sestaveného dynamického modelu 2.  
 Legenda: mean – předpětí, amp – amplituda, f\_bud – budící frekvence



V uvedených grafech je vždy pro porovnání vynesena naměřený signál a výsledek simulačních výpočtů pro vybraný zatěžovací scénář. Je zjevné, že navržený model lépe funguje pro zatěžovací scénáře s vyšším předpětím a amplitudou.

Představený model by bylo pro dosažení přesnějších výsledků třeba dále rozvíjet a odlaďovat, nicméně ho lze považovat jako odrazový můstek k dalšímu výzkumu.

## 6 Závěr

Úvodní část této diplomové práce se věnuje rešerši používaných konstrukcí nárazníků železničních vozidel a požadavků (zejména normativních), které jsou na nárazníky kladeny. Zároveň jsou zde představeny jednotlivé používané druhy vypružení trubkových nárazníků, včetně jejich základních vlastností. Větší pozornost je věnována nárazníkům s polymerním vypružením, které v dnešní době nacházejí v konstrukci kolejových vozidel největší uplatnění.

Kapitoly 2, 3 a 4 jsou úzce spjaty s experimentálním měřením, které bylo realizováno ve VVCD v Doubravících na jaře roku 2020. Jelikož zjišťování dynamických charakteristik nárazníků kolejových vozidel je oblastí, která není nikterak normativně podložena, bylo třeba pro průběh zkoušek sestavit metodiku zkoušení, kterážto je zde uvedena. V úvodu kapitoly 2 je uveden rozbor předpokládaných zatěžovacích stavů v provozu s využitím geometrie průjezdu dvojice vozidel obloukem trati a rozbor vzájemného působení sousedních vozidel vlaku v přímé trati s využitím simulačního programu, který byl sestaven pro účely bakalářské práce [2]. Kromě samotné metodiky měření a rozboru silového působení na nárazníky kolejových vozidel je ve zmíněných kapitolách uvedeno, jak probíhalo sestavení zkušebních scénářů, uložení jednotlivých zkoušených vzorků, měření fyzikálních veličin a řešení všech dalších problémů spojených s dynamickými zkouškami v laboratoři.

Z hlediska prováděných experimentů byl při testování jednoho vzorku zjištěn značný nesoulad mezi vlastnostmi uváděnými zhotovitelem repasu v „protokolu o jakosti“ a mezi naměřenou statickou charakteristikou. Přestože bylo dodavatelem uváděno, že dodaný vzorek odpovídá normativním požadavkům, z výsledků měření vyplynulo, že tomu tak ani zdaleka není. Z tohoto důvodu byl tento vzorek z dalšího vyhodnocování vyřazen.

V průběhu realizace laboratorních zkoušek bylo zjištěno, že významný vliv na výsledné charakteristiky pružných prvků má teplota. Přestože byl navržen postup pro zmírnění, potažmo pro úplné odbourání vlivu teploty, který spočíval ve snímání teploty ocelových prstenců, jimiž jsou jednotlivé elastomerové bloky vypružení proloženy, zřejmě se ale tento vliv zcela odbourat nepodařilo. V průběhu zkoušek totiž s největší pravděpodobností docházelo k nárůstu teploty uvnitř elastomerových bloků, což očividně vedlo ke snížení celkové tuhosti vypružení. Z důvodu umístění snímačů teploty na kovové prstence, na kterých probíhá výměna tepla s okolím dozajista mnohem intenzivněji než na elastomerových blocích, tak sice došlo k částečnému potlačení jejího vlivu, avšak ne k úplnému potlačení. Možná právě tato skutečnost přispěla k tomu, že mezi veličinami

význačnými pro popis jednotlivých zkušebních scénářů byly nalezeny matematické formulace, které jsou platné pouze pro určitý rozsah zkušebních podmínek.

S jistotou lze však o dynamickém chování polymerních prvků vypružení vyřknout následující tvrzení:

- s **rostoucí** amplitudou stlačení v cyklu, při zachování **konstantního** předpětí, **roste** disipovaná energie;
- s **rostoucí** hodnotou předpětí pro jednotlivé cykly, při zachování **konstantní** amplitudy v cyklu, **roste** disipovaná energie;
- s **rostoucí** rychlostí stlačení (budicí frekvencí), při zachování **konstantní** amplitudy stlačení a předpětí, **klesá** disipovaná energie;
- s **rostoucí** rychlostí stlačení má charakteristika pružného prvku sklony k **nárůstu** tuhosti, zejména v oblasti malých stlačení;
- s **rostoucí** teplotou **klesá** celková tuhost vypružení a schopnost disipovat přijatou mechanickou energii.

Na základě výsledků zkoušek byly sestaveny dva výpočtové modely nárazníku kolejového vozidla, přičemž filozofie každého ze sestavených modelů je založena na jiných základních principech.

V případě „dynamického modelu 1“ byly východiskem principy běžně využívané k modelování prvků se suchým třením, přičemž byly navrženy úpravy výpočetního modulu této metody, které spočívají v úpravě obálkových křivek použité charakteristiky na základě aktuálních poměrů v simulaci. Při aplikaci uvedených úprav bylo dosaženo při zatěžování „náhodným signálem“ dosti přesných výsledků (v porovnání se základní metodou výpočtu bez úprav, až o několik desítek procent), avšak pro zatěžování harmonickým průběhem stlačení již dosažené výsledky natolik přesné nejsou (opět však došlo vzhledem k původní metodě výpočtu ke značnému zpřesnění). Lze konstatovat, že použití modelu s navrženými úpravami se jeví jako vhodné pro simulace podélné dynamiky souprav nákladních vlaků.

Zároveň lze s využitím výsledků uvedených v *příloze 7* a v kapitolách 5.1.2 až 5.1.4 konstatovat, že uvedený model je schopen velmi přesně nasimulovat poměry při statickém zatěžování. Pro dynamické harmonické zatěžování i pro zatěžování náhodným signálem se však výsledky simulací a měření částečně odlišují, byť úpravy stávajícího modelu vedly k jejich zpřesnění. Na základě znalosti tohoto chování modelu tak lze konstatovat, že **pouze znalost statické charakteristiky pružného prvku není dostatečným vstupem pro modelování dynamických dějů v tažném a narážecím**

**ústrojí kolejových vozidel!** Respektive schopnost modelu postihnout přesné chování vypružení při statickém zatěžování přímo neimplikuje, že daný model bude schopen dosahovat přesných výsledků i při zatěžování dynamickém.

Při návrhu „dynamického modelu 2“ byla východiskem zahraniční literatura, která pro modelování polymerních prvků vypružení vychází z nahrazení pružného prvku sérioparalelní kombinací pružných a tlumících vazeb. Tento model je třeba řešit specifickou metodou výpočtu, vzhledem k použití Maxwellova tělesa jakožto jednoho z prvků náhradního modelu. Pro řešení síly v tomto specifickém prvku náhradního modelu byla využita komplexně-početní metoda výpočtu, případně je možno využít metody nahrazení Maxwellova tělesa ekvivalentní paralelní kombinací pružina-tlumič. Odvození parametrů prvků ekvivalentního řazení je uvedeno v *příloze 8*. Navržený model slouží primárně k výpočtům odezvy vypružení při harmonickém zatěžování. Součástí řešení je však návrh zcela nové veličiny „ekvivalentní kruhová frekvence“, která by teoreticky měla umožnit řešení úloh s Maxwellovým elementem i v případech s jiným než harmonickým průběhem zatěžování. V práci jsou uvedeny vybrané výsledky simulačních výpočtů, pro které byly parametry jednotlivých prvků náhradního modelu nastavovány manuálně, jelikož se nepodařilo zjistit jejich závislost na dostupných kinematických veličinách simulace. V tomto případě lze výsledky, a ostatně i celý model, chápat jakožto ukázkou jedné z možných cest při modelování polymerního prvku vypružení.

Závěrem zbývá uvést odpověď na otázku, vyřčenou v zadání práce. **Matematický popis polymerních prvků vypružení vycházející pouze ze statické charakteristiky se nejeví jako dostatečný při simulacích podélné dynamiky souprav nákladních vlaků!** Pro přibližné určení silové úrovně mezi jednotlivými vozidly však použitelný je. Je však třeba mít na paměti, že při využití základního modelu, který se běžně využívá k modelování prvků se suchým třením, je zapotřebí vhodně nastavit parametr „přechodové tuhosti“. Volba tohoto parametru totiž významně ovlivní zejména množství mechanické energie disipované v prvku vypružení, a právě množství disipované energie je z hlediska projevů podélné dynamiky souprav nákladních vlaků jedním z hlavních parametrů, které ovlivní výsledné chování vozidel. V praxi však dochází k využití širokého spektra pružících prvků jak nárazníků, tak i šroubovek železničních vozidel, od různých výrobců, v různém stádiu životního cyklu, provozovaných v různých podmínkách. Z toho důvodu je tak prakticky nemožné navrhnout jakýsi „normativní výpočetní model“, který by byl schopen postihnout chování většího množství různých vzorků vypružení. Je tedy třeba mít na paměti, že jakékoli simulační výpočty budou pouze určitým přiblížením se k realitě, a jejich výsledky by bylo vhodné konfrontovat s měřením na reálných soupravách vlaků.

## 7 Seznam použité literatury

- [1] MICHÁLEK, Tomáš a Jaromír ZELENKA. *Trakční mechanika*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [2] JAROŠ, Pavel. *Podélná dynamika souprav nákladních vlaků*. Pardubice, 2019. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Tomáš Michálek.
- [3] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 321/2013 ze dne 13. března 2013 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „kolejová vozidla – nákladní vozy“ železničního systému v Evropské unii a o zrušení rozhodnutí Komise 2006/861/ES. In: *Úřední věstník Evropské unie*. Brusel, 2013, ročník 2013, L 104. ISSN 1977-0626. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:32013R0321&qid=1605270493246>
- [4] ČSN EN 15551/ 2011. *Železniční aplikace - Železniční vozidla - Nárazníky*.
- [5] VAGONY.CZ [online]. Nové město nad Metují, 2018 [cit. 2020-11-23]. Dostupné z: <https://www.vagony.cz>
- [6] Janney coupler. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-05-06]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Janney\\_coupler](https://en.wikipedia.org/wiki/Janney_coupler)
- [7] *ATTACHMENT DEVICES FOR REAR-END SIGNALS, CLEARANCE FOR DRAW HOOKS, SPACE FOR SHUNTING STAFF OPERATION, FOOTSTEPS AND HANDRAILS: ERA/TD/2012-04/INT*. 2014. Dostupné také z: [https://www.era.europa.eu/sites/default/files/activities/docs/era\\_td\\_2012\\_04\\_int\\_en.pdf](https://www.era.europa.eu/sites/default/files/activities/docs/era_td_2012_04_int_en.pdf)
- [8] Bernský prostor. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Bernsk%C3%BD\\_prostor](https://cs.wikipedia.org/wiki/Bernsk%C3%BD_prostor)

- [9] IZER, Jiří, et al. *Kolejové vozy*. 1. vydání. Bratislava: ALFA, 1986.
- [10] ČSN EN 15227/ 2008. *Železniční aplikace - Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu*.
- [11] UIC 527-1. *Coaches, vans and wagons - Dimensions of buffer heads - Track layout on S-curves*. 2005.
- [12] ČSN EN ISO 4287. *Geometrické požadavky na výrobky (GPS) - Struktura povrchu: Profilová metoda - Termíny, definice a parametry struktury povrchu*.
- [13] POSPÍŠIL, Miroslav. *Příčiny trhání vlaků*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1962.
- [14] AXSTONE [online]. [cit. 2020-10-05]. Dostupné z: <http://axtone.eu/>
- [15] BĚHÁLEK, Luboš. *Polymery* [online]. 2015 [cit. 2020-11-20]. ISBN 978-80-88058-68-7. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/Cover.html>
- [16] OLEO Rail [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.oleo.co.uk/products/rail/hydraulic-operating-principle>
- [17] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [18] OTAJOVIC, Milan. *Informační bulletin 2/11*. Transport Logistics. Asociace bezpečnostních poradců a znalců, o. s., 2011.
- [19] *The EST CRASH BUFFER* [online]. Wangen im Allgäu, Německo: EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH, 2021 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: <http://www.crashbuffer.com/>
- [20] *Sggnss 80'* [online]. Poprad, Slovensko: TATRAVAGÓNKA a.s, 2016 [cit. 2021-01-26].

- [21] PIECHOWIAK, Tadeusz. Longitudinal dynamics of the rail vehicles. *Journal of Mechanical and Transport Engineering*. Poznan University of Technology, Faculty of Machines and Transport, 2017, **69**(4), 47-61. ISSN 2449-920X. DOI: 10.21008/j.2449-920X.2017.69.4.04
- [22] ČSN EN 15566/ 2011. *Železniční aplikace - Železniční vozidla - Táhlové ústrojí a šroubovka*.
- [23] BERG, Mats. A model for rubber springs in the dynamic analysis of rail vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 1997, **211**(2), 95-108. ISSN 0954-4097. DOI: 10.1243/0954409971530941
- [24] CHELI, Federico a Stefano MELZI. Experimental Characterization and Modelling of a Side Buffer for Freight Trains. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2010, **224**(6), 535-546. ISSN 0954-4097. DOI: 10.1243/09544097JRRT317
- [25] POLÁCH, Odřich. Modelling of rubber components using estimated parameters. In: *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*. 1st ed. London: CRC Press, 2015. ISBN 9781138028852.
- [26] VOLTR, Petr. *Rekonstrukce dvounápravového nákladního vozu*. Pardubice, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Jaromír Zelenka.
- [27] BRUNI, Stefano, Jordi VINOLAS, Mats BERG, Oldrich POLACH a Sebastian STICHEL. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. *Vehicle System Dynamics*. 2011, **49**(7), 1021-1072. ISSN 0042-3114. DOI:10.1080/00423114.2011.586430
- [28] MICKOSKI, Hristijan, Ivan MICKOSKI, Marjan DJIDROV a Filip ZDRAVESKI. Mathematical Model of New Type of Train Buffer Made of Polymer Absorber—Determination of Dynamic Impact Curve for Different Temperatures. *Machines*. 2018, **6**(4). ISSN 2075-1702. DOI:10.3390/machines6040047

- [29] FREIBAUER, Ladislav, Ladislav RUS a Josef ZAHRÁDKA. *Dynamika kolejových vozidel*. Praha: Nadas, 1991. ISBN 80-703-0104-X.



# Přílohy

## **Seznam příloh**

Příloha 1 – Soupis zkušebních scénářů pro nárazníky

Příloha 2 – Soupis zkušebních scénářů pro tažná ústrojí

Příloha 3 – Základní údaje o použité zkušební technice

Příloha 4 – Protokol jakosti nárazníku 1

Příloha 5 – Vyhodnocení výsledků vybraných zkušebních scénářů

Příloha 6 – Výsledky simulačních výpočtů z *modelu 1* pro různé přechodové tuhosti

Příloha 7 – Výsledky simulačních výpočtů s využitím upraveného *modelu 1*

Příloha 8 – Odvození ekvivalentních veličin pro Maxwelllovo těleso

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel**

**Příloha 1: Seznam zkušebních scénářů pro vzorky nárazníků**

ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f
1-1-1	5	5	5	0,159
1-1-2	5	5	10	0,318
1-1-3	5	5	20	0,637
1-1-4	5	5	40	1,273
1-1-5	5	5	80	2,546
2-1-1	10	5	5	0,159
2-1-2	10	5	10	0,318
2-1-3	10	5	20	0,637
2-1-4	10	5	40	1,273
2-1-5	10	5	80	2,546
2-2-1	10	10	5	0,080
2-2-2	10	10	10	0,159
2-2-3	10	10	20	0,318
2-2-4	10	10	40	0,637
2-2-5	10	10	80	1,273
2-2-6	10	10	160	2,546
3-1-1	20	5	5	0,159
3-1-2	20	5	10	0,318
3-1-3	20	5	20	0,637
3-1-4	20	5	40	1,273
3-1-5	20	5	80	2,546
3-2-1	20	10	5	0,080
3-2-2	20	10	10	0,159
3-2-3	20	10	20	0,318
3-2-4	20	10	40	0,637
3-2-5	20	10	80	1,273
3-2-6	20	10	160	2,546
3-3-1	20	15	5	0,053
3-3-2	20	15	10	0,106
3-3-3	20	15	20	0,212
3-3-4	20	15	40	0,424
3-3-5	20	15	80	0,849
3-3-6	20	15	160	1,698
3-4-1	20	20	10	0,080
3-4-2	20	20	20	0,159
3-4-3	20	20	40	0,318
3-4-4	20	20	80	0,637
3-4-5	20	20	160	1,273
4-1-1	30	5	5	0,159
4-1-2	30	5	10	0,318
4-1-3	30	5	20	0,637
4-1-4	30	5	40	1,273
4-1-5	30	5	80	2,546
4-2-1	30	10	5	0,080
4-2-2	30	10	10	0,159
4-2-3	30	10	20	0,318
4-2-4	30	10	40	0,637
4-2-5	30	10	80	1,273
4-2-6	30	10	160	2,546
4-3-1	30	15	5	0,053
4-3-2	30	15	10	0,106

ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f
4-3-3	30	15	20	0,212
4-3-4	30	15	40	0,424
4-3-5	30	15	80	0,849
4-3-6	30	15	160	1,698
4-4-1	30	20	10	0,080
4-4-2	30	20	20	0,159
4-4-3	30	20	40	0,318
4-4-4	30	20	80	0,637
4-4-5	30	20	160	1,273
4-5-1	30	30	10	0,053
4-5-2	30	30	20	0,106
4-5-3	30	30	40	0,212
4-5-4	30	30	80	0,424
4-5-5	30	30	160	0,849
5-1-1	40	5	5	0,159
5-1-2	40	5	10	0,318
5-1-3	40	5	20	0,637
5-1-4	40	5	40	1,273
5-1-5	40	5	80	2,546
5-2-1	40	10	5	0,080
5-2-2	40	10	10	0,159
5-2-3	40	10	20	0,318
5-2-4	40	10	40	0,637
5-2-5	40	10	80	1,273
5-2-6	40	10	160	2,546
5-3-1	40	15	5	0,053
5-3-2	40	15	10	0,106
5-3-3	40	15	20	0,212
5-3-4	40	15	40	0,424
5-3-5	40	15	80	0,849
5-3-6	40	15	160	1,698
5-4-1	40	20	10	0,080
5-4-2	40	20	20	0,159
5-4-3	40	20	40	0,318
5-4-4	40	20	80	0,637
5-4-5	40	20	160	1,273
5-5-1	40	30	10	0,053
5-5-2	40	30	20	0,106
5-5-3	40	30	40	0,212
5-5-4	40	30	80	0,424
5-5-5	40	30	160	0,849
5-6-1	40	40	10	0,040
5-6-2	40	40	20	0,080
5-6-3	40	40	40	0,159
5-6-4	40	40	80	0,318
5-6-5	40	40	160	0,637
6-1-1	50	5	5	0,159
6-1-2	50	5	10	0,318
6-1-3	50	5	20	0,637
6-1-4	50	5	40	1,273
6-1-5	50	5	80	2,546

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel - přílohy**

ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f	ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f
6-2-1	50	10	5	0,080	8-1-1	65	5	5	0,159
6-2-2	50	10	10	0,159	8-1-2	65	5	10	0,318
6-2-3	50	10	20	0,318	8-1-3	65	5	20	0,637
6-2-4	50	10	40	0,637	8-1-4	65	5	40	1,273
6-2-5	50	10	80	1,273	8-1-5	65	5	80	2,546
6-2-6	50	10	160	2,546	8-2-1	65	10	5	0,080
6-3-1	50	15	5	0,053	8-2-2	65	10	10	0,159
6-3-2	50	15	10	0,106	8-2-3	65	10	20	0,318
6-3-3	50	15	20	0,212	8-2-4	65	10	40	0,637
6-3-4	50	15	40	0,424	8-2-5	65	10	80	1,273
6-3-5	50	15	80	0,849	8-2-6	65	10	160	2,546
6-3-6	50	15	160	1,698	8-3-1	65	15	5	0,053
6-4-1	50	20	10	0,080	8-3-2	65	15	10	0,106
6-4-2	50	20	20	0,159	8-3-3	65	15	20	0,212
6-4-3	50	20	40	0,318	8-3-4	65	15	40	0,424
6-4-4	50	20	80	0,637	8-3-5	65	15	80	0,849
6-4-5	50	20	160	1,273	8-3-6	65	15	160	1,698
6-5-1	50	30	10	0,053	8-4-1	65	20	10	0,080
6-5-2	50	30	20	0,106	8-4-2	65	20	20	0,159
6-5-3	50	30	40	0,212	8-4-3	65	20	40	0,318
6-5-4	50	30	80	0,424	8-4-4	65	20	80	0,637
6-5-5	50	30	160	0,849	8-4-5	65	20	160	1,273
6-6-1	50	40	10	0,040	8-5-1	65	30	10	0,053
6-6-2	50	40	20	0,080	8-5-2	65	30	20	0,106
6-6-3	50	40	40	0,159	8-5-3	65	30	40	0,212
6-6-4	50	40	80	0,318	8-5-4	65	30	80	0,424
6-6-5	50	40	160	0,637	8-5-5	65	30	160	0,849
7-1-1	60	5	5	0,159	9-1-1	70	5	5	0,159
7-1-2	60	5	10	0,318	9-1-2	70	5	10	0,318
7-1-3	60	5	20	0,637	9-1-3	70	5	20	0,637
7-1-4	60	5	40	1,273	9-1-4	70	5	40	1,273
7-1-5	60	5	80	2,546	9-1-5	70	5	80	2,546
7-2-1	60	10	5	0,080	9-2-1	70	10	5	0,080
7-2-2	60	10	10	0,159	9-2-2	70	10	10	0,159
7-2-3	60	10	20	0,318	9-2-3	70	10	20	0,318
7-2-4	60	10	40	0,637	9-2-4	70	10	40	0,637
7-2-5	60	10	80	1,273	9-2-5	70	10	80	1,273
7-2-6	60	10	160	2,546	9-2-6	70	10	160	2,546
7-3-1	60	15	5	0,053	9-3-1	70	15	5	0,053
7-3-2	60	15	10	0,106	9-3-2	70	15	10	0,106
7-3-3	60	15	20	0,212	9-3-3	70	15	20	0,212
7-3-4	60	15	40	0,424	9-3-4	70	15	40	0,424
7-3-5	60	15	80	0,849	9-3-5	70	15	80	0,849
7-3-6	60	15	160	1,698	9-3-6	70	15	160	1,698
7-4-1	60	20	10	0,080	9-4-1	70	20	10	0,080
7-4-2	60	20	20	0,159	9-4-2	70	20	20	0,159
7-4-3	60	20	40	0,318	9-4-3	70	20	40	0,318
7-4-4	60	20	80	0,637	9-4-4	70	20	80	0,637
7-4-5	60	20	160	1,273	9-4-5	70	20	160	1,273
7-5-1	60	30	10	0,053	10-1-1	75	5	5	0,159
7-5-2	60	30	20	0,106	10-1-2	75	5	10	0,318
7-5-3	60	30	40	0,212	10-1-3	75	5	20	0,637
7-5-4	60	30	80	0,424	10-1-4	75	5	40	1,273
7-5-5	60	30	160	0,849	10-1-5	75	5	80	2,546

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f
10-2-1	75	10	5	0,080
10-2-2	75	10	10	0,159
10-2-3	75	10	20	0,318
10-2-4	75	10	40	0,637
10-2-5	75	10	80	1,273
10-2-6	75	10	160	2,546
10-3-1	75	15	5	0,053
10-3-2	75	15	10	0,106
10-3-3	75	15	20	0,212
10-3-4	75	15	40	0,424
10-3-5	75	15	80	0,849
10-3-6	75	15	160	1,698
10-4-1	75	20	10	0,080
10-4-2	75	20	20	0,159
10-4-3	75	20	40	0,318
10-4-4	75	20	80	0,637
10-4-5	75	20	160	1,273
11-1-1	80	5	5	0,159
11-1-2	80	5	10	0,318
11-1-3	80	5	20	0,637
11-1-4	80	5	40	1,273
11-1-5	80	5	80	2,546
11-2-1	80	10	5	0,080
11-2-2	80	10	10	0,159
11-2-3	80	10	20	0,318
11-2-4	80	10	40	0,637
11-2-5	80	10	80	1,273
11-2-6	80	10	160	2,546
11-3-1	80	15	5	0,053
11-3-2	80	15	10	0,106
11-3-3	80	15	20	0,212
11-3-4	80	15	40	0,424
11-3-5	80	15	80	0,849
11-3-6	80	15	160	1,698
12-1-1	85	5	5	0,159
12-1-2	85	5	10	0,318
12-1-3	85	5	20	0,637
12-1-4	85	5	40	1,273
12-1-5	85	5	80	2,546
12-2-1	85	10	5	0,080
12-2-2	85	10	10	0,159
12-2-3	85	10	20	0,318
12-2-4	85	10	40	0,637
12-2-5	85	10	80	1,273
12-2-6	85	10	160	2,546
13-1-1	90	5	5	0,159
13-1-2	90	5	10	0,318
13-1-3	90	5	20	0,637
13-1-4	90	5	40	1,273
13-1-5	90	5	80	2,546

**Poznámka k jednotkám:**

- $\bar{s}$  – předpětí [mm];
- $a(s)$  – amplituda [mm];
- $v$  – rychlost [mm/s];
- $f$  – frekvence [Hz];

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

**Příloha 2: Seznam zkušebních scénářů pro vzorky tažných ústrojí**

ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f
1-1-1	5	5	5	0,159
1-1-2	5	5	10	0,318
1-1-3	5	5	20	0,637
1-1-4	5	5	40	1,273
1-1-5	5	5	80	2,546
2-1-1	10	5	5	0,159
2-1-2	10	5	10	0,318
2-1-3	10	5	20	0,637
2-1-4	10	5	40	1,273
2-1-5	10	5	80	2,546
2-2-1	10	10	5	0,080
2-2-2	10	10	10	0,159
2-2-3	10	10	20	0,318
2-2-4	10	10	40	0,637
2-2-5	10	10	80	1,273
2-2-6	10	10	160	2,546
3-1-1	15	5	5	0,159
3-1-2	15	5	10	0,318
3-1-3	15	5	20	0,637
3-1-4	15	5	40	1,273
3-1-5	15	5	80	2,546
3-2-1	15	10	5	0,080
3-2-2	15	10	10	0,159
3-2-3	15	10	20	0,318
3-2-4	15	10	40	0,637
3-2-5	15	10	80	1,273
3-2-6	15	10	160	2,546
3-3-1	15	15	5	0,053
3-3-2	15	15	10	0,106
3-3-3	15	15	20	0,212
3-3-4	15	15	40	0,424
3-3-5	15	15	80	0,849
3-3-6	15	15	160	1,698
4-1-1	20	5	5	0,159
4-1-2	20	5	10	0,318
4-1-3	20	5	20	0,637
4-1-4	20	5	40	1,273
4-1-5	20	5	80	2,546
4-2-1	20	7,5	5	0,106
4-2-2	20	7,5	10	0,212
4-2-3	20	7,5	20	0,424
4-2-4	20	7,5	40	0,849
4-2-5	20	7,5	80	1,698
4-3-1	20	10	5	0,080
4-3-2	20	10	10	0,159
4-3-3	20	10	20	0,318
4-3-4	20	10	40	0,637
4-3-5	20	10	80	1,273
4-3-6	20	10	160	2,546
4-4-1	20	12,5	5	0,064
4-4-2	20	12,5	10	0,127

ID	$\bar{s}$	a(s)	v	f
4-4-3	20	12,5	20	0,255
4-4-4	20	12,5	40	0,509
4-4-5	20	12,5	80	1,019
4-4-6	20	12,5	160	2,037
4-5-1	20	15	5	0,053
4-5-2	20	15	10	0,106
4-5-3	20	15	20	0,212
4-5-4	20	15	40	0,424
4-5-5	20	15	80	0,849
4-5-6	20	15	160	1,698
4-6-1	20	17,5	5	0,045
4-6-2	20	17,5	10	0,091
4-6-3	20	17,5	20	0,182
4-6-4	20	17,5	40	0,364
4-6-5	20	17,5	80	0,728
4-6-6	20	17,5	160	1,455
4-7-1	20	20	10	0,080
4-7-2	20	20	20	0,159
4-7-3	20	20	40	0,318
4-7-4	20	20	80	0,637
4-7-5	20	20	160	1,273
5-1-1	25	5	5	0,159
5-1-2	25	5	10	0,318
5-1-3	25	5	20	0,637
5-1-4	25	5	40	1,273
5-1-5	25	5	80	2,546
5-2-1	25	7,5	5	0,106
5-2-2	25	7,5	10	0,212
5-2-3	25	7,5	20	0,424
5-2-4	25	7,5	40	0,849
5-2-5	25	7,5	80	1,698
5-3-1	25	10	5	0,080
5-3-2	25	10	10	0,159
5-3-3	25	10	20	0,318
5-3-4	25	10	40	0,637
5-3-5	25	10	80	1,273
5-3-6	25	10	160	2,546
5-4-1	25	12,5	5	0,064
5-4-2	25	12,5	10	0,127
5-4-3	25	12,5	20	0,255
5-4-4	25	12,5	40	0,509
5-4-5	25	12,5	80	1,019
5-4-6	25	12,5	160	2,037
5-5-1	25	15	10	0,106
5-5-2	25	15	20	0,212
5-5-3	25	15	40	0,424
5-5-4	25	15	80	0,849
5-5-5	25	15	160	1,698
5-6-1	25	17,5	10	0,091
5-6-2	25	17,5	20	0,182
5-6-3	25	17,5	40	0,364



**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

ID	$\bar{s}$	$a(s)$	$v$	$f$
5-6-4	25	17,5	80	0,728
5-6-5	25	17,5	160	1,455
5-7-1	25	20	10	0,080
5-7-2	25	20	20	0,159
5-7-3	25	20	40	0,318
5-7-4	25	20	80	0,637
5-7-5	25	20	160	1,273
6-1-1	30	5	5	0,159
6-1-2	30	5	10	0,318
6-1-3	30	5	20	0,637
6-1-4	30	5	40	1,273
6-1-5	30	5	80	2,546
6-2-1	30	7,5	5	0,106
6-2-2	30	7,5	10	0,212
6-2-3	30	7,5	20	0,424
6-2-4	30	7,5	40	0,849
6-2-5	30	7,5	80	1,698
6-3-1	30	10	5	0,080
6-3-2	30	10	10	0,159
6-3-3	30	10	20	0,318
6-3-4	30	10	40	0,637
6-3-5	30	10	80	1,273
6-3-6	30	10	160	2,546
6-4-1	30	12,5	10	0,127
6-4-2	30	12,5	20	0,255
6-4-3	30	12,5	40	0,509
6-4-4	30	12,5	80	1,019
6-4-5	30	12,5	160	2,037
6-5-1	30	15	10	0,106
6-5-2	30	15	20	0,212
6-5-3	30	15	40	0,424
6-5-4	30	15	80	0,849
6-5-5	30	15	160	1,698
7-1-1	35	5	5	0,159
7-1-2	35	5	10	0,318
7-1-3	35	5	20	0,637
7-1-4	35	5	40	1,273
7-1-5	35	5	80	2,546
7-2-1	35	7,5	5	0,106
7-2-2	35	7,5	10	0,212
7-2-3	35	7,5	20	0,424
7-2-4	35	7,5	40	0,849
7-2-5	35	7,5	80	1,698
7-3-1	35	10	5	0,080
7-3-2	35	10	10	0,159
7-3-3	35	10	20	0,318
7-3-4	35	10	40	0,637
7-3-5	35	10	80	1,273
7-3-6	35	10	160	2,546

ID	$\bar{s}$	$a(s)$	$v$	$f$
8-1-1	40	5	5	0,159
8-1-2	40	5	10	0,318
8-1-3	40	5	20	0,637
8-1-4	40	5	40	1,273
8-1-5	40	5	80	2,546

**Poznámka k jednotkám:**

- $\bar{s}$  – předpětí [mm];
- $a(s)$  – amplituda [mm];
- $v$  – rychlost [mm/s];
- $f$  – frekvence [Hz];

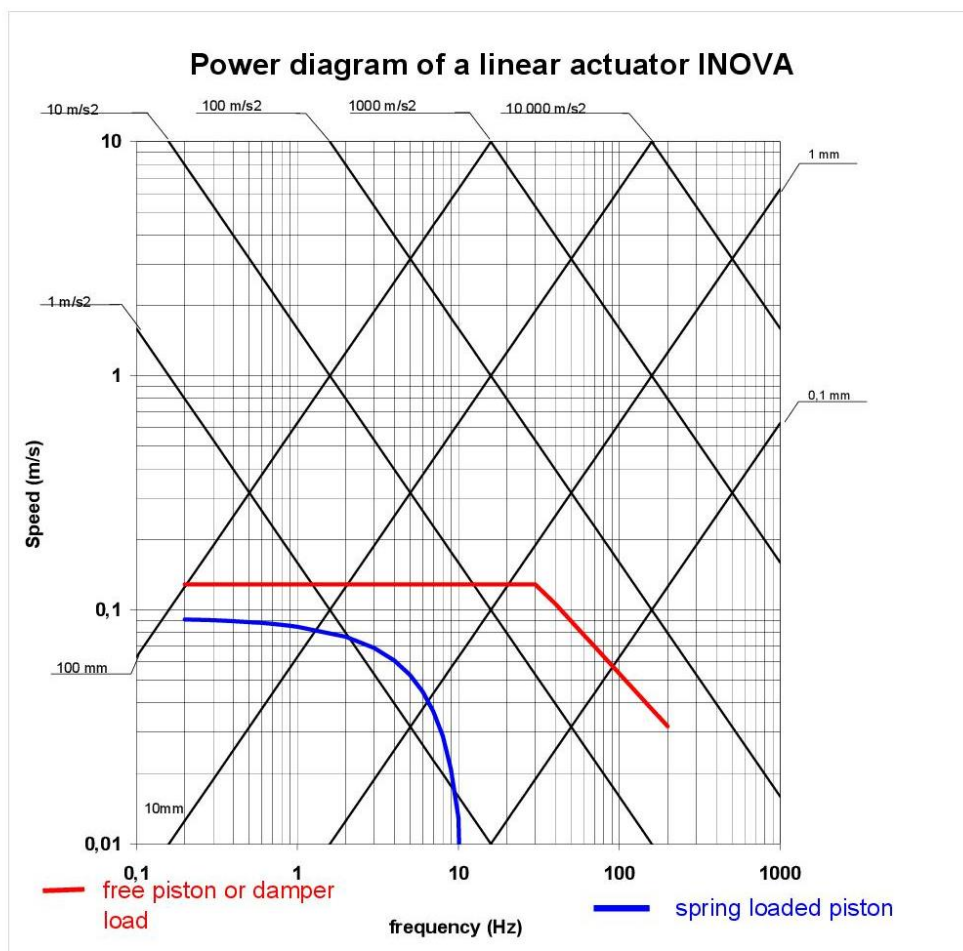
Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

**Příloha 3: Základní informace o elektro-hydraulickém válci, siloměru a snímačích deformace**

**Základní údaje o elektro-hydraulickém válci a zátěžový (power) diagram:**

Power diagram of a linear actuator INOVA					sum of Servovalves				
nominal force	kN	630	speed limit ( eff )	m/s	0,17	SV 19			
nominal stroke	mm	250	effective area	cm <sup>2</sup>	252,0	SV 38			
connected mass	kg	500	chamber volume	cm <sup>3</sup>	3150	SV 63	1,6		
pressure drop for nom. force	MPa	25	max. acceleration	m/s <sup>2</sup>	1310	SV 160			
power pack flow	l/min	250	force amplitude	Fnom		SV 250			
% of			system pressure	MPa	100,9	SV 400			
force amplitude	Fnom	80	damping travel	mm	194,5	SV 630			
sum of nom. flow	l/min	28	damper load force	kN	1,0	SV 800			
peak flow	l/min	10	loop gain max. -						
0									
free piston - zefo force or damper					spring loaded cylinder				
frequency	Amplitude	speed	acceler.	flow	frequency	Amplitude	speed	acceler.	flow
Hz	mm	m/s	m/s <sup>2</sup>	l/min	Hz	mm	m/s	m/s <sup>2</sup>	l/min
0,2	102,40	0,13	0,2	155,6	0,2	72,52	0,09	0,1	112,1
0,3	68,26	0,13	0,2	155,6	0,3	47,92	0,09	0,2	112,1
0,4	51,20	0,13	0,3	155,6	0,4	35,62	0,09	0,2	112,1
0,5	40,96	0,13	0,4	155,6	0,5	28,24	0,09	0,3	112,1
0,6	34,13	0,13	0,5	155,6	0,6	23,33	0,09	0,3	112,1
0,7	29,26	0,13	0,6	155,6	0,7	19,81	0,09	0,4	112,1
0,8	25,60	0,13	0,6	155,6	0,8	17,18	0,09	0,4	112,1
0,9	22,75	0,13	0,7	155,6	0,9	15,13	0,09	0,5	112,1
1	20,48	0,13	0,8	155,6	1	13,49	0,08	0,5	112,1
2	10,24	0,13	1,6	155,6	2	6,11	0,08	1,0	112,1
3	6,83	0,13	2,4	155,6	3	3,65	0,07	1,3	112,1
4	5,12	0,13	3,2	155,6	4	2,42	0,06	1,5	112,1
5	4,10	0,13	4,0	155,6	5	1,68	0,05	1,7	112,1
6	3,41	0,13	4,8	155,6	6	1,19	0,04	1,7	112,1
7	2,93	0,13	5,7	155,6	7	0,84	0,04	1,6	112,1
8	2,56	0,13	6,5	155,6	8	0,57	0,03	1,5	112,1
9	2,28	0,13	7,3	155,6	9	0,37	0,02	1,2	112,1
10	2,05	0,13	8,1	155,6	10	0,21	0,01	0,8	112,1
12	1,71	0,13	9,7	155,6	12	0,00	0,00	0,0	
14	1,46	0,13	11,3	155,6	14	0,00	0,00	0,0	
16	1,28	0,13	12,9	155,6	16	0,00	0,00	0,0	
18	1,14	0,13	14,5	155,6	18	0,00	0,00	0,0	
20	1,02	0,13	16,2	155,6	20	0,00	0,00	0,0	
22	0,93	0,13	17,8	155,6	22	0,00	0,00	0,0	
24	0,85	0,13	19,4	155,6	24	0,00	0,00	0,0	
26	0,79	0,13	21,0	155,6	26	0,00	0,00	0,0	
28	0,73	0,13	22,6	155,6	28	0,00	0,00	0,0	
30	0,68	0,13	24,2	155,6	30	0,00	0,00	0,0	
40	0,42	0,11	26,7	128,5	40	0,00	0,00	0,1	
50	0,29	0,09	28,2	108,7	50	0,00	0,00	0,1	
60	0,21	0,08	29,5	94,8	60	0,00	0,00	0,1	
70	0,16	0,07	30,7	84,5	70	0,00	0,00	0,2	
80	0,13	0,06	31,7	76,4	80	0,00	0,00	0,3	
90	0,10	0,06	32,7	69,9	90	0,00	0,00	0,3	
100	0,09	0,05	33,6	64,6	100	0,00	0,00	0,4	
120	0,06	0,05	35,1	56,4	120	0,00	0,00	0,6	
140	0,05	0,04	36,5	50,2	140	0,00	0,00	0,8	
160	0,04	0,04	37,7	45,4	160	0,00	0,00	1,0	
180	0,03	0,03	38,9	41,6	180	0,00	0,00	1,3	
200	0,03	0,03	39,9	38,4	200	0,00	0,00	1,6	

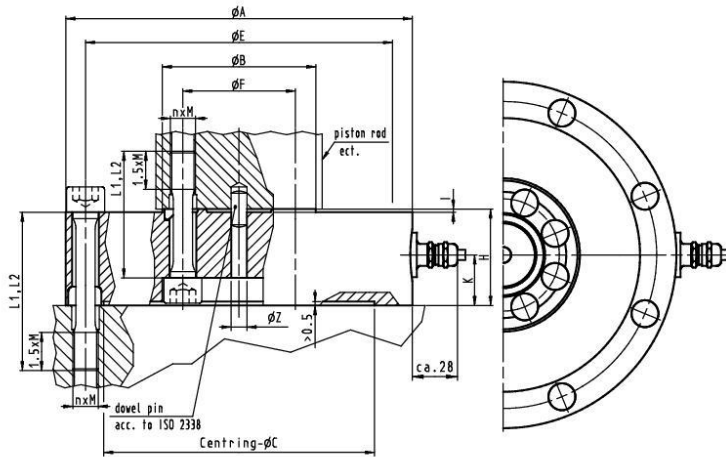


zdroj: technická dokumentace k zařízení elektro-hydraulických válců INOVA, používaná ve VVCD v Doubravících

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**  
**Základní specifikace použité siloměrné desky:**

## Force Transducer K

Dimensions Nominal Capacity 200 kN - 630 kN



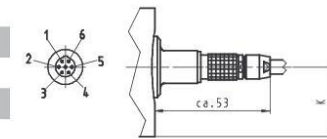
Nominal capacity	$F_{nom}$	± kN	200, 250	400, 500	630
Outer diameter	Ø A	mm	219 - 0.1	270 - 0.1	312 - 0.2
Flange diameter	Ø B	mm	97 - 0.1	128 - 0.1	151 - 0.1
Outer centring diameter	Ø C	mm	171 ± 0.1	203 ± 0.1	226 ± 0.1
Outer pitch circle diameter	Ø E	mm	194 ± 0.1	235 ± 0.1	267 ± 0.1
Centring pin diameter	Ø Z	mm	10 <sup>H7</sup>		
Overall height	H	mm	60 - 0.1	80 - 0.1	90 - 0.1
Height of cable entry	I	mm	1		
n × thread	K	mm	32	40	45
Inner pitch circle diameter	Ø F	mm	71 ± 0.1	95 ± 0.1	112 ± 0.1
Thread adapter internal thread	Ø G		-		
Stretch bolt quality			10.9		
static load	$L_2$	mm	80	110	on request
dynamic load	$L_1$	mm	160	200	on request
Bolt torque (stretch bolts) (oiled, $\mu = 0.12$ )		N·m	230 - 280	450 - 560	on request
Permissible dynamic load range <sup>1)</sup>	$2 \cdot F_a$		$1.6 \cdot F_{nom}$ (Version 1 mV/V) $1.0 \cdot F_{nom}$ (Version 2 mV/V)		

electr. connection

Cable connected to transducer (5 m, PUR, 6 wire, screened, Ø 6.5 mm, open ended)

Plug connection (LEMO)

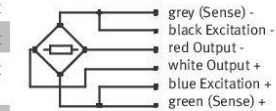
View from pin side



LEMOS, EGG.1B.307.CLL

- 1 Output +
- 2 Excitation -
- 3 Excitation +
- 4 Output -
- 5 Sense +
- 6 Sense -

Screen connected to sensor body  
 Corresponding plug:  
 FGG.1B.307.CLA.D72



1) with alternating load acc. to DIN 50100, not exceeding  $\pm F_{nom}$

Specifications subject to change without notice  
 all details describe our products in general form  
 they are not to be understood as expressed warranty  
 and do not constitute any liability whatsoever



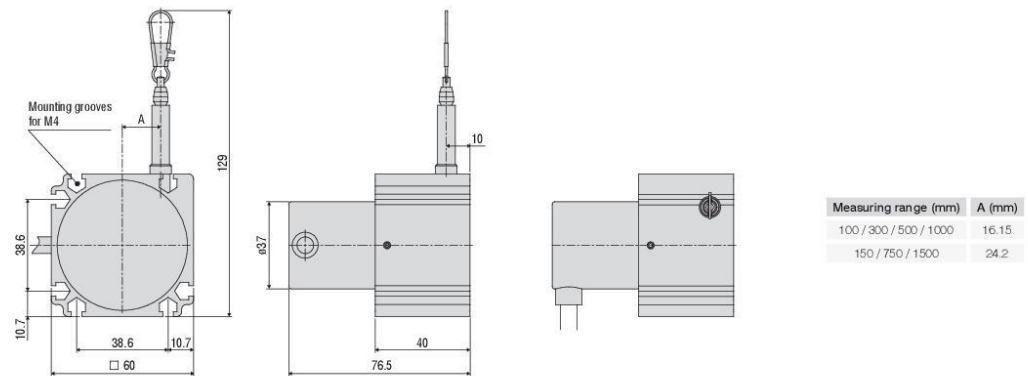
Gassmann Testing and Metrology GmbH  
 Philipp-Reis-Straße 6, 64404 Bickenbach, Germany  
 www.gtm-gmbh.com  
 Tel. +49(0)6257-9720-0, Fax +49(0)6257-9720-77  
 contact@gtm-gmbh.com

zdroj: technická dokumentace k siloměrné desce výrobce GTM, používaná ve VVCD v  
 Doubravících

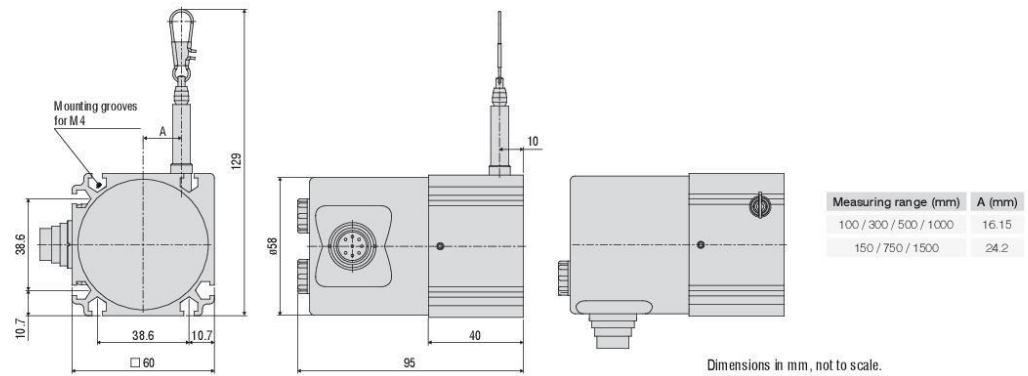
**Základní specifikace použitého lankového snímače deformace:**

	34	Industrial draw-wire sensors	wire <b>SENSOR</b> P60 analog
			<ul style="list-style-type: none"> <li>- Robust aluminum profile housing</li> <li>- Customer-specific designs</li> <li>- Potentiometer, current or voltage output</li> </ul>

P60 model Output P



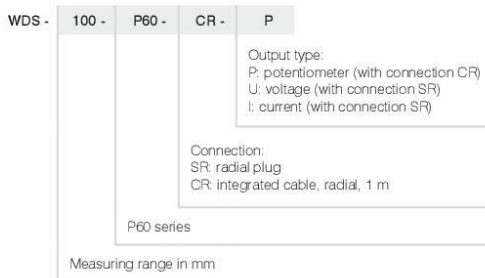
P60 model Output U/I



Model	WDS-100-P60	WDS-150-P60	WDS-300-P60	WDS-500-P60	WDS-750-P60	WDS-1000-P60	WDS-1500-P60		
Measuring range	100 mm	150 mm	300 mm	500 mm	750 mm	1000 mm	1500 mm		
Analog output	Potentiometer, current, voltage								
Resolution	towards infinity								
Linearity	Hybrid potentiometer P10	$\leq \pm 0.1$ % FSO	-	-	-	$\leq \pm 0.5$ mm	$\leq \pm 0.75$ mm	$\leq \pm 1$ mm	$\leq \pm 1.5$ mm
	Hybrid potentiometer P25	$\leq \pm 0.25$ % FSO	-	-	$\leq \pm 0.75$ mm	-	-	-	-
	Conductive plastic/wire potentiometer P25	$\leq \pm 0.5$ % FSO	$\leq \pm 0.5$ mm	$\leq \pm 0.75$ mm	-	-	-	-	-
Sensor element	Conductive plastic/wire potentiometer			Hybrid potentiometer					
Wire extension force (max.)	approx. 7.5 N	approx. 5.5 N	approx. 7.5 N	approx. 7.5 N	approx. 5.5 N	approx. 7.5 N	approx. 5.5 N		
Wire retraction force (min.)	approx. 6.5 N	approx. 4.5 N	approx. 6 N	approx. 6 N	approx. 4 N	approx. 5 N	approx. 3.5 N		
Wire acceleration (max.)	approx. 10 ... 15 g (depending on measuring range)								
Material	Housing	Aluminum							
	Measuring wire	Polyamide-coated stainless steel ( $\varnothing$ 0.45 mm)							
Wire mounting	Wire clip								
Mounting	Mounting grooves on the sensor housing								
Temperature range	Storage	-20 ... +80 °C							
	Operation	-20 ... +80 °C							
Connection	Potentiometer	integrated cable, radial, 1 m long							
	Current, voltage	pluggable cable via 8-pin flange connector (DIN45326), radial							
Shock (DIN EN 60068-2-27)	50 g / 10 ms in 3 axes, 1000 shocks each								
Vibration (DIN EN 60068-2-6)	20 g / 10 ... 2000 Hz in 3 axes, 10 cycles each								
Protection class (DIN EN 60529)	IP65 <sup>1)</sup>								
Weight	approx. 370 g								

FSO = Full Scale Output  
 Specifications for analog outputs from page 54 onwards.  
<sup>1)</sup> Plug connection only with mating plug

#### Article designation



zdroj: katalog výrobce micro-epsilon;

dostupné z:

<https://www.micro-epsilon.cz/download/products/cat-wiresensor/dax--wireSENSOR-P60-P96--en.html#page=2&zoom=Fit>



Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**



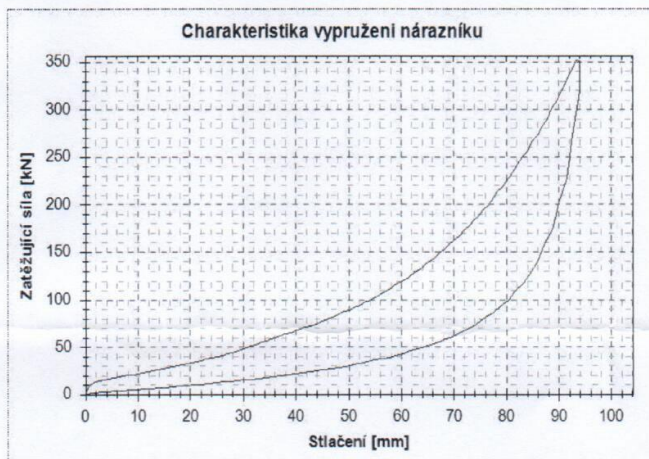
**Příloha 4: Protokol o zkoušce nárazníku 1**

 <b>KRNOVSKÉ OPRAVNÝ A STROJÍRNÝ</b>	<b>PROTOKOL O ZKOUŠCE NÁRAZNÍKU PROTOKOLL PUFFER TEST</b>
--	---

Majitel Eigentümer	Název nárazníku Protokollbezeichnung	č. výkresu Zeichnungs.-Nr.	č. nárazníku Pufferserenummer	č. zkoušky Prüfungsnummer
UNIV. PARDUBICE	U-5 Pryz - 620	b.v.	20_02_62	3710

Označení Bezeichnung	Tolerance / Toleranzbereich		Naměřeno Messwert	Vyhodnocení Ergebnis bewertung
	min	max		
H0 [mm]	615	626	623,3	OK
F1 [kN] (0mm)	0	15	0,5	OK
F2 [kN] (25mm)	20	130	38,9	OK
F3 [kN] (60mm)	50	300	118,1	OK
F4 [kN] (90mm)	200	600	312,1	OK
We [kJ]	4	106	10,3	OK
Wa [kJ]	2	104	5,4	OK

Eindrucktiefe-diagram



Statická zkouška/statische Prüfung

Poznamka:

Vyhodnocení zkoušky/Testergebnis: OK

Zkouška provedena dle EN 15551  
Prüfmethode nach EN 15551

Datum/Prüfdatum: 10-02-2020, 11:08

Zkoušku provedl/Prüfer: .....

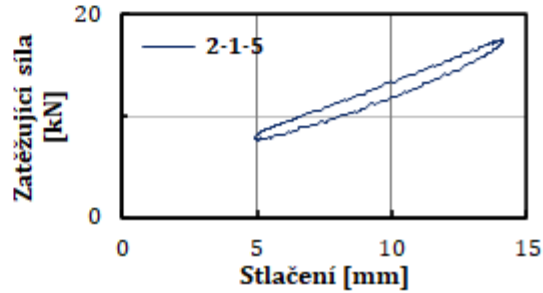
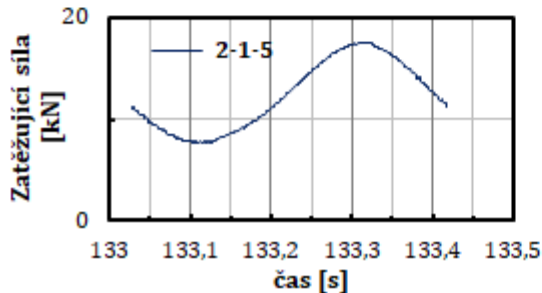
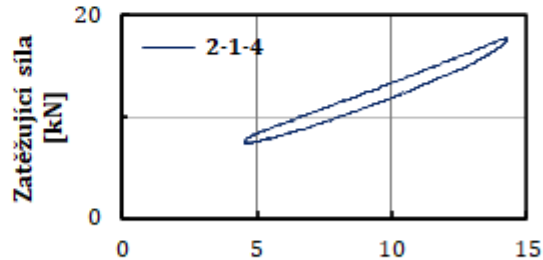
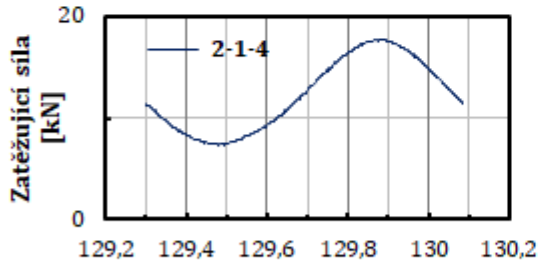
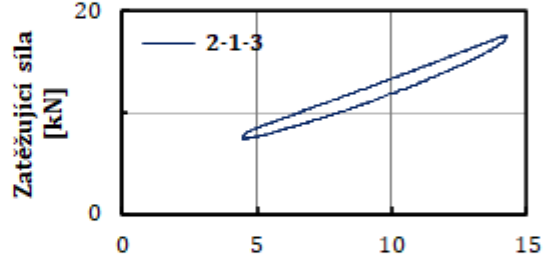
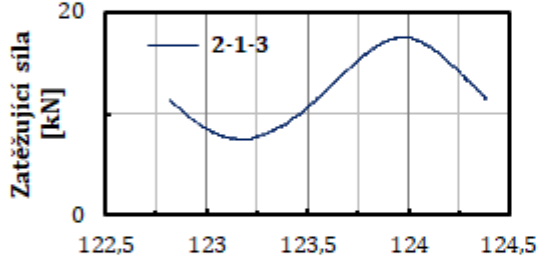
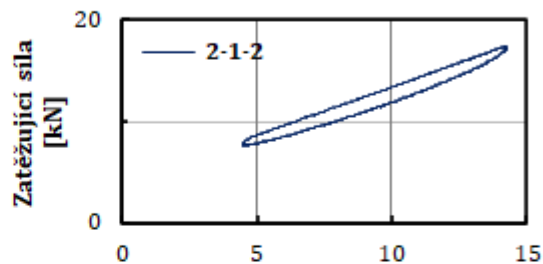
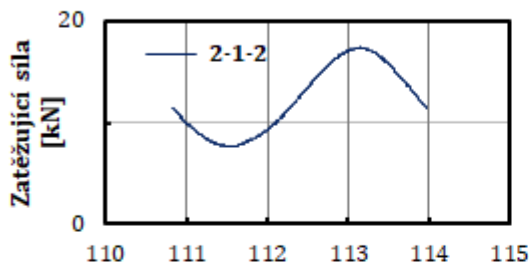
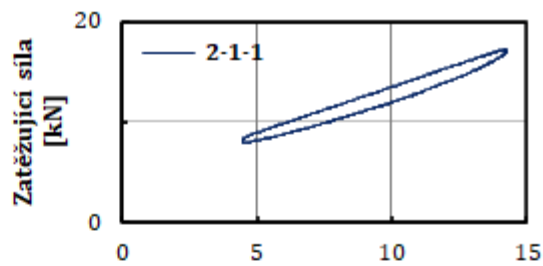
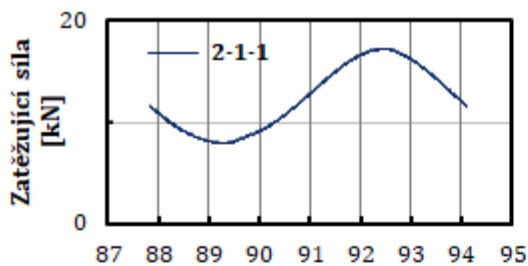
zdroj: výkresová dokumentace  
k nárazníku 1

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

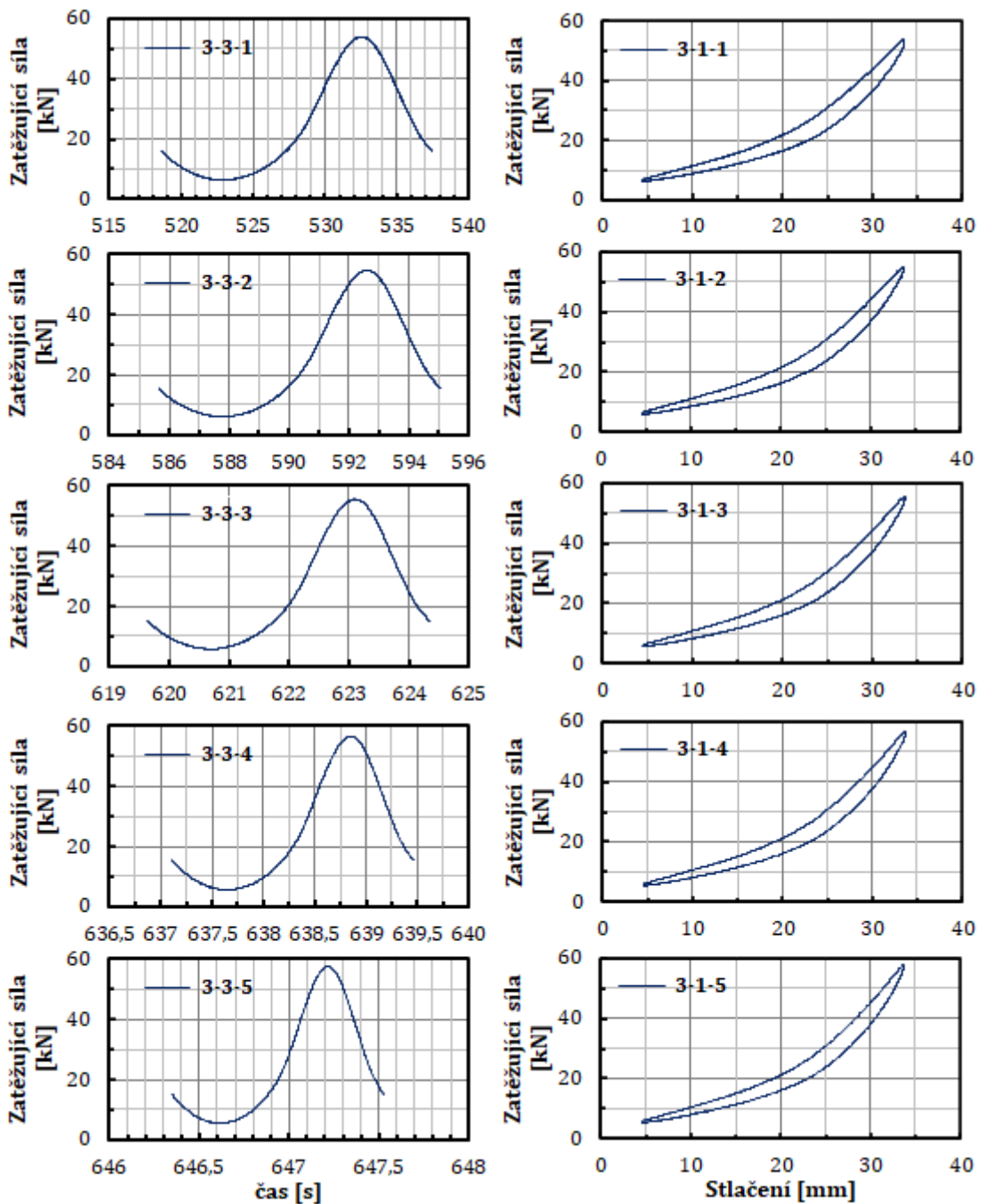
**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

**Příloha 5: Vyhodnocení dynamických zkoušek pro vybrané scénáře při harmonickém zatěžování**

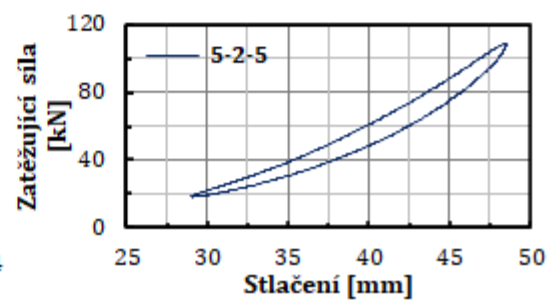
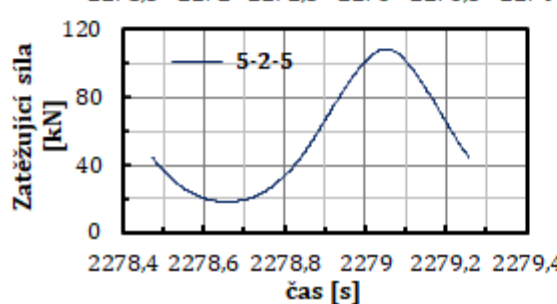
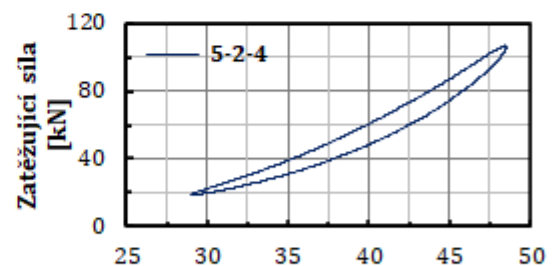
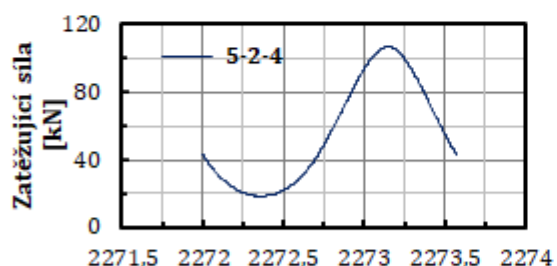
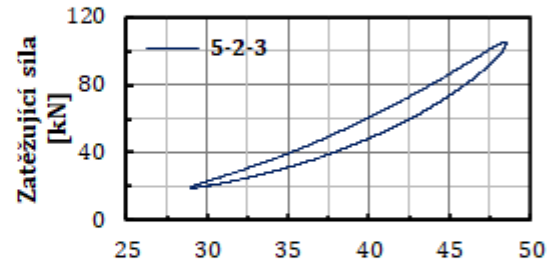
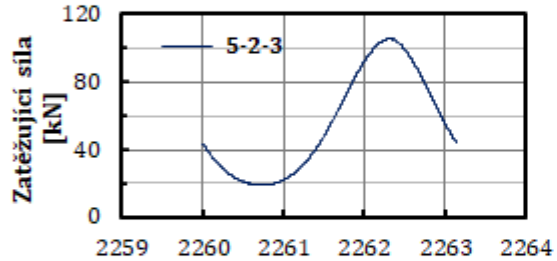
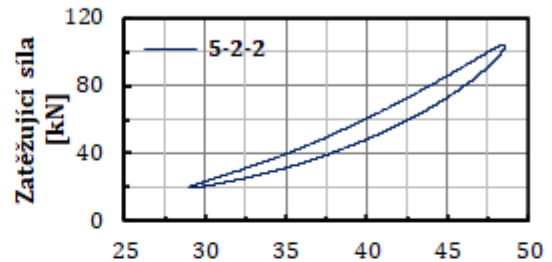
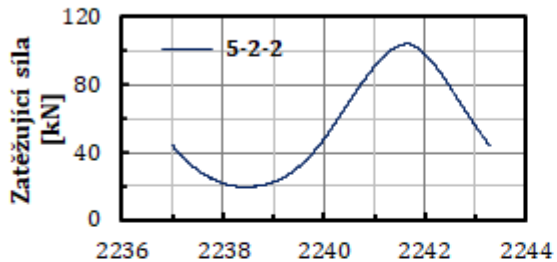
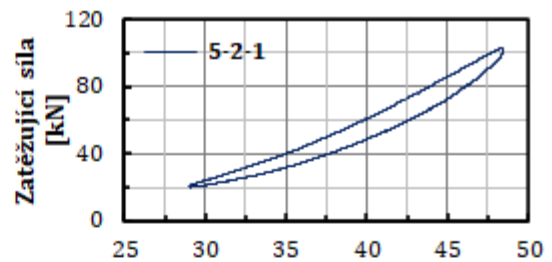
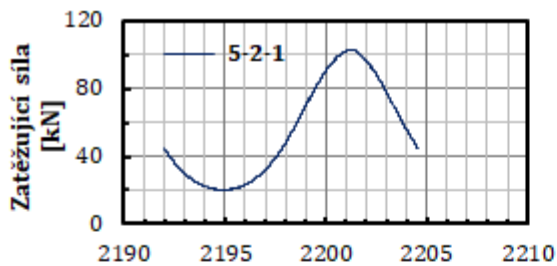
Identifikace scénáře	$\bar{s}$ [mm]	a(s) [mm]	f [Hz]	$W_a$ [J]	$k_{eq}$ [kN/mm]
2-1-1	9,60	4,90	0,159	11,81	0,96
2-1-2	9,53	4,90	0,318	12,02	1,01
2-1-3	9,50	4,88	0,637	11,96	1,04
2-1-4	9,57	4,85	1,272	11,83	1,07
2-1-5	9,46	4,67	2,551	11,13	1,08



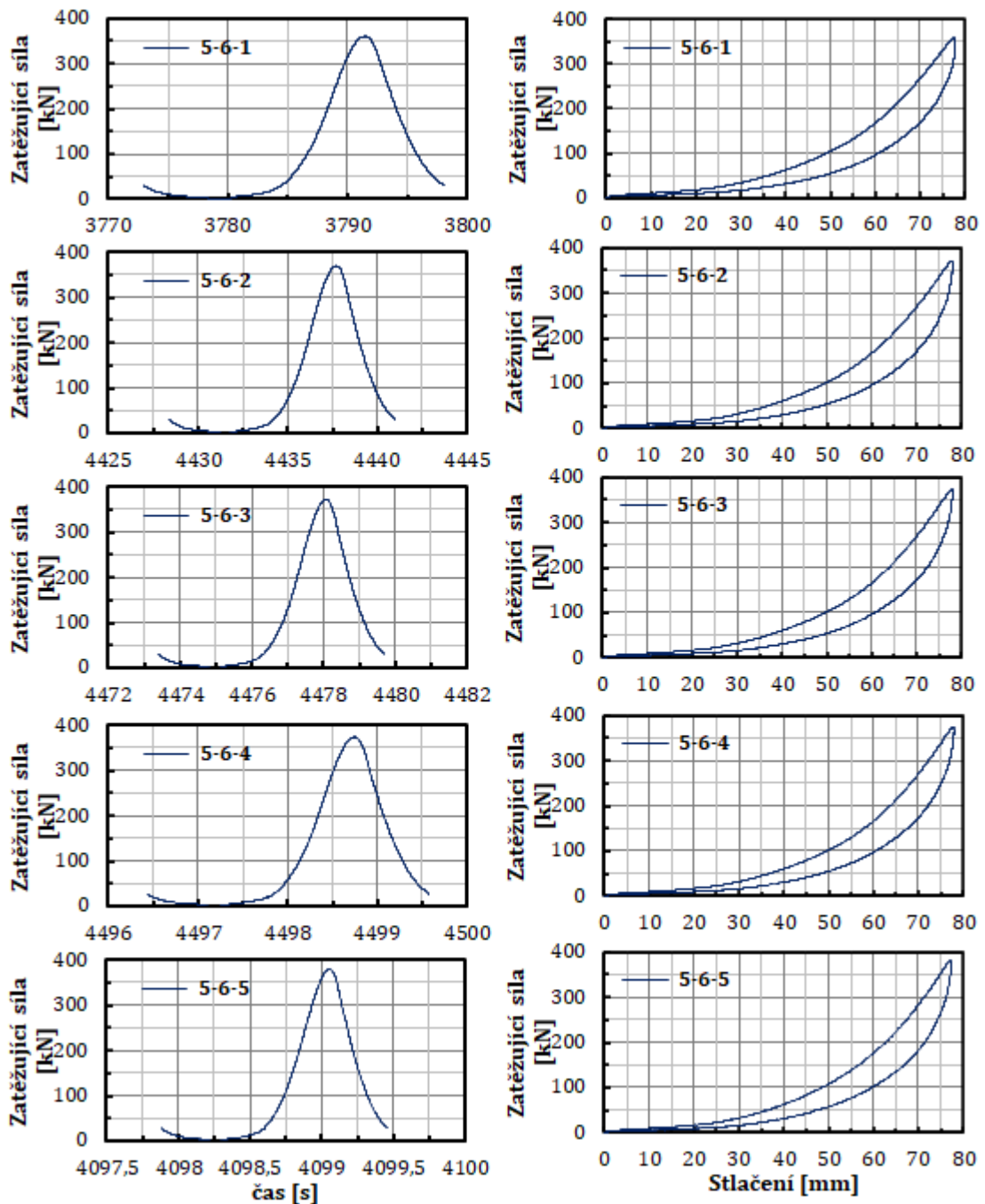
Identifikace scénáře	$\bar{s}$ [mm]	a(s) [mm]	f [Hz]	$W_a$ [J]	$k_{eq}$ [kN/mm]
3-3-1	19,51	14,59	0,053	136,7	1,63
3-3-2	19,21	14,60	0,106	133,2	1,67
3-3-3	19,05	14,61	0,212	131,6	1,70
3-3-4	19,30	14,61	0,425	130,3	1,74
3-3-5	19,07	14,56	0,849	132,2	1,79



Identifikace scénáře	$\bar{s}$ [mm]	a(s) [mm]	f [Hz]	$W_a$ [J]	$k_{eq}$ [kN/mm]
5-2-1	38,97	9,77	0,080	182,4	4,25
5-2-2	38,89	9,77	0,159	180,5	4,31
5-2-3	38,78	9,77	0,318	180,6	4,41
5-2-4	38,74	9,75	0,636	177,1	4,51
5-2-5	39,02	9,72	1,272	181,9	4,63

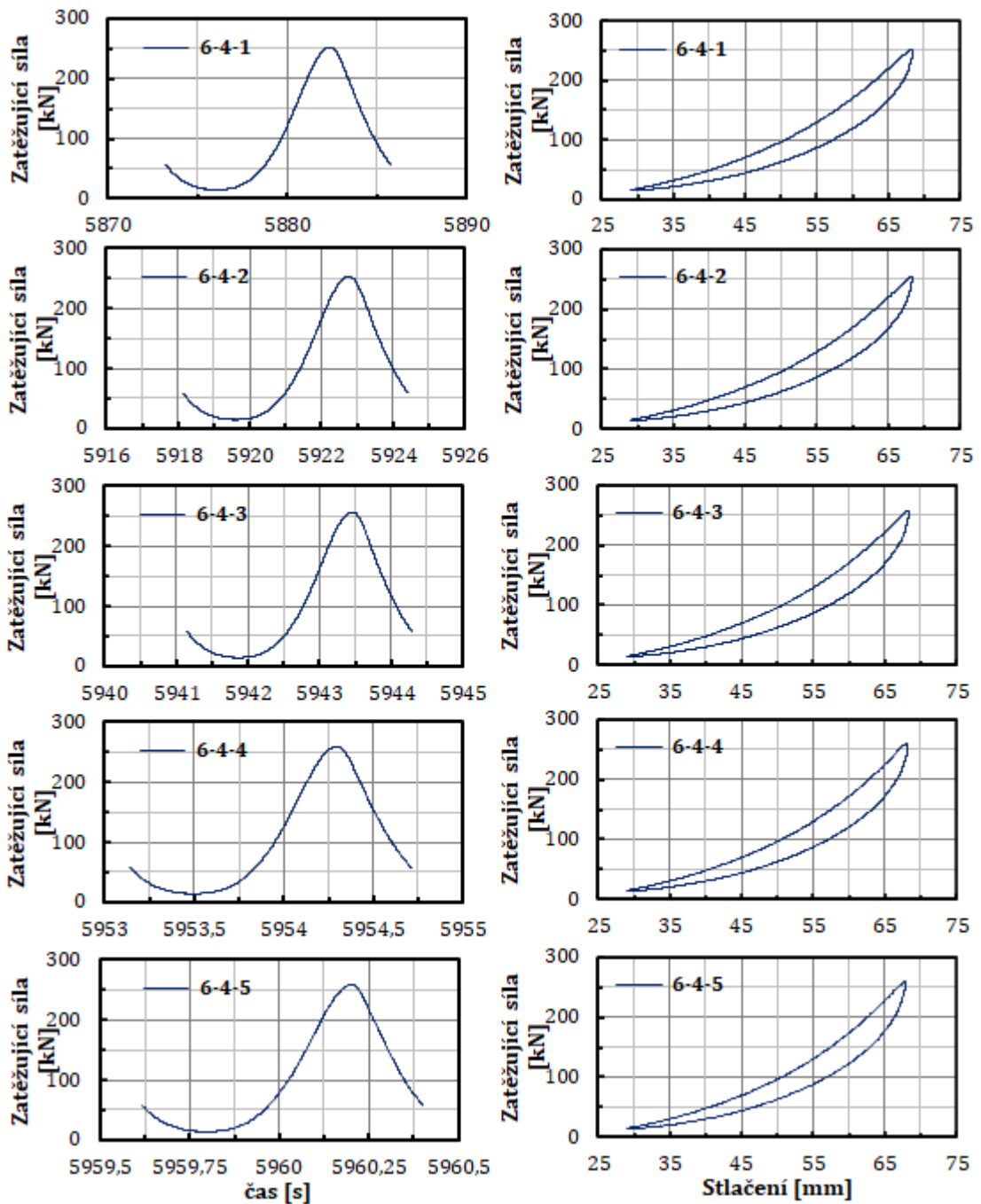


Identifikace scénáře	$\bar{s}$ [mm]	a(s) [mm]	f [Hz]	$W_a$ [kJ]	$k_{eq}$ [kN/mm]
5-6-1	39,49	39,08	0,040	2,98	4,61
5-6-2	40,10	39,05	0,080	2,95	4,74
5-6-3	39,70	39,03	0,159	2,91	4,77
5-6-4	37,86	39,02	0,318	2,87	4,79
5-6-5	37,99	38,80	0,637	2,96	4,89

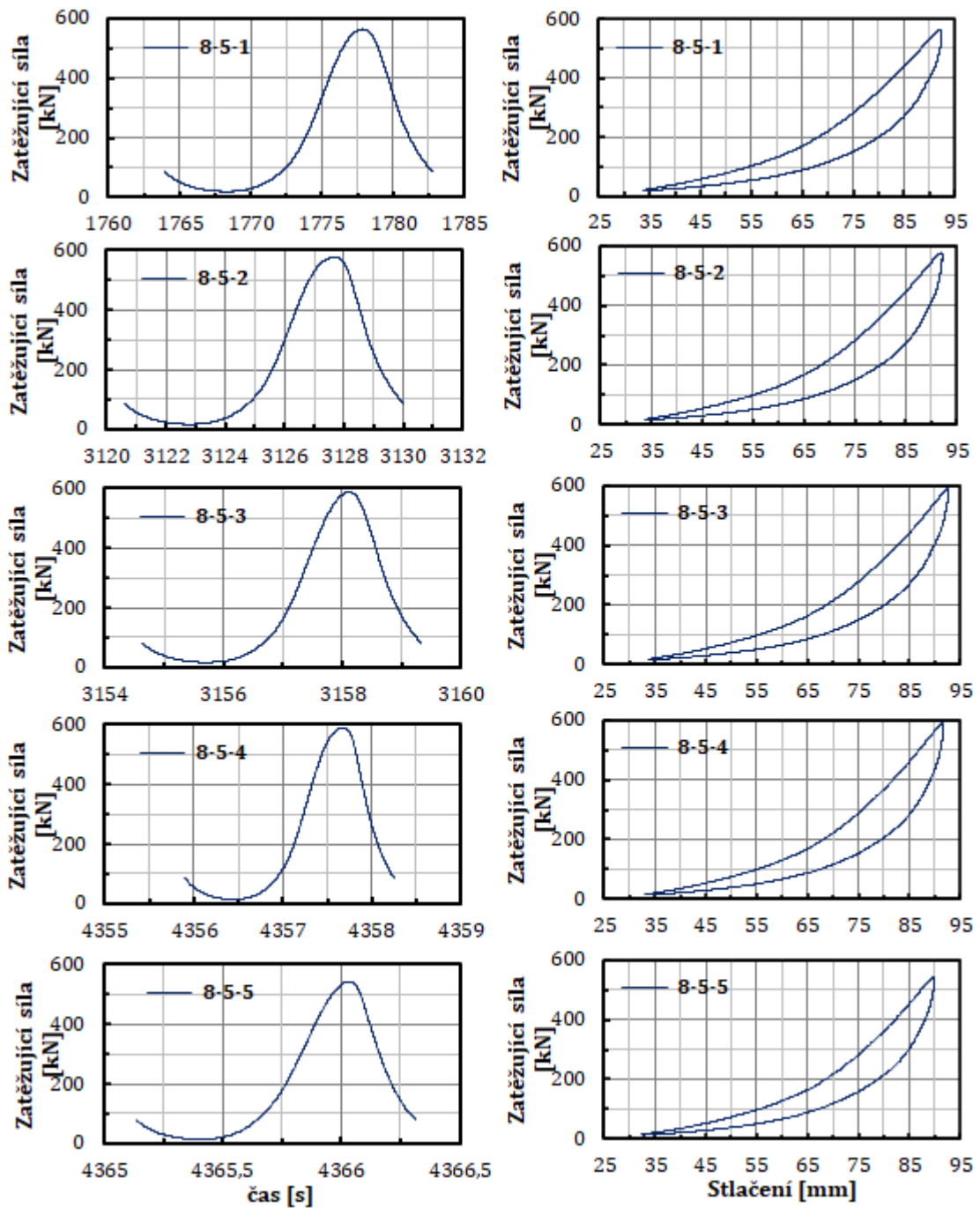




Identifikace scénáře	$\bar{s}$ [mm]	a(s) [mm]	f [Hz]	$W_a$ [kJ]	$k_{eq}$ [kN/mm]
6-4-1	48,63	19,70	0,080	1,20	6,02
6-4-2	49,11	19,67	0,159	1,18	6,05
6-4-3	48,87	19,71	0,319	1,18	6,14
6-4-4	48,51	19,58	0,636	1,18	6,24
6-4-5	48,56	19,49	1,274	1,15	6,27

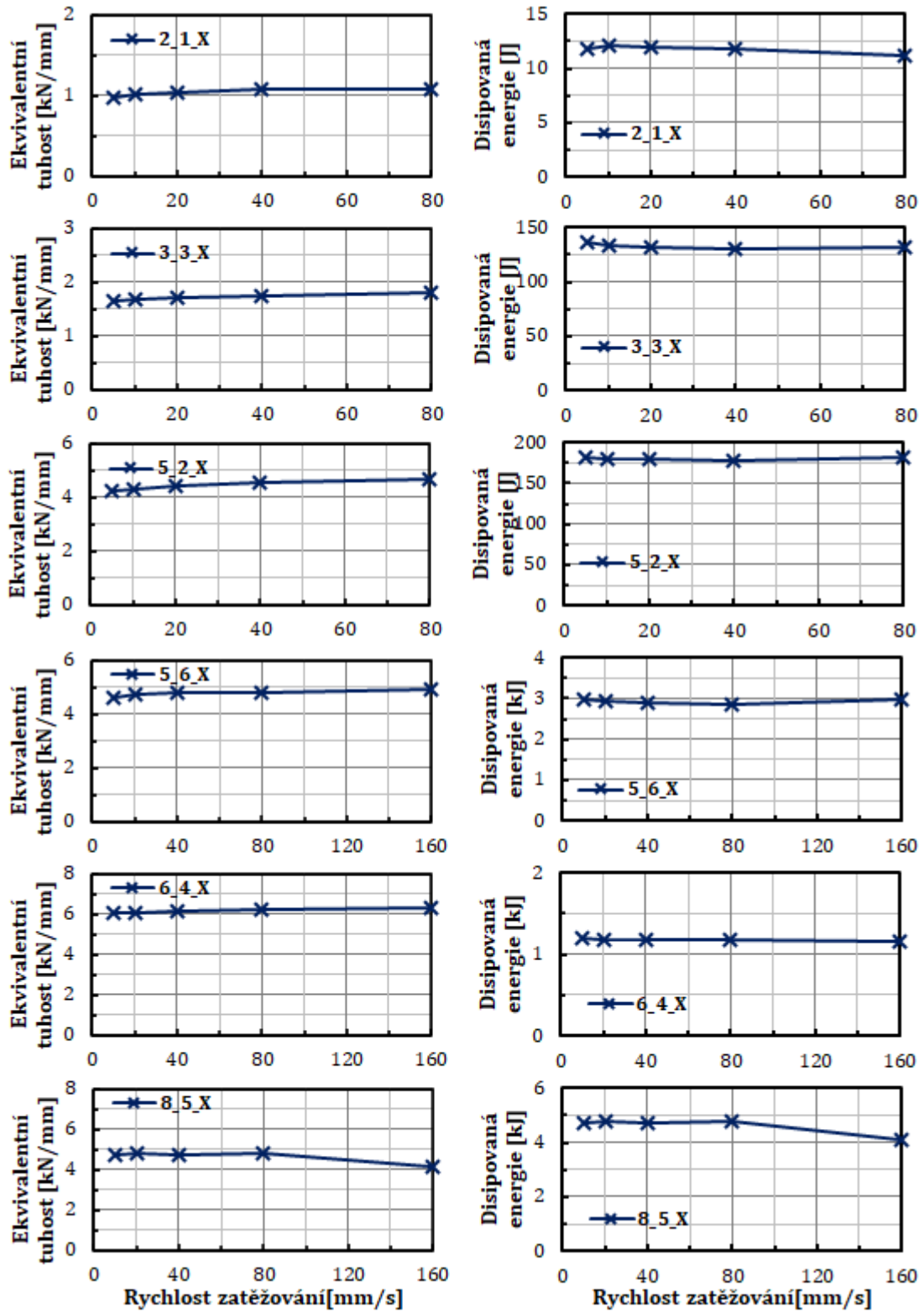


Identifikace scénáře	$\bar{s}$ [mm]	a(s) [mm]	f [Hz]	$W_a$ [kJ]	$k_{eq}$ [kN/mm]
8-5-1	64,62	29,46	0,053	4,74	9,24
8-5-2	64,97	29,33	0,106	4,76	9,51
8-5-3	64,18	29,49	0,212	4,71	9,62
8-5-4	64,67	29,20	0,424	4,76	9,74
8-5-5	63,07	28,94	0,849	4,09	9,15





**Závislosti ekvivalentní tuhosti a disipované energie na rychlosti zatěžování, pro výše uvedené scénáře**

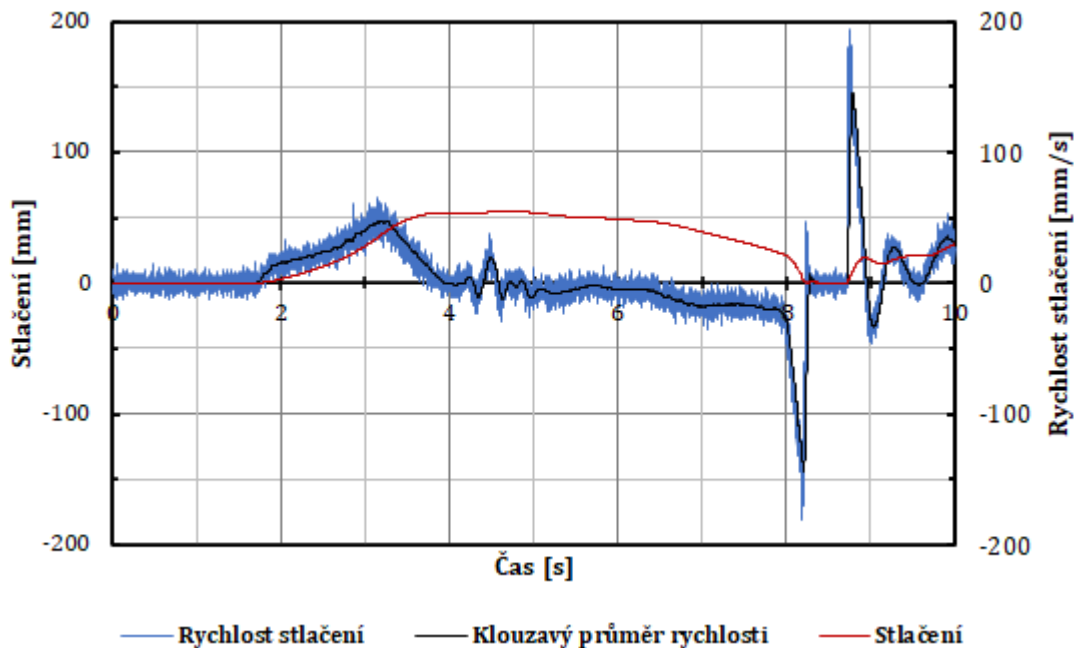


Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

**Příloha 6: Porovnání výsledků původního modelu pro různá  $k_{0z}$  a  $k_{0o}$  při zatěžování zkráceným náhodným signálem.**

**Časový průběh zatěžovacího signálu:**

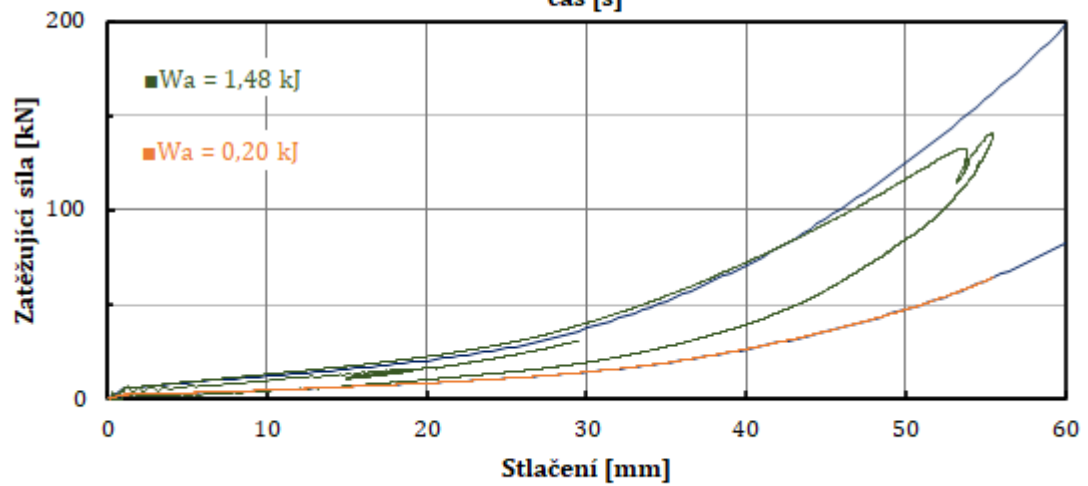
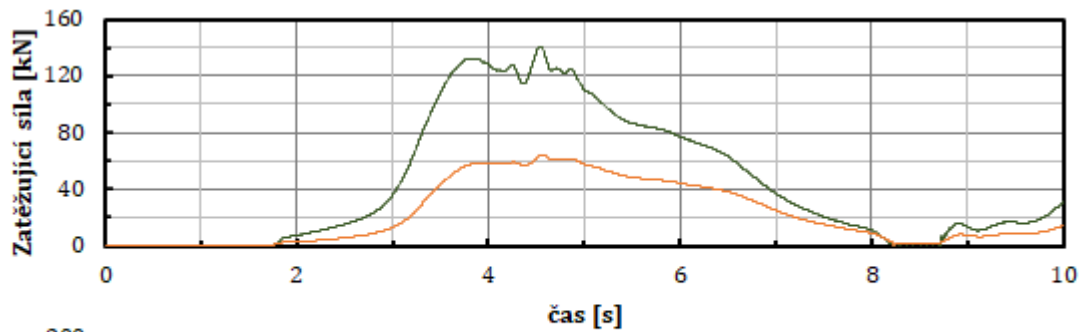


**Tabulka absorbované (disipované) energie pro různá  $k_{0z}$  a  $k_{0o}$ :**

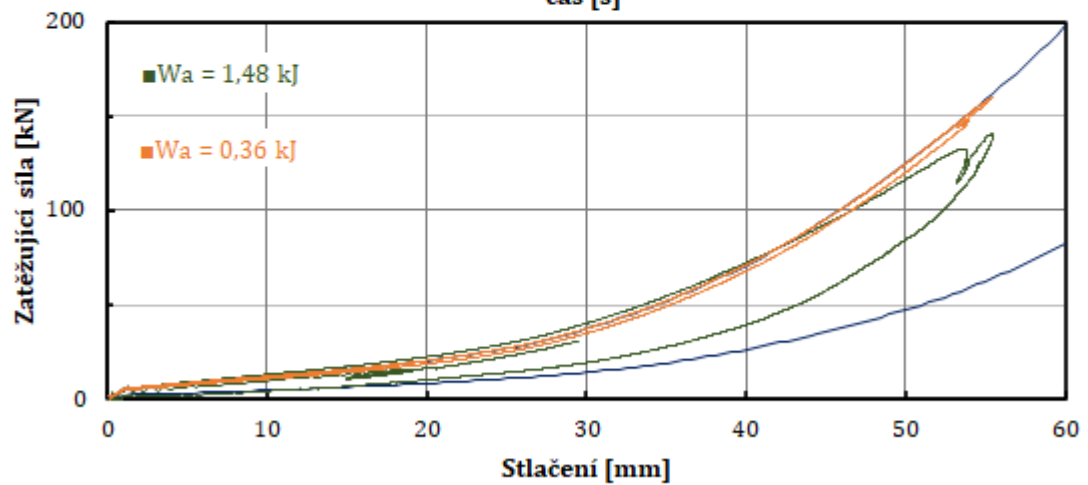
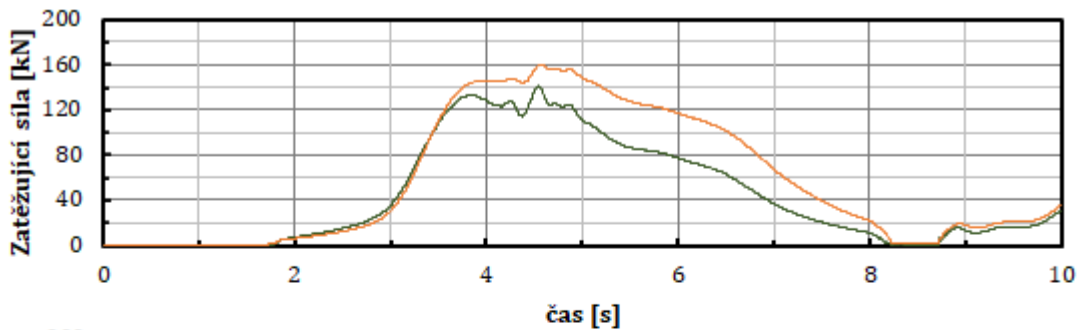
Identifikace scénáře	Absorbovaná energie ( $W_a$ )
Naměřený signál	1,48 kJ
$k_{0z} = k_{0o} = 0,2$	0,20 kJ
$k_{0z} = k_{0o} = 0,5$	0,36 kJ
$k_{0z} = k_{0o} = 1,0$	1,12 kJ
$k_{0z} = k_{0o} = 2,0$	1,76 kJ
$k_{0z} = k_{0o} = 5,0$	2,01 kJ
$k_{0z} = k_{0o} = 10,0$	2,10 kJ

Identifikace scénáře	Absorbovaná energie ( $W_a$ )
Naměřený signál	1,48 kJ
$k_{0z} = 0,2; k_{0o} = 1$	0,20 kJ
$k_{0z} = 1,0; k_{0o} = 0,2$	0,51 kJ
$k_{0z} = 1,0; k_{0o} = 2,0$	1,77 kJ
$k_{0z} = 1,0; k_{0o} = 5,0$	1,97 kJ
$k_{0z} = 2,0; k_{0o} = 1,0$	1,15 kJ
$k_{0z} = 5,0; k_{0o} = 1,0$	1,09 kJ

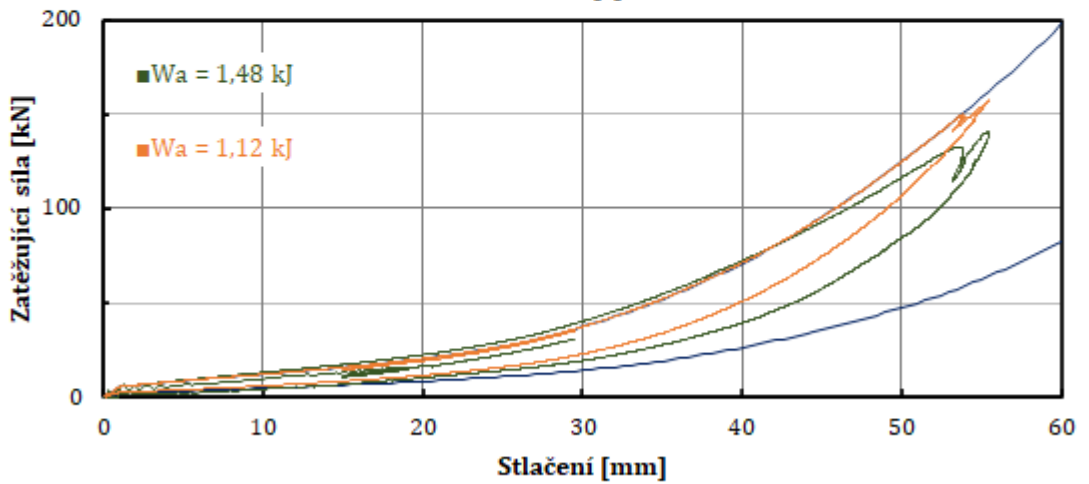
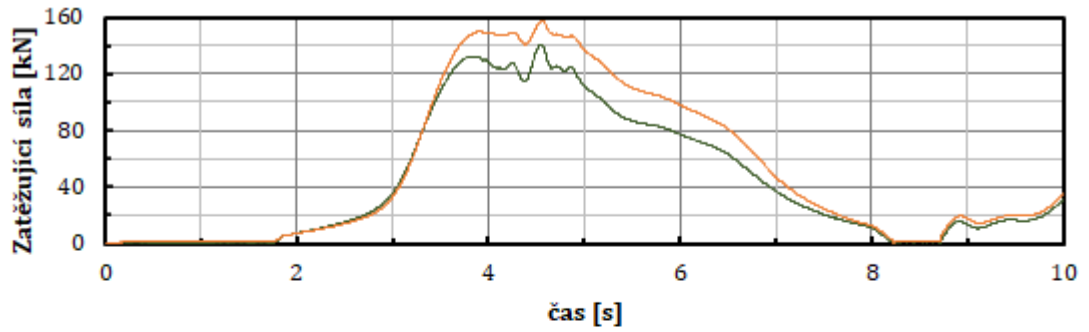
Grafy vypočtené síly v závislosti na čase a na deformaci pro různá  $k_{0z}$  a  $k_{0o}$ :



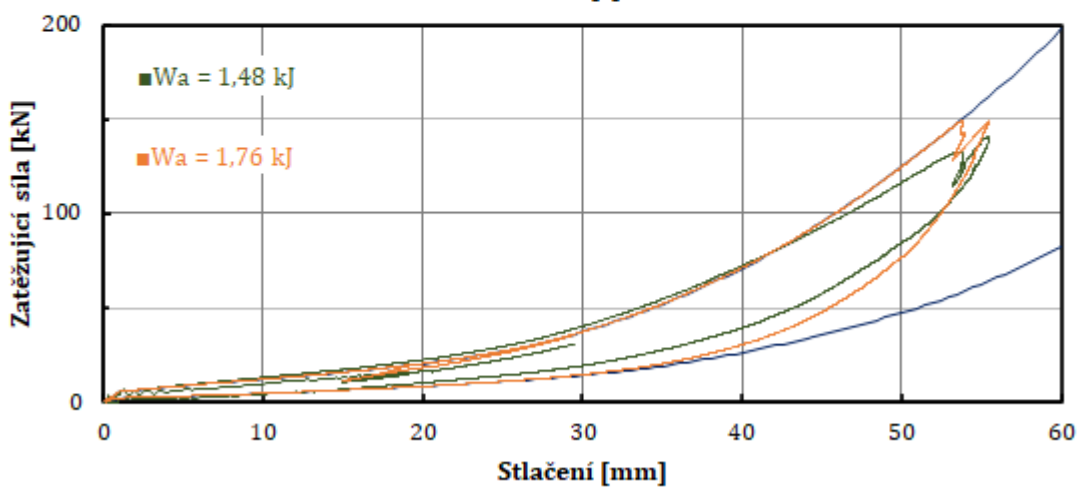
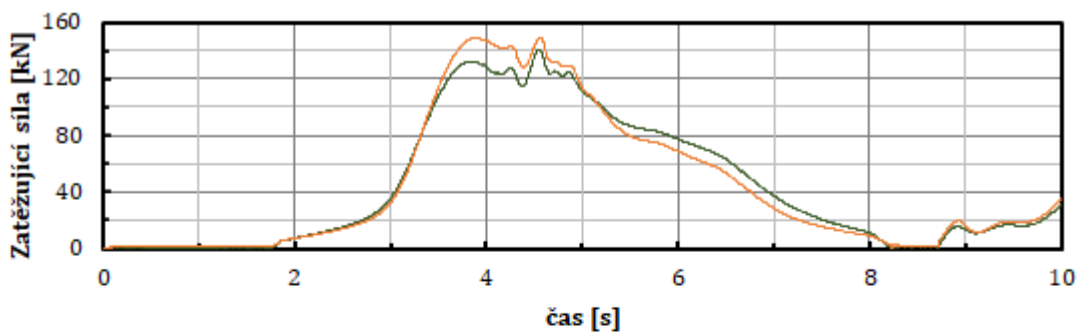
— Obálková křivka — Naměřený signál —  $k_{0z} = k_{0o} = 0.2$



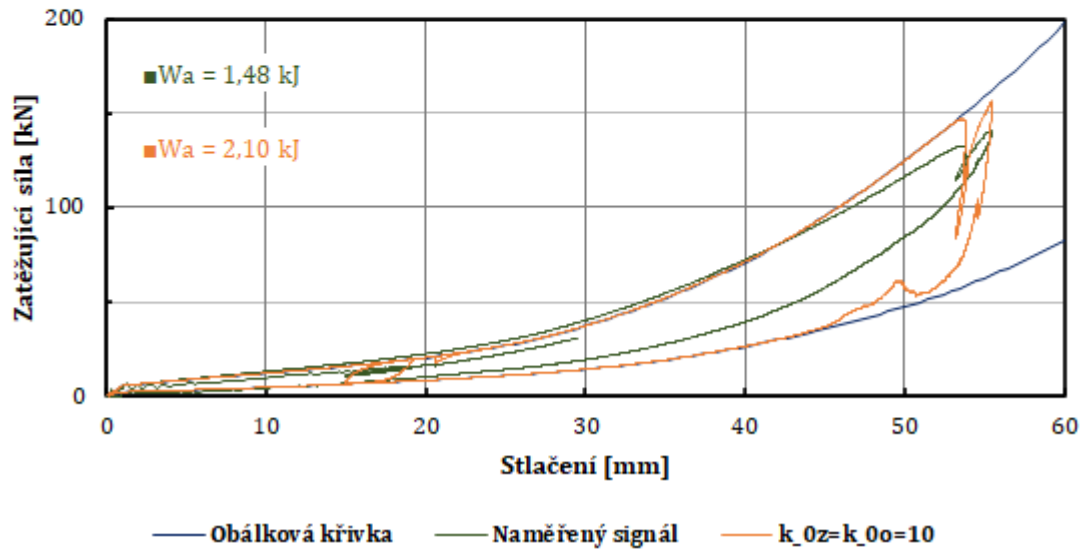
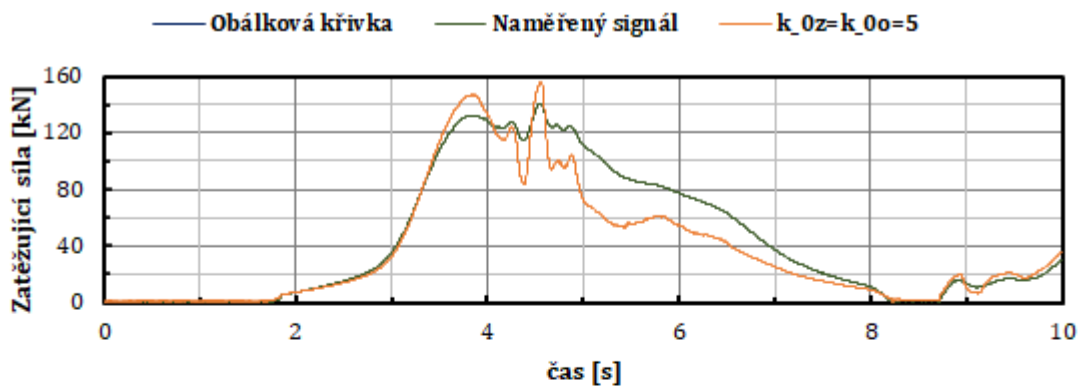
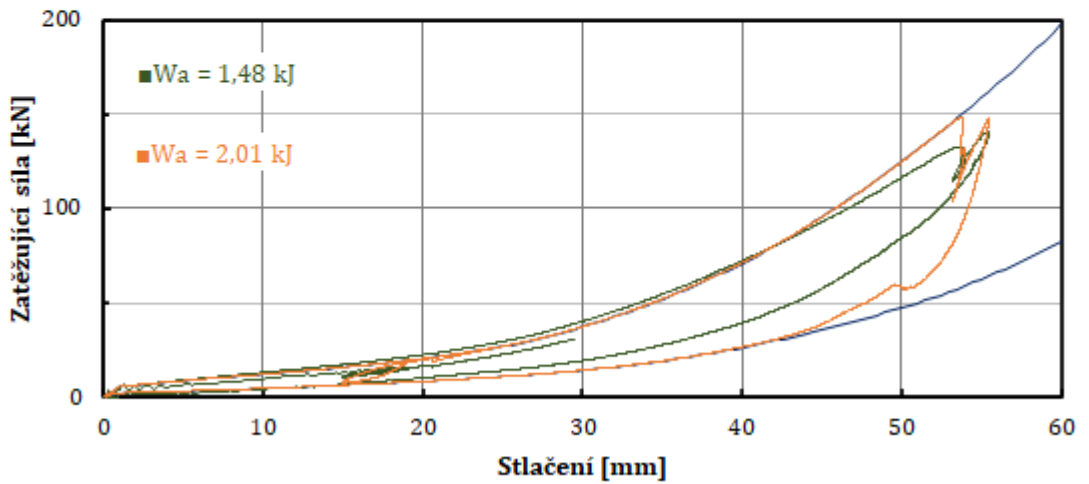
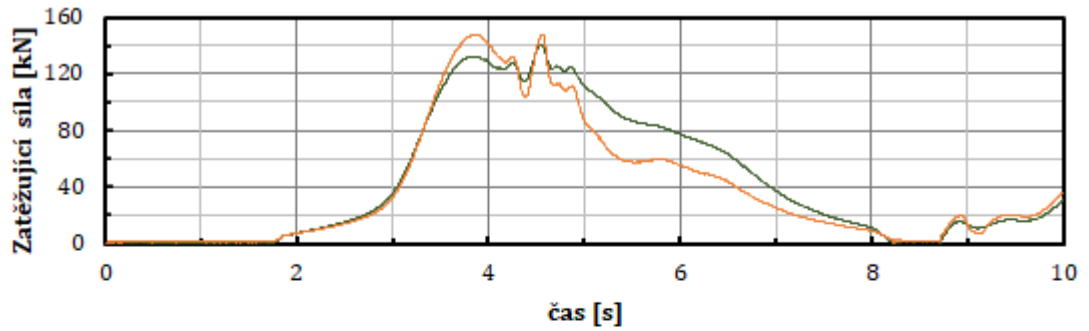
— Obálková křivka — Naměřený signál —  $k_{0z} = k_{0o} = 0.5$

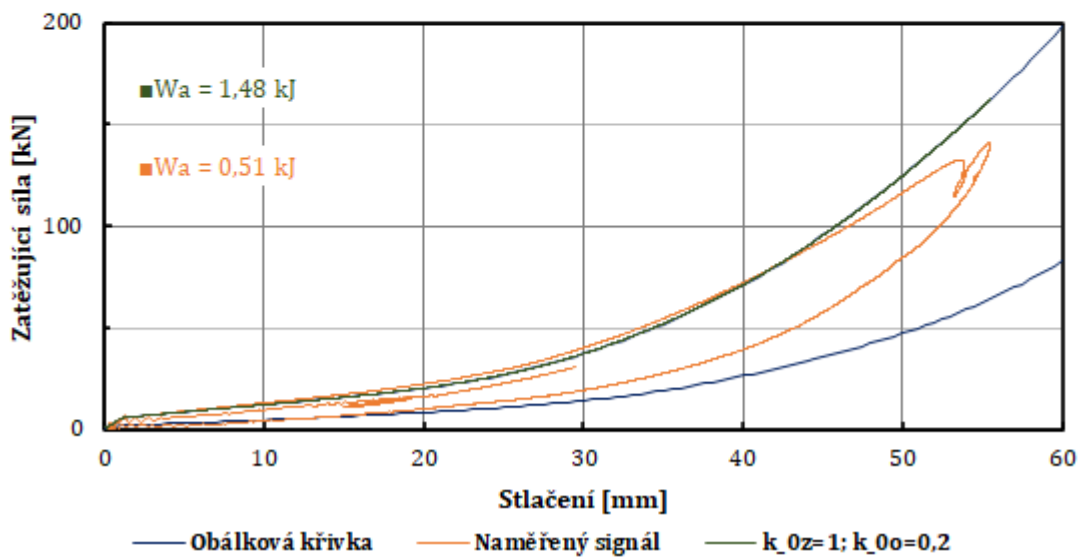
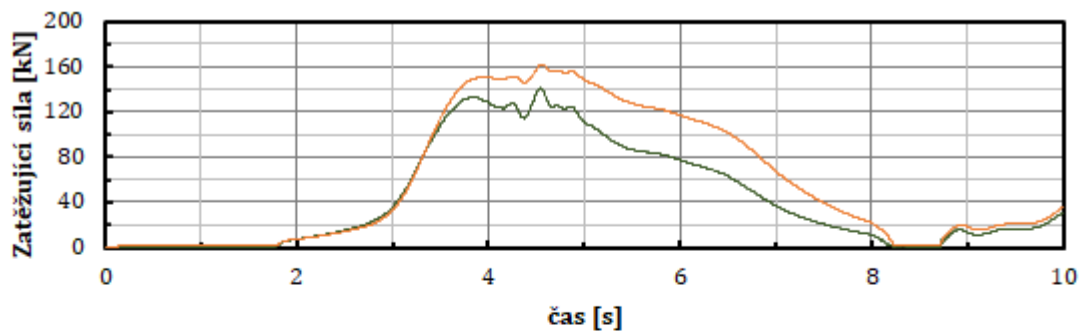
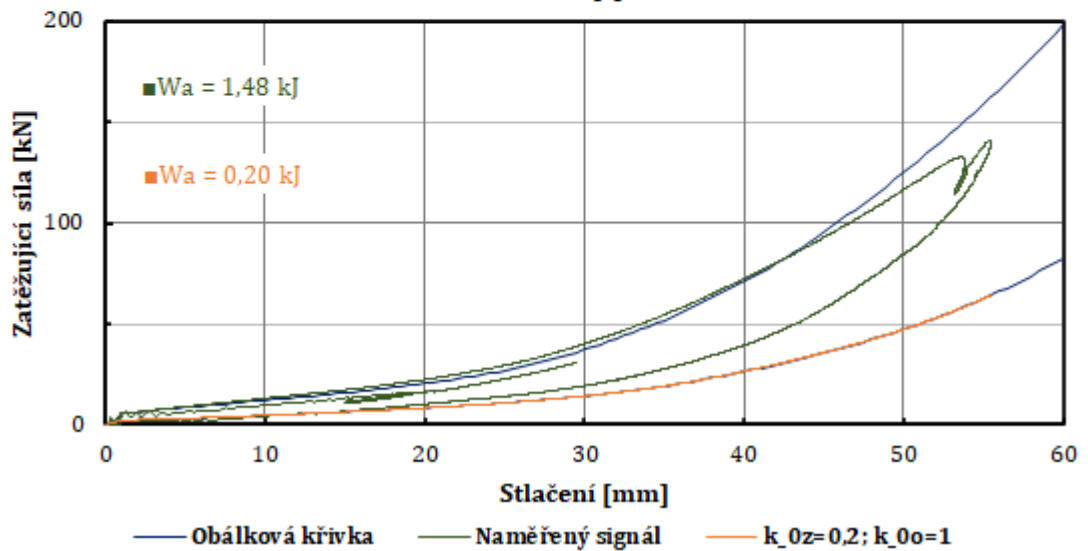
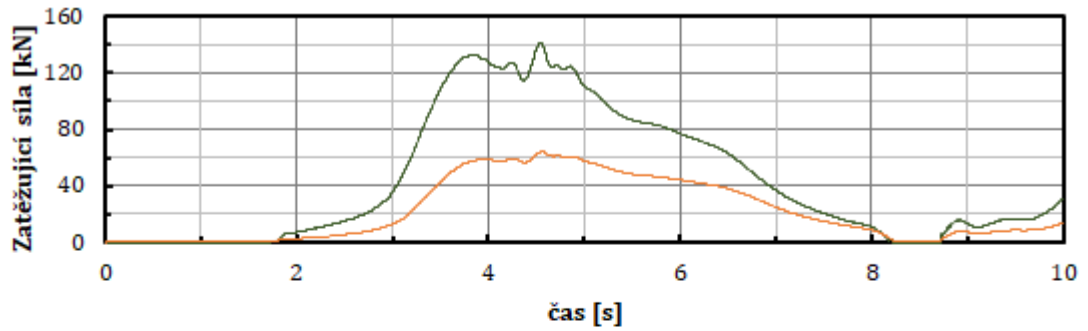


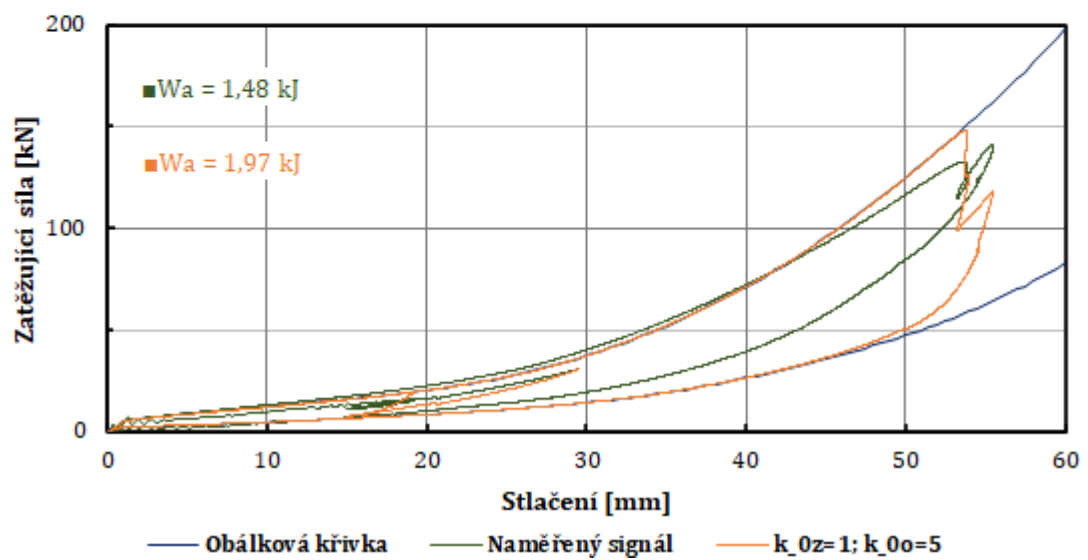
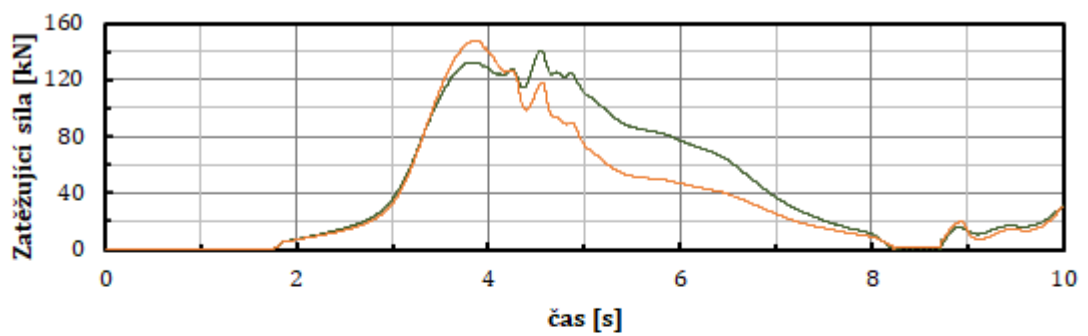
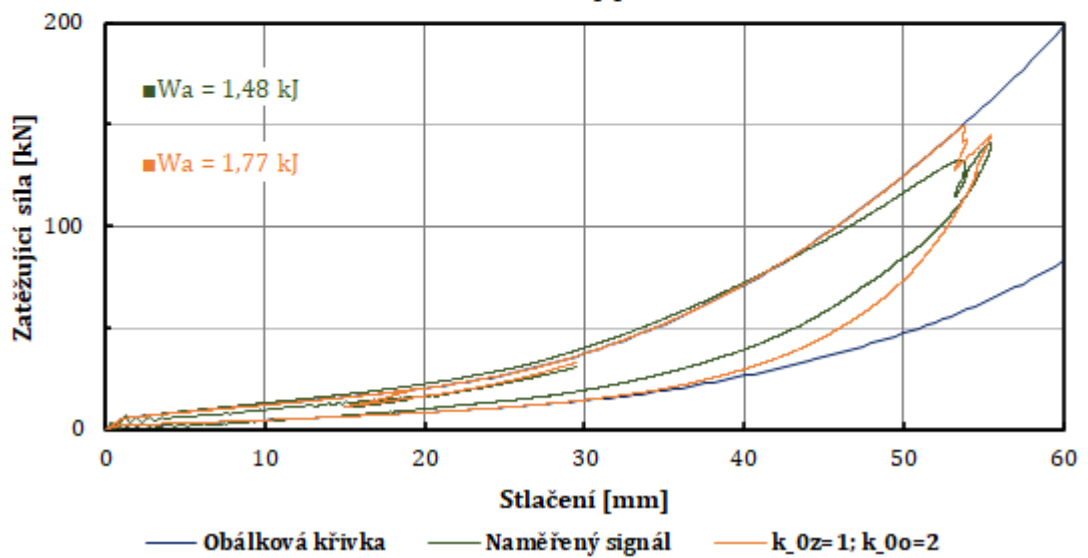
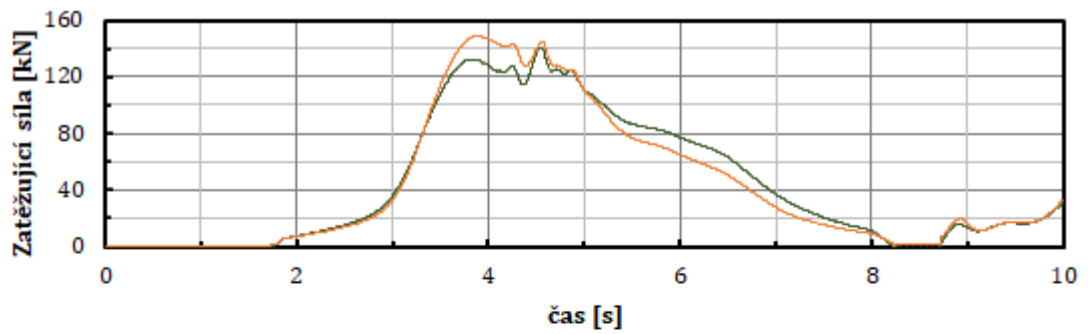
— Obálková křivka — Naměřený signál —  $k_{0z}=k_{0o}=1$



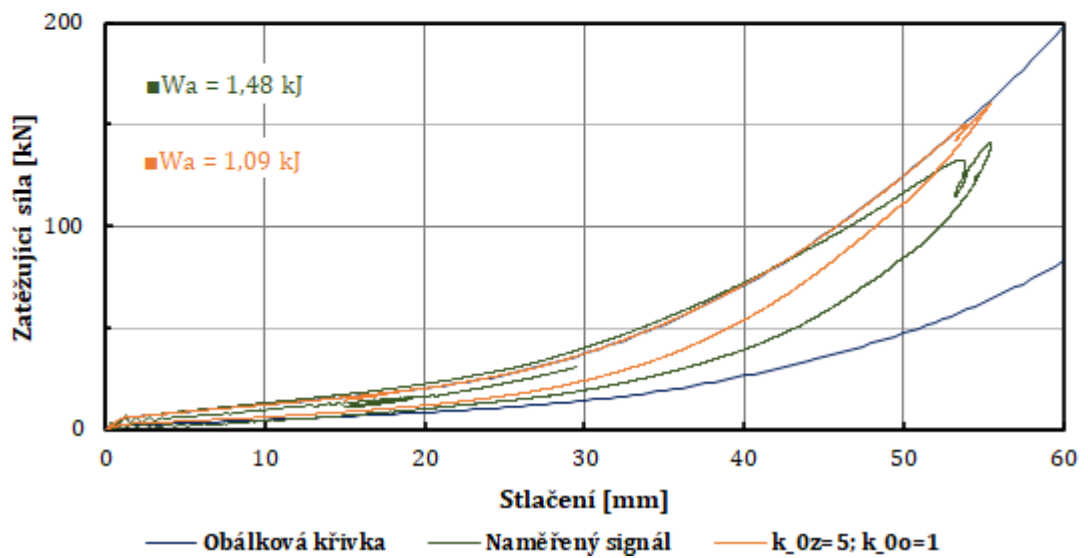
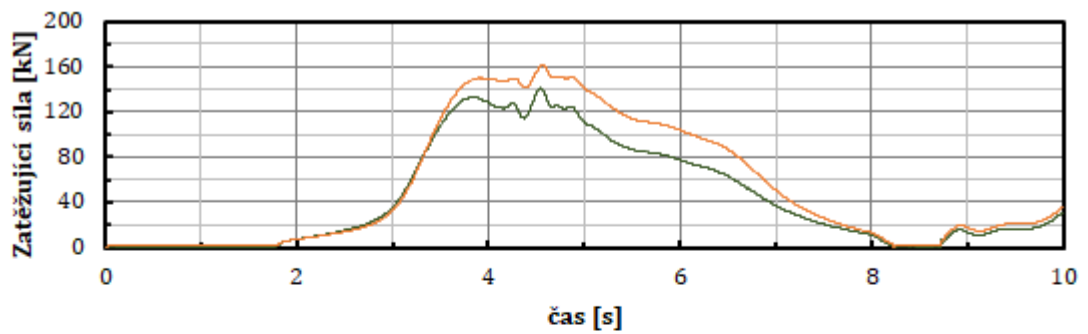
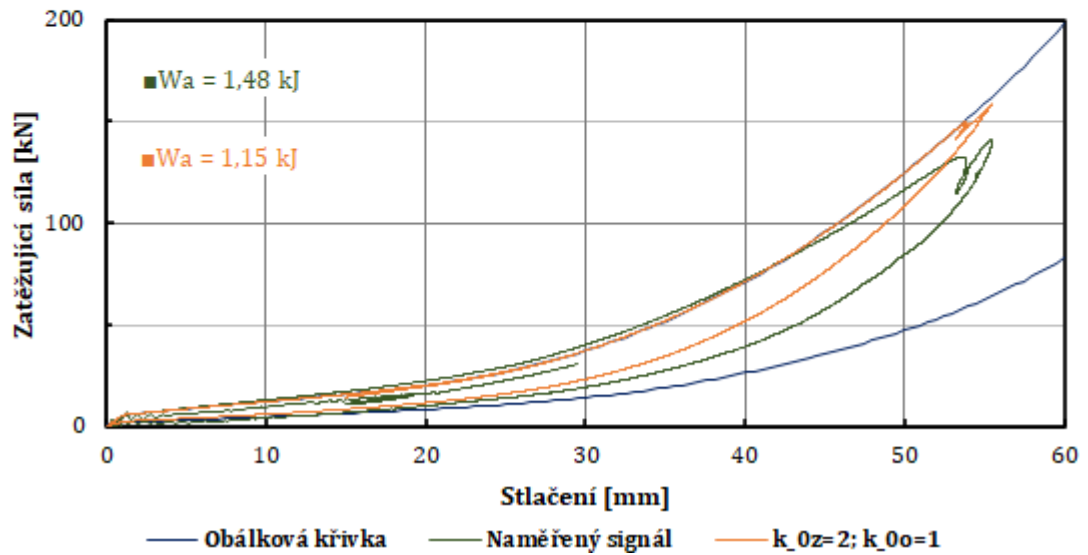
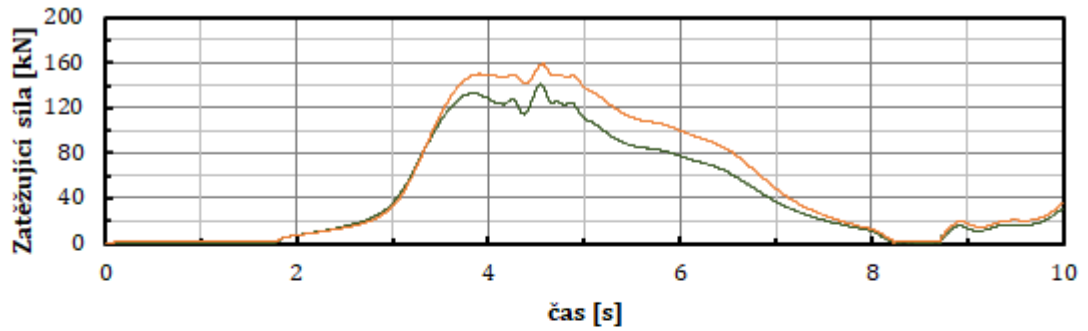
— Obálková křivka — Naměřený signál —  $k_{0z}=k_{0o}=2$









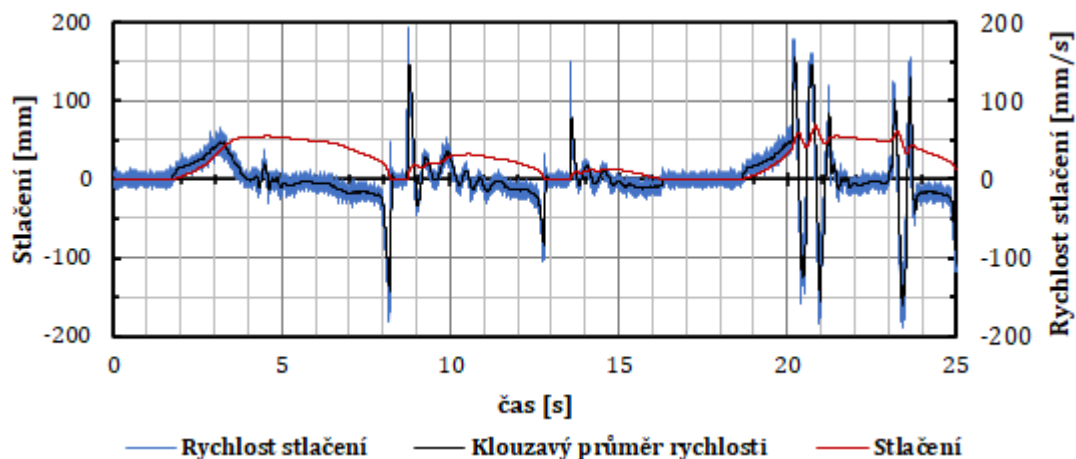


Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

**Příloha 7: Porovnání výsledků upraveného modelu pro různé nastavení parametrů simulace, dle kapitoly 6.1.2, při zatěžování náhodným a harmonickým signálem**

**Časový průběh zatěžovacího signálu:**



**Tabulka nastavených parametrů simulací:**

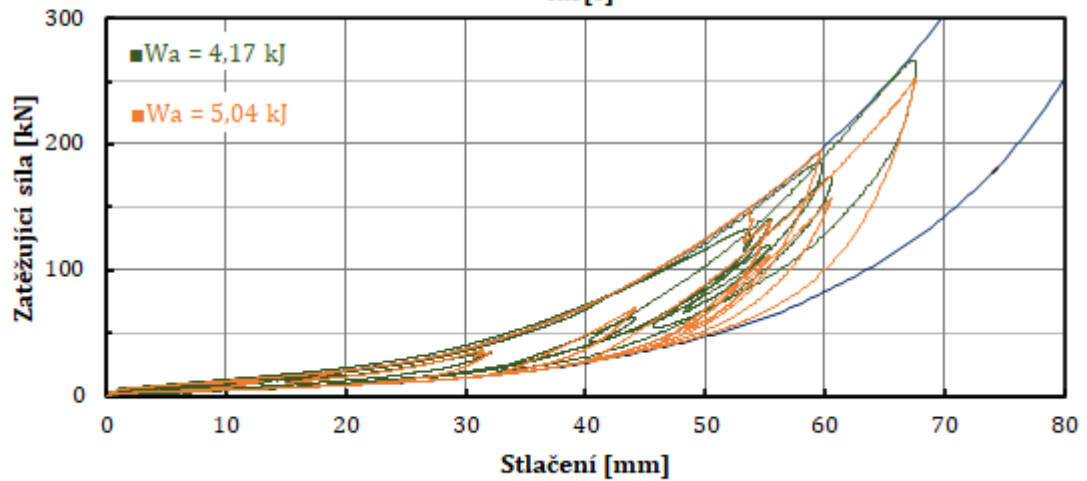
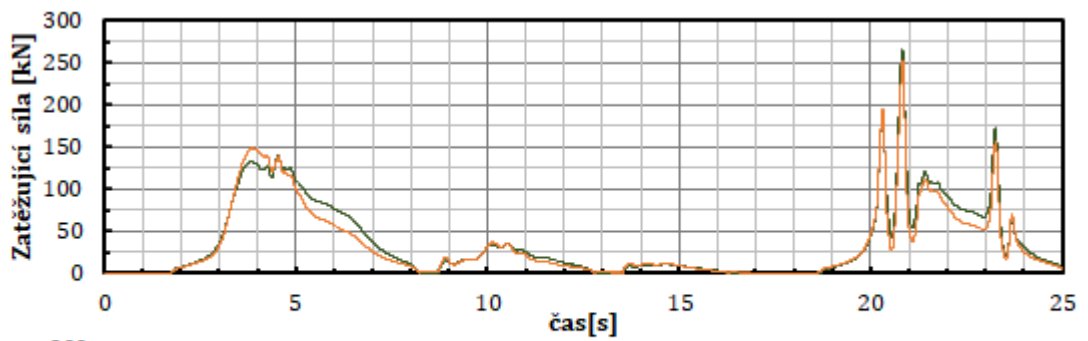
Identifikace scénářů	Nastavované parametry simulací						
	$k_{0z}$ [-]	$k_{0o}$ [-]	$m$ [-]	$n$ [mm <sup>-1</sup> ]	$o$ [s·mm <sup>-1</sup> ]	$p$ [-]	$q$ [mm <sup>-1</sup> ]
stav_1a	0,9	2,5	1	0	0	1	0
stav_1b			0,92 0,95				
stav_2a			0,92 0,95	0	0	1,5	0
stav_2b						1,1	
stav_3a			0,92 0,95	5·10 <sup>-3</sup>	0	1,1	0
stav_3b							
stav_4a			0,92 0,95	2,9·10 <sup>-3</sup>	4·10 <sup>-4</sup>	1,1	0
stav_4b					8·10 <sup>-4</sup>		
stav_5a			0,92 0,95	2,9·10 <sup>-3</sup>	8·10 <sup>-4</sup>	1,1	3·10 <sup>-3</sup>
stav_5b							5,5·10 <sup>-3</sup>

**Absorbovaná energie + maximální a průměrné rozdíly sil z měření a ze simulace:**

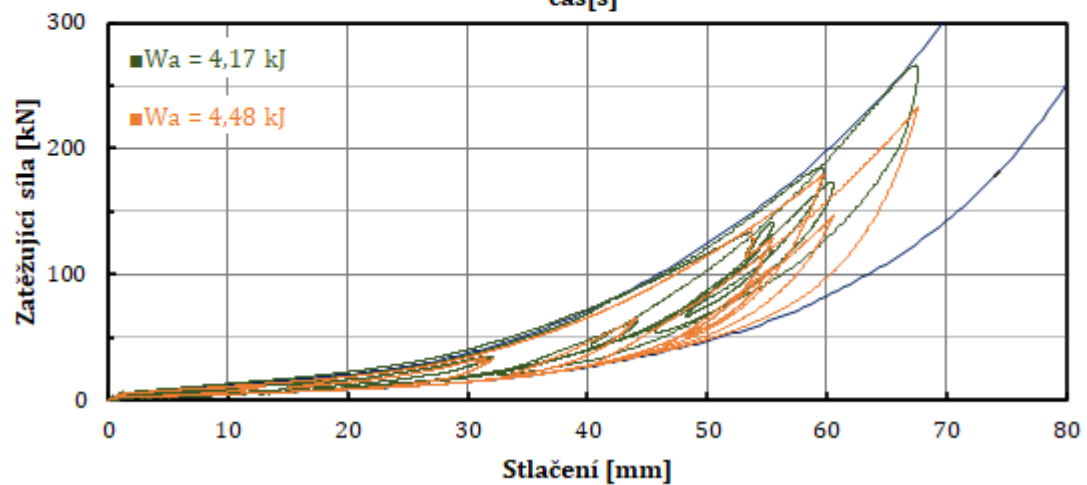
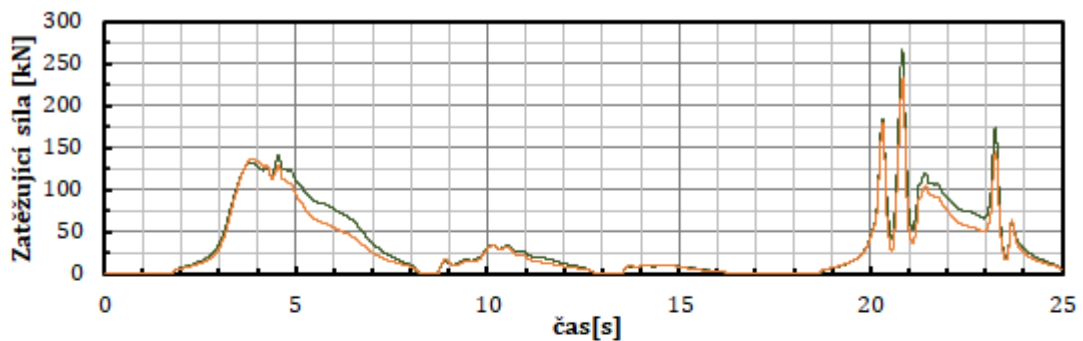
Identifikace scénáře	$W_a$ [kJ]	$\Delta F_{max}$ [kN]	$\Delta F_{prum}$ [kN]
Naměřeno	4,17	---	---
stav_1a	5,04	28,93	3,03
stav_2a	2,96	26,68	0,72
stav_3a	4,28	21,82	3,19
stav_4a	4,45	21,44	2,96
stav_5a	4,24	19,79	1,24

Identifikace scénáře	$W_a$ [kJ]	$\Delta F_{max}$ [kN]	$\Delta F_{prum}$ [kN]
Naměřeno	4,17	---	---
stav_1b	4,48	33,61	4,47
stav_2b	4,18	32,23	3,34
stav_3b	4,23	23,35	3,29
stav_4b	4,69	21,07	2,64
<b>stav_5b</b>	<b>3,87</b>	<b>23,59</b>	<b>0,06</b>

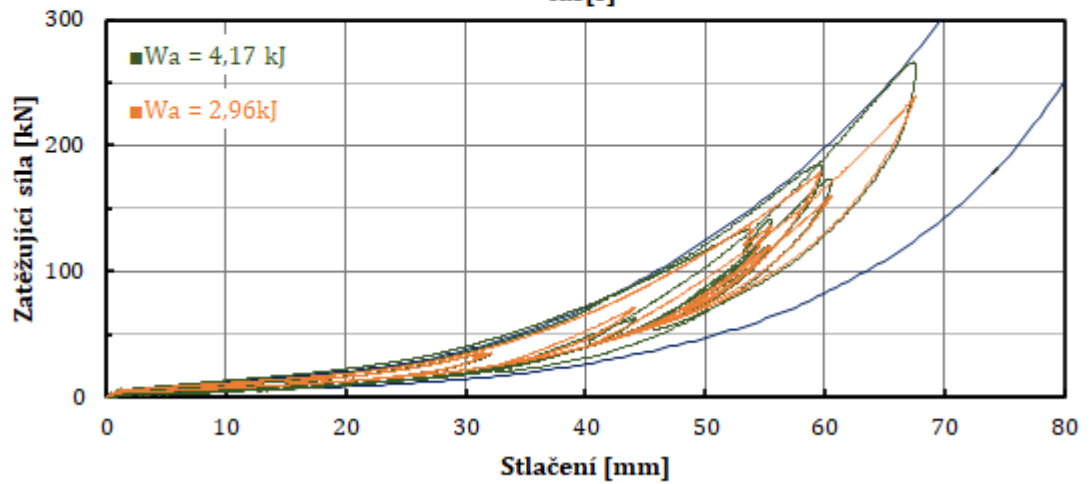
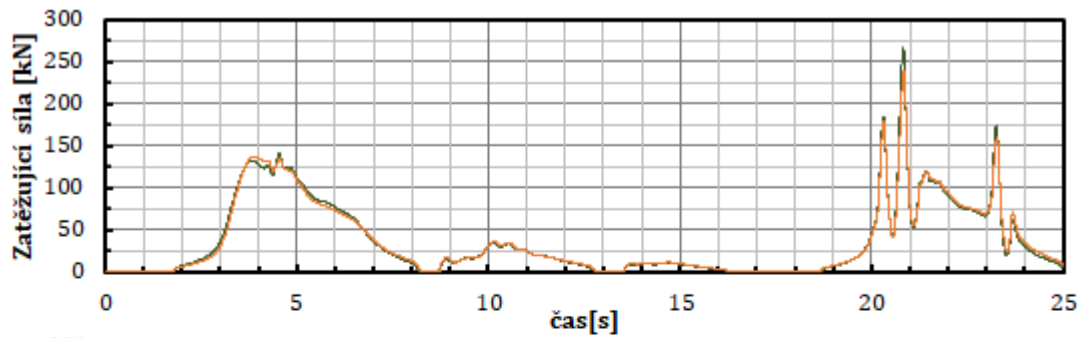
Grafy vypočtené síly v závislosti na čase a na deformaci pro výše uvedené stavy:



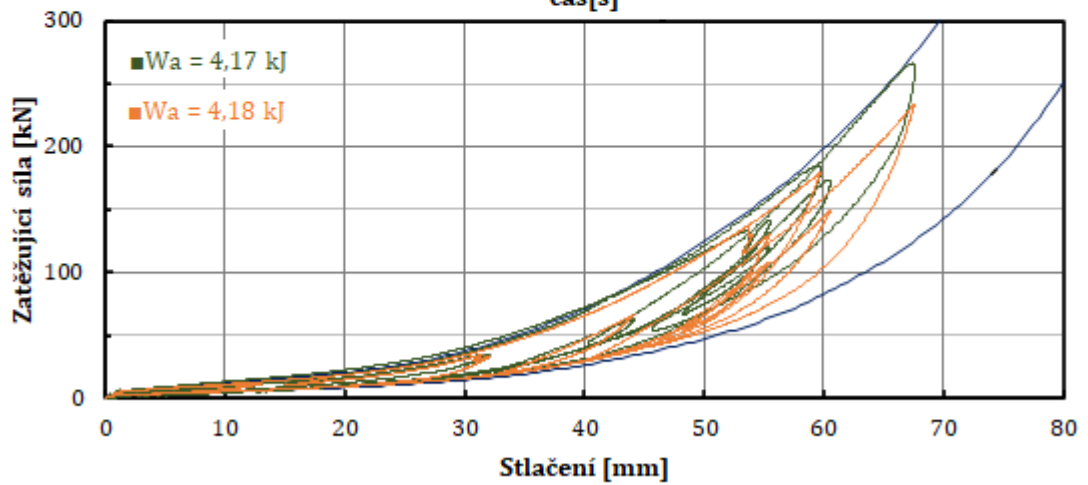
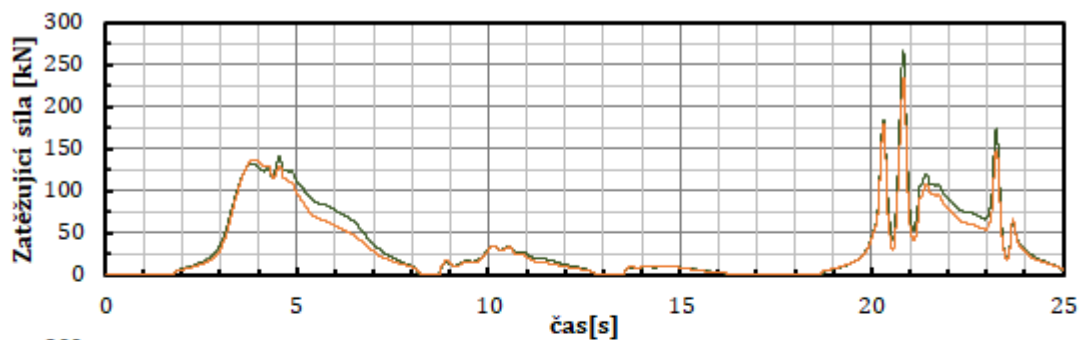
— Obálková křivka — Naměřený signál — Stav\_1a



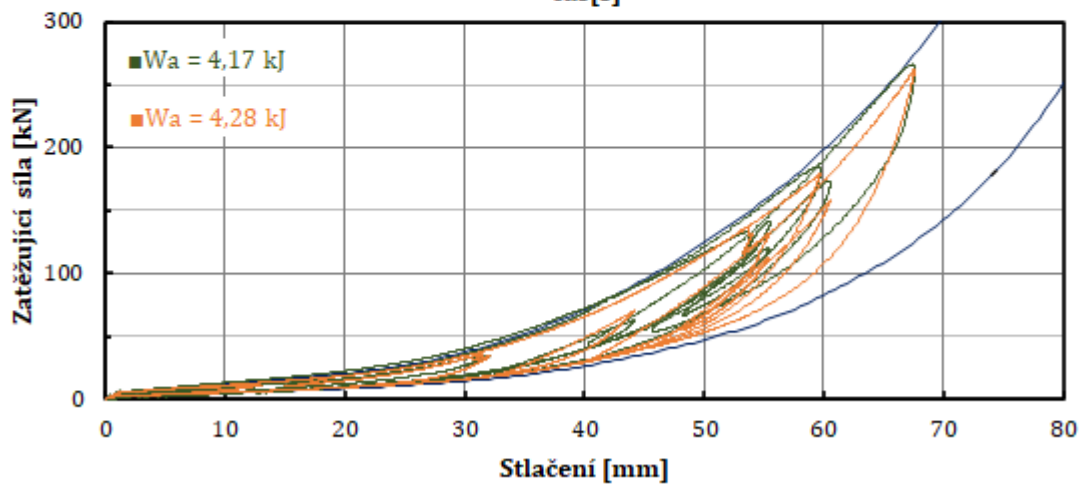
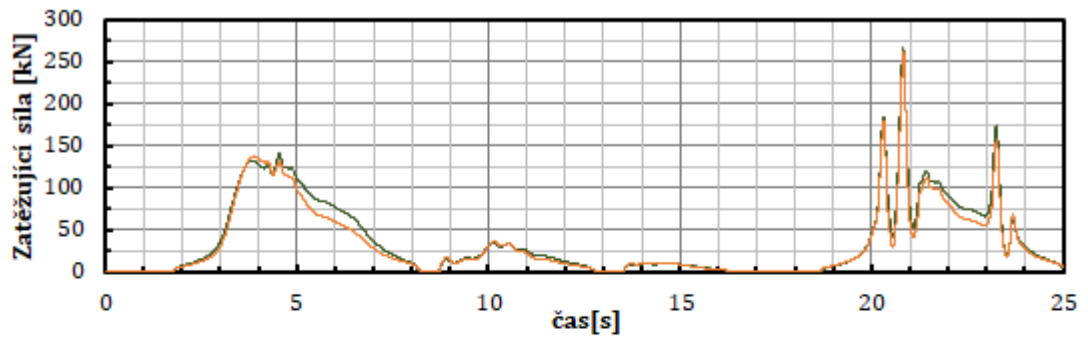
— Obálková křivka — Naměřený signál — Stav\_1b



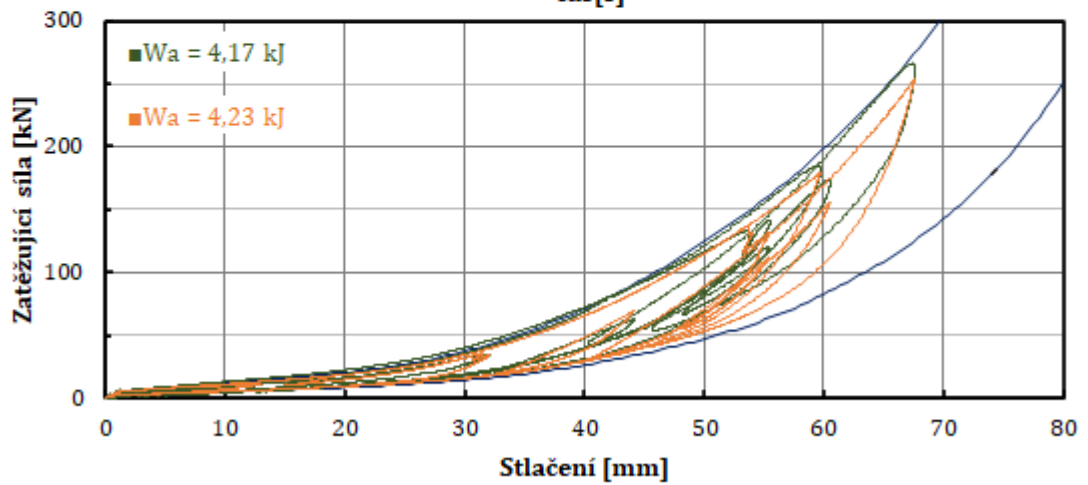
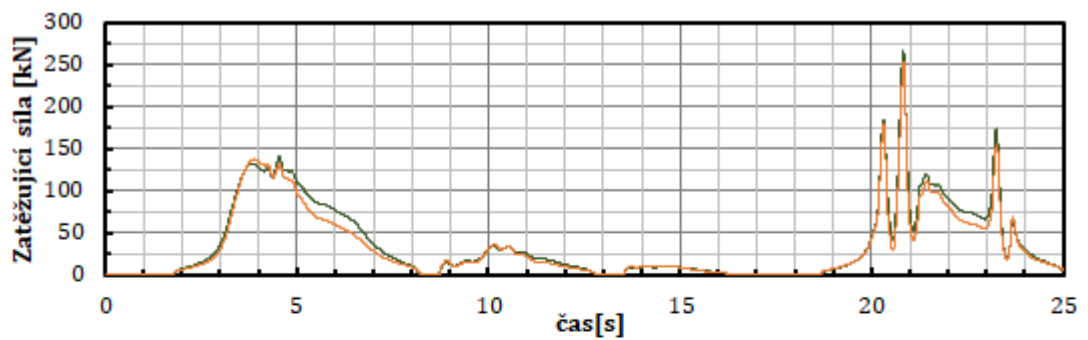
— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_2a



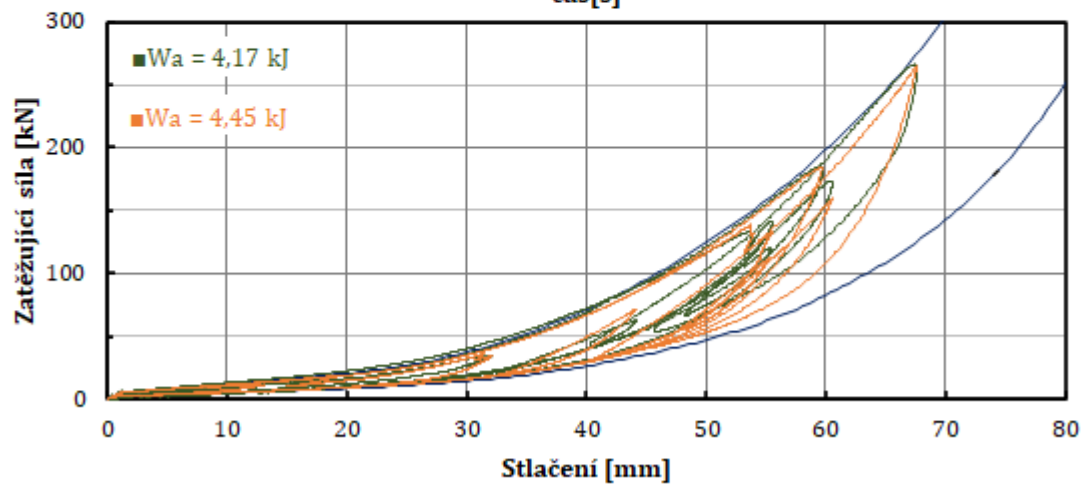
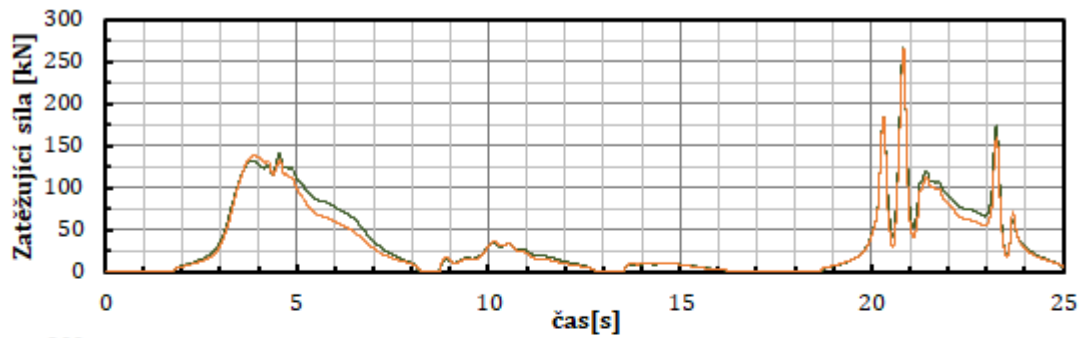
— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_2b



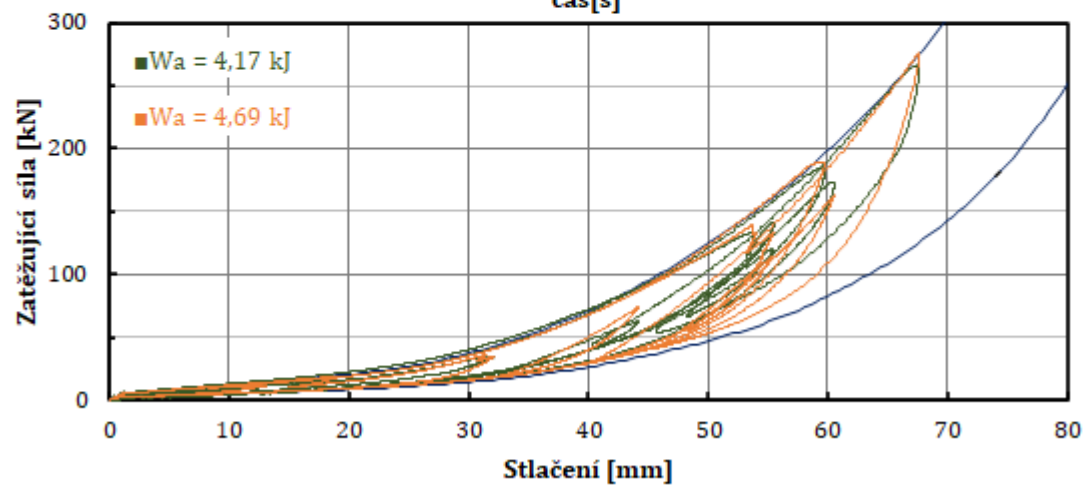
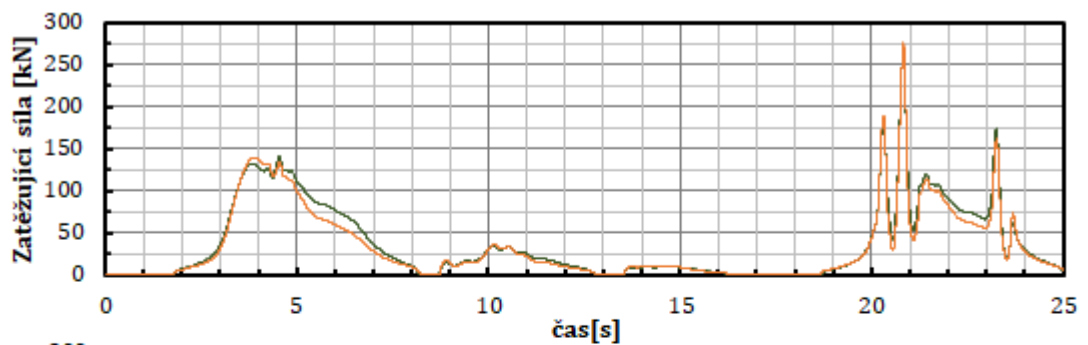
— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_3a



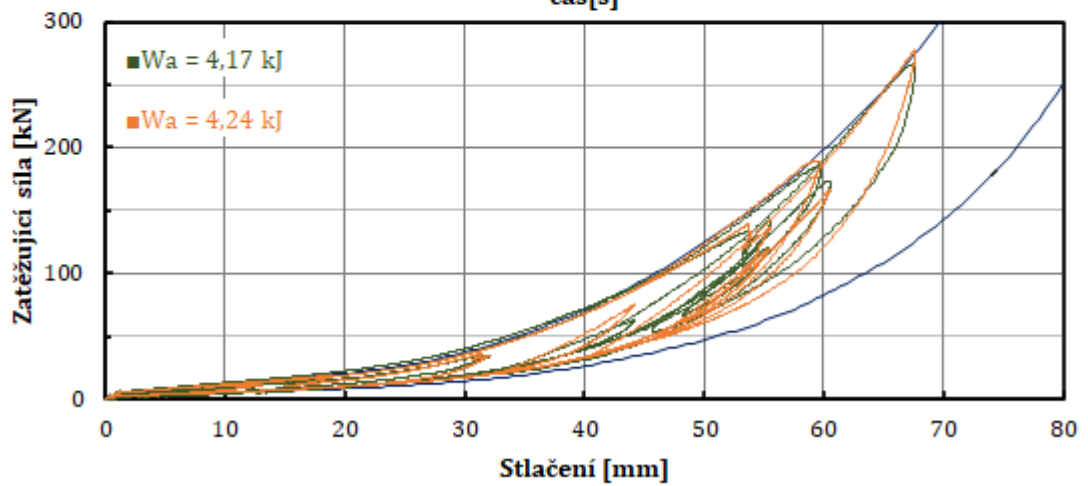
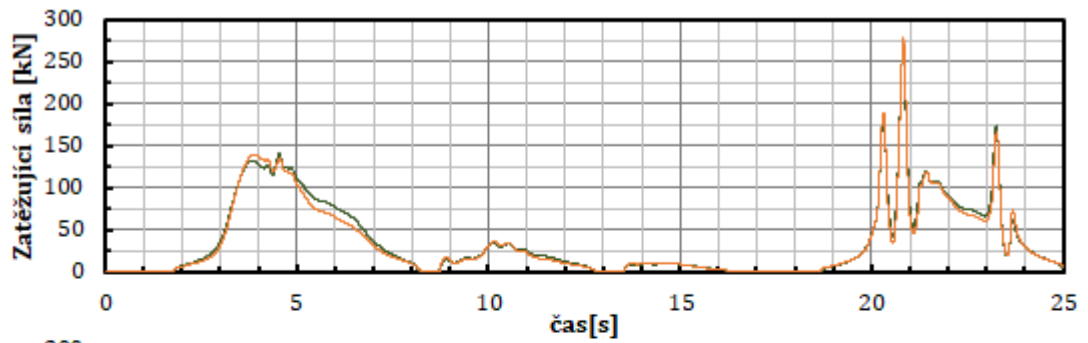
— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_3b



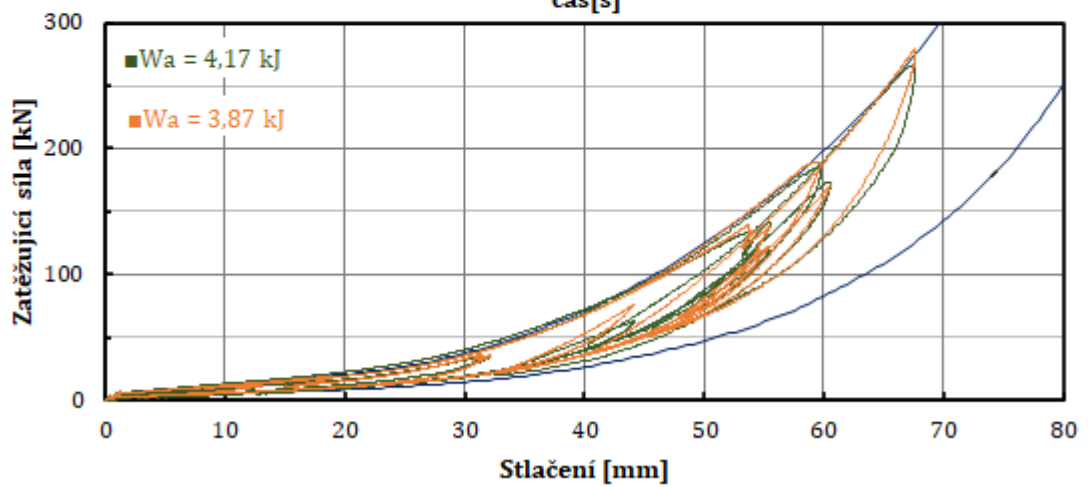
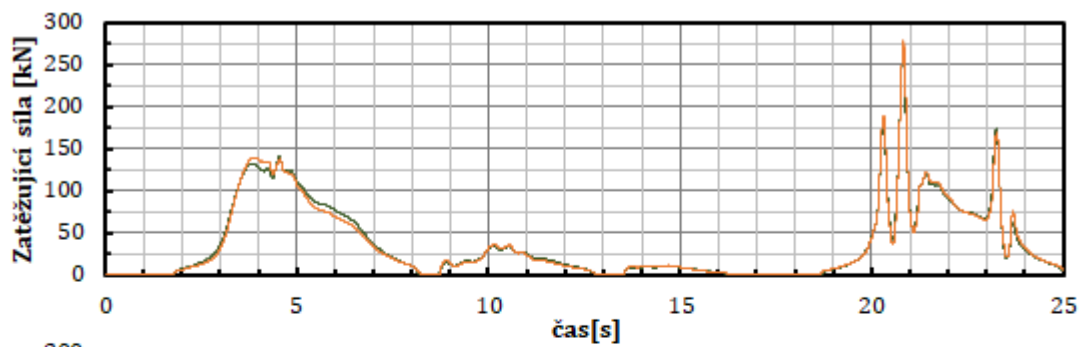
— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_4a



— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_4b



— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_5a



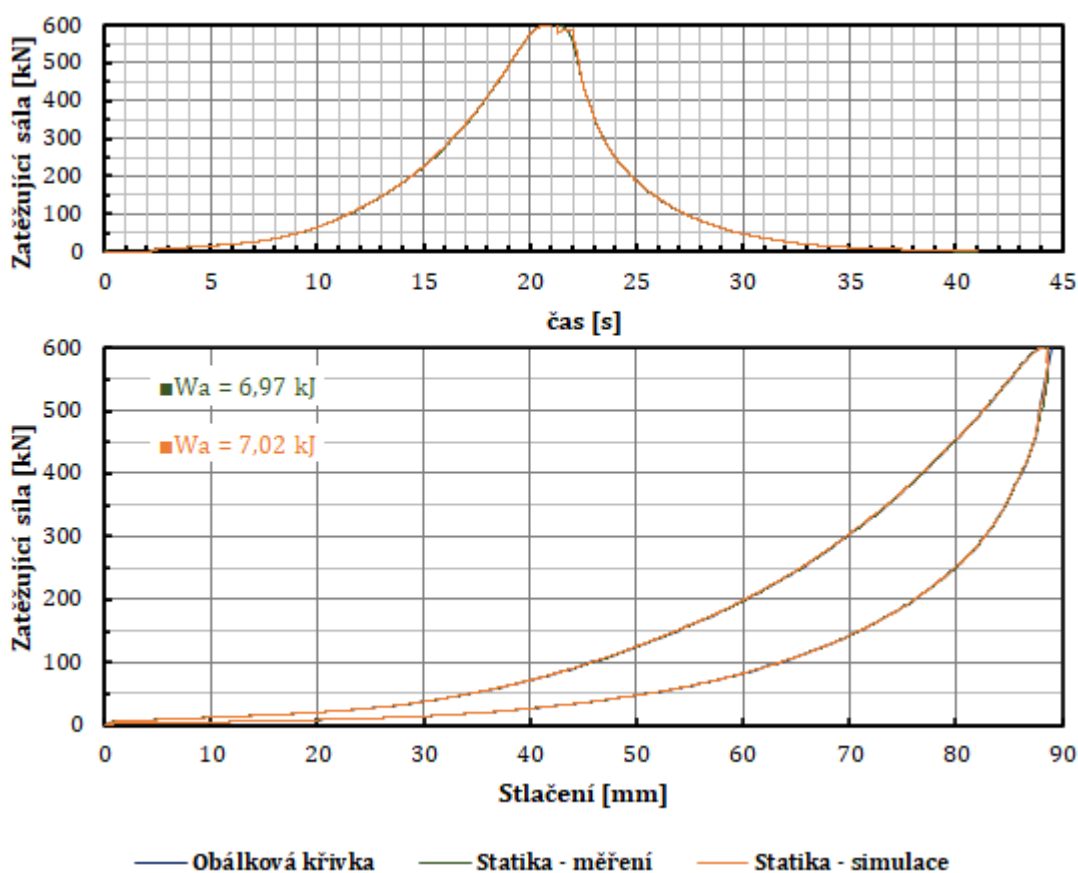
— Obálková křivka    — Naměřený signál    — Stav\_5b

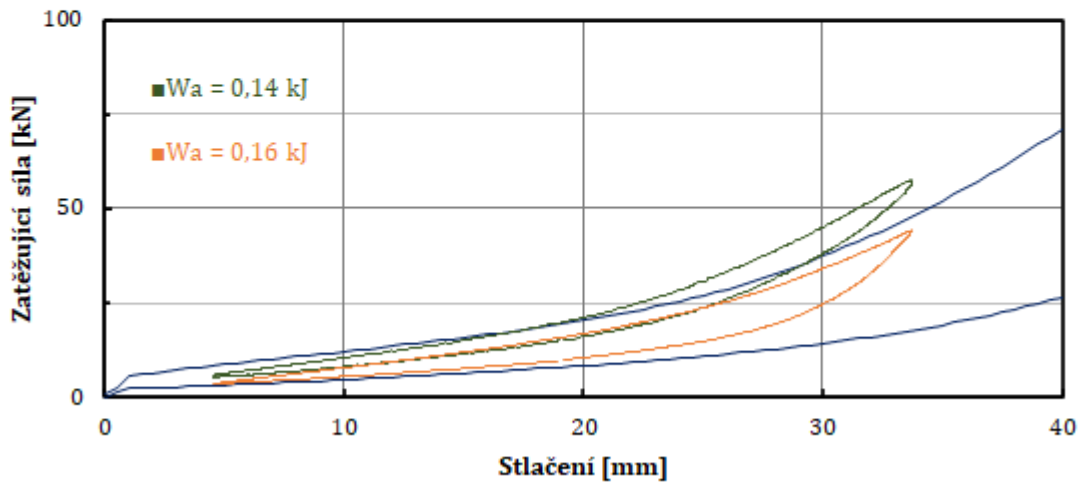
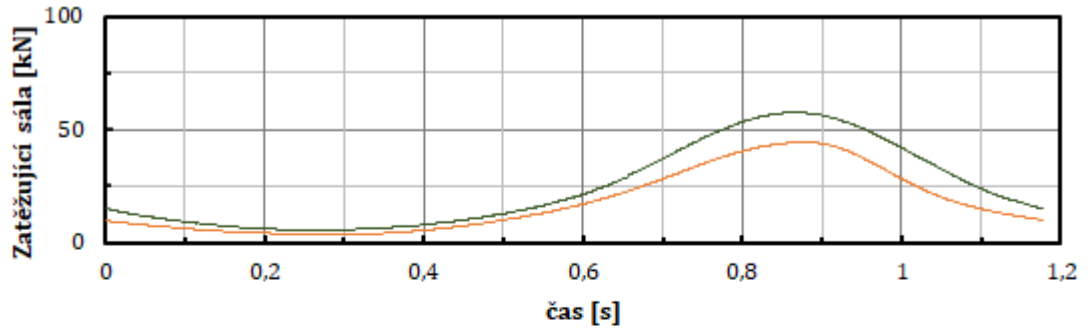


**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**  
**Absorbovaná energie + maximální a průměrné rozdíly sil z měření a ze simulace**  
**při nastavení modelu dle „stav\_5b“:**

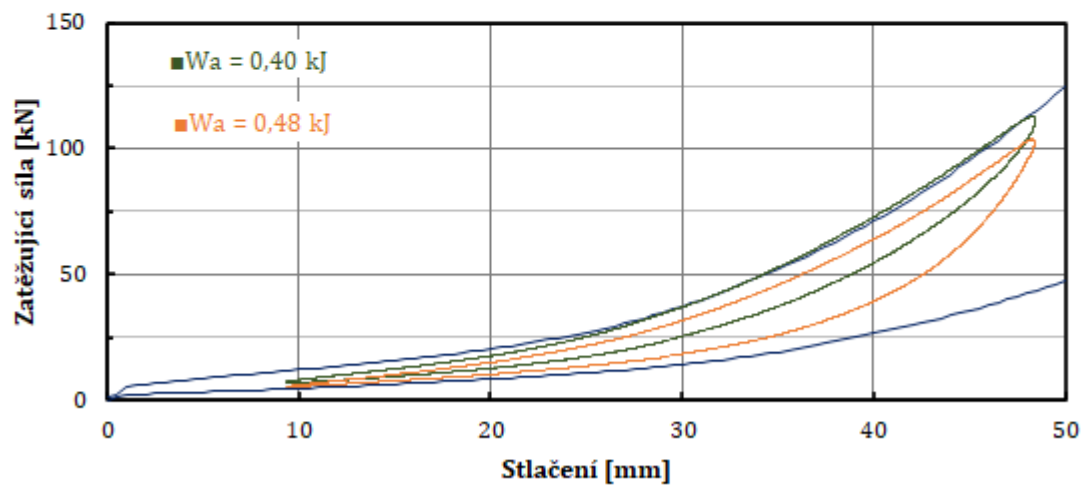
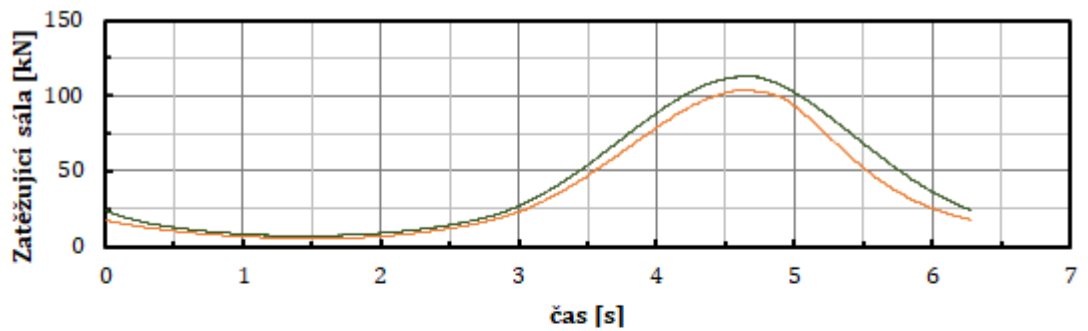
Identifikace scénáře	$W_a$ [kJ]	$\Delta F_{max}$ [kN]	$\Delta F_{prum}$ [kN]	Identifikace scénáře	$W_a$ [kJ]	$\Delta F_{max}$ [kN]	$\Delta F_{prum}$ [kN]
Statika měření	6,97	---	---	5-2-3 měření	0,18	---	---
Statika simulace	7,02	22,07	0,37	5-2-3 simulace	0,25	11,26	4,57
3-3-5 měření	0,14	---	---	6-6-4 měření	4,76	---	---
3-3-5 simulace	0,16	13,72	6,60	6-6-4 simulace	5,88	40,09	13,8
4-4-2 měření	0,40	---	---	7-2-1 měření	0,41	---	---
4-4-2 simulace	0,48	16,37	6,30	7-2-1 simulace	0,54	35,33	27,23

**Grafy vybraných průběhů sil ze simulace při harmonickém zatěžování:**

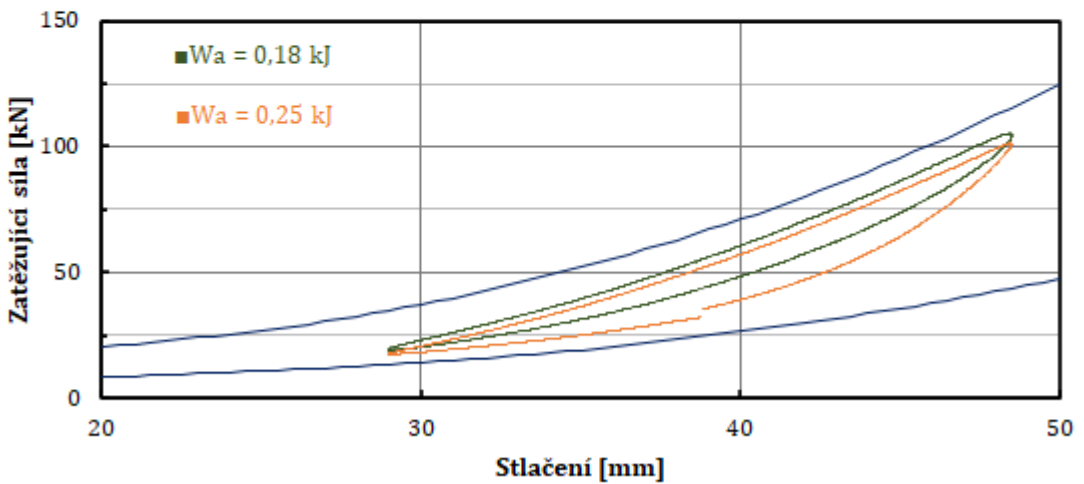
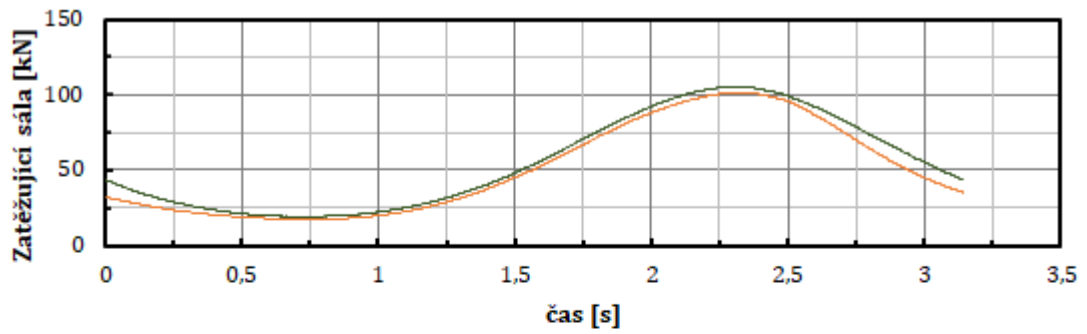




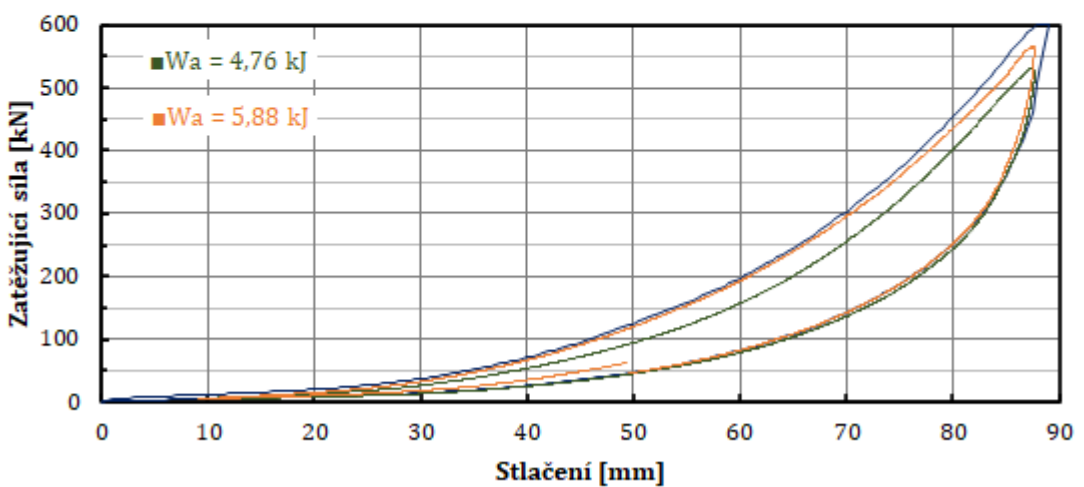
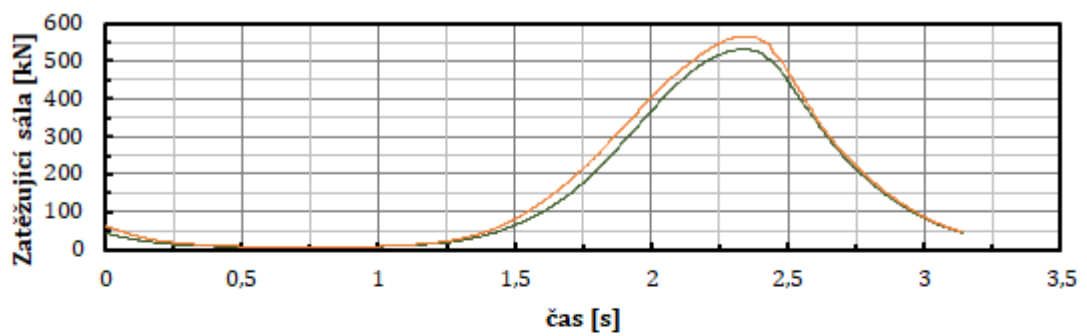
— Obálková křivka    — 3-3-5 - měření    — 3-3-5 - simulace



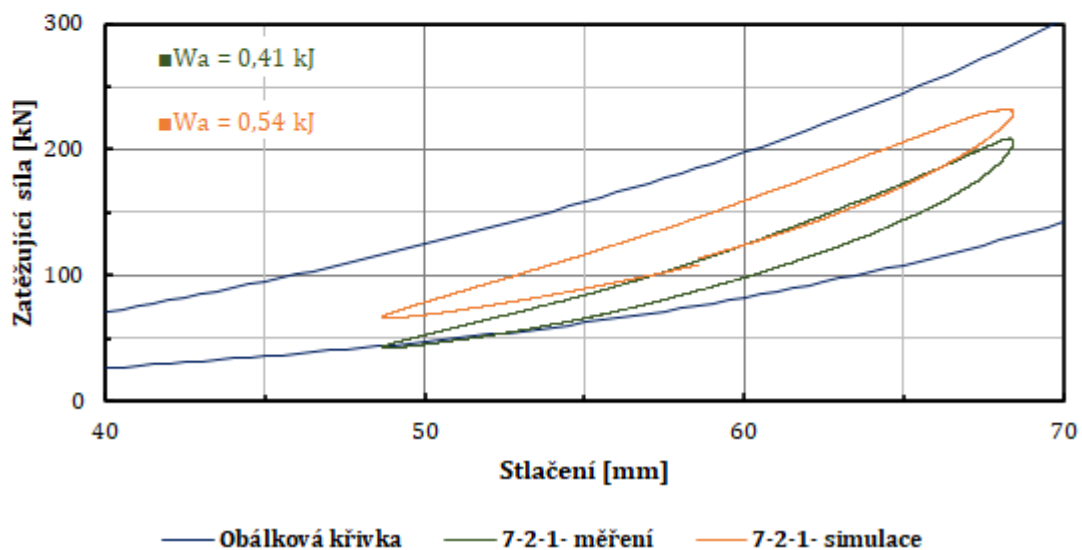
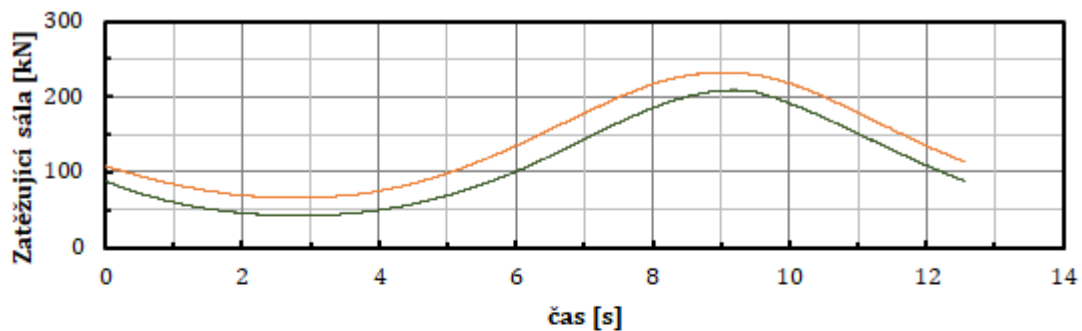
— Obálková křivka    — 4-4-2 - měření    — 4-4-2 - simulace



— Obálková křivka — 5-2-3 - měření — 5-2-3 - simulace



— Obálková křivka — 6-6-4 - měření — 6-6-4 - simulace



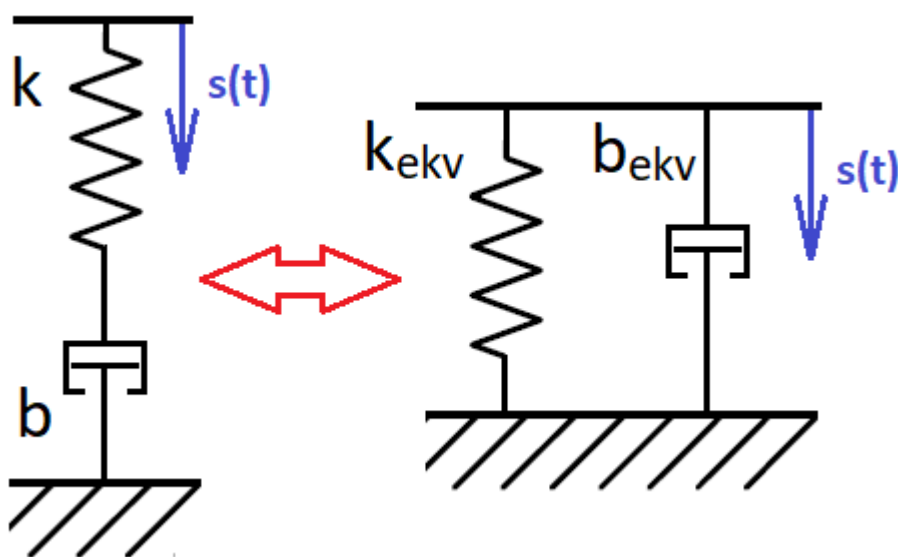
Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera

**Experimentální zjišťování a výpočtové modelování dyn. charakteristik nárazníků žel. vozidel – přílohy**

### Příloha 8: Postup řešení úlohy s Maxwellovým elementem bez použití komplexních čísel

V kapitole 6.2.1 diplomové práce byl rozebrán postup řešení dynamického modelu 2, který byl zvolen zejména z důvodu, že jedním z prvků náhradního modelu byl *Maxwellův element*. Jistou nevýhodou dříve představené komplexně-početní metody výpočtu může být nutnost provádění výpočtů v komplexní rovině, přičemž skutečnost, že každá veličina potom má reálnou a imaginární část je třeba mít v průběhu sestavování výpočetního programu na paměti.

Alternativou ke zvolenému postupu výpočtu může být převedení původně sériové kombinace proporcionálního tlumiče a lineární pružiny na ekvivalentní paralelní kombinaci tlumiče a pružiny, což je naznačeno na p8-obr. 1. V takovém případě je do ekvivalentní tuhosti pružiny a ekvivalentní konstanty tlumení zahrnuta budící kruhová frekvence, a tyto ekvivalentní charakteristiky tlumiče a pružiny tak mění své vlastnosti v závislosti na budící frekvenci. Ve výsledku se taková ekvivalentní paralelní kombinace zmíněných prvků chová naprosto stejně, jako kombinace sériová.



p8-Obr. 1 – Schéma nahrazení *Maxwellova elementu* ekvivalentním paralelním řazením pružiny a viskózního tlumiče

Základem pro řešení je znalost průběhu stlačení, který je definován rovnicí (8.1)

$$s(t) = \bar{s} + a(s) \cdot \sin(\omega \cdot t); \quad (8.1)$$

kde:

- $s(t)$  – stlačení [mm];

- $\bar{s}$  – předpětí [mm];
- $a(s)$  – amplituda stlačení [mm];
- $\omega$  – kruhová frekvence buzení [ $s^{-1}$ ];
- $t$  – čas [s].

Derivací vztahu (8.1) podle času, potom získáme rovnici pro časový průběh rychlosti stlačení ve tvaru (8.2):

$$\dot{s}(t) = \omega \cdot a(s) \cdot \cos(\omega \cdot t); \quad (8.2)$$

kde:

- $\dot{s}(t)$  – rychlost stlačení [mm/s].

Kruhovou frekvenci buzení, použitou ve vztazích (8.1) a (8.2) lze vyjádřit obecně známým vztahem (8.3):

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f_{bud}; \quad (8.3)$$

kde:

- $f_{bud}$  – budící frekvence [Hz].

V dalším kroku je možno přistoupit k samotnému převodu sériové kombinace silových prvků na jejich ekvivalentní paralelní kombinaci. Při použití veličiny komplexní tuhost tlumiče, která byla odvozena v kapitole 6.2.1, je možno sestavit rovnici pro výpočet celkové síly v *Maxwellově elementu*, složeného z pružiny o tuhosti  $k$  [kN/mm] a tlumiče o komplexní tuhosti  $k_t^*$  [kN/mm] pomocí vztahu (8.4):

$$F_{Mxw} = s(t) \cdot \left( \frac{k_t^* \cdot k}{k_t^* + k} \right); \quad (8.4)$$

kde:

- $F_{Mxw}$  – výsledná síla v *Maxwellově elementu* [kN].

Uvedenou rovnici (8.4) je třeba dále usměrnit, což jinými slovy znamená tento zlomek vynásobit vhodně zvolenou „jedničkou“, aby bylo možno odseparovat jeho reálnou a imaginární část. V tomto případě vztah (8.4) rozšíříme zlomkem  $\frac{-k_t^* + k}{-k_t^* + k}$ , čímž po dosazení rovnice (8.3) a dalších jednoduchých úpravách získáme vztah (8.5):

$$F_{Mxw} = s(t) \cdot \left[ \frac{(b \cdot \omega)^2 \cdot k}{(b \cdot \omega)^2 + k^2} + i \cdot \omega \cdot \frac{b \cdot k^2}{(b \cdot \omega)^2 + k^2} \right]. \quad (8.5)$$

Jak vidno, vztah (8.5) se skládá ze 2 zlomků, které reprezentují parametry prvků ekvivalentní paralelní kombinace.

Ekvivalentní tuhost pružiny  $k_{ekv}$  [kN/mm] pro paralelní řazení Maxwellova elementu lze vyjádřit zlomkem (8.6):

$$k_{ekv} = \frac{(b \cdot \omega)^2 \cdot k}{(b \cdot \omega)^2 + k^2}; \quad (8.6)$$

a ekvivalentní konstantu tlumiče  $b_{ekv}$  [kN·s/m] pro paralelní řazení Maxwellova elementu vztahem (8.7):

$$b_{ekv} = \frac{b \cdot k^2}{(b \cdot \omega)^2 + k^2}. \quad (8.7)$$

S využitím výše uvedených veličin lze potom celkovou sílu v Maxwellově elementu, díky paralelnímu řazení ekvivalentních prvků vypočítat jako součet síly v ekvivalentní pružině a v ekvivalentním tlumiči, s využitím jednoduché rovnice (8.8).

$$F_{Mxw} = k_{ekv} \cdot s(t) + b_{ekv} \cdot \dot{s}(t). \quad (8.8)$$

Tato metoda výpočtu se jeví jako vhodnější zejména v případech, kdy se řešitel při výpočtech nechce dostat do nesnází při použití komplexních čísel. Zároveň je vhodné podotknout, že výsledky výše popsané metody výpočtu síly v *Maxwellově elementu* jsou totožné s výsledky, získanými metodou komplexně-početní.