

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Podélná dynamika souprav nákladních vlaků

Pavel Jaroš

Bakalářská práce

2019

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel Jaroš**
Osobní číslo: **D16171**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Název tématu: **Podélná dynamika souprav nákladních vlaků**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

V současné době je v podmínkách české železnice předpisy provozovatele dráhy statická hodnota tažné síly přenášená standardní šroubovkou omezena na 350 kN. Oproti hodnotě statické pevnosti šroubovky tak zde existuje relativně vysoká bezpečnost, kterou jsou pokryty zejména projevy vnitřní dynamiky vlakových souprav. Uvedený limit však prakticky znemožňuje efektivní využití příprěže moderních lokomotiv a jeho zvýšení se proto jeví jako žádoucí. Případné zvýšení limitu tažné síly je ovšem podmíněno prověřením zachování dostatečné míry bezpečnosti vůči překročení meze pevnosti šroubovky v běžném provozu. Z tohoto důvodu bakalářskou práci zaměřte na analýzu silových poměrů ve spřáhlech v soupravách nákladních vlaků. Vypracujte:

1. rozbor faktorů ovlivňujících úroveň silového působení mezi sousedními vozidly v soupravách nákladních vlaků;
2. výpočetní model pro vyšetřování projevů podélné dynamiky vlakových souprav;
3. simulační výpočty vybraných situací, které mohou v provozu nastat a u kterých je předpoklad, že povedou k vyšší úrovni silového působení ve spřáhlech;
4. zhodnocení získaných výsledků.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP

Rozsah pracovní zprávy: 40 stran

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:


- [1] MICHÁLEK T., ZELENKA J.: Trakční mechanika. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [2] POHL J., MICHÁLEK T.: Provoz nákladních vlaků délky 740 m, díl I. In: Vědeckotechnický sborník ČD č. 46/2018. Praha: GŘ ČD, 2018.
- [3] POSPÍŠIL M.: Příčiny trhání vlaků. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1962.
- [4] ČSN EN 15551:2017. Železniční aplikace - Železniční vozidla - Nárazníky.
- [5] ČSN EN 15566:2017. Železniční aplikace - Železniční vozidla - Táhlové ústrojí a šroubovka.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.


Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: 15. února 2019

Termín odevzdání bakalářské práce: 20. května 2019


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

L.S.


Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Prohlašuji:

Tuto práci 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., autorský zákon, 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. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Kruceburku dne 14. 2. 2019

Pavel Jaroš

Poděkování

Úvodem bych rád poděkoval vedoucímu své práce Ing. Tomáši Michálkovi, Ph.D., za jeho pomoc, připomínky a náměty související s tvorbou této práce. Rovněž také Ing. Michalu Kunovi ze společnosti DAKO-CZ, v kooperaci s nímž byla na brzdovém zkušebním stavu provedena měření průběhů tlaků v brzdových válcích soupravy, jejichž výsledky se staly jedním ze stěžejních stavebních kamenů vzniklého simulačního programu.

Nemalé díky rovněž patří také pracovníkům Univerzity Pardubice, Dopravní fakulty Jana Pernera, kteří ve mně při výuce probudili skrytou touhu po poznávání problémů souvisejících s mechanikou a provozem drážních vozidel. Byli jimi především Ing. Stanislava Liberová Ph.D., Ing. Martin Kohout Ph.D. a Ing. Aleš Hába Ph.D. Stejně tak bych rád poděkoval i svému studijnímu kolegovi Janu Puldovi za veškerou pomoc a konzultace týkající se nejen studijních témat.

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na vyšetřování projevů podélné dynamiky v soupravách nákladních vlaků provozovaných především v podmínkách české železnice. V práci jsou rozebrány jednotlivé případy, u nichž se předpokládá zvýšení silové úrovně mezi vozidly, včetně popisu konstrukčních prvků, které ovlivňují velikost daných sil, a rovněž mechanismus jejich vzniku a šíření soupravou vlaku.

Klíčová slova

nákladní vlak, síly mezi vozidly, podélná dynamika, šroubovky, nárazníky

Title

Longitudinal dynamics of freight trains

Anotation

This bachelor's thesis is focused on examination of characters of longitudinal dynamics in the sets of freight trains, especially the ones operating in the conditions of the Czech railways. The thesis analyses individual cases where force level increase between the rail vehicles is expected, includes description of construction elements affecting the level of these forces and also the mechanism of their creation and their spread throughout the train.

Key words

freight train, forces between vehicles, longitudinal dynamics, couplings, buffers

Obsah

1	Úvod	10
2	Prvky ovlivňující silové působení mezi vozidly soupravy	11
2.1	Tažné ústrojí	12
2.1.1	Tažný hák	13
2.1.2	Šroubovka	15
2.1.3	Vypružení tažného zařízení	17
2.2	Narážecí ústrojí	19
2.2.1	Základní deska	19
2.2.2	Talíř nárazníku	19
2.2.3	Části zajišťující vedení talíře nárazníku	20
2.2.4	Vypružení nárazecího ústrojí	21
2.3	Brzdy kolejových vozidel	23
2.3.1	Mechanická část samočinné brzdy	23
2.3.2	Pneumatická část samočinné brzdy	25
3	Silové působení sousedních vozidel soupravy	27
3.1	Fyzikální podstata vzájemného silového působení vozidel soupravy	27
3.2	Vznik dynamických sil mezi vozidly v důsledku působení tažné síly	30
3.2.1	Prudkost rozjezdu a prokluz hnacích kol	31
3.2.2	Rovnoměrné stlačení soupravy	35
3.2.3	Nerovnoměrné stlačení soupravy	37
3.2.4	Nehomogenita a nerovnoměrné rozdělení hmot v soupravě	38
3.2.5	Způsob svěšení sousedních vozidel	39
3.2.6	Sklon tratě	41
3.2.7	Vliv násobné trakce a postrku	41

3.3	Vznik dynamických sil mezi vozidly v důsledku působení brzdné síly	42
3.3.1	Vznik dynamických sil v soupravě v důsledku působení brzdné síly.....	43
3.3.2	Šíření dynamických vln v soupravě v důsledku brzdění	44
3.3.3	Nehomogenita soupravy a různé rozdělení hmot.....	45
3.3.4	Způsob svěšení sousedních vozidel	46
4	Model pro simulační výpočty.....	47
4.1	Režimy simulačních výpočtů.....	48
4.2	Dynamický model.....	48
4.2.1	Specifikace vozidel modelové soupravy	49
4.2.2	Tažná síla.....	50
4.2.3	Brzdná síla	51
4.2.4	Charakteristiky mezivozových vazeb.....	56
4.3	Metoda konečných diferencí	59
5	Prezentace získaných výsledků.....	61
5.1	Rozjezdy soupravy	61
5.1.1	Prostý rozjezd soupravy.....	61
5.1.2	Rozjezd soupravy s prokluzem hnacích dvojkolí lokomotivy	64
5.2	Rychločinné brzdění.....	66
5.2.1	Brzdění rychlobrzdou s celou soupravou v režimu brzdění „G“	67
5.2.2	Brzdění rychlobrzdou s celou soupravou v režimu brzdění „P“	69
5.2.3	Rychločinné brzdění se soupravou v režimu brzdění „5G+P“	71
5.3	Zásah vlakového zabezpečovače (VZ)	75
5.3.1	Zásah VZ s brzděním celé soupravy v režimu brzdění „G“	75
5.3.2	Zásah VZ s brzděním celé soupravy v režimu brzdění „P“	78
5.3.3	Zásah VZ s brzděním soupravy v režimu brzdění „5G+P“	81
6	Závěr.....	85

Seznam použité literatury.....	87
--------------------------------	----

1 Úvod

Aktuální situace zabezpečení železničních tratí v České republice se stejně jako v ostatních členských státech Evropské unie bude v budoucnu ubírat směrem postupného zavádění jednotného evropského vlakového zabezpečovače (ETCS). Zavedení tohoto způsobu zabezpečení železničních tratí do jisté míry přispěje ke zvýšení úrovně bezpečnosti tuzemských železničních tratí, lze však také předpokládat, že v souvislosti s jeho zavedením dojde k současnému poklesu jejich propustnosti. V návaznosti na to lze očekávat, že v důsledku těchto událostí bude snaha o snížení objemu nákladní dopravy, zejména na koridorových tratích, což zřejmě povede ke snaze vzniklý deficit dorovnávat prodloužením souprav nákladních vlaků. Jak je uvedeno ve článku [1], jako zásadní se v tomto případě jeví zejména převedení části nákladní dopravy z 1. a 2. železničního tranzitního koridoru zpět na 3. a 4. železniční tranzitní koridor, kde se však nacházejí úseky s táhlými sklony 10 až 11 ‰. V úseku mezi Brnem a Prahou by měla být doprava převedena na odklonovou trať, vedoucí přes Vysočinu, kde se však mezi Tišnovem a Vlkovem nachází táhlé stoupání 17 ‰, pro jehož překonání bude v případě prodloužení souprav nákladních vlaků a tedy i zvyšování jejich celkové hmotnosti, zavedení přípřeží, případně postrků, které by měly být dotovány provozovatelem dráhy. Od 70. let minulého století se však na našem území nikdo nezabýval tím, k jakému silovému působení dochází mezi jednotlivými vozidly soupravy. Není tedy jasné, zda případné zvyšování délky nákladních vlaků nepovede ke zvýšení silové úrovně mezi vozidly, což by mohlo vést až k poškození komponent tažného a narážecího ústrojí vozidel. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro určitou osvětu a svoji bakalářskou práci jsem zaměřil právě na toto téma.



Obr. 1 Kontejnerový nákladní vlak společnosti ČD Cargo. Autor: Petr Malý, dostupné z: <http://www.strojvedouciplzen.cz/index.php?page=fotografie&id=16420>

2 Prvky ovlivňující silové působení mezi vozidly soupravy

Všechna drážní vozidla musí být vybavena vypruženým tažným a narážecím ústrojím, které musí bezpodmínečně zajistit bezpečné spojení sousedních vozidel. Hlavním úkolem tohoto ústrojí je přenést podélné tahové síly, k čemuž slouží tažné ústrojí, a rovněž podélné tlakové síly, k jejichž přenosu se využívá ústrojí narážecího. Speciálním případem přenosu obou typů podélných sil je automatické spřáhlo, které je u nákladních vlaků zejména mimo Evropu běžně používáno.

Hlavním úkolem celého ústrojí je zajistit přenos sil a bezpečné spojení vozidel, aniž by byla neúměrně snížena bezpečnost proti vykolejení, a to ve všech místech trati. Zejména při rozjezdu a brzdění, avšak i při samotné jízdě vlaku konstantní rychlostí po přímé koleji dochází mezi jednotlivými vozidly k silovému působení. Důsledkem působení těchto sil vzniká deformační práce, kterou je nutno mařit ve vypružení dané soustavy. Účelem soustavy však není přenést veškerou nárazovou sílu, avšak její část pohltit, a zbytek pružně přenést na rám vozidla. Každé narážecí a tažné ústrojí je definováno svojí charakteristikou, jež je závislostí působící síly v tahu/tlaku na stlačení pružného prvku použitého v dané koncepci. Pokud od celkové vynaložené práce ke stlačení narážecího či natažení spřahovacího ústrojí odečteme práci, kterou je nárazník nebo spřáhlo schopno vrátit zpět do soupravy, získáme práci zmařenou ve vypružení. Ze vztahu (1) lze určit tzv. absorpční poměr, velikost přijaté a pohlcené energie je pro lepší názornost vyobrazen na obr. 2. U ústrojí v dnešní době běžně používaných se musí dle norem [2] a [3] tento poměr pohybovat nad hranicí 0,3, pro vypružení tažného ústrojí, a u vypružení narážecího ústrojí musí být hodnota této veličiny větší než 0,5. Absorpční poměr je bezrozměrnou veličinou, jejímž posláním je jednoduše popsat schopnost pružin nárazníků, popřípadě pružin tažného ústrojí, a kvantifikovat tak schopnost této pružiny mařit energii vzniklou při vzájemném pohybu vozidel soupravy.

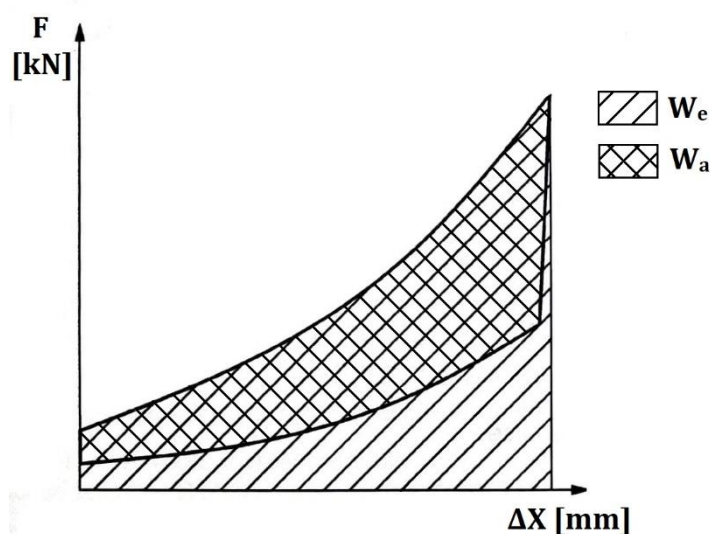
$$A = \frac{W_a}{W_e}, \quad (1)$$

kde jednotlivé veličiny jsou:

W_a – pohlcená energie [kJ]

W_e – přijatá energie [kJ]

A – absorpční poměr [-].



Obr. 2 Pohlcená energie ve vypružení; legenda: W_e – přijatá energie [kJ], W_a – pohlcená energie; zdroj: [3]

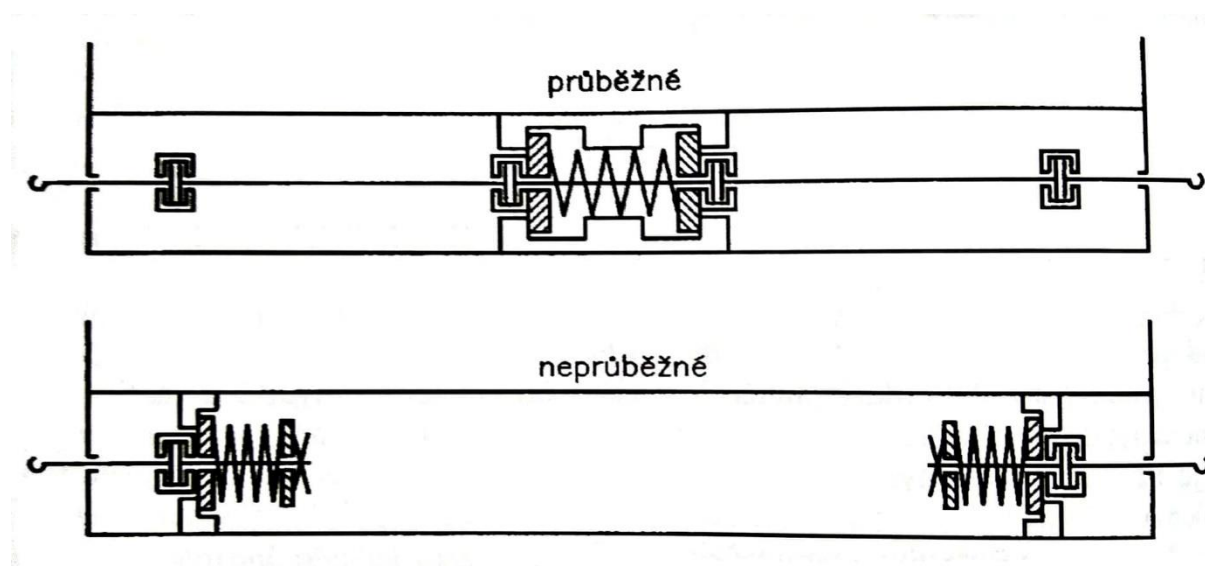
Příčinu vzniku a šíření dynamických sil mezi vozidly nelze však spatřovat pouze v prvcích, jež slouží ke spojení sousedních vozidel, avšak také ve všech mechanismech a zařízeních, která slouží ke změně pohybového stavu celé soupravy. Detailnější popis vlivu jednotlivých zařízení na vznik a velikost dynamických sil, a rovněž na jejich šíření v soupravě bude popsán v následujících kapitolách. Mezi možné iniciátory dynamických sil však můžeme bezpochyby zařadit brzdové systémy vozidel, které mají stejně jako většina komponent kolejových vozidel své specifické vlastnosti.

2.1 Tažné ústrojí

Hlavním úkolem tohoto ústrojí je přenést podélné tahové síly statické a dynamické, a to s dostatečnou bezpečností proti jeho porušení. U nákladních vozů v poměrech naší železnice bylo a je možno se setkat v zásadě se dvěma různými provedeními táhlového ústrojí, která jsou schematicky vyobrazena na obr. 3.

Průběžné táhlové ústrojí je koncepcí v dnešní době již nevyužívanou zejména proto, že se při rozjezdu vlak chová jako tuhé těleso. Tento fakt vede k neblahému nárůstu rozjezdového odporu, který se při rozjezdu rovná součtu vozidlových odporů všech vozidel soupravy, pro jehož překonání je třeba působení vyšší tažné síly. Konstrukčně je tato verze táhlového ústrojí řešena připojením spřahovacích elementů na průběžné táhlo (většinou ocelovou tyč), s nímž je samotné vozidlo pružně spojeno. Pružící zařízení táhla ani spodní část vozu nepřenáší tažnou sílu mezi vozidly, o její přenos se stará samotné táhlo, přičemž vypružení táhla slouží pouze k přenosu setrvačných sil daného vozidla.

Oproti průběžnému táhlovému ústrojí nejsou u neprůběžného ústrojí spřahovací elementy na jednotlivých čelech vozidel pevně spojeny. Jednotlivé členy spřahovacího ústrojí jsou na obou čelech vozidla pružně připojeny k rámu. Tažná síla mezi čely daného vozidla je tedy u této koncepce přenášena samotným spodkem rámu vozidla, při jehož návrhu musí být tento fakt vzat v potaz, a rám musí být k přenosu těchto sil dimenzován. Vypružení táhlového ústrojí u tohoto konceptu musí být tedy navrženo tak, aby bylo schopno zvládnout maximální tahové síly a aby zároveň bylo schopno absorbovat co nejvíce energie, čímž utlumuje dynamické síly šířící se soupravou v podélném směru. Vzhledem k tomu, že se v dnešní době na české železnici jedná o nejvyužívanější koncepci, budou se následující informace týkat právě neprůběžného táhlového ústrojí.



Obr. 3 Schematické znázornění koncepce průběžného a neprůběžného tažného ústrojí; zdroj: [4]

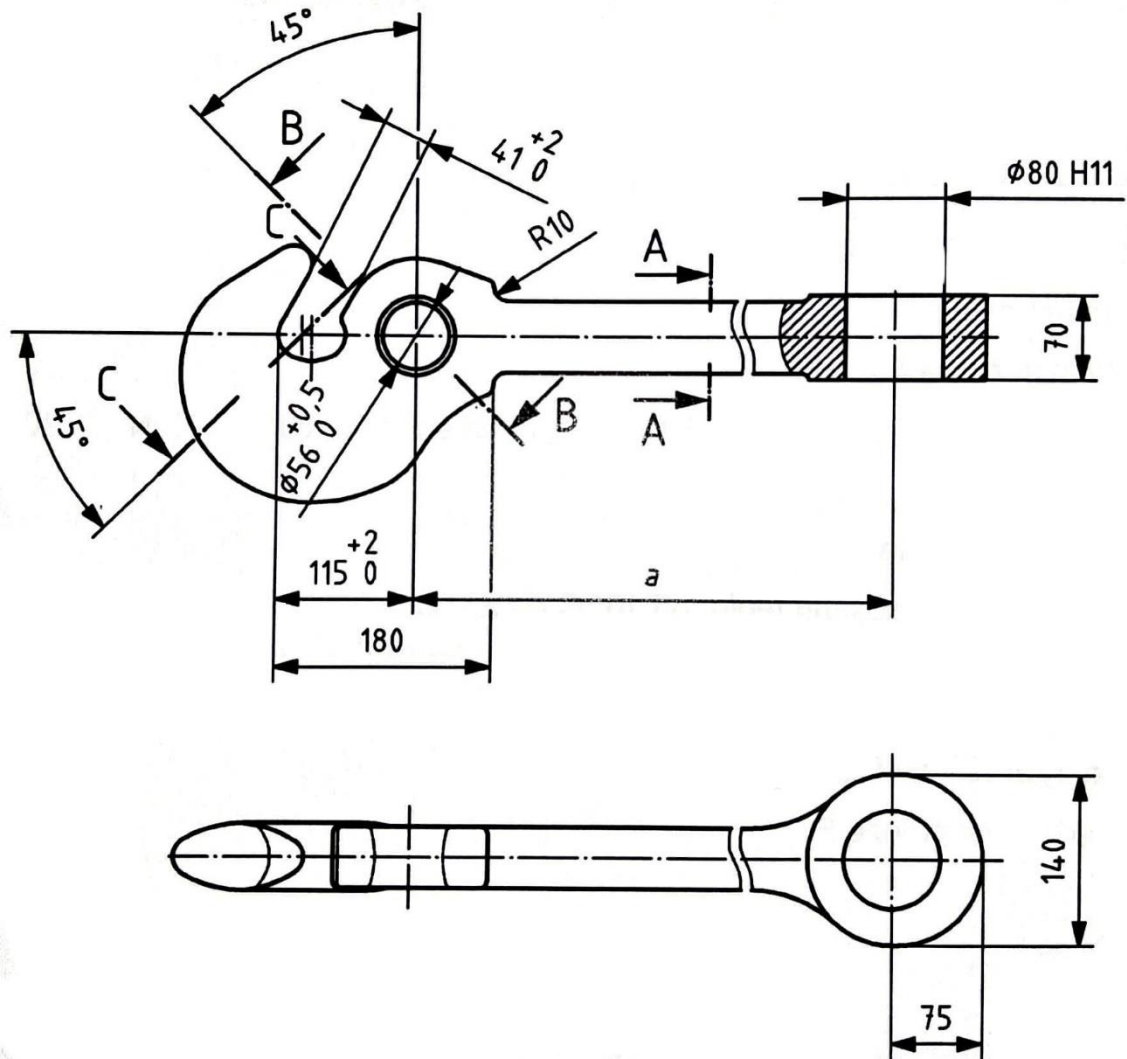
Detailní požadavky na vlastnosti a celkovou podobu táhlového ústrojí jsou ukotveny v normě [3], která mimo jiné definuje základní součásti ústrojí, jimiž jsou:

- tažný hák,
- šroubovka,
- vypružovací zařízení.

2.1.1 Tažný hák

Tažný hák je výkovkem z vysoce kvalitní uhlíkové oceli, sestávající se z vlastního háku a vidlicového táhla. Rozměry háku udává norma, přičemž základní rozměry a tvar háku jsou uvedeny na obr. 4. Tvar háku musí umožnit svěšení sousedních vozidel pomocí šroubovky, takovým způsobem, aby při správném svěšení za žádných okolností nedošlo k samovolnému rozvěšení. Zároveň je tvarově dimenzován tak, aby co nejúčelněji

odolával ohybovým napětím vznikajícím při působení tažné síly. V hlavě háku se nachází otvor pro čep, sloužící k připojení šroubovky. Za hlavou přechází hák v dřík, obvykle obdélníkového průřezu, jehož úkolem je umožnit vedení v průchodu čelníkem vozu. Na svém konci je dřík vybaven válcovým otvorem, sloužícím pro připojení vidlicového táhla pomocí čepu. Vidlicové táhlo je prostřednictvím vypružení háku připojeno k rámu vozidla.



Obr. 4 Táhlový hák včetně vyznačených normovaných rozměrů; zdroj: [3]

2.1.2 Šroubovka

Šroubovka je zařízením využívaným pro spřahování vozidel, jejím zavěšením do háku sousedního vozu vzniká mezi vozy vazba. Samotná šroubovka se skládá z několika částí, kterými jsou:

- závěsnice,
- vřeteno s pravým a levým oblým závitem,
- rukojeť,
- dvě čtvercové matice s letnými čepy,
- třmen,
- pojišťovací části.

Všechny tyto části jsou pro lepší názornost vyobrazeny na obr. 5

Maximální hmotnost celé šroubovky je omezena normou [3] na maximálně 36 kg, zejména z důvodů fyzických schopností posunovačů. Stejná norma rovněž určuje mezní délky šroubovky, které činí:

- 986_{-5}^{+10} mm pro úplně povolenou šroubovku,
- 750 ± 10 mm pro šroubovku plně utaženou.

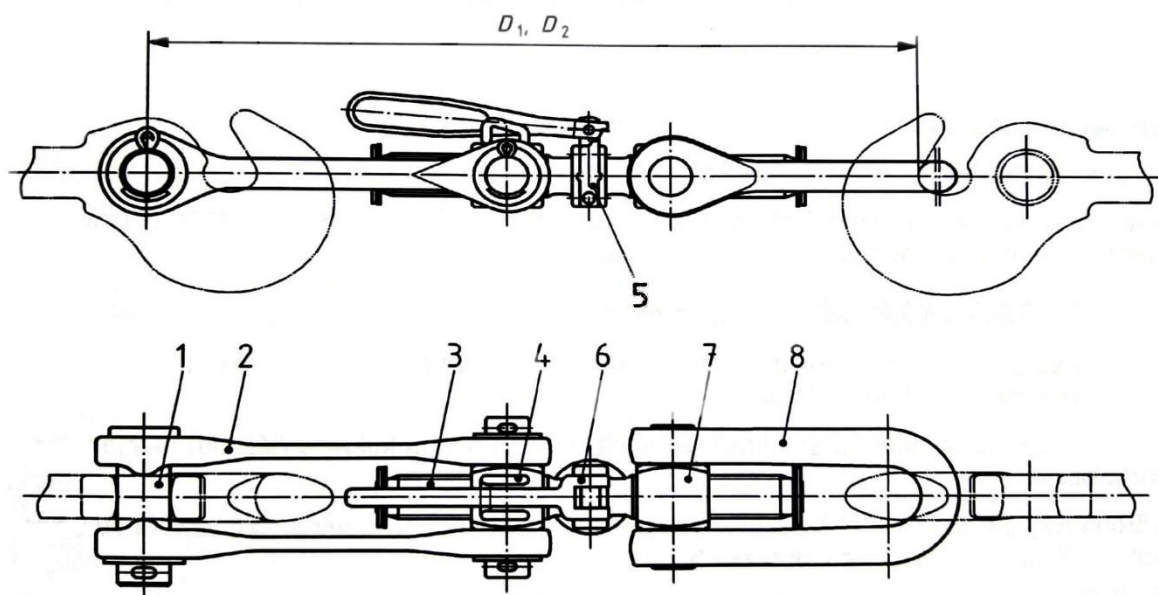
Závěsnice

Závěsnice jsou výkovky ve tvaru ojnic, které jsou na jednom konci upevněny na čepu procházejícím hlavou háku a na druhém konci jsou upevněny na čepu jedné z matic. Podle normy [3] jsou běžné šroubovky dimenzovány na pevnost při přetržení, která činí 850 kN, stejná norma však definuje také tzv. zesílené šroubovky, jejichž hodnota pevnosti při přetržení je stanovena na 1020 kN, případně 1350 kN. Závěsnice jako takové jsou prvky s nejnižší pevností při přetržení, čehož je cíleno zcela úmyslně z důvodu jejich nejsnadnější vyměnitelnosti. Maximální statické zatížení táhlového ústrojí je z důvodu současného působení sil statických a dynamických omezeno příslušnými provozními předpisy. Maximální statická tažná síla, jež je vyvíjena hnacím vozidlem při rozjezdu a působící na danou šroubovku, není definována ani v normách TSI, ani v normě [3], tudíž je v rámci evropské železniční sítě národním specifikem. V podmínkách železniční sítě SŽDC je dle předpisu D2/1 definováno, že hranice maximálního namáhání táhlového ústrojí činí 350 kN. Toto omezení v našich podmínkách prakticky znemožňuje využití příprěže u moderních čtyřnápravových lokomotiv, popřípadě využití šestinápravových lokomotiv, které jsou schopny hranici 350 kN snadno překonat. Poznatky z ostatních zemí Evropy však ukazují, že rezerva 500 kN, která je v našich poměrech určena k bezpečnému

pokrytí dynamických sil, se jeví jako až konzervativní. Například v sousedním Německu je limit statické tažné síly stanoven předpisy DB Netz na hodnotu 450 kN, což napomáhá k efektivnějšímu využití moderních lokomotiv s přípřeží. Pro soupravy vybavené zesílenými šroubovkami je v Německu dle stejného předpisu hodnota maximální tažné síly stanovena dokonce na 500 kN. V předpisech platných pro provoz v železniční síti SŽDC však není velikost maximální tažné síly v závislosti na použitých šroubovkách v soupravě brána v potaz. [5, s. 89-90]

Vřeteno

Díky použití dvou protisměrných závitů, usazených v maticích závěsnic a třmene, umožňuje měnit délku šroubovky a tím i vzdálenost mezi sousedními vozy v rozmezí 986–750 mm, kde 986 mm odpovídá zcela volnému spřažení a 750 mm spřažení zcela těsnému. Vřeteno musí být na obou koncích zajištěno proti jeho úplnému vyšroubování. Změny délky šroubovky se využívá zejména při svěšování a rozvěšování vozů. Při svěšování by se měly nárazníky sousedních vozidel dotýkat a šroubovka by měla být úměrně tomu dotažena. V praxi se těsného svěšení dosahuje tak, že při utahování šroubovky se po dotyku nárazníků sousedních vozidel otočí utahovací rukojeť ještě o jednu celou otáčku. Tento zdánlivě bezvýznamný činitel má, jak bude později popsáno nezanedbatelný vliv na velikost dynamických sil mezi vozidly soupravy.



Obr. 5 Šroubovka; legenda: 1 – spojovací čep šroubovky a háku, 2 – závěsnice, 3 – vřeteno, 4 – čtvercová matice, 5 – objímka rukojeti, 6 – sklopná rukojeť, 7 – čtvercová matice, 8 – třmen; zdroj: [3]

Třmen

Třmen je poslední dosud nezmíněnou částí šroubovky. Jedná se o výkovek kruhového průřezu zakončený oky, který se k matici třmene připojuje za tepla a slouží k zaháknutí do háku sousedního vozidla.

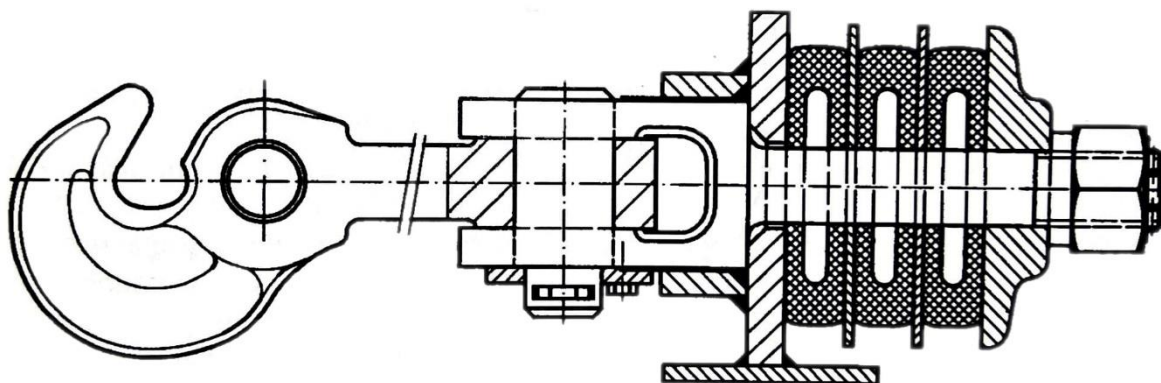
Pojišťovací části slouží ke vzájemnému zajištění jednotlivých částí tažného zařízení, tak aby nedošlo k jejich nechtěným vzájemným pohybům, které by mohly mít zásadní vliv na funkčnost celého ústrojí. [6, s. 314-319]

2.1.3 Vypružení tažného zařízení

Stejně, jako tomu je i u jiných konstrukčních částí, také u vypružení táhlového ústrojí se můžeme setkat s několika způsoby jeho provedení. Pověštinou se všechny koncepce skládají ze stejných základních částí, které se liší rozměrově a tvarově, avšak největší rozdíl je ve způsobu provedení pružiny. Mezi hlavní části vypružovacího zařízení táhlového ústrojí můžeme zařadit:

- vidlicové táhlo,
- spojovací čep,
- opěrnou desku,
- pružinu.

Vidlicové táhlo slouží k umožnění přenosu tažných sil z háku na pružinu. Toto táhlo může být celé z jednoho kusu, nebo dělené, které se skládá z vidlice a táhlového šroubu. U děleného táhla je jeho spojení s hákem realizováno svislým čepem zasouváním zespoda, jenž musí být zajištěn proti samovolnému uvolnění.



Obr. 6 Detail spojení háku s vidlicovým táhlem, vypružení je realizováno pomocí elastomerové pružiny typu MINER ST-9-2; zdroj: [4]

Na obr. 6 je vidět vidlice, která je spojena pomocí svislého čepu s hákem, procházející opěrnou deskou. Úkolem opěrné desky je přenést podélné síly z pružiny na zadní část opěrek ve spodní části vozidla, a zároveň vytvořit vodítko pro vidlici. Ve svislém směru je zajištění opěry táhla realizováno deskou, přišroubovanou, nebo přivařenou ke spodním pásnicím podélníků. V horizontálním směru pak může při průjezdu obloukem dojít k dotyku vidlicového táhla s opěrou táhla, při kterém dochází k opotřebení, v jehož důsledku může dojít k snížení pevnosti táhlového ústrojí. Pro zmírnění vlastního opotřebení se tedy využívá již výše zmíněného vodítka vidlice v opěře táhla.

Pružina je prvkem táhlového ústrojí, jež tomuto ústrojí dodává charakteristické vlastnosti, a v závislosti na koncepci použité pružiny se významně liší charakteristiky vypružovacího zařízení. Obecné požadavky na pružné prvky tažného ústrojí jsou uvedeny v normě [3] a mezi základní požadavky je možné řadit:

- zdvih: 50–60 mm,
- síla při maximálním zdvihu: nejméně 400 kN,
- předpětí: 10–20 kN,
- minimální akumulovaná energie: 10 kJ (pro nákl. vozy těžkých vlaků: 20 kJ),
- absorbovaná energie: alespoň 30 %.

V dřívější době se nejčastěji využívalo kuželových pásových pružin, jejichž malá pružná síla nejprve vedla ke koncepci, kde byly dvě tyto pružiny řazeny paralelně, a později k jejich úplnému nahrazení. V dnešní době, zejména v nákladní dopravě, jsou nepoužívanější pružiny prstencové. Oproti svým předchůdcům jsou tyto pružiny schopny akumulovat až dvojnásobné množství nárazové práce při stejném zdvihu. Moderním provedením pružin, které se u nákladních vozů používají, jsou pružiny elastomerové a pryžokovové. Příklad využití elastomerové pružiny ve vypružení táhlového ústrojí je uveden na obr. 6.

Velkou výhodou pryžokovových a elastomerových pružin je schopnost absorbovat velké množství nárazové práce, elastomerové pružiny mají zároveň schopnost měnit svoji tuhost v závislosti na rychlosti deformace. U pružin pryžokovových se jedná o pryžové bloky navulkanizované na železné válce. Vzhledem k jednoduché konstrukci obou uvedených typů pružících prvků je jejich nespornou výhodou oproti pružinám prstencovým jejich bezúdržbovost. Při údržbovém zásahu totiž odpadá požadavek na proměřování geometrie jejich segmentů a rovněž není třeba pro jejich správný chod doplňovat mazivo. Jediným požadavkem, jenž je kladen na pružící prvky tohoto typu při údržbě, je ověření jejich statických charakteristik, které musí pro celé ústrojí splnit požadavky podrobněji stanovené v normě [3].

2.2 Narážecí ústrojí

Hlavním úkolem tohoto ústrojí je přenos podélných tlakových sil mezi vozidly a zmírnění dynamických rázů mezi vozidly. Pro správnou funkci narážecího ústrojí musí být zajištěno, aby se nárazníky sousedních vozidel nacházely v prázdném stavu ve stejné výšce (1060_{-10}^{+5} mm), a v případě vozu plně loženého naopak nárazníky nesmí poklesnout pod 940 mm nad TK, jak je stanoveno v dokumentu [7]. Tohoto stavu lze docílit vhodným nastavením vypružení vozu, což je popsáno detailněji například v literatuře [8].

Základní části, jejich rozměry a detailní popis jednotlivých částí narážecího ústrojí jsou uvedeny v normě [2], která mezi základní části tohoto ústrojí zahrnuje následující konstrukční celky:

- základní deska,
- talíř,
- vypružení,
- trubka talíře,
- koš.

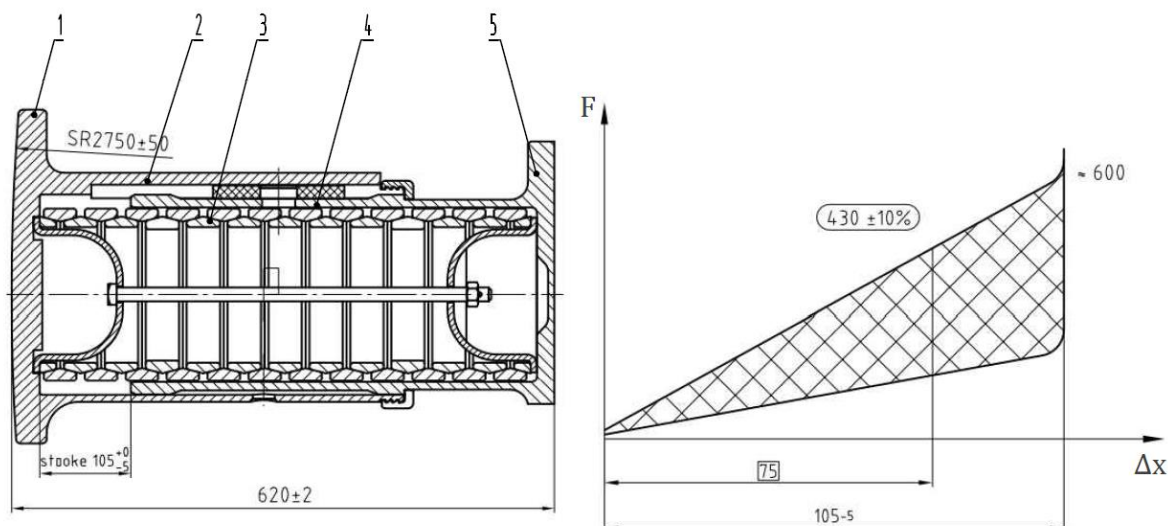
Zmíněné konstrukční celky jsou k vidění na obr. 7 vlevo.

2.2.1 Základní deska

Je nosnou částí sloužící pro uchycení tělesa nárazníku k rámu vozidla. Je vybavena čtyřmi otvory pro šrouby M24, jimiž je deska upevněna k čelníku vozidla.

2.2.2 Talíř nárazníku

Vzhledem k velkým silovým rázům a vzájemnému klouzání talířů sousedních vozidel dochází u tohoto prvku ke značnému opotřebení. Přenosu nemalých sil, vzniklých zejména v důsledku rázů sousedních vozidel, musí rovněž odpovídat materiály, ze kterých se nárazníky vyrábějí. V dnešní době se jedná zejména o ušlechtilé oceli třídy 12 dle značení ČSN, CXXE dle značení EN ISO (kde XX je dvojice čísel reprezentující stonásobek obsahu procentuálního obsahu uhlíku), nejčastěji povrchově zakalené. Pro správnou funkci narážecího ústrojí je nutno v provozu dbát na správné mazání talířů mazným tukem, který dopomáhá ke snížení opotřebení v důsledku tření talířů. Čelní rozměry talíře jsou dány normou [2]. Rozměry talíře jsou voleny s ohledem na to, aby byl za všech okolností zajištěn dostatečný kontakt s nárazníky libovolného jiného vozidla.



Obr. 7 Nárazník nákladního vozu s charakteristikou použité pružiny; legenda: 1 – talíř, 2 – trubka talíře, 3 – prstencová pružina, 4 – koš, 5 – základní deska; zdroj: [9], upraveno autorem

2.2.3 Části zajišťující vedení talíře nárazníku

Ve vedení talíře se nejčastěji uplatňují dva válce, které mají za úkol zajistit podélné vedení ve směru osové deformace vypružení. První z válců je přivařen k ploché přírubě, jejímž prostřednictvím je přišroubován k základní desce, a nazývá se koš. I když je snaha o co největší průměr koše nárazníku v místě uchycení k základní desce, vzhledem k působícím ohybovým momentům na talíř nárazníku je jeho průměr omezen rozměry základní desky. Druhý z válců, tzv. trubka, je přivařen k podložce talíře a s talířem je pevně spojen šroubovým, nebo nýtovým spojem. Jeho průměr je obvykle menší než průměr koše nárazníku. V případě velkokapacitních nárazníků je nutno průměr tohoto válce volit větší, než je průměr koše nárazníku, a pohyb trubky vůči koši musí být omezen zarážkami. Rozměrové charakteristiky používaných nárazníků, v závislosti na zdvihu pružiny nárazníku, jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 1 Rozměrové charakteristiky pro všechny kategorie nárazníků; zdroj: [2]

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

V dnešní době je také stále častěji využíváno nárazníků s deformačními prvky. Jejich využití nachází význam zejména u vozů určených k přepravě nebezpečných nákladů a u hnacích vozidel, kde mají za úkol zmírnit důsledky špatné manipulace nebo jistých

druhů mimořádných událostí. V případech, kdy je kinetická energie přenášena vypružením obou nárazníků větší než energetická kapacita těchto nárazníků, dochází k řízenému poškození deformačních prvků, což může mít za důsledek absorpci dalších až 400 kJ nárazové práce. Faktorem, který rozhoduje, zda dojde k poškození deformačních prvků, není pouze velikost působící síly, ale také rychlost deformace. Pokud je rozdíl rychlostí sousedních vozidel při nárazu větší než 12 km/h a zároveň působící síla přesahuje danou hranici, dochází k řízené deformaci. Zjednodušeně řečeno se tedy válec přišroubovaný k základní desce „svine“, čímž absorbuje část zvýšené nárazové energie a zamezí tak poškození rámu hnacího vozidla nebo nákladu. O této problematice je detailněji pojednáno například ve skriptu [4] a detailní popis požadavků na nárazníky s řízenou deformací je popsán v normě [2].

2.2.4 Vypružení narážecího ústrojí

Hlavním úkolem vypružení nárazníků je akumulovat nárazovou práci a co největší část této práce absorbovat. Z hlediska velikosti přenášených sil a schopnosti absorbování nárazové práce jsou na konstrukci nárazníku kladeny značné nároky, které musí být zachovány i v dlouhodobém provozu. Zároveň nesmí tuhost pružin sousedních vozů vyvozovat takový odpor vzájemného natočení vozidel v oblouku, v jehož důsledku by došlo ke snížení bezpečnosti vozidel vůči vykolejení.

V případě, kdy by nárazníkové pružiny měly příliš velkou tuhost, by vlivem nutnosti působení větší síly pro potřebnou deformaci nárazníkové pružiny docházelo zároveň k nárůstu vodící síly Y , důsledkem čehož by bylo zvyšování hodnoty podílu Y/Q , dle něžž se bezpečnost proti vykolejení posuzuje. Tudíž lze tvrdit, že na bezpečnost proti vykolejení mají nemalý vliv tuhosti pružin nárazníků. Detailněji je tato problematika rozebrána například ve článku [10, s. 97-98].

Mezi další požadavky, kterým musí vyhovět vypružení nárazníků, patří požadavek na vzájemné působení nárazníků sousedních vozidel v oblouku o poloměru 150 m. Předpis [7] stanovuje, že dvě sousední podvozková vozidla těsně svěšená (jejich nárazníky se při svěšení v přímé koleji dotýkají), nesmí při průjezdu obloukem o poloměru 150m vyvinout síly větší než 250 kN.

Vypružení nárazníků nákladních vozů je nejčastěji realizováno válcovými prstencovými pružinami, tuto koncepci lze spatřit na obr. 7 vlevo. Prstencová pružina je tvořena soustavou vnitřních a vnějších ocelových prstenců, jež se vzájemně stýkají svými kuželovými plochami. Při stlačování pružiny dochází ke zvětšování průměrů vnějších kroužků a zároveň ke zmenšování průměru kroužků vnitřních, přičemž ve styčných

plochách mezi těmito kroužky dochází ke značnému tření, tedy přeměně energie v teplo. Progresivní charakteristiky u prstencové pružiny lze dosáhnout zařazením dělených vnitřních kroužků. Příklad charakteristiky prstencové pružiny lze spatřit na obr. 7 vpravo. Prstencové pružiny jsou však v dnešní době vytlačovány elastomerovými a pryžokovovými pružícími prvky. Mezi nesporné výhody těchto moderních koncepcí pružin lze zařadit malou hmotnost, nízkou pořizovací cenu a jednodušší údržbu oproti prstencovým pružinám.

Norma [2] definuje základní požadavky na pružící prvky nárazecího ústrojí, které by při statických zkouškách měly vyhovět následujícím požadavkům:

- zdvih: 105, 110 mm (normální), nebo 150 mm (prodloužený),
- síla při max. zdvihu: 1000 kN (880 kN pro nárazníky se zdvihem 150 mm),
- předpětí: 10–50 kN (15–90 kN pro nárazníky se zdvihem 150 mm),
- akumulovaná energie: alespoň 12,5 kJ (18 kJ pro nárazníky se zdvihem 150 mm),
- absorbovaná energie (absorpční poměr): alespoň 50 %.

Nárazníky se zdvihem 105 mm je dále možno roztrdit do tří kategorií, podle jejich energetické kapacity dle tab. 2.

Tab. 2 Rozdělení nárazníků dle přijaté energie; zdroj: [2]

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

Norma [2] rovněž definuje, na jakých vozech smí být nárazníky různých zdvihů použity:

- nárazníků se zdvihem 110 mm se využívá zpravidla u osobních vozů, kde zároveň slouží jako ochrana proti nárazům rychlostí vyšší než 10 km/h,
- nárazníky se zdvihem 105 mm, kategorie (A, B, C), jsou využívány pro vozy nákladní, u kterých není třeba se obávat poškození nákladu v důsledku prudkých nárazů, zejména při posunu pomocí spouštění vozů, či posunu odrazem,
- nárazníky se zdvihem 150 mm jsou vybaveny vozy, určené pro převoz zboží citlivého na náraz, za účelem dosažení co nejmenších hodnot zrychlení působících na zboží.

2.3 Brzdy kolejových vozidel

V dnešní době je u vozidel nákladní dopravy využíváno výhradně principu adhezních brzd. Adhezní brzdy využívají k přenosu brzdících sil mezi kolem a kolejnicí principu adheze, stejně tak jako je tomu u přenosu sil tažných. Brzdná síla u nákladních vozů je nejčastěji vyvozována přitlačováním brzdového špalíku na jízdní plochu kola, v důsledku čehož na něj působí brzdící moment, jehož reakcí ve styku mezi kolem a kolejnicí je právě brzdící síla působící proti pohybu vozidla. Brzdy, které využívají principu přitlačování brzdového špalíku přímo na jízdní plochu, jsou nazývány brzdami špalíkovými. Modernější koncepcí adhezních brzd jsou brzdy kotoučové, s jejichž využitím se lze setkat i u vozů určených pro nákladní dopravu. Obdobou kotoučových brzd jsou brzdy diskové, jejichž základní princip vyvození brzdící síly je obdobný jako u kotoučových brzd, avšak využívají se zejména u hnacích vozidel nebo moderních osobních jednotek. U těchto typů brzd nedochází k interakci členu vyvozujícího brzdící účinek přímo s jízdní plochou kola, avšak dochází k jeho kontaktu s brzdovým kotoučem nalisovaným na nápravě, popřípadě umístěným na boční straně kola. Výsledkem silového působení mezi brzdovým kotoučem a třecím elementem, který je k němu přitlačován určitou silou, je brzdící síla na obvodu kol.

Velikost brzdící síly jednotlivých vozidel soupravy je ovládána velikostí přitlačných sil na brzdové elementy jednotlivých vozů soupravy, přičemž velikost přitlačných sil je řízena tlakem vzduchu v příslušných brzdových válcích. V poměrech naší železnice je využíváno především samočinného pneumatického brzdového systému, jehož parametry jsou definovány vyhláškou UIC 540. Tento systém je nazýván samočinným, jelikož při neúmyslném přerušení hlavního potrubí dojde k brzdění, v důsledku čehož je souprava schopna sama v případě poruchy či závady zastavit.

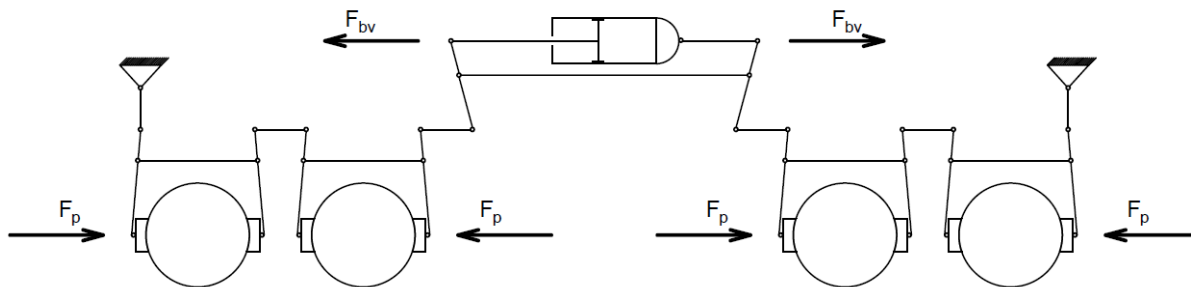
2.3.1 Mechanická část samočinné brzdy

Tato část brzdy má za úkol převedení tlaku vzduchu v brzdovém válci na přitlačnou sílu, jež působí na jednotlivé třecí elementy. Zjednodušené schematické znázornění mechanické části brzdy je vyobrazeno na obr. 8. Ze schématu je patrné, že síla vyvozená tlakem vzduchu v brzdovém válci (F_{bv}) je převedena pomocí pákoví na přitlačnou sílu (F_p) působící na brzdový špalík. Přitlačnou sílu působící na jednu zdrž lze kvantifikovat pomocí následujícího vztahu:

$$F_p = \left(\frac{\pi \cdot D_{BV}^2}{4} \cdot p_{BV} - O_{VP} - O_{SZ} \right) \cdot i \cdot \eta, \quad (2)$$

kde jednotlivé členy vyjadřují:

- D_{BV} – průměr brzdového válce [m²],
- p_{BV} – tlak v brzdovém válci [Pa],
- O_{VP} – odpor vratné pružiny brzdového válce, přepočtený na úroveň BV [N],
- O_{SZ} – odpor stavěče odlehlosti zdrží, přepočtený na úroveň BV [N],
- i – převod pákoví [-],
- η – účinnost převodu pákoví [-].



Obr. 8 Schéma mechanické části brzdy čtyřnápravového vozu; zdroj: Autor

Brzdnou sílu na obvodu kola lze poté z přítlačné síly vypočíst dle vztahu (3) pro špalíkovou brzdu:

$$B = 2 \cdot f \cdot F_p, \quad (3)$$

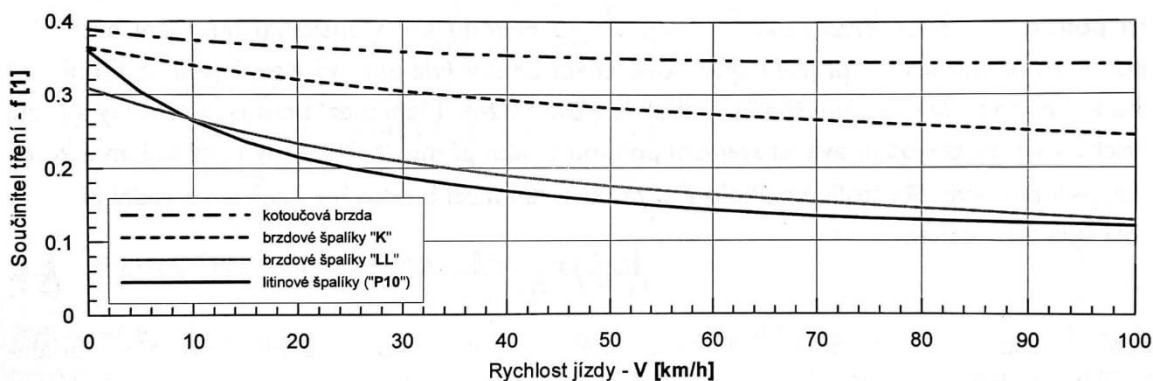
a dle vztahu (4) pro brzdu kotoučovou:

$$B = 2 \cdot f \cdot F_p \cdot \frac{r_t}{R}, \quad (4)$$

kde jednotlivé členy vyjadřují:

- f – součinitel tření mezi kolem a špalíkem [-],
- F_p – přítlačná síla [N],
- B – brzdná síla [N],
- r_t – třecí poloměr [mm],
- R – poloměr kola [mm].

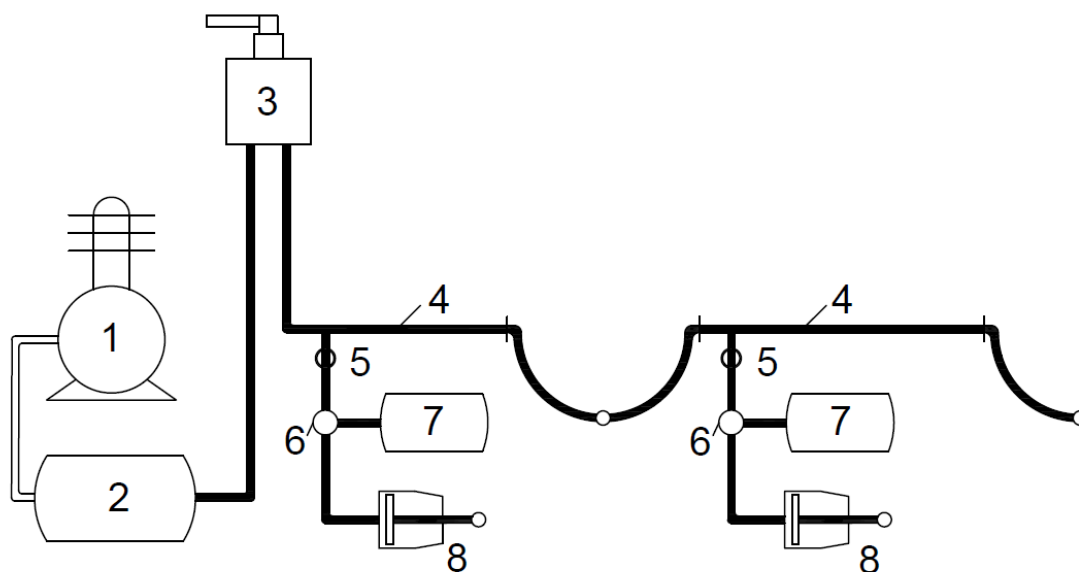
Na první pohled by se mohlo zdát, že se jedná o jednoduchou lineární závislost, je však nutno si uvědomit, že velikost součinitele tření, jenž v tomto vztahu vystupuje, je závislá zejména na aktuální rychlosti jízdy vozidla, ale také na velikosti přítlačné síly, jakosti povrchů kola a špalíku a na dalších vlivech. Velikost brzdné síly tedy bude ve dvou případech, kdy se stejné vozidlo pohybuje jinou rychlostí, různá. Závislost součinitele tření na rychlosti jízdy vozidla je pro ilustraci uvedena na obr. 9.



Obr. 9 Porovnání součinitele tření pro různé materiály a typy brzd; zdroj: [5]

2.3.2 Pneumatická část samočinné brzdy

Pneumatická část brzdy má za úkol umožnit regulaci tlaku v hlavním potrubí, čímž zprostředkovává reakci na požadavek na brzdění z hnacího vozidla v podobě vyvození síly v brzdových válcích vozidel soupravy, odkud je dále přenášena mechanickou částí brzdy až do styku kola s kolejnicí. Zjednodušené schéma pneumatické části brzdy se nachází na obr. 10.



Obr. 10 Funkční schéma pneumatické části brzdy; legenda: 1 – kompresor, 2 – hlavní vzduchojem, 3 – brzdič nepřímochinné brzdy, 4 – hlavní potrubí, 5 – uzavírací kohout brzdy, 6 – rozvaděč, 7 – pomocný vzduchojem, 8 – brzdový válec; zdroj: [5], upraveno autorem

Ve vyhlášce UIC 540 lze najít základní pojmy a požadavky na brzdění kolejových vozidel, které úzce souvisí zejména s pneumatickou částí brzdy, jimiž jsou:

- Odbrzděný stav – takový stav, kdy nedochází k vyvíjení brzdě síly. Tlak v hlavním potrubí $p_{hp} = 5$ bar, v pomocném vzduchojemu $p_{pv} = 5$ bar a v brzdovém válci $p_{bv} = 0$ bar.
- Rychločinné brzdění – stav, při kterém dochází k úniku tlaku z hlavního potrubí maximální možnou rychlostí, určený pro nouzové zastavení vlaku. V případě rychločinného je tedy tlak v hlavním potrubí $p_{hp} = 0$ bar, tlak v pomocném vzduchojemu $p_{pv} = 3,8$ bar a tlak v brzdovém válci $p_{bv} = 3,8$ bar.
- Provozní brzdění – je vyvozeno částečným poklesem tlaku v hlavním potrubí v rozmezí $p_{hp} = 3,5-5$ bar, přičemž rozvaděč do brzdového válce z pomocného vzduchojemu pustí jen takový tlak, který je úměrný poklesu tlaku v hlavním potrubí. Tlaky v brzdovém válci při provozním brzdění se pohybují v rozmezí $p_{bv} = 0-3,8$ bar, kde hladina $p_{bv} = 3,8$ bar odpovídá rychločinnému brzdění.
- Průrazná rychlost brzdy – je rychlost šíření tlakové změny hlavním potrubím, jež slouží k ovládní brzd. Její minimální rychlost je stanovena na $v_{pmin} = 250$ m·s⁻¹.
- Doba plnění brzdového válce – je čas potřebný od počátku nárůstu tlaku ve válci do doby, kdy je ve válci dosaženo 95 % požadovaného tlaku. V závislosti na aktuálním režimu brzdění se doby plnění brzdových válců mění. V „osobním“ režimu (O), také označovaný jako režim „P“, je doba plnění brzdového válce $t_{pbv} = 3-5$ s. Je-li však vůz brzděn v režimu „nákladním“ (N), též označovaný jako režim „G“, vzrůstá doba plnění brzdového válce na hodnoty $t_{pbv} = 18-30$ s.
- Náskok brzdy – jedná se o prvotní část doby plnění brzdového válce, kdy dochází ke strmějšímu nárůstu tlaku. Na konci doby náskoku brzdy je tlak v brzdovém válci $p_{bv} = 0,4-0,7$ bar. Takováto hodnota tlaku je pro brzdění nedostatečná, avšak postačující k vymezení vůlí v mechanické části brzdy a umožnění prvního dotyku brzdového špalíku s jeho dosedací plochou.
- Průrazná doba – čas, jenž uplyne od zadání požadavku na brzdění do doby, kdy dojde k počátku nárůstu tlaku v brzdovém válci na posledním vozidle soupravy.
- Doba vyprazdňování brzdového válce – čas, který uplyne od začátku snižování tlaku v brzdovém válci do okamžiku, ve kterém je hodnota tlaku v brzdovém válci $p_{bv} = 0,4$ bar. Pro jednotlivé režimy brzdění se tato doba opět liší. V režimu „P“ (O) je tato doba stanovena jako $t_{vbv} = 15-20$ s a v režimu „G“ (N) je tato doba $t_{vbv} = 45-60$ s.

Pokud se nyní zaměříme na jednotlivé časy z předchozího výčtu, které souvisejí s brzděním, je možno jednoduše odečíst, že časový rozptyl při jednotlivých úkonech požadavků na brzdění, je pro vozy v témže režimu brzdy relativně veliký. Tento časový rozdíl je pro vozy stejné řady, vybavené stejnými rozvaděči, brzdovými válci a stejným systémem brzdy, ve stejném brzdovém režimu dán zejména fyzickým stavem jejich brzdové výzbroje a dále jejím naladěním. V případě porovnání stejných časů pro odlišné režimy brzdy zjišťujeme, že je tento rozdíl ještě markantnější. [5, s. 62-72]

3 Silové působení sousedních vozidel soupravy

Silové interakce mezi jednotlivými vozidly soupravy jsou velice zajímavou problematikou, avšak v poměrech naší železnice jí není věnována přílišná pozornost. Na našem území proběhla na přelomu 60. a 70. let rozsáhlá měření a zhodnocení této problematiky. Impulzem pro zkoumání projevů podélné dynamiky souprav byl zejména fakt, že v tomto období docházelo u provozu tehdejších ČSD k přetržení až 2000 vlaků za rok!

Pracovníci Výzkumného ústavu dopravního okolo pana Miroslava Pospíšila tedy provedli podrobnou analýzu faktorů, které mohou ovlivňovat mezivozové síly, a zaznamenali jejich možné důsledky. V této kapitole si tedy dovoluji čerpat právě z poznatků týmu Výzkumného ústavu dopravního, které jsou publikovány v literatuře [11]. Je však nutno zmínit, že od doby, kdy výzkum probíhal, se zásadně změnila faktory, které mezivozové síly ovlivňují. Následující pojednání je tedy nutno brát pouze jako „návod“, který se snaží popsat kritické stavy a místa v soupravě, ke kterým by mělo být při vyšetřování, či měření mezivozových sil přistoupeno s vyšší pozorností. Zároveň zde budou popsány základní mechanismy vzniku a šíření dynamických silových vln v soupravě.

3.1 Fyzikální podstata vzájemného silového působení vozidel soupravy

Při fyzikálním popisu pohybu vlaku lze vyjít ze zjednodušeného předpokladu, kdy vlak uvažujeme jako hmotný bod a v pohybové rovnici zavádíme síly, působící ve směru pohybu vlaku s kladným znaménkem a síly působící proti pohybu vlaku se znaménkem záporným. V případě takového zjednodušení jsme schopni vyšetřit pohyb soupravy jako celku, který je spojen pevnými vazbami, a získat tak například závislosti mezi rychlostí, zrychlením, ujetou vzdáleností a časem. Vzhledem k zavedeným zjednodušením jsme díky tomuto postupu schopni získat pouze výsledky přibližné, avšak pro potřeby trakční mechaniky dostačující. Pro vyšetřování silového působení mezi jednotlivými vozidly soupravy je však tento fyzikální model nedostatečný, v „pohybové rovnici vlaku“ (5), jak vidno, tyto síly nikde nefigurují:

$$m_{vl} \cdot (1 + \rho_{vl}) \cdot \ddot{x} = F_{ok} - B - O_v - O_t, \quad (5)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

m_{vl} – celkovou hmotnost vlaku [t],

ρ_{vl} – součinitel rotačních hmot vlaku [-],

F_{ok} – tažnou sílu na obvodu kol lokomotivy [kN],

B – brzdnu sílu vlaku [kN],

O_v – vozidlový odpor [kN],

O_t – traťový odpor [kN].

Chceme-li tedy vyšetřovat takovéto síly, je třeba vytvořit nový fyzikální model, který se více blíží skutečnosti a ve kterém se tyto síly budou vyskytovat. Upravený vztah (5) lze však ve složitějším modelu využít pro popis chování jednotlivých vozidel, která jsou spojena pružnými vazbami.

Pro pochopení problematiky vyšetřování sil ve spřáhlech je nutno se nejprve seznámit s příčinou jejich vzniku. Jak plyne z 1. Newtonova pohybového zákona, těleso setrvává v klidu nebo v pohybu rovnoměrnou rychlostí, pokud je součet vnějších sil na těleso působících roven nule, přičemž tuto formulaci lze vyjádřit například s pomocí vztahu (6):

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 \text{ [N]}. \quad (6)$$

Dosažení tohoto stavu je nepříliš časté a obvykle při jeho dosažení v něm souprava dlouho dobu nesetrvá, jelikož jeho podmínkou je rovnost tažné síly na obvodu kol lokomotivy a sil působících proti pohybu soupravy (traťové a vozidlové odpory, případně brzdná síla). Při jízdě vlaku konstantní rychlostí se souprava chová téměř jako tuhé těleso, jehož všechny součásti se pohybují stejnou rychlostí. Ze sledování příčin vzniku porušení spřáhel vyplývá, že při jízdě vlaku konstantní rychlostí nedochází k výskytu mezních stavů ve spřáhlech, a tedy se tímto případem nemá cenu dále příliš zabývat.

Z hlediska vyšetřování silových interakcí mezi jednotlivými vozidly soupravy jsou tedy mnohem zajímavější stavy, při kterých dochází ke změně jejího pohybového stavu, zejména potom rozjezd a brzdění. Při rozjezdu a brzdění se prokazatelně s měnícím se časem mění rychlost soupravy. V takovém případě je tedy nutno přistoupit k aplikaci 2. Newtonova pohybového zákona, jehož znění lze interpretovat například následovně: „jestliže součet sil působících na dané těleso není roven nule, těleso se pohybuje se zrychlením, které je přímo úměrné působící síle a nepřímo úměrné hmotnosti tělesa“, jak je patrné ze vztahu (7):

$$m \cdot \ddot{x} = \sum_{(i)} F_{ix} \text{ [N]}, \quad (7)$$

kde m je hmotnost sledovaného tělesa [kg] a \ddot{x} je zrychlení daného tělesa [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$].

Při pohybu reálné soupravy již nelze uvažovat vazby mezi jednotlivými vozy jako dokonale tuhé, nýbrž takové vazby nahradíme ve fyzikálním modelu vazbami pružnými. Jednotlivé vozy budou dále charakterizovány jako hmotné body, jejichž pohybový stav můžeme definovat modifikováním rovnice (5), kde veličiny reprezentující fyzikální vlastnosti vlaku nahradíme jim odpovídajícími veličinami pro každý vůz zvlášť.

Skutečnost, že vazby mezi jednotlivými vozy jsou v reálném provedení pružné a umožňují vzájemný pohyb sousedních vozidel, má za důsledek postupné „sdělování“ tažné síly lokomotivy z vozu na vůz, tedy se při rozjezdu neuplatní ani setrvačný odpor, ani rozjezdový odpor celého vlaku najednou. Odpory jednotlivých vozů se při pohybu uplatňují postupně, což vede k tomu, že pro uvedení soupravy do pohybu je zapotřebí násobně menší síla, než jaká by byla potřeba pro uvedení do pohybu soupravy s vazbami tuhými. Možnost vzájemného pohybu vozidel však nemá pouze výhody. Na základě přenosu tažné síly od lokomotivy mezi jednotlivými vozy, případně při vzniku brzdných sil na obvodu kol, dochází k vzájemnému relativnímu pohybu jednotlivých vozidel soupravy. V důsledku těchto relativních pohybů může dojít k rozkmitání soupravy, což vede k zatěžování táhlového a nárazecího ústrojí jednotlivých vozidel, a při uvolňování pružin spřáhel či nárazníků poté dochází ke vzniku dynamických rázů mezi vozidly. Takové rázy často vedou ke vzniku tažných/tlačných dynamických vln, při jejichž průchodu soupravou dochází k nepřítliš šetrnému dynamickému namáhání jednotlivých spřáhel, případně nárazníků, což v krajních případech může vést až k jejich poškození.

Dynamické síly jsou v určitých případech schopny 2 až 3 krát převýšit statickou tažnou sílu lokomotivy, z čehož plyne, že právě tyto síly jsou nejčastější příčinou vzniku porušení spřáhel. Silový impulz, jenž vznikne v soupravě v důsledku změny pohybového stavu soupravy nebo některého z vozů, se šíří od místa svého vzniku ke konci, popřípadě oběma koncům vlaku, odkud se vrací zpět k místu svého vzniku. Právě tyto silové impulzy jsou povětšinou iniciátory již zmíněných dynamických vln, v důsledku jejichž průchodu soupravou se souprava rozkmitá. Prostup silového impulzu soupravou není plynulý ani rovnoměrný, avšak je ovlivněn různými faktory, jimiž mohou být například: tíhy jednotlivých vozů, schopnost táhlového a nárazníkového vypružení absorbovat energii, rozdíly mezi vozidlovými odpory a také například počáteční stlačení soupravy. Pokud bychom tedy chtěli vyšetřit celková silová působení v jednotlivých mezivozových

vazbách, celková síla by se sestávala ze sil stálých, kam lze zařadit například tažnou sílu a síly vyvozené vozidlovými odpory, a sil dynamických. Z této skutečnosti poté vyplýne, že síla v prvním spřáhle soupravy nemusí, ba dokonce často není největší silou ve spřáhlech celé soupravy.

V dnešní době již k přetržení vlaků dochází pouze zřídka a ne vždy k tomu musí dojít v důsledku překročení sil, na něž jsou šroubovky dimenzovány. Příkladem budiž přetržení vlaku, ke kterému došlo v Havlíčkově Brodě 2. 4. 2019, jehož strojvedoucím byl shodou okolností můj otec. Foto poškozeného táhlového ústrojí je na obr. 11.



Obr. 11 Poškozené táhlové ústrojí nákladního vozu řady Eas, autor: Pavel Jaroš st..

3.2 Vznik dynamických sil mezi vozidly v důsledku působení tažné síly

Tažná síla na obvodu hnacích kol, která slouží ke změnám pohybového stavu soupravy, je u dnešních moderních lokomotiv snadno regulovatelná a jednoduše lze získat její přesný záznam. Je vyvozována hnacím vozidlem pro uvedení soupravy do pohybu a regulací její velikosti v závislosti na velikosti aktuálních vozidlových a traťových odporů, které působí proti pohybu vlaku, lze docílit zrychlování, zpomalování, nebo pohybu soupravy konstantní rychlostí. Tažná síla na obvodu kol je v místě dotyku kola s kolejnicí přenášena pomocí principu adheze. Její maximální velikost je tedy shora ohraničena maximální

adhezní silou, jež úzce souvisí se stavem dotkových ploch mezi kolem a kolejnicí, a zprava maximálním výkonem pohonu hnacího vozidla.

Znalost této síly by mohla zavádět k mylnému předpokladu, že její velikost je rovna tažné síle na háku lokomotivy, kterou lze považovat za sílu v prvním spřáhle soupravy. Síla na háku lokomotivy je však menší o vozidlové a traťové odpory lokomotivy, ale také o setrvačné účinky lokomotivy při zvyšování rychlosti. A rovněž v případech, kdy dojde v důsledku působení tažné síly na obvodu kol k rozkmitání soupravy, se tažná síla na háku lokomotivy liší od síly na obvodu jejích kol o silové výkyvy, způsobené právě rozkmitáním soupravy.

Nesmíme však opomenout, že tažná síla na obvodu kol je prvotním původcem změny pohybového stavu vlaku. Ani tuto však při rozjezdu nelze považovat za konstantní, nýbrž při rozjezdu stoupá s různou strmostí až do úplného natažení soupravy, kdy se naplno začne projevovat rozjezdem vyvolané rozkmitání soupravy, které se přeneso až na hák lokomotivy. K podstatnému rozkmitu soupravy tedy většinou dochází až po jejím úplném natažení. Do úplného natažení soupravy dochází pouze k postupnému nárůstu síly v jednotlivých spřáhlech soupravy, i když postupné záběry jednotlivých vozů a jejich případné neúplné odbrzdění mohou vést k menším dynamickým rázům. V první fázi rozjezdu, před natažením vlaku, je tedy průběh síly v prvním spřáhle ovlivněn zejména průběhem tažné síly na obvodu hnacích kol. Naopak ve fázi druhé, kdy je celá souprava uvedena do pohybu, by měla být síla v témž spřáhle ovlivněna zejména kmitavým pohybem soupravy. Z uvedených skutečností tedy vyplývá, že jedním z kritických míst soupravy, kde může docházet, a také dochází, k mezním stavům je první spřáhlo soupravy.

Původcem kmitavého pohybu může být hned několik faktorů, jejichž příčiny a důsledky jsou popsány v následujících kapitolách tohoto pojednání. Je však dobré podotknout již nyní, že při dostatečně obezřetném a uvědoměném zacházení strojvedoucího se soupravou lze jejich vzniku ve většině případů zabránit, nebo jejich účinky alespoň částečně potlačit.

3.2.1 Prudkost rozjezdu a prokluz hnacích kol

Znalost změny velikosti tažné síly na obvodu kol v čase, v první fázi rozjezdu, nám umožňuje zavést pojem *prudkost rozjezdu*, který by měl být významným činitelem při vzniku dynamických sil ve spřáhlech. Jak vyplývá ze vztahu (8):

$$S = \frac{\Delta F}{\Delta t} \text{ [kN/s]}, \quad (8)$$

velikost prudkosti rozjezdu vyjadřuje strmost změny tažné síly v čase.

Prudkost rozjezdu se zdá být prvním velice významným faktorem, na němž závisí, zda vůbec při rozjezdu dojde k rozkmitání soupravy, popřípadě k jak velkému vzrůstu dynamických sil dojde. Z jízdniczkých zkoušek bylo v minulosti určeno, že rozjezdy s prudkostí rozjezdu $S < 4,5$ kN/s lze považovat za mírné, u nichž není třeba se obávat významného vzrůstu dynamických sil. Naopak prudkosti rozjezdu, kde $S = 4,6-9$ kN/s, byly označovány jako rozjezdy prudké a v případě těchto rozjezdů zpravidla docházelo k výraznému rozkmitání soupravy. Prudkosti rozjezdu nad 9 kN/s, které byly nazývány velmi prudkými, měly povětšinou za důsledek porušení spřáhel.

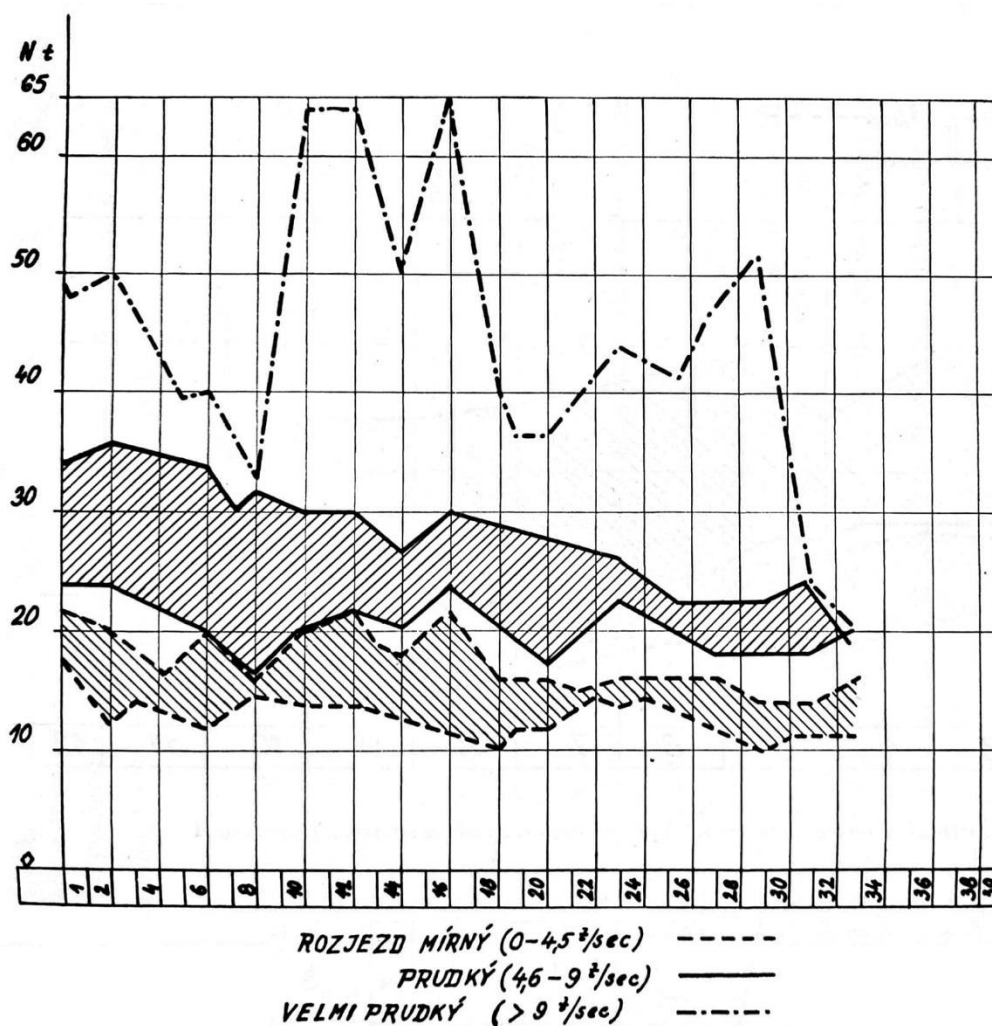
Je však třeba si uvědomit, že v dnešní době jsou již moderní vozidla schopna při rozjezdu vyvíjet prudkosti rozjezdu přes 50 kN/s, přičemž k porušení spřáhel nedochází. Tento fakt je způsoben zejména možností plynulé regulace tažné síly u moderních vozidel, což vozidla provozovaná v průběhu provedených měření neumožňovala. Dalším důležitým parametrem, který ovlivňuje mezivozové interakce a který se od dob měření zásadně změnil, je vypružení spřáhel a nárazníků. Vypružení spřáhel a nárazníků je v dnešní době schopno absorbovat větší množství mechanické práce, čímž zásadně omezuje průchod dynamických vln soupravou.

Mechanismus šíření dynamických sil soupravou však zůstává obdobný. Vlivem prudkého rozjezdu může dojít k rozkmitání soupravy, tedy od prvního spřáhla dochází k šíření vzniklé dynamické silové vlny až na spřáhlo poslední, v tomto případě má dynamická vlna charakter tahové síly. Poté, co dynamická vlna dosáhne konce soupravy, může se začít vracet zpět na první spřáhlo v podobě síly tlakové. Během doby, než dojde k dostatečnému utlumení dynamické vlny, může prakticky kdykoli síla ve spřáhlech mezi náhodnými dvěma vozy dosáhnout velice vysokých hodnot. V jednotlivých spřáhlech totiž dochází k prostému silovému součtu a je tedy jasné, že pokud na dané spřáhlo působí stálá tahová síla od lokomotivy a v ten samý okamžik zde dojde ke spolupůsobení dynamické tahové síly od šířící se dynamické vlny, výsledná síla v daném spřáhle bude rovna jejich součtu.

Jak již bylo zmíněno, prudkost rozjezdu nemá vliv pouze na dynamickou sílu v prvním spřáhle soupravy, avšak má přímý vliv také na velikost sil ve všech ostatních spřáhlech. Na obr. 12 jsou uvedeny maximální síly v jednotlivých spřáhlech soupravy, jež byla před samotným rozjezdem stlačena. Je patrné, že vlivem vyšší prudkosti rozjezdu v tomto konkrétním případě, síly ve spřáhlech zejména ve střední a zadní části vlaku dosahovaly při měření v 70. letech hodnot blízkých se k 650 kN. Rovněž lze vypořadovat, že jedná-li

se o rozjezd mírný nebo prudký, síly v jednotlivých spřáhlech se postupně snižují od počátku ku konci vlaku.

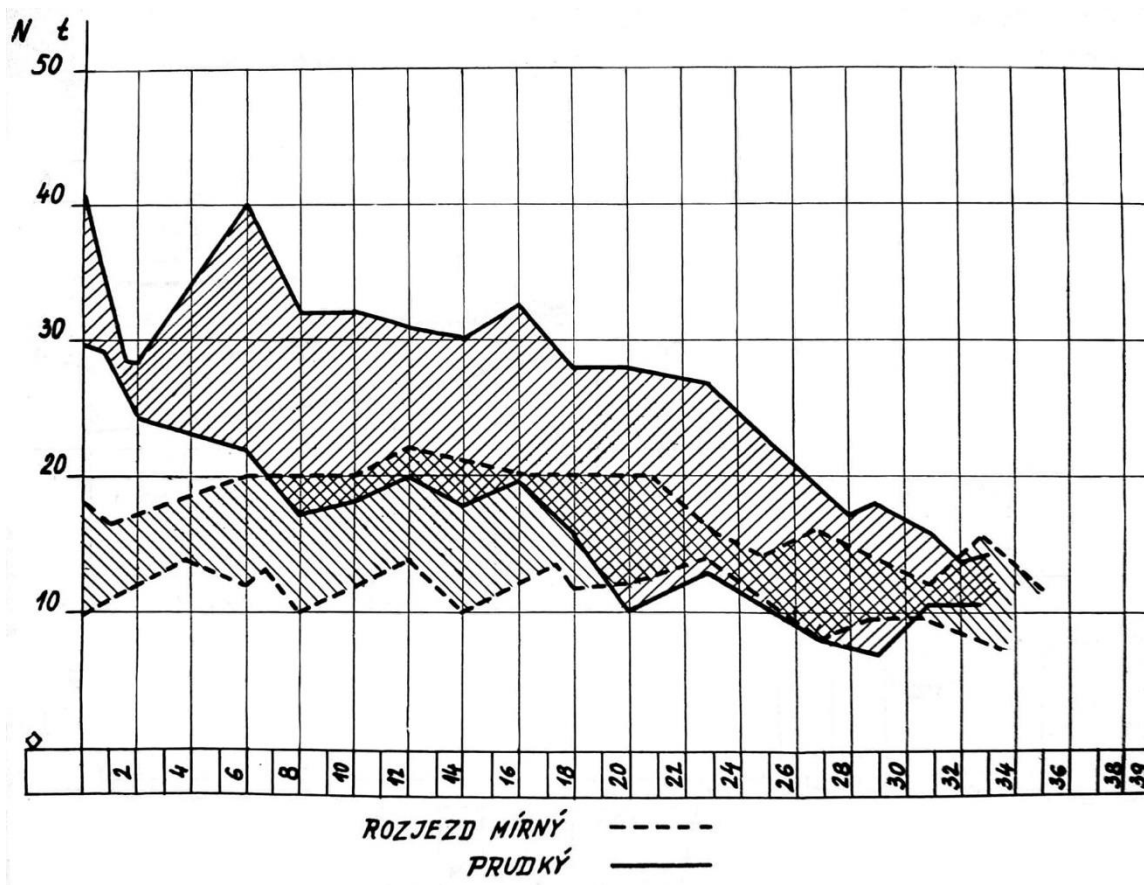
Pro porovnání je na obr. 13 uveden průběh maximálních sil ve spřáhlech v těžce soupravě, avšak tentokrát při rozjezdu s nataženou soupravou. Z porovnání obou grafů lze odečíst, že při rozjezdu s nataženou soupravou nedochází k tak rapidnímu zvětšení dynamických sil v soupravě jako při rozjezdu soupravy stlačené. Rovněž lze z obou grafů vyčíst, že síla v prvním spřáhle je tím větší, čím větší jsou dynamické síly v soupravě.



Obr. 12 Průběh sil ve spřáhlech při různé prudkosti rozjezdu (osa „x“ reprezentuje pořadí vozů v soupravě); zdroj: [11], upraveno autorem

Jinak tomu však může být, dojde-li, zejména při rozjezdu velmi těžkých vlaků, za nepříznivých povětrnostních podmínek k prokluzu hnacích kol, v důsledku čehož dojde ke skokové změně tažné síly. V takovém případě může být souprava v důsledku své kinetické energie natlačena na lokomotivu, přičemž úroveň natlačení je úměrná době samotného prokluzu. Při hrozící ztrátě adheze nejprve tažná síla prudce poklesne a poté

v důsledku reakce protiskluzové ochrany dojde k opětovnému záběru hnacích kol, čímž tažná síla opět vzroste. Pokud v tomto okamžiku, kdy je souprava více či méně stlačena dojde k náhlému prudkému záběru hnacích kol, může dojít k výraznému nárůstu dynamických sil. Nejnepříznivější případ může nastat tehdy, když k opětovnému záběru hnacích kol dojde přímo z prokluzu, nejčastěji v důsledku pískování u vozidel bez protiskluzové ochrany, čímž je vyvozen velmi prudký záběr hnacích kol. Pokud v té samé chvíli dojde k odpružení nárazníků, které byly stlačeny při prokluzu, celková síla by mohla dosáhnout velmi vysokých hodnot.



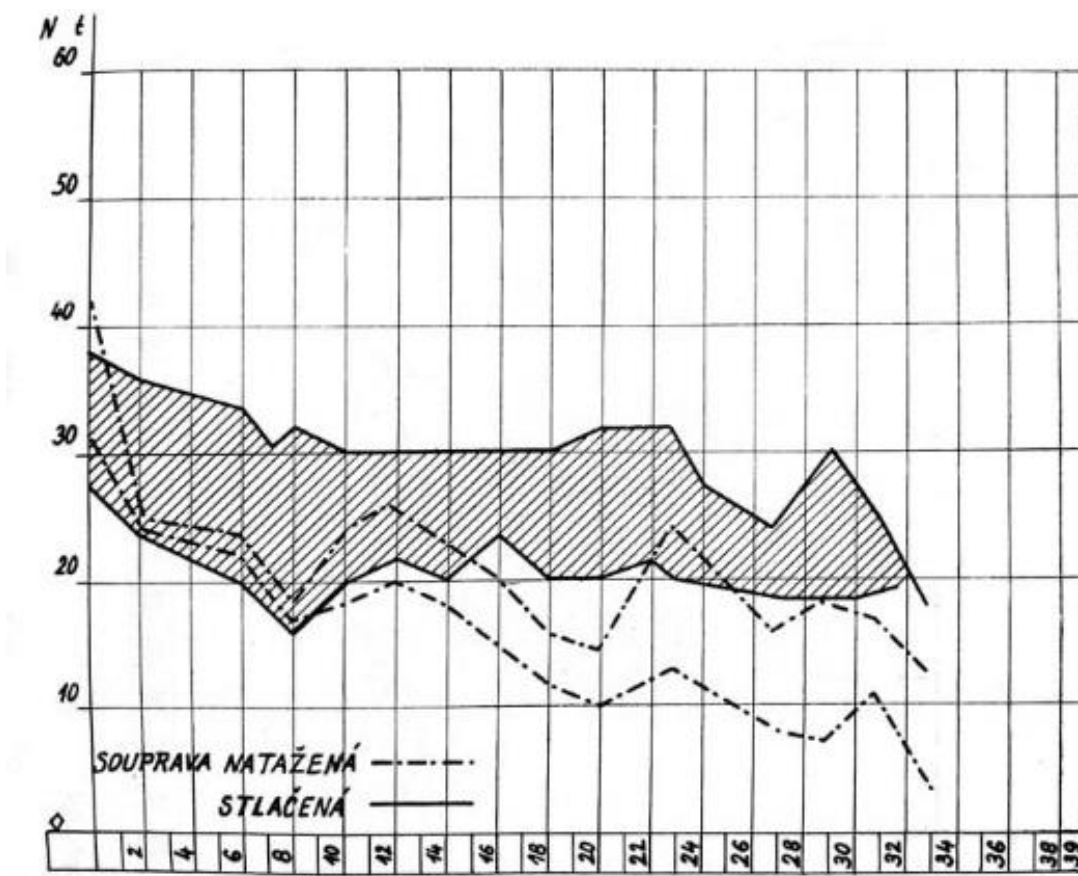
Obr. 13 Průběh sil ve spřáhlech při rozjezdu s nataženou soupravou při různé prudkosti rozjezdu (osa „x“ reprezentuje pořadí vozů v soupravě); zdroj: [11], upraveno autorem

Z uvedených poznatků tedy vyplývá, že pískování není z hlediska vzniku dynamických sil nejvýhodnější volbou odstranění prokluzu hnacích kol, respektive není-li před jeho aplikací strojvedoucím snížena tažná síla lokomotivy, mohlo by vést k výraznému nárůstu dynamických sil ve spřáhlech vozidel. Rovněž postup využívaný k odstranění prokluzu, spočívající v lehkém přibrzdění přídavné brzdy hnacího vozidla, není zcela správný. Pokud je v prokluzu hnací vozidlo přibrzděno přídavnou brzdou, dochází k většímu natlačení soupravy, což v konečném důsledku vede při opětovném záběru hnacích kol ke

zvětšení dynamických sil. Síla, vyvolaná uvolněním mechanické energie ve stlačených náraznících v daný okamžik může totiž spolupůsobit s tažnou silou.

3.2.2 Rovnoměrné stlačení soupravy

Úvodem do této problematiky je nutno podotknout, že homogenní stlačení soupravy je stav téměř nedosažitelný a po uklidnění se souprava ustálí se zcela náhodným stlačením nárazníků, popřípadě natažením šroubovek jednotlivých vozů. Jak již bylo zmíněno, pružící prvky nárazníků působí jako akumulátory energie, tedy jsou schopny při jejich uvolnění vrátit až 50 % energie vynaložené k jejich stlačení zpět do soupravy. V případě stlačení soupravy před rozjezdem a zabrzdění posledního vozu se však síla akumulovaná v náraznících jednotlivých vozů sestává ze součtu sil akumulovaných v jednotlivých náraznících a při uvedení soupravy do pohybu se šíří vždy směrem k lokomotivě. Vzhledem k jejímu směru, souhlasnému s tažnou silou, tak může napomoci tažné síle v překonání rozjezdových odporů. Z hlediska velikosti této síly se u delších, důkladně stlačených vlaků, může jednat až o desítky [kN].

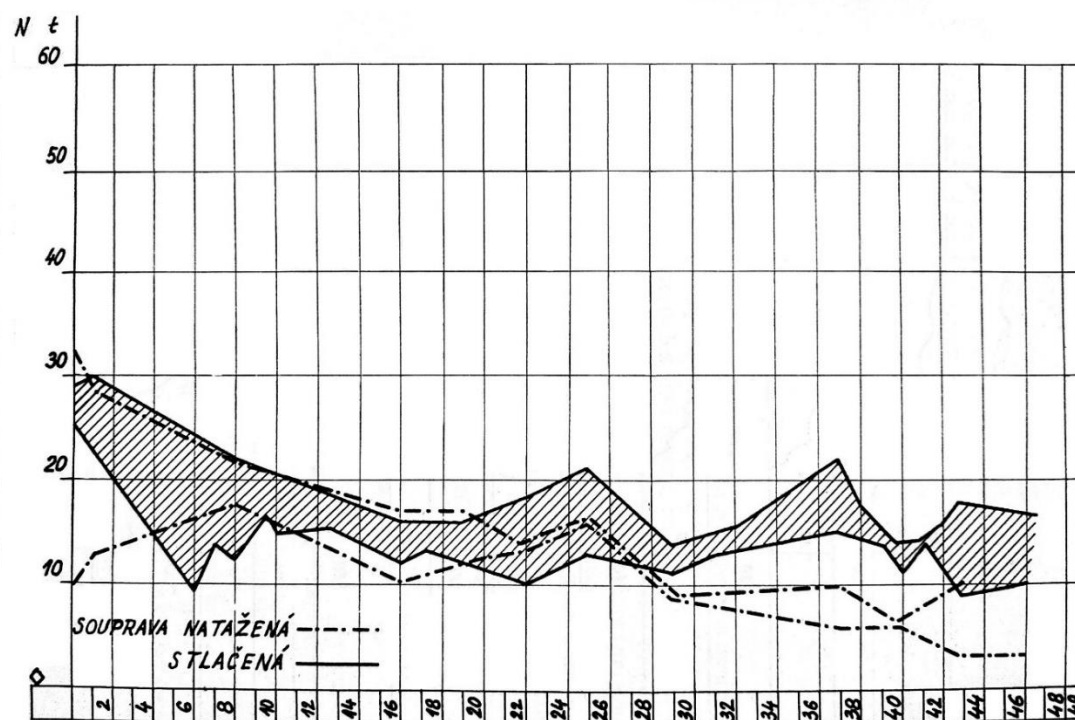


Obr. 14 Vliv stlačení soupravy na velikost sil ve spřáhlech při prudkém rozjezdu (osa „x“ reprezentuje pořadí vozů v soupravě); zdroj: [11], upraveno autorem

Není tedy překvapením, že i v případě, kdy hnací vozidlo nevyvozuje žádnou tažnou sílu, jsou postupně nasčítávané síly nárazníkových pružin schopny uvést celou soupravu do pohybu. V případě, že původně stlačenou soupravu odbrzdíme a necháme „kmitat“ na rovném úseku trati bez jakéhokoli zásahu, bude v závislosti na schopnosti akumulace energie pružícími prvky docházet ke snižování amplitudy síly, jež vyvozuje kmity, až do doby, kdy dojde k jejímu úplnému zániku.

V součinnosti s vysokou prudkostí rozjezdu, mohou síly vzniklé při rozjezdu se stlačenou soupravou nepříjemně narůstat zejména v zadní části vlaků. Z obr. 14 je patrný průběh maximálních sil v soupravě při prudkém rozjezdu pro případy natažené a stlačené soupravy.

Z uvedeného obrázku je patrné, že zejména ve zmiňované zadní části vlaku jsou maximální síly v jednotlivých spřáhlech při rozjezdu se stlačenou soupravou až dvojnásobné oproti maximálním silám ve spřáhlech soupravy, která je při rozjezdu natažená. Uvedené závislosti jsou obrazem silového působení mezi sousedními vozidly v homogenní soupravě složené ze stejných vozů, se stejnými hmotnostmi a teoreticky stejnými charakteristikami vypružení táhlového a narážecího ústrojí. Z daných závislostí lze tedy usuzovat, že při rozjezdu s nataženou soupravou lze největší sílu hledat v prvním spřáhle za lokomotivou a směrem ke konci vlaku dochází k jejímu poklesu.



Obr. 15 Síly ve spřáhlech v závislosti na stupni natažení soupravy (osa „x“ reprezentuje pořadí vozů v soupravě); zdroj: [11], upraveno autorem

Naopak při rozjezdu se soupravou stlačenou dochází k výraznějšímu nárůstu sil ve spřáhlech v zadní části vlaku. Může se tedy snadno stát, že v případě stlačené soupravy nebude síla v prvním spřáhle největší silou ze všech spřáhel soupravy.

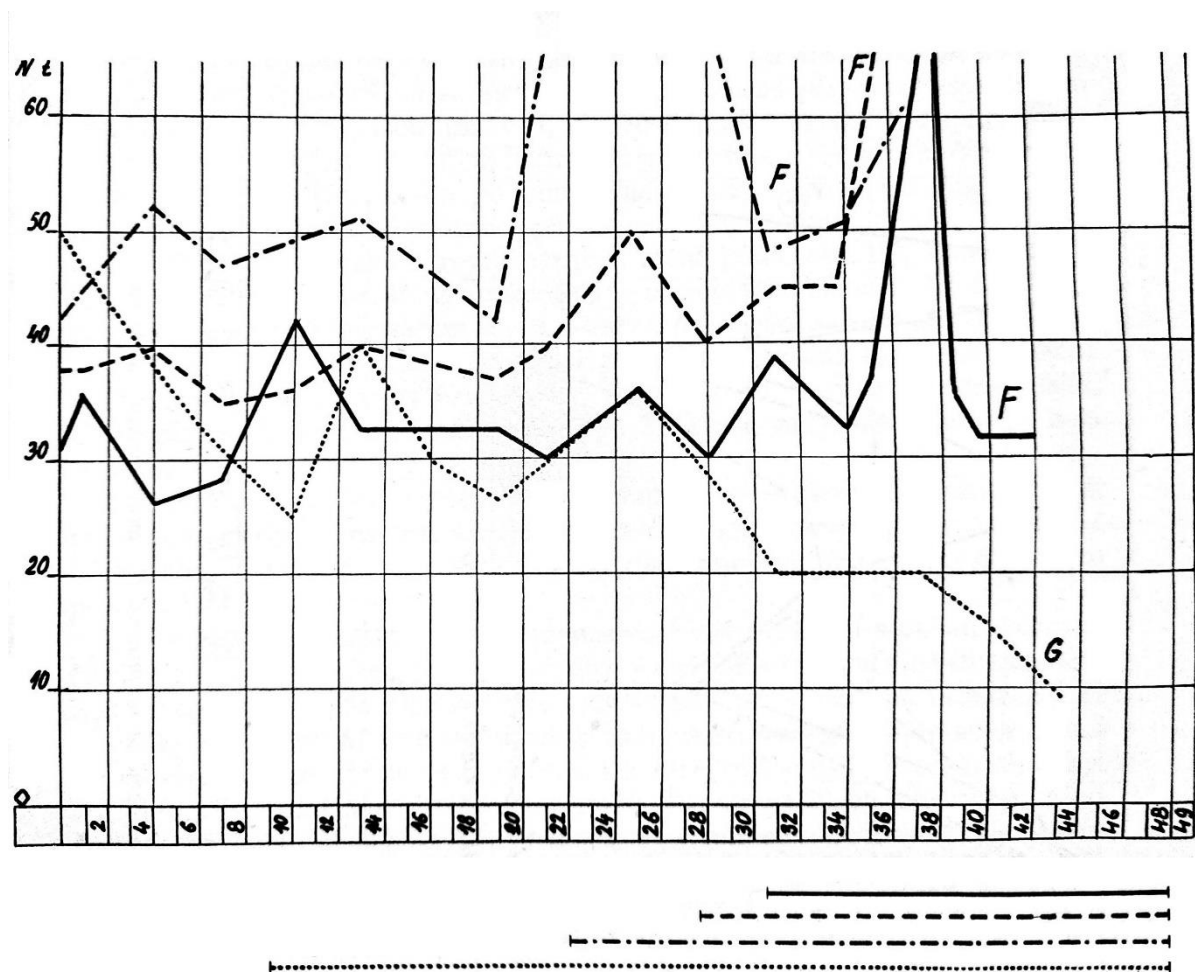
Jednoduchou prevencí proti nepříjemnému zvyšování sil ve spřáhlech soupravy vlaku je prosté snížení prudkosti rozjezdu. Na obr. 15 jsou vyobrazeny maximální síly v jednotlivých spřáhlech nehomogenní soupravy při mírném rozjezdu se stlačenou a nataženou soupravou. Z této charakteristiky je patrné, že síly ve spřáhlech by měly směrem ke konci soupravy mít tendenci klesat.

3.2.3 Nerovnoměrné stlačení soupravy

V případech, kdy ve stlačené soupravě zůstává skupina vozů, jejichž šroubovky jsou při počátečním záběru nataženy, dochází při doputování tažné vlny k takovéto skupině vozů k prudkému nárůstu odporu proti jejímu pohybu. Tento fakt je způsoben zejména tím, že v náraznicích dané skupiny vozů není předem akumulována energie, která u předchozích vozů napomáhala k jejich uvedení do pohybu, a dále také nepochybně skutečností, že dojde k takřka okamžitému uplatnění vozidlového a traťového odporu všech nestlačených vozidel. Tahová vlna se v případě doputování k takovému místu v soupravě chová tak, jako by narazila na konec soupravy. Tedy dochází k prudkému nárůstu síly v prvním spřáhle skupiny nestlačených vozů a tahová vlna se odráží zpět k lokomotivě. Zároveň svým pohybem nestlačená skupina vozů vyvolává tahovou vlnu ve vozidlech, které se nacházejí za danou skupinou směrem ku konci vlaku. Je tedy zřejmé, že směrem k lokomotivě se od skupiny stlačených vozů šíří tlaková vlna dříve, než tahová vlna dosáhne konce vlaku.

Porovnání maximálních sil ve spřáhlech soupravy s různou délkou natažení se nachází na obr. 16. Zde jsou zobrazeny maximální síly ve spřáhlech stejné soupravy ve čtyřech různých případech, kdy jednotlivé případy se vzájemně liší podílem natažené části vozů k části stlačené. Pro každý případ je délka natažené části soupravy zobrazena v dolní části grafu stejným typem čáry, jako je znázorněna výsledná silová závislost na jednotlivých spřáhlech soupravy.

Z uvedených závislostí je patrné, že v případě, kdy délka stlačené části soupravy zaujímá znatelně menší část soupravy než délka natažené části (tečkovaná čára), nedochází ke vzniku výrazných dynamických sil ve spřáhlech. Naopak ve všech ostatních případech, kdy natažená část soupravy již nezaujímá výraznou většinu celé délky soupravy, dochází ve stlačené části k výraznému nárůstu dynamických sil, které v konkrétním vyobrazeném případě vedou až k přetržení soupravy.



Obr. 16 Závislost sil ve spřáhlech na délce natažené části soupravy; zdroj: [11], upraveno autorem

Z výše uvedených skutečností tedy vyplývá, že při nárůstu tažné síly na háku lokomotivy bez respektování vlivu nerovnoměrného stlačení soupravy by mohlo velice snadno dojít k přetržení vlaku. Účinek tohoto jevu lze však velmi snadno eliminovat šetrným natažením soupravy při rozjezdu, kdy strojvedoucí nejprve volí tažnou sílu lokomotivy tak, aby došlo k úplnému natažení soupravy, a ve chvíli, kdy je souprava zcela natažena, může začít plynule tažnou sílu zvyšovat.

3.2.4 Nehomogenita a nerovnoměrné rozdělení hmot v soupravě

Z hlediska pohybu vlaku je nejpříznivější situace taková, kdy je pohybující se souprava homogenní, tedy vozidla ze kterých je vlak sestaven, mají totožnou, nebo alespoň přibližně stejnou kinetickou energii. Za nehomogenní soupravu lze považovat takovou, v jejíž skladbě se nachází vozidla různých řad v kombinaci s jejich různým ložením, ale i takovou, kde jsou vzájemně spojena vozidla řad stejných s různým ložením.

Kinetická energie jednotlivých vozidel soupravy je závislá na druhé mocnině jejich rychlosti a také na hmotnosti těchto vozidel. Jsou-li sousední vozidla těsně svěřena,

dochází při jejich postupném uvádění do pohybu k velmi malým rozdílům jejich rychlostí. Hlavní rozdíl v kinetických energiích vozidel v nehomogenní soupravě při rozjezdu je tedy dán zejména jejich rozdílnou hmotností. Pomocí vztahu (9) lze kinetickou energii vyjádřit jako:

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \text{ [J]}, \quad (9)$$

kde m je hmotnost vozu a v jeho aktuální rychlost.

Obecně lze tedy říci, že těžší vozidla a jejich skupiny mají větší kinetickou energii než vozidla lehčí. Při změně pohybového stavu vlaku, zejména však při rozjezdu a brzdění, může tedy docházet jejich přičiněním k neblahému nárůstu dynamických sil ve spřáhlech v důsledku jejich rozdílných kinetických energií. Dojde-li tedy k zařazení skupiny těžších vozů do míst, kde již v případě rozjezdu s homogenní soupravou docházelo ke zvyšování dynamických sil, zejména pak na konec vlaku. Lze předpokládat, že v případech, kdy dojde ke vzniku dynamických sil v soupravě například v důsledku prudkého rozjezdu, mohou tyto síly být v místě, kde se mění složení soupravy, až několikanásobně větší, oproti dynamickým silám, vzniknuvším ve stejném místě soupravy homogenní.

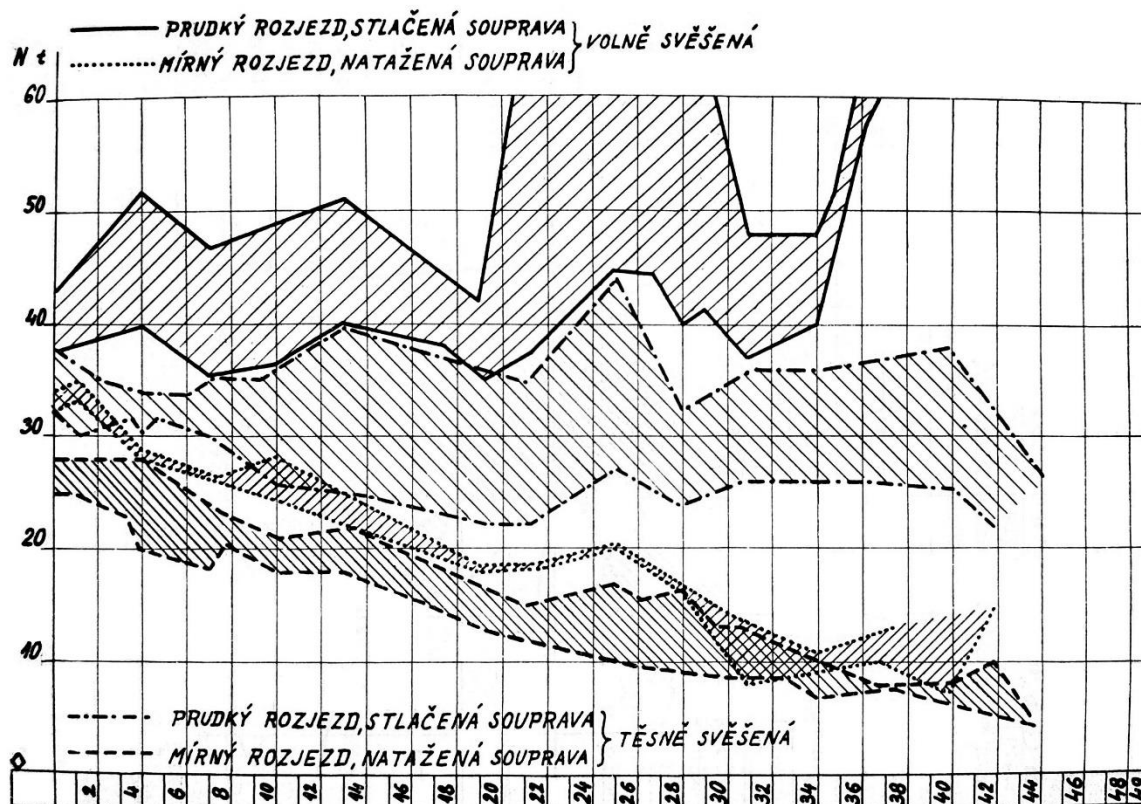
Největším nebezpečím z hlediska velikosti vzniklých dynamických sil je řazení skupiny těžkých vozů do středu, případně na konec soupravy, která je při svém rozjezdu stlačena. Velikost dynamických sil, jejichž prvotní příčinou byl prudký rozjezd, je totiž v takovém případě ještě umocněna o vliv stlačení soupravy a rovněž o vliv nehomogenity soupravy. Jako nejpříznivější stav v případě potřeby zařazení skupiny těžších vozů do soupravy lze tedy považovat jejich zařazení těsně za hnací vozidlo, čímž je možno jejich vliv na vznik dynamických sil částečně eliminovat. Za ideální stav v případě nehomogenní soupravy lze tedy považovat takový, kdy jsou vozidla řazena za hnací vozidlo postupně, dle své hmotnosti od nejtěžšího po nejlehčí.

Oproti nerovnoměrnému rozložení hmot v soupravě by celková hmotnost vlaku neměla mít z hlediska výskytu dynamických sil ve spřáhlech prakticky žádný význam. Jediné síly, které celková hmotnost vlaku ovlivňuje, jsou síly stálé, tedy síla tažná a vozidlové odpory.

3.2.5 Způsob svěšení sousedních vozidel

V případě svěšování vozidel v našich poměrech má význam zmínit dva případy jejich spojení. Jedná se o svěšení volné, kdy je vůle mezi nárazníky sousedních vozidel přibližně 3 cm, nachází-li se souprava na přímé koleji. Opakem volného svěšení je svěšení těsné,

kdy se při svěšování sousední vozidla dotýkají nárazníky a šroubovka spojovací daná vozidla je v takovém případě ještě o 2 závity utažena. V předchozí kapitole již bylo zmíněno, že hlavním iniciátorem zvětšujícím velikost vzniknuvších dynamických sil je v případě těsného svěšení zejména rozdílná kinetická energie jednotlivých vozidel.



Obr. 17 Závislost sil ve spřáhlech na prudkosti rozjezdu a stupni natažení soupravy; zdroj: [11], upraveno autorem

U volného svěšení jsou vzdálenosti mezi jednotlivými vozidly větší, tedy vozidlo blíže ke hnacímu vozidlu má možnost delšího pohybu vůči vozidlu připojenému v jeho sledu. Tedy je schopno za dobu, než dojde k záběru následujícího vozidla, nabrat vyšší rychlost, s jejíž druhou mocninou stoupá kinetická energie daného vozidla, jak je patrné ze vztahu (9). Oproti vozidlu sousednímu tedy dochází ke zvětšení rozdílu kinetických energií, čímž zároveň roste prudkost záběru sousedního vozidla.

Na obr. 17, jsou znázorněny maximální hodnoty sil v jednotlivých spřáhlech soupravy těsně svěšené a soupravy svěšené volně. Z obrázku je patrné, že při stejné prudkosti rozjezdu mohou být síly v soupravě volně svěšené až dvojnásobné oproti silám v soupravě svěšené volně, dokonce mohou růst až nad hranici únosnosti spřáhel. Naopak je na zmíněném obrázku názorně vidět, že stejně jako všechny ostatní vlivy působící na

velikost dynamických sil v soupravě lze velikost dynamických sil ve spřáhlech opět paralyzovat správným způsobem rozjezdu.

3.2.6 Sklon tratě

Souprava při svém pohybu po trati překonává nespočet úseků, na kterých dochází k různým změnám sklonu trati, popřípadě místy s různými poloměry oblouků. Jízda vlaku obloukem, či na trati s určitým sklonem má za důsledek změnu traťového odporu, který působí proti smyslu pohybu jednotlivých vozidel. Tato změna traťových odporů však na velikost dynamických sil v pohybující se soupravě nemá výrazný vliv. Nejpříznivější stav pro stabilní jízdu vlaku bez vzniku sebemenších dynamických sil je jízda do stoupání s využitím tažné síly v čele soupravy. Vozy jsou složkou tíhové síly rovnoběžné s temenem kolejnice, která působí proti směru pohybu, natahovány a hnací vozidlo je nuceno vyvozovat větší tažnou sílu, jednoduše tedy dochází k natahování soupravy z obou jejích konců. Tedy je výrazně složitější soupravu rozkmitat. V případě jízdy po spádu je naopak souprava složkou tíhové síly rovnoběžné s temenem kolejnice, poháněna, v důsledku čehož může dojít k rozkmitu sousedních vozidel, zejména mají-li rozdílné hmotnosti. Ani v tomto případě se však nejedná o síly, jejichž velikost by mohla vést k mezním stavům ve spřáhlech vozů.

V případě, kdy však vozidlo zastaví na určitém sklonu, dochází v závislosti na orientaci směru jízdy vůči tomuto sklonu k natažení nebo stlačení soupravy. Rozjezd soupravy se poté řídí mechanismy, které jsou popsány v kapitolách 3.2.2 a 3.2.3. V případě rozjezdu proti stoupání, kdy je souprava rovnoměrně natažena, roste zejména velikost tažné síly hnacího vozidla, potřebná pro uvedení vlaku do pohybu, avšak nedochází k výraznému vzniku dynamických sil. Naopak v opačném případě, kdy k rozjezdu dochází v klesání trati, je souprava stlačena. Dalším nežádoucím vlivem rozjezdu v klesání je poté zvýšená prudkost rozjezdu, jelikož k uvedení soupravy do pohybu stačí menší síla; dochází při počátku působení tažné síly na stejném jízdním stupni k větší prudkosti rozjezdu. Při rozjezdu v klesání je tedy na místě, aby rozjezd probíhal pozvolně, jelikož velká prudkost rozjezdu by v tomto případě mohla vést k nárůstu sil ve spřáhlech vozidel snadněji než při rozjezdu v přímé koleji.

3.2.7 Vliv násobné trakce a postrku

Vícenásobná trakce, postrk, či dokonce jejich kombinace jsou využívány zejména u těžkých nákladních vlaků, pohybujících se na tratích s výraznými sklony. Při osazení vlaku pouze jednou lokomotivou by při průjezdu takových úseků docházelo k významnému poklesu rychlosti pohybu, což by zároveň výrazně prodloužilo jízdní dobu.

V některých případech by také při zastavení vlaku na takovémto úseku nemuselo dojít za přičinění pouze jednoho hnacího vozidla k jeho opětovnému uvedení do pohybu, zejména při zhoršených adhezních podmínkách. Pro stanovení potřeby využití přípřeže, popřípadě postrku pro daný vlak se v praxi využívá tzv. technických norem zátěže. Popřípadě je pro tyto potřeby možno využít Korefova diagramu pro danou řadu vozidla.

Je-li při pohybu vlaku využito přípřeže, je třeba mít na paměti, že tažná síla na čele vlaku je téměř dvojnásobná, tedy v případě, kdy dochází k rozjezdu, je vyšší šance, že dojde k nárůstu prudkosti rozjezdu. Tomuto faktu je tedy třeba při rozjezdu přizpůsobit způsob jeho provedení. Při mnohonásobném řízení musí strojvedoucí dbát zejména na to, že při změně jízdního stupně dochází ke dvojnásobné rychlosti nárůstu tažné síly. Jelikož prudkost rozjezdu je udávána přírůstkem tažné síly v čase, je v případě vícečlenného řízení mnohem jednodušší dosáhnout velmi vysokých prudkostí rozjezdu. Prudkost rozjezdu je, jak již bylo dříve zmíněno, jedním z hlavních činitelů při vzniku dynamických sil v soupravě, v tomto případě je tedy při rozjezdu na místě maximální opatrnost strojvedoucího. Bližší informace o provozu vozidel v režimu násobné trakce lze nalézt například ve článku [1].

3.3 Vznik dynamických sil mezi vozidly v důsledku působení brzdné síly

Brzdění je taková změna pohybového stavu vlaku, při jejíž aplikaci na vlakovou soupravu dochází ke snižování její rychlosti, případně k udržování její stálé rychlosti. Vzhledem k různorodosti brzdových systémů na jednotlivých vozidlech a dále v závislosti na jejich různém technickém stavu dochází ve vlakové soupravě při požadavku na brzdění k různým brzdným účinkům jednotlivých vozů. Je tedy zřejmé, že souprava se při brzdění rozhodně nechová jako tuhé těleso, avšak v důsledku rozdílných brzdných sil jednotlivých vozů dochází k jejich vzájemným pohybům.

Z hlediska silového působení na libovolné spřáhlo v soupravě mohou prakticky nastat tři případy:

- stlačení nárazníků,
- odlehčení spřáhla,
- natažení spřáhla.

Uskutečnění jednoho z výše uvedených stavů, závisí zejména na velikosti: brzdné síly celého vlaku, brzdné síly vozů za vyšetřovaným spřáhlem, na velikosti vozidlových odporů vlaku a vozidlových odporů vozů za vyšetřovaným spřáhlem.

3.3.1 Vznik dynamických sil v soupravě v důsledku působení brzdě síly

Jelikož se informace o požadavku na brzdění šíří podél soupravy pouze rychlostí zvuku, zejména u dlouhých vlaků tak může docházet k situacím, kdy přední část vlaku již brzdí, avšak zadní část vlaku ještě brzdit nezačala. Vozy v zadní části vlaku se tedy v konkrétním okamžiku pohybují rychleji než vozy v přední části vlaku, a dojde tedy k jejich nárazu do vozů předních. Část nárazové energie zadních vozů je pohlcena v náraznících vozů, avšak zbylá energie je uvolněna zpět do soupravy a vzniká tedy dynamická vlna, jež se šíří soupravou.

Činitelem odpovědným za vznik dynamických sil v soupravě však nemusí být vždy pouze rozdíly v odlišné vzdálenosti vozů od čela lokomotivy. V kapitole 2.3.2 je zmíněno, že doba uplynulá od zadání požadavku na brzdění do reálného počátku brzdění je pro většinu vozů individuální. V reálném případě se tedy časy počátku brzdění jednotlivých vozů soupravy vůči sobě liší ještě o tento nezanedbatelný čas. V důsledku této skutečnosti může tedy v soupravě docházet ke vzniku dynamických sil mezi jednotlivými vozy, nebo skupinami vozů v závislosti na rozdílnosti jejich brzdové výbavy nebo na rozdílnosti technických stavů jejich brzdového ústrojí.

Rovněž je třeba zmínit vliv nerovnoměrného rozložení brzdných sil podél soupravy. Tento problém opět úzce souvisí s brzdovou výbavou jednotlivých vozů soupravy, avšak i s jejich ložením a mnoha dalšími faktory, jež ovlivňují průběh brzdící síly. Dosáhnout stejné brzdící síly na všech vozech soupravy je v reálných podmínkách nákladní dopravy prakticky nemožné. Při brzdění vlaku tedy v závislosti na různých brzdících silách vozů bude docházet k jejich nerovnoměrnému zpomalování, jehož průběh bude pro každý vůz individuální, a tedy opět bude docházet k interakcím mezi jednotlivými vozidly skrze táhlové a narážecí ústrojí.

V dřívější době byl tento problém markantnější, jelikož vozy nedisponovaly automatickou regulací brzděného účinku dle ložení, avšak pouze přestavovačem „prázdný“/„ložený“. Dříve se tedy snadno mohlo stát, že ložený vůz brzdil z důvodu opomenutí přestavovače v poloze „prázdný“ a naopak. Tím vznikaly v soupravách uměle vytvořené nehomogenity, které mohly mít zásadní vliv na vznik a velikost dynamických sil ve spřáhlech.

V reálných podmínkách tedy při součinnosti výše uvedených faktorů může v soupravě docházet k vzniku nemalých dynamických sil, které mohou být ve výsledku nebezpečnější, než tytéž síly vzniklé při rozjezdu. Jejich největší nebezpečí se ukrývá v bezmoci strojvedoucího ovlivnit jejich vznik, popřípadě regulovat jejich velikost. Snížení velikosti těchto dynamických sil lze prakticky dosáhnout pouze udržováním brzdových ústrojí

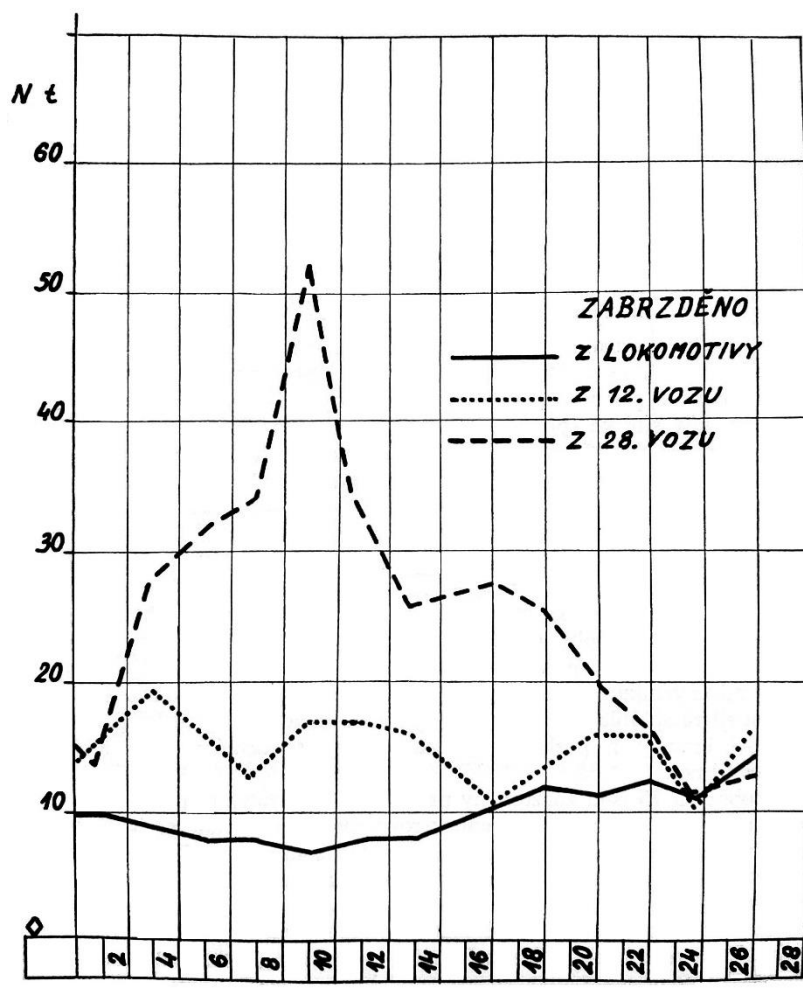
všech provozovaných vozů ve stejném technickém stavu tak, aby důležité časové vlastnosti brzdy a velikost brzdící síly byly u všech vozů co možná nejpodobnější. Popřípadě soupravu složit jen z vozů, které budou brzdít v režimu „G“, čímž lze docílit omezení velikosti dynamických rázů v soupravě. Negativním důsledkem tohoto řešení je ale prodloužení zábrzdných drah a s tímto také všechny příslušné dopady na vlakovou dopravu.

Pro částečné potlačení vlivu postupného nástupu vozidel, která jsou různě vzdálena za hnacím vozidlem, se využívá přestavování určitých skupin vozů do různých brzdných režimů. V praxi se lze nejčastěji setkat se situací, kdy u dlouhých nákladních vlaků je prvních 5 vozů zařazeno do soupravy v režimu brzdy „G“, kde se doba plnění brzdového válce pohybuje mezi 18–30 s. Zbylé vozy jsou poté do soupravy řazeny v režimu „P“, kde se doba plnění pohybuje v rozmezí 3–5 s. U reálné soupravy tedy při postupném poklesu tlaku v hlavním potrubí od hnacího vozidla směrem ku konci vlaku dochází k postupnému nástupu jednotlivých vozidel do brzdného režimu. Vzhledem k tomu, že vozy řazené v přední části vlaku mají delší dobu plnění brzdového válce než vozy v části zadní, mělo by docházet k započetí působení brzdné síly zhruba ve stejném okamžiku, čímž by měl být omezen dopad na velikost dynamických sil šířících se soupravou.

3.3.2 Šíření dynamických vln v soupravě v důsledku brzdění

Po odeslání požadavku na brzdění z hnacího vozidla začínají zpravidla nejdříve brzdít vozy nacházející se v přední části vlaku. Vlivem větší kinetické energie vozů v zadní části vlaku tedy dochází k natlačení zadních vozů soupravy na přední vozy, potažmo na hnací vozidlo. A právě tento okamžik je z hlediska velikosti sil ve spřáhlech nejzajímavější. Po postupném naskoku brzd podél celé délky vlaku dojde k přibližnému vyrovnání brzdných sil a energie naakumulovaná v náraznících při natlačení je postupně zmařena ve vypružení.

Při popisu této problematiky je však na místě podotknout, že případ postupného nárůstu brzdné síly na jednotlivých vozech od počátku vlaku je v porovnání s nárůstem brzdné síly z jiných míst v soupravě tím nejpříznivějším. Představme si nyní, k čemu by došlo při brzdění z konce soupravy, je-li vlak například vybaven přípřeží. V případě zadání požadavku na brzdění z konce vlaku dochází k naskoku brzd rovněž od tohoto místa. Tedy brzdné síly jsou nejdříve v zadní části vlaku, která začíná zpomalovat oproti přední části vlaku dříve. Tímto způsobem tedy nedojde k natlačení jednotlivých vozů, ba naopak vozy v přední části vlaku, které v aktuálním okamžiku disponují větší kinetickou energií, soupravu natahují, čímž oproti brzdění z čela vlaku může dojít až k několikanásobnému zvětšení sil ve spřáhlech soupravy.



Obr. 18 Průběh maximálních sil ve spřáhlech v závislosti na změně místa počátku brzdění; zdroj: [11], upraveno autorem

Pro ilustraci je možno se podívat na rozložení maximálních sil v soupravě při brzdění na obr. 18, kde je názorně vidět rozdílný průběh maximálních sil ve spřáhlech jednotlivých vozů při změně místa počátku brzdění. Tento průběh je ještě doplněn o počátek brzdění ze střední části vlaku, kde se průběh maximálních sil řídí stejným mechanismem vzniku jako v případě brzdění z konce vlaku, avšak ve směru ku konci soupravy se vozy chovají, jako by bylo brzděno z čela vlaku.

3.3.3 Nehomogenita soupravy a různé rozdělení hmot

Stejně jako při rozjezdu je i v případě brzdění důležitým činitelem ovlivňujícím velikost vzniklých dynamických sil různé rozdělení hmot podél soupravy. Tento vliv může být dále umocňován v důsledku řazení určitých hmotnostních skupin vozů do soupravy tak, že jsou v jedné skupině řazeny vozy těžší, a ve skupině druhé vozy lehčí. Je-li však dodržen požadavek, aby se hmotnost vozů od hnacího vozidla směrem ku konci vlaku snižovala,

může být velikost vzniknuvších sil pozitivně zmenšena. Tento fakt vyplývá z mechanismu, který je uveden v prvním odstavci předchozí kapitoly. Zde bylo zmiňováno, že při požadavku na brzdění z hnacího vozidla, které je umístěno v čele vlaku, dochází k postupnému naskoku brzdy směrem od hnacího vozidla ku konci vlaku, v důsledku čehož mají vozy v zadní části vlaku vyšší kinetickou energii než vozy v části přední.

Tedy v případě, kdy dojde k zařazení těžších vozů do přední části soupravy, je rozdíl kinetických energií vozů v přední části vlaku oproti kinetickým energiím v části zadní částečně kompenzován právě větší hmotností těchto vozů. Zařazením těžších vozů blíže k čelu soupravy lze tedy příznivě snížit účinek dynamických sil při brzdění, stejně jako tomu bylo v případě vzniku těchto sil při rozjezdu.

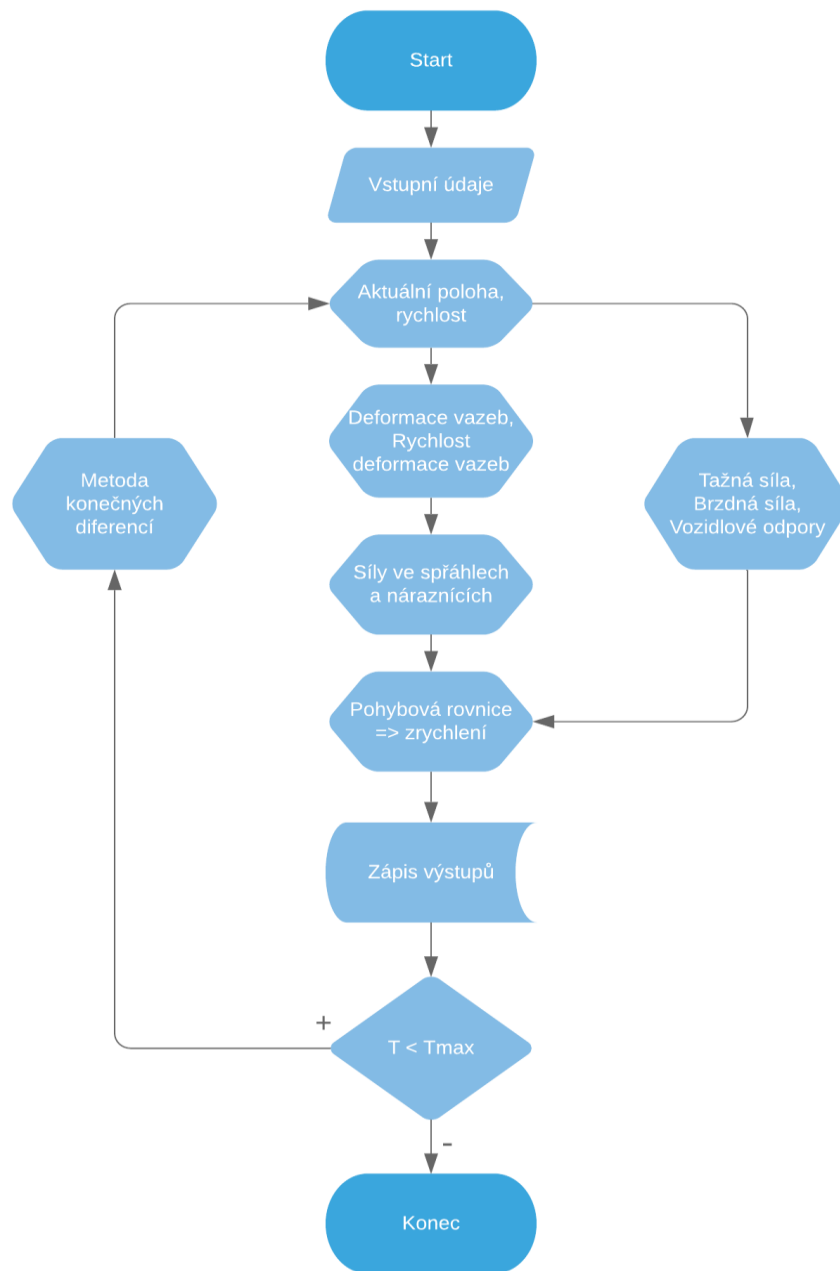
V opačném případě, kdy je skupina hmotnějších vozů zařazena na konec soupravy, lze při použití stejného mechanismu (vlivu rozdílných kinetických energií) usoudit, že zadní část vlaku bude naopak disponovat větší kinetickou energií oproti části přední. Tedy lze předpokládat, že v zadní části vlaku dojde k neblahému nárůstu velikosti dynamických sil ve spřáhlech.

3.3.4 Způsob svěšení sousedních vozidel

Jak již bylo uvedeno v kapitole 3.2.5, v případě volného svěšení sousedních vozů dochází při vyvíjení tažné síly k nepříznivému nárůstu dynamických sil v soupravě. Stejně tak je tomu v případě vyvíjení síly brzděné. Pokud je tedy mezi vozy realizováno volné svěšení, může v tomto důsledku docházet až ke dvojnásobnému nárůstu dynamických sil oproti svěšení těsnému. V součinnosti s již dříve uvedenými vlivy, které neblaze ovlivňují velikost těchto dynamických sil, může docházet v případě volného svěšení soupravy k nárůstu sil ve spřáhlech až na dvojnásobné hodnoty oproti silám ve stejné soupravě, za stejných podmínek, avšak těsně svěšené.

4 Model pro simulační výpočty

Pro potřeby této bakalářské práce byl vytvořen simulační program, pracovně nazvaný „PodelDyn“ ve vývojovém prostředí Delphi, který je na základě reálných vstupních parametrů vozidel schopen dopočítat silové poměry mezi jednotlivými vozidly vlakové soupravy o 16 vozidlech v různých režimech jízdy. Činnost výpočetního programu si lze lépe představit při pohledu na obr. 19, kde je vyobrazen zjednodušený vývojový diagram, popisující funkci programu.



Obr. 19 Zjednodušený vývojový diagram simulačního programu

4.1 Režimy simulačních výpočtů

Simulační program je v aktuální verzi schopen nasimulovat 4 scénáře, při kterých by mohlo v soupravě docházet k výraznému nárůstu dynamických sil mezi vozidly. Těmito scénáři jsou:

- rozjezd soupravy,
- rozjezd soupravy s prokluzem hnacích dvojkolí lokomotivy,
- rozjezd soupravy se zásahem vlakového zabezpečovače (VZ),
- rychločinné brzdění.

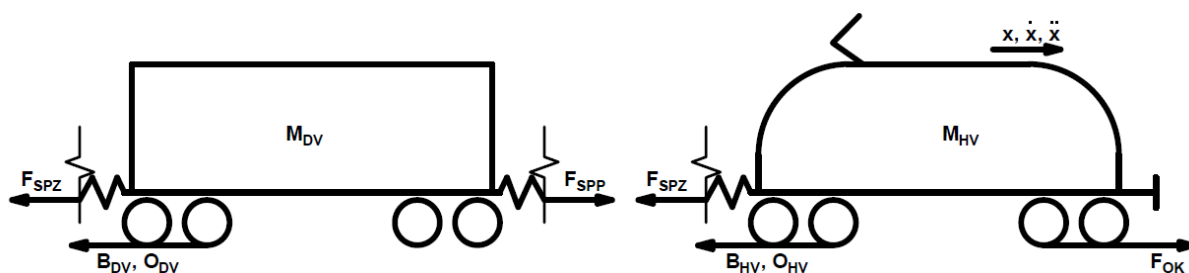
V případě kdy v soupravě dochází k brzdění, lze nastavit, v jakém režimu bude souprava brzdit. V programu jsou namodelovány 3 režimy způsobu brzdění, kterými jsou:

- celá souprava brzdí v režimu brzdění „P“,
- celá souprava brzdí v režimu brzdění „G“,
- hnací vozidlo a 5 následujících vozů brzdí v režimu „G“ a zbytek soupravy brzdí v režimu „P“.

Změnou režimu simulace v kombinaci se změnou způsobu brzdění je tedy program schopen napočítat až 8 různých scénářů změny pohybového stavu soupravy a jim příslušící hodnoty kinematických veličin, tažné a brzdné síly na obvodu kol a síly působící mezi jednotlivými vozidly.

4.2 Dynamický model

Souprava vozidel je složena z těles, vzájemně spojených pružnými vazbami, na něž v daném časovém okamžiku působí síly, které jsou podrobněji vyobrazeny na obr. 20.



Obr. 20 Grafické znázornění vnějších sil, působících na vozidla soupravy

Dle tohoto schématu lze pro jednotlivá tělesa zapsat pohybovou rovnici ve tvaru vztahu (10):

$$m_v \cdot (1 + \rho_v) \cdot \ddot{x} = F_{OK} - B_V - O_V + F_{SPP} - F_{SPZ}, \quad (10)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

- m_v – hmotnost daného vozidla [kg],
- ρ_v – součinitel rotačních hmot [-],
- \ddot{x} – zrychlení [$m \cdot s^{-2}$],
- F_{OK} – tažná síla na obvodu kol [N],
- B_V – brzdná síla na obvodu kol [N],
- O_V – vozidlový odpor [N],
- F_{SPP} – síla v předním spřáhle vozidla [N],
- F_{SPZ} – síla v zadním spřáhle vozidla [N].

Pohybová rovnice je základním vztahem, díky jehož úpravě je v simulačním programu možno dopočítat zrychlení v každém integračním kroku v závislosti na aktuálních silových poměrech panujících v soupravě v daném kroku.

4.2.1 Specifikace vozidel modelové soupravy

Při vyšetřování silových interakcí mezi vozidly je nedílnou součástí, potřebnou při řešení pohybové rovnice (10), znalost hmotnosti a součinitele rotačních hmot jednotlivých vozidel. Hmotnosti vozů byly stanoveny na 80t, což odpovídá hodnotě téměř plně ložených kontejnerových vozů řady Sggnss, které vyrábí Tatravagonka Poprad, z nichž je modelová souprava složena.

Hmotnost hnacího vozidla, stejně jako jeho tažná síla a maximální výkon byly určeny tak, aby odpovídaly parametrům moderních elektrických lokomotiv. Základní uvažované parametry dopravovaných vozidel a vozidla hnacího, které vstupují do výpočtů, jsou uvedeny v tabulkách tab. 3 a tab. 4.

Tab. 3 Vybrané parametry dopravovaných vozidel

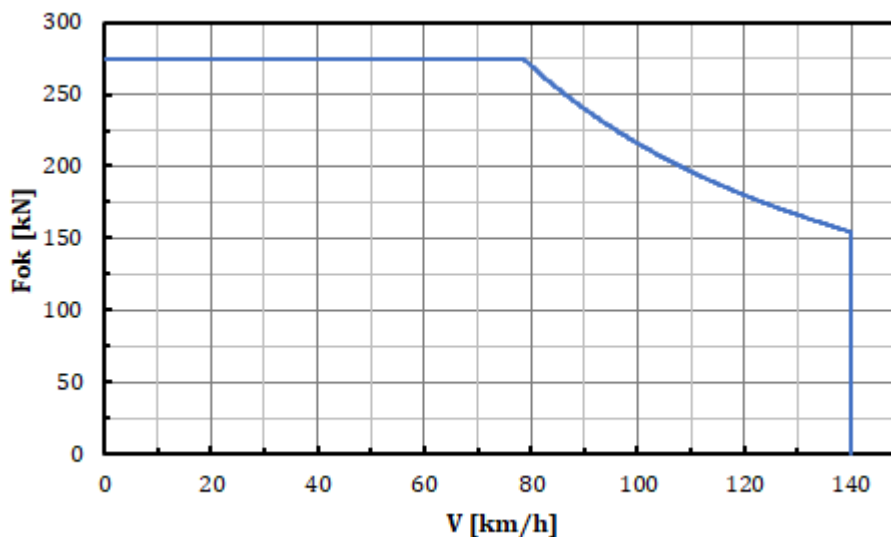
Veličina	Hodnota
Hmotnost	80 000 kg
Součinitel rotačních hmot	0.03

Tab. 4 Vybrané parametry hnacího vozidla

Veličina	Hodnota
Maximální tažná síla	275 kN
Výkon	6000 kW
Hmotnost	85 000 kg
Součinitel rotačních hmot	0,15

4.2.2 Tažná síla

Průběh tažné síly se v dynamickém modelu řídí podle trakční charakteristiky „moderní elektrické lokomotivy“, která je vyobrazena na obr. 21 a technické specifikace lokomotivy, důležité pro určení trakční charakteristiky jsou uvedeny v tab. 4. V první fázi rozjezdu dochází k nárůstu tažné síly z 0 na 100 % poměrného tahu během 5 sekund a dále se již rozjezd řídí podle zmíněné trakční charakteristiky. Tedy do dosažení kritické rychlosti je tažná síla omezena maximální tažnou silou, a v okamžiku kdy vozidlo dosáhne kritické rychlosti, je tažná síla omezena maximálním výkonem.



Obr. 21 Trakční charakteristika lokomotivy používaná v simulačních výpočtech

U režimu rozjezdu soupravy s prokluzem se tažná síla řídí podle stejné trakční charakteristiky, avšak v počáteční fázi rozjezdu jsou navíc uvažovány zásahy protiskluzové ochrany. Tyto zásahy byly namodelovány na základě reálných dat získaných měřením na elektrických jednotkách řady 471. Prokluz je ve fyzikálním modelu

reprezentován nárůstem/poklesem poměrné tažné síly v čase, přičemž v okamžiku, kdy přestane protiskluzové zařízení zasahovat do regulace velikosti tažné síly, se tažná síla dále řídí dle trakční charakteristiky na obr. 21. Detailnější vyobrazení průběhu tažné síly v čase při prokluzu lze nalézt ve vyhodnocení výsledků tohoto režimu, konkrétně v kapitole 5.1.2.

4.2.3 Brzdná síla

Pro účely této práce bylo firmou DAKO-CZ a.s. umožněno na jejich zkušebním brzdovém stavu (obr. 22) naměřit průběhy tlaků v brzdových válcích podél soupravy. Zkušební stav disponuje 16 brzdovými válci, a právě z tohoto důvodu byl počet vozidel soupravy v simulačních výpočtech stanoven na 16. Jednotlivé brzdové válce jsou spojeny potrubím tak, že délka potrubí odpovídá délce běžného železničního vozu, takže z provedeného měření byly získány závislosti tlaku v brzdových válcích na čase. Lze očekávat, že u reálné soupravy bude chování brzdy obdobné. Vzhledem k tomu, že při měření bylo k dispozici pouze 5 snímačů tlaku, byly naměřeny pouze průběhy tlaku v brzdových válcích vozů 1, 5, 6, 10 a 16.



Obr. 22 Brzdový zkušební stav firmy DAKO-CZ, autor: Tomáš Michálek

Z provedených měření byly jako nejzajímavější případy vybrány průběhy tlaků v brzdových válcích soupravy při použití rychlobrzdy v režimech brzdění „P“ a „G“. Naměřené průběhy byly popsány matematickými funkcemi, které budou přiblíženy v následujícím pojednání a následně rozvedeny pro všechna vozidla soupravy.

Náskok brzdy je v režimu brzdění „P“ popsán pomocí vztahu (11):

$$p_N = b \cdot (t - a), \quad (11)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

p_B – tlak v brzdovém válci v průběhu náskoku brzdy [bar],

t – čas [s],

b – koeficient řídicí sklon přímky náskoku [bar],

a – koeficient řídicí počátek plnění BV [s].

Vztahem (11) se řídí náskok brzdy až do okamžiku dosažení hodnoty tlaku 0,4 bar, což odpovídá hodnotě, při které reálně dochází k počátku působení brzdové síly.

Dále je průběh tlaku řízen pomocí exponenciální funkce, jejíž tvar je popsán vztahem (12):

$$p_B = p_{\max} - (p_{\max} - 0,4) \cdot e^{-\frac{t-t_n}{k}}, \quad (12)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

p_B – tlak v brzdovém válci při brzdění [bar],

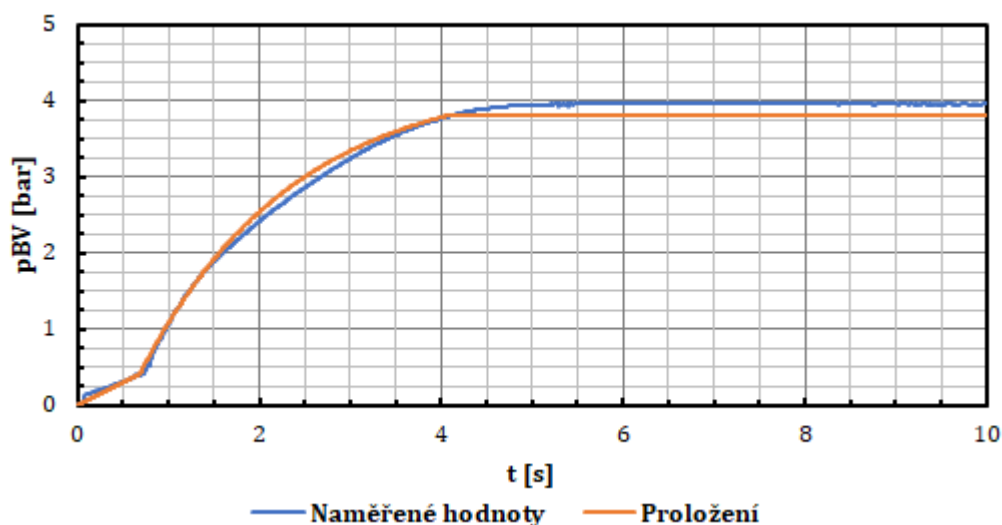
p_{\max} – maximální hodnota tlaku reálně dosažená v BV [bar],

t – čas [s],

t_n – čas, při kterém došlo k náskoku brzdy na daném voze soupravy [s],

k – koeficient řídicí strmost stoupání exponenciály [s].

Vztah (12) platí až do dosažení tlaku 3,8 bar. Dále je již v brzdovém válci uvažován tlak jako konstantní, jelikož hodnota 3,8 bar je teoreticky maximálním dosažitelným tlakem v brzdových válcích. Jednotlivé koeficienty vystupující ve vztazích (11) a (12) byly následně proloženy pomocí lineární regrese, což umožnilo popsat průběhy tlaků v brzdových válcích ostatních vozidel soupravy. Reálný průběh tlaku v brzdovém válci prvního vozidla, v porovnání s vypočteným, je pro lepší ilustraci zobrazen na obr. 23.



Obr. 23 Porovnání reálného průběhu tlaku v brzdovém válci 1 v režimu brzdění „P“ s vypočteným průběhem

Obdobným způsobem bylo postupováno i při matematizování průběhů tlaku v režimu brzdění „G“. Průběh je opět rozdělen na náskok brzdy a vlastní brzdění, přičemž náskok brzdy se řídí dle lineární funkce, kterou popisuje vztah (11).

Náskok brzdy se tedy jak vidno řídí dle stejného vztahu jako v režimu „P“, avšak vypočtené koeficienty, ovlivňující vlastnosti přímky, se liší. Dalším rozdílem oproti předešlému režimu je, že k náskoku brzdy dochází až při dosažení hodnoty tlaku 0,6 bar v brzdovém válci.

Největší odlišností při popisu průběhu tlaku v brzdovém válci při brzdění v režimu „G“ oproti brzdění v režimu „P“ je nevhodnost použití exponenciální závislosti tlaku na čas. Průběh tlaku je tedy v tomto případě popsán lineární funkcí, která při dosažení určité mezní hodnoty mění svoji směrnici. Tlak v brzdovém válci při brzdění v režimu „G“ se tedy řídí dle vztahů (13):

$$p_{B1} = d \cdot (t - t_{p0,6}) + 0,6, \quad (13)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

p_{B1} – tlak v brzdovém válci v první fázi brzdění [bar],

t – čas [s],

$t_{p0,6}$ – čas, při kterém dochází k náskoku brzdy [s],

d – koeficient řídící sklon přímky v první fázi brzdění [bar],

a (14):

$$p_{B2} = f \cdot (t - t_{p2}) + g, \quad (14)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

p_{B2} – tlak v brzdovém válci ve druhé fázi brzdění [bar],

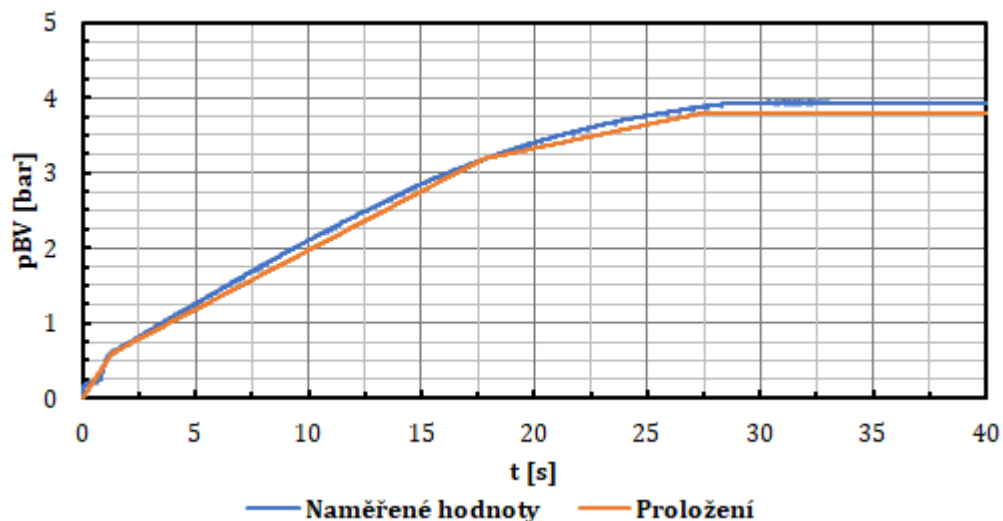
t – čas [s],

t_{p2} – čas, při kterém dochází ke změně sklonu průběhu [s],

f – koeficient řídící sklon přímky ve druhé fázi brzdění [bar],

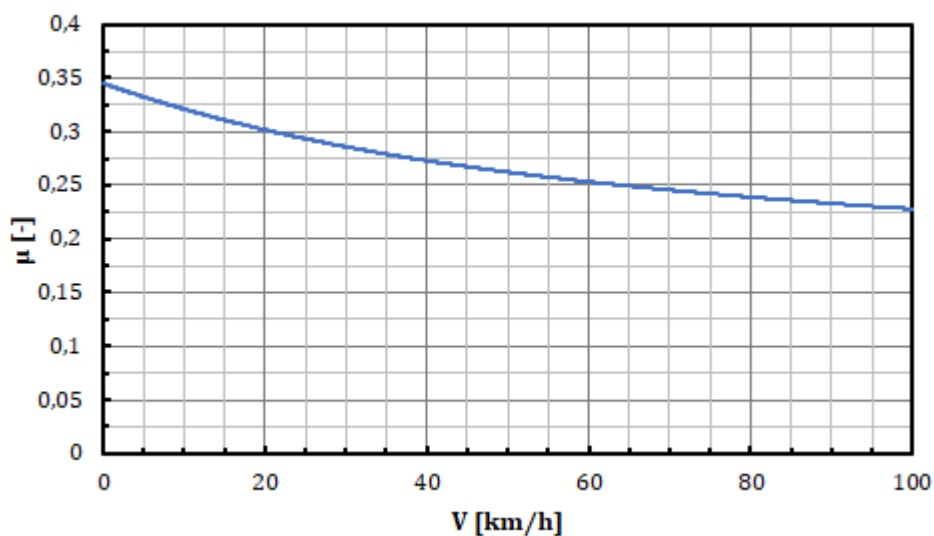
g – koeficient kompenzující posuv po ose „y“ [bar].

Jednotlivé koeficienty vystupující ve vztazích (11), (13) a (14) byly opět proloženy pomocí lineární regrese (v závislosti na pořadí vozu v soupravě vlaku), což umožnilo popsat průběh tlaku v brzdových válcích podél celé soupravy. Příklad porovnání naměřených a proložených průběhů je pro lepší ilustraci vyobrazen na obr. 24.



Obr. 24 Porovnání reálného průběhu tlaku v brzdovém válci 1 v režimu brzdění „G“ s vypočteným průběhem

Pro lepší přiblížení simulace reality bylo ještě třeba namodelovat průběh součinitele tření, který je vyobrazen na obr. 25.



Obr. 25 Průběh součinitele tření mezi kolem a špalíkem v závislosti na rychlosti jízdy (pro nekovový brzdový špalík)

Průběh součinitele tření byl namodelován tak, aby jeho střední hodnota odpovídala hodnotě 0,27, která je uvedena v dokumentu [12] pro danou počáteční rychlost a ložení vozu, a zároveň jeho průběh odpovídal průběhu uvedenému ve článku [13, s. 278].

Znalost průběhu tlaku a součinitele tření mezi brzdovým špalíkem a jízdni plochou kola pro jednotlivá vozidla soupravy, umožnila dopočítání brzdné síly působící na jednotlivá vozidla soupravy, která je vypočtena dle vztahu (15):

$$B = n \cdot [(p \cdot S_{BV} - F_C) \cdot i - i_r \cdot F_R] \cdot \vartheta_{dyn} \cdot f, \quad (15)$$

kde jednotlivé veličiny vyjadřují:

B – brzdná síla vozidla [N],

n – počet podvozků vozidla [-],

p – aktuální tlak v brzdovém válci [MPa],

S_{BV} – plocha brzdového válce [mm²],

F_C – odpor vratné pružiny brzdového válce [N],

i – převod brzdového pákoví [-],

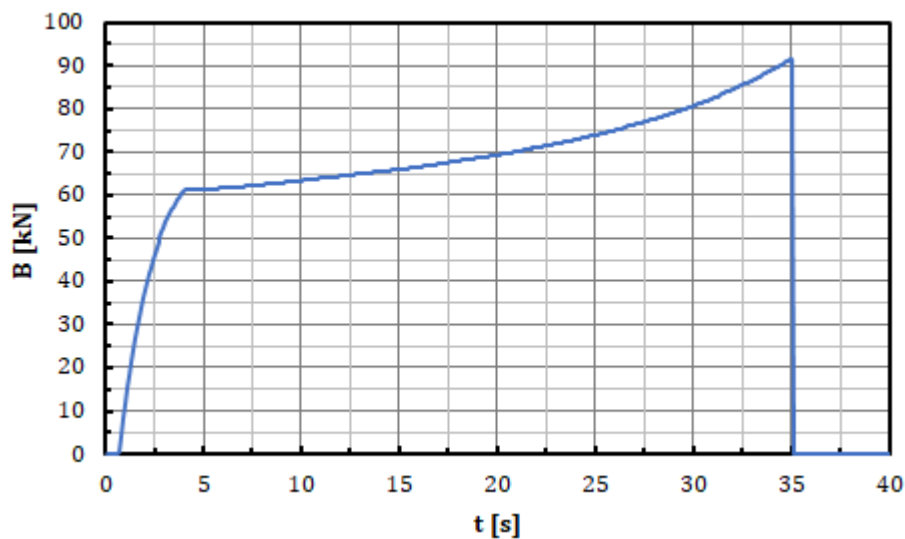
i_R – celkový převod podvozku [-],

F_R – odpor stavěče odlehlosti zdrží [N],

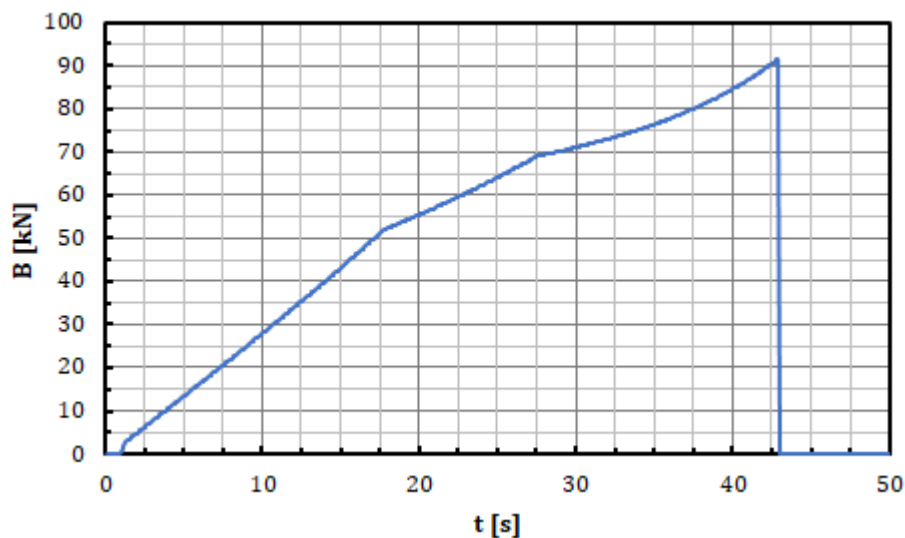
ϑ_{dyn} – účinnost převodu [-],

f – součinitel tření mezi špalíkem a kolem,

který byl získán z dokumentace [12]. Ukázky průběhu brzdné síly v obou režimech brzdění jsou pro první vůz v soupravě a počáteční rychlost 100 km/h uvedeny na obr. 26 a obr. 27.



Obr. 26 Brzdná síla, vyvíjená vozidlem v režimu brzdění „P“ v závislosti na čase (brzdění ze 100 km/h)



Obr. 27 Brzdná síla vyvíjená vozidlem v režimu brzdění „G“ v závislosti na čase (brzdění ze 100 km/h)

Při porovnání průběhů sestavených pro účely simulace s průběhy uvedenými v článku [13, s. 279] je zřejmé, že při modelování brzdné síly bylo dosaženo reálných výsledků. Navíc je modelová souprava při simulaci v režimu brzdění „P“ schopna z rychlosti 100 km/h zastavit na dráze 554 metrů, což dle normy UIC 544–1 odpovídá hodnotě 102 brzdících procent.

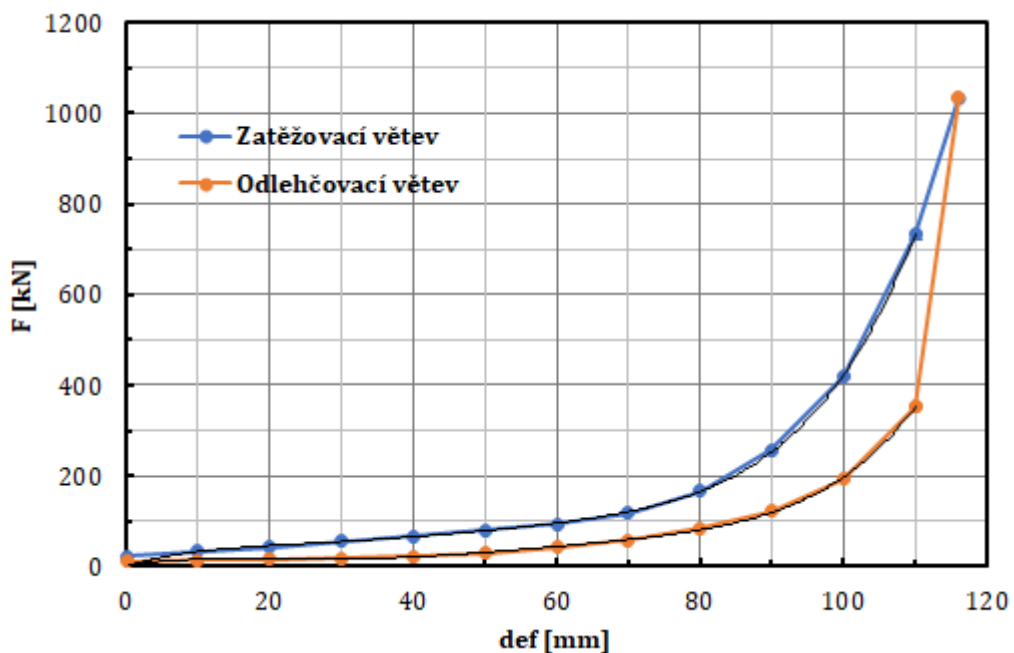
4.2.4 Charakteristiky mezivozových vazeb

Pro účely simulace byly pro modelování mezivozových vazeb vybrány charakteristiky vypružení nárazníků a šroubovky firmy AXTONE, která se zabývá výrobou a vývojem součástí pro železniční dopravní prostředky. Charakteristiky využitých pružných prvků jsou veřejně dostupné z webových stránek [9] a jsou k práci přiloženy v přílohách (příloha 1 až příloha 3).

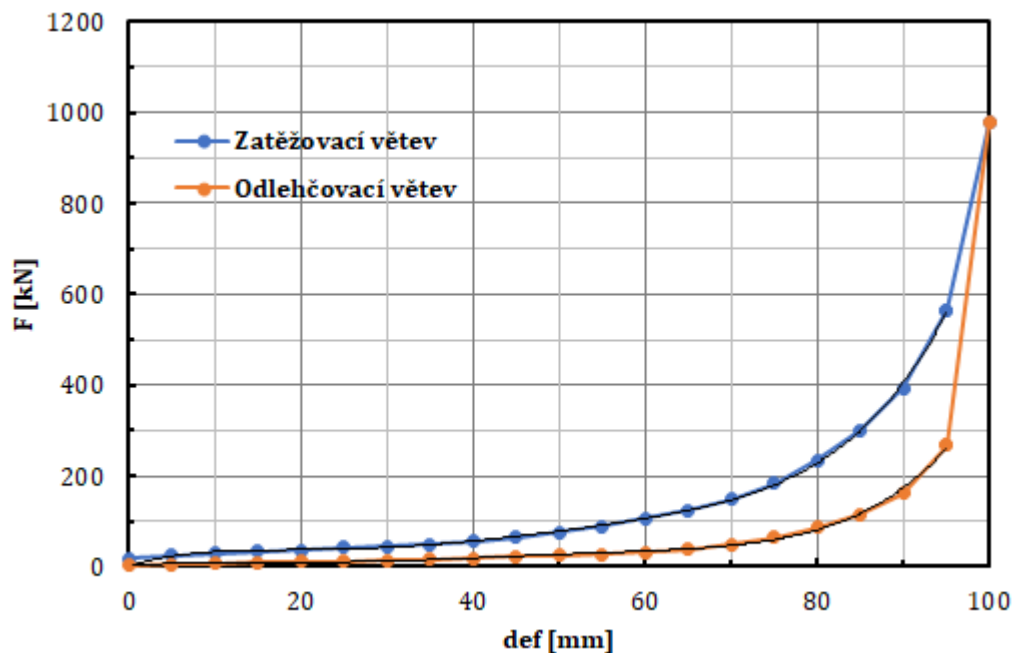
Charakteristiky vypružení elastomerových a pryžokovových prvků, se kterými je v simulaci primárně počítáno, byly proloženy pomocí polynomu 5. stupně a jsou uvedeny na obr. 28 a obr. 29. V oblasti charakteristik, která je v uvedených obrázcích vyznačena černou čarou, se charakteristiky řídí dle dříve zmíněného polynomu. Dosáhne-li však deformace určité stanovené hodnoty, dále je charakteristika uvažována za lineární. Vztahy popisující průběh síly v pružných prvcích v závislosti na deformaci byly přeneseny jako vstupní data do programové jednotky CharSp, která řídí funkčnost mezivozových vazeb.

Pro ověření funkčnosti algoritmu metody CharSp byla do této metody přidána charakteristika nárazníku s vypružením realizovaným pomocí prstencové pružiny. Tato

charakteristika ve vyhodnocovaných stavech není využita, je však plně funkční a lze na ni v programové jednotce přepnout.



Obr. 28 Charakteristika dvojice sériově řazených šroubovek, vypružených pryžokovovými prvky, používaná v simulaci



Obr. 29 Charakteristika soustavy nárazníků, vypružených elastomerovými prvky, používaná v simulaci

Chování pružných prvků bylo v simulaci namodelováno s využitím metody popsané v diplomové práci Petra Voltra [14, s. 42]. Stěžejní vlastností pružných vazeb je maření mechanické energie při jejich opětovném zatěžování a odlehčování tak, aby bylo dosaženo výsledků odpovídajících reálným stavům. Charakteristika každého pružného prvku je definována pomocí zatěžovací a odlehčovací větve a také pomocí přechodových tuhostí, kterými je průběh síly v závislosti na deformaci řízen v okamžicích, kdy dochází ke změně směru deformace.

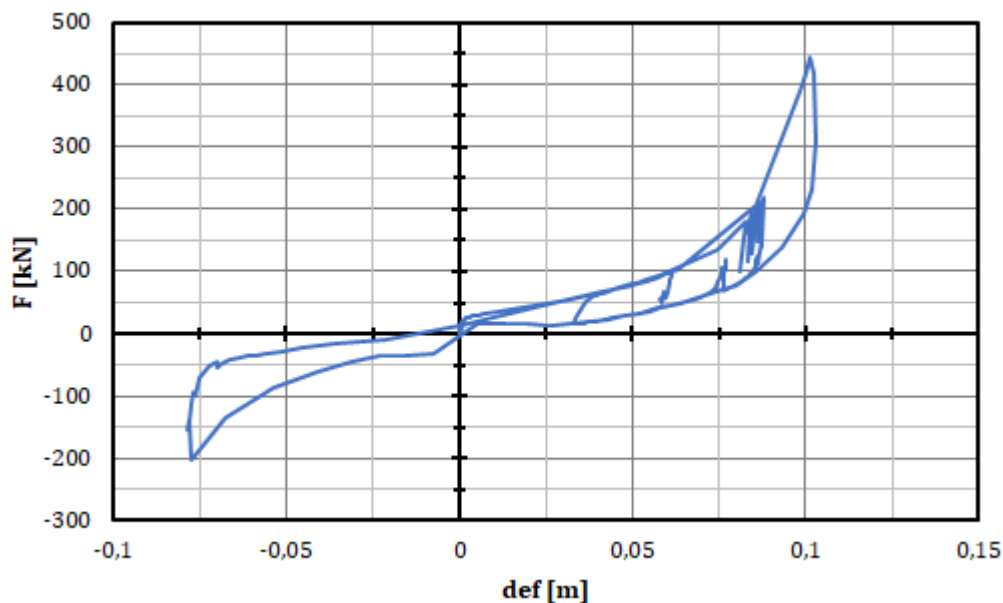
Metoda CharSp využívá k výpočtu síly $F_{(i)}$ v aktuálním integračním kroku sílu v předchozím integračním kroku $F_{(i-1)}$, dále aktuální sílu na zatěžovací obálkové větvi $F_{zat(i)}$, aktuální sílu na odlehčovací obálkové větvi $F_{odl(i)}$ a přechodovou tuhost $k_{p(i)}$. Na základě znaménka deformace mezivozové vazby v aktuálním kroku $\delta_{(i)}$ je rozhodnuto, zda se bude pracovní bod pohybovat v oblasti, kde jsou síly mezi sousedními vozidly přenášeny nárazníky, či šroubovkou. Po přiřčení pracovního bodu do oblasti vypružení nárazníků, případně šroubovek, je na základě rozdílu deformace v aktuálním kroku $\delta_{(i)}$ a deformace v kroku předcházejícím $\delta_{(i-1)}$ určeno, zda se pracovní bod přibližuje k zatěžovací nebo odlehčovací obálce. Přechodová tuhost se řídí dle vztahu (16), při zatěžování a dle vztahu (17) při odlehčování. Právě tyto matematické operace zajišťují, aby se pracovní bod přibližoval k již zmíněným obálkovým křivkám.

$$\frac{\Delta F}{\Delta \delta} = \frac{F_{zat} - F_{(i)}}{F_{zat} - F_{odl}} \cdot (k_p - k_{zat}) + k_{zat}, \quad (16)$$

$$\frac{\Delta F}{\Delta \delta} = \frac{F_{(i)} - F_{(odl)}}{F_{zat} - F_{odl}} \cdot (k_p - k_{odl}) + k_{odl}. \quad (17)$$

Z důvodu uměle vyvolaného rozkmitání pružné vazby při střídavém zatěžování nárazníku a šroubovky v důsledku numerických operací byly charakteristiky šroubovky a nárazníku v okolí nulové deformace upraveny. Ve finálním tvaru funkcí popisujících chování pružných prvků bylo díky tomu numerické rozkmitání vazeb eliminováno.

Ukázka pracovní charakteristiky mezivozové vazby je jako výsledek simulačního výpočtu z programové jednotky CharSp uvedena na obr. 30.



Obr. 30 Výstup z programové jednotky CharSp, legenda: 1. kvadrant – pracovní charakteristika šroubovky, 3. kvadrant – pracovní charakteristika nárazníku

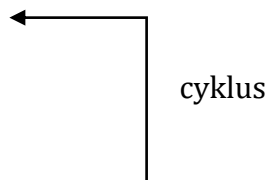
4.3 Metoda konečných diferencí

Metoda konečných diferencí je v algoritmu simulace využita k numerickému řešení soustavy pohybových rovnic, popisujících pohyb modelu soupravy vlaku; její podstata byla převzata ze článku [15, s. 191].

Metoda spočívá ve vytvoření dílčích časových úseků Δt (stejně dlouhých), přičemž pohyb soustavy je v daném integračním kroku uvažován jako rovnoměrně zrychlený, tedy s konstantním zrychlením. Řešení začíná tím, že soustava je v klidu, případně ve stavu kdy, lze definovat pohybový stav celé soustavy ve 2 po sobě jdoucích časových krocích.

V každém časovém úseku je nutno vypočítat:

- deformace vazeb,
- síly mezi jednotlivými vozidly,
- zrychlení jednotlivých vozidel,
- souřadnice a rychlost v následujícím kroku.



Na základě znalosti zrychlení a polohy vozidel ve dvou po sobě jdoucích časových krocích je možno dopočítat polohu jednotlivých vozidel v kroku následujícím s využitím vztahu (18):

$$x_{i+1} = 2 \cdot x_i - x_{i-1} + \ddot{x}_i \cdot (\Delta t)^2, \quad (18)$$

kde x je poloha soustavy ve specifikovaném integračním kroku a \ddot{x} je zrychlení ve specifikovaném integračním kroku.

Obdobně lze na základě znalosti polohy ve třech po sobě jdoucích časových krocích, přičemž jeden je získán ze vztahu (18), dopočítat rychlosti jednotlivých vozidel v následujícím časovém kroku s využitím vztahu (19):

$$\dot{x}_{i+1} = \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot (3 \cdot x_{i+1} - 4 \cdot x_i + x_{i-1}), \quad (19)$$

kde x je poloha soustavy ve specifikovaném integračním kroku a \dot{x} je rychlost.

5 Prezentace získaných výsledků

Z teoretického rozboru faktorů ovlivňujících velikost podélných sil v soupravách nákladních vlaků (kapitola 3) bylo vytipováno několik scénářů, kdy by v reálných situacích mohlo docházet ke zvýšení úrovně silového působení mezi vozidly soupravy. S využitím sestaveného simulačního programu „PodelDyn“ bylo tedy několik takových scénářů nasimulováno, přičemž výsledky jednotlivých simulací budou prezentovány v následujících kapitolách a jejich podrobnější grafickou prezentaci je možno nalézt v přílohách této práce.

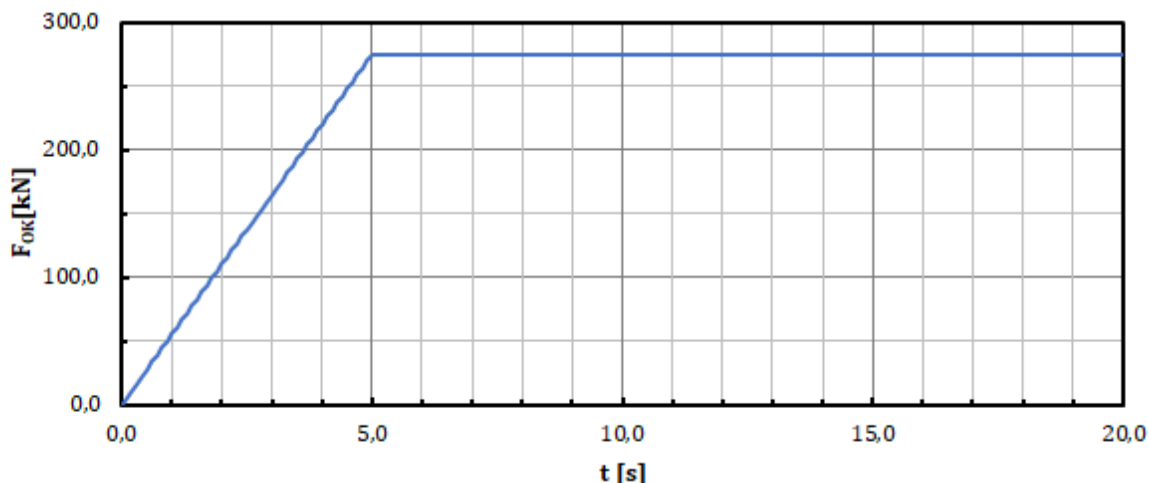
Úvodem bych si pro zjednodušení dovolil modelovou soupravu rozdělit na dvě části. Rozhraní mezi těmito částmi bude v režimu brzdění („5G+P“) dáno místem změny režimu brzdění vozů, tedy část soupravy v režimu brzdy „G“ (lokomotiva + 5 vozů) bude dále nazývána přední částí a zbylá část vlaku v režimu brzdy „P“ bude označována jako část zadní. Ve všech ostatních režimech bude za přední část vlaku označována první polovina soupravy, jmenovitě tedy lokomotiva + 7 jí následujících vozů, a zbylá vozidla soupravy budou označována za zadní část.

5.1 Rozjezdy soupravy

Rozjezdy, zejména ty, při nichž je dosahováno strmého nárůstu tažné síly (tedy vysoké prudkosti rozjezdu), se z poznatků vyplývajících z teoretického rozboru chování soupravy zdají být jedněmi z nejkritičtějších scénářů v kontextu se silami vzniklými mezi vozidly v důsledku jejich působení. V návaznosti na tuto skutečnost byly v programu „PodelDyn“ namodelovány 2 scénáře, které mají za úkol prokázat chování soupravy při rozjezdu z pohledu mezivozových sil.

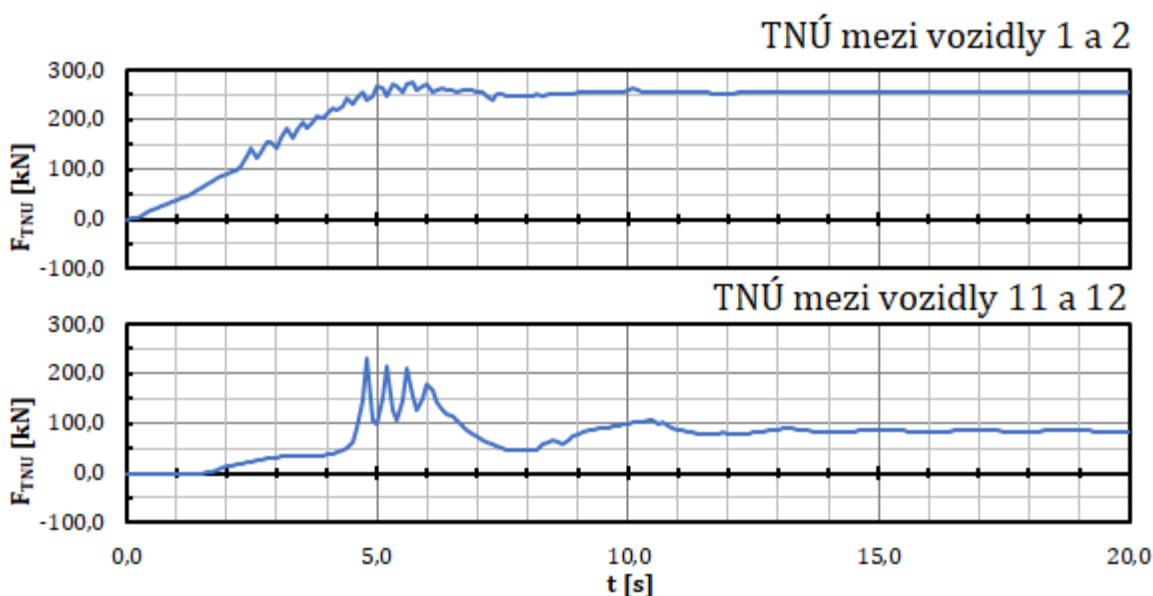
5.1.1 Prostý rozjezd soupravy

Prvním kritickým scénářem, při kterém by v soupravě mohlo docházet ke zvýšení úrovně silového působení, je rozjezd soupravy. V režimu rozjezdu se souprava začíná pohybovat z rychlosti 0 km/h, s tím že lokomotiva, tedy první vozidlo soupravy, vyvíjí tažnou sílu, jejíž časový záznam je uveden na obr. 31. V prvních 5 sekundách rozjezdu je zřejmé, že dochází ke strmému nárůstu tažné síly, přičemž hodnota prudkosti rozjezdu dosahuje v tomto časovém intervalu hodnoty $S = 55 \text{ kN/s}$. V kapitole 3.2.1 je uvedeno, že rozjezdy s prudkostí rozjezdu $S > 9 \text{ kN/s}$ vedly počátkem 2. poloviny 20. století téměř ve všech případech k porušení spřáhla některého z vozidel soupravy. Jak je tomu však dnes?



Obr. 31 Časový průběh tažné síly na obvodu kol lokomotivy při rozjezdu soupravy

Z výsledků simulačních výpočtů vyplývá, že při využití pryžokovových prvků ve vypružení šroubovek nedochází mezi vozidly k výraznému nárůstu podélných sil. Pro lepší názornost jsou časové průběhy sil v tažném a narážecím ústrojí (TNÚ) mezi vybranými vozidly vyobrazeny na obr. 32, přičemž detailnější vyobrazení těchto průběhů, včetně průběhů sil mezi dalšími vozidly soupravy, lze najít v příloze 4.



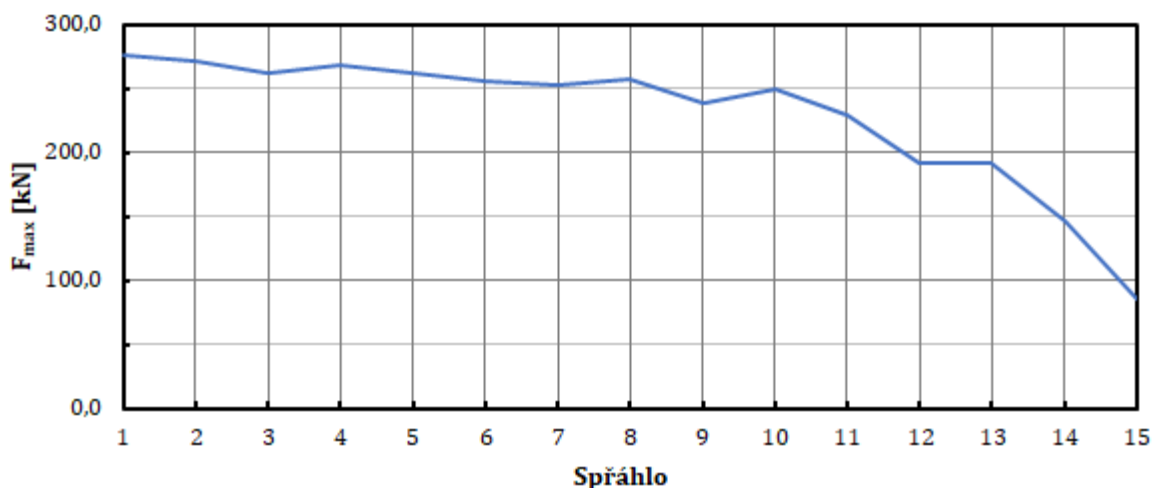
Obr. 32 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při rozjezdu (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené narážníky)

Z uvedených průběhů je zřejmé, že silový signál je mezi vozidly přenášen postupně. Tedy například po uplynutí času $t = 1,5$ s od počátku rozjezdu je možné sledovat, že síla v prvním spřáhle soupravy již dosahuje hodnoty okolo 75 kN, zatímco ke spřáhlu mezi vozidly 11 a 12 se v daný časový okamžik ještě silový impulz od lokomotivy nedostal. Tato

skutečnost úzce souvisí s postupným záběrem jednotlivých vozů, které lze v průběžích zřetelně identifikovat. V první části pozorované oblasti jsou záběry jednotlivých vozidel reprezentovány kolísáním síly ve spřáhle vybraného vozidla. Je možné si povšimnout, že s rostoucí vzdáleností od čela soupravy klesá počet těchto „zubů“ a také střední hodnota síly v daném spřáhle, což plně koresponduje s teoretickými předpoklady postupného zabírání jednotlivých vozidel, jak je uvedeno v kapitole 3.1.

Po uvedení všech vozidel do pohybu dochází od čela soupravy k šíření „tlakové“ silové vlny, přičemž v důsledku jejího průchodu soupravou zpočátku dochází k poklesu sil v jednotlivých spřáhlech. Po dosažení konce soupravy má daná silová vlna snahu se navracet zpět k čelu soupravy jako „tahová“, avšak v důsledku maření energie v pružných prvcích dochází k jejímu útlumu, ještě než je schopna k čelu doputovat.

Jediným místem v soupravě, kde dochází při rozjezdu ke stlačení nárazníkových pružin, je spojení posledních dvou vozidel soupravy. Jelikož poslední vůz již není na svém konci pružně spojen s dalším vozidlem, v jeho pohybové rovnici odpadá jedna ze složek působících proti směru jeho pohybu, po doputování výše zmíněné silové vlny k tomuto místu tedy poslední vůz narazí do zbytku soupravy. V případě tohoto nárazu se však hodnota síly v náraznících pohybuje v nízkých hodnotách, maximálně do 25 kN.



Obr. 33 Průběh maximálních sil ve spřáhlech vozidel soupravy při rozjezdu

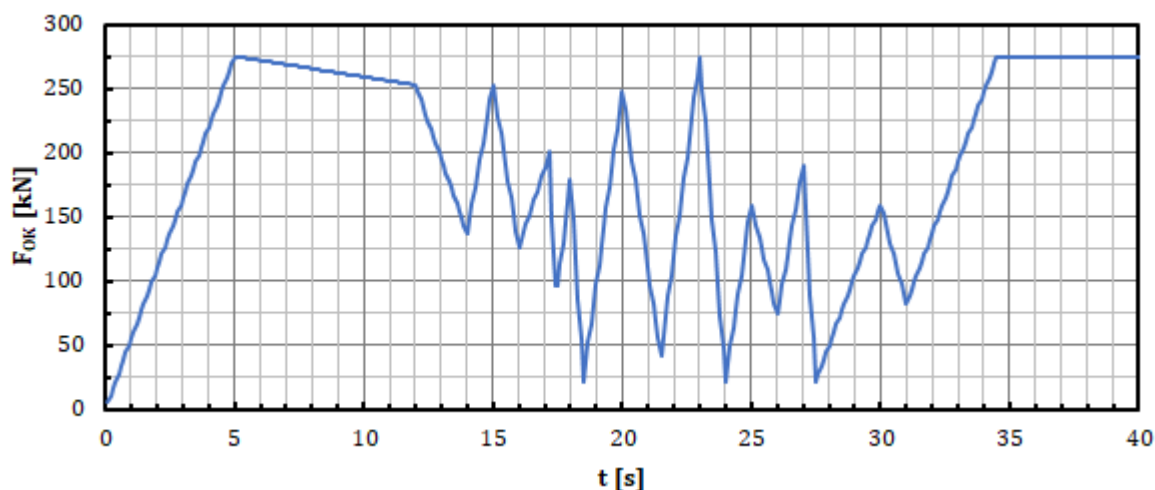
Pro zjednodušený popis chování soupravy při rozjezdu lze po vzoru literatury [11] uvést průběh maximálních sil ve spřáhlech jednotlivých vozidel soupravy. Z obr. 33 je tedy patrné, že směrem ku konci soupravy neklesá pouze střední hodnota sil ve spřáhlech, avšak také jejich maximální hodnota. V ojedinělých případech se však může stát, že maximální síla ve spřáhle vzdálenějším od čela soupravy je větší než síla ve spřáhle, které se nachází čelu soupravy blíže, jako je tomu například mezi vozidly 3 a 4, případně 9 a 10.

Nejvyšší síly ze všech vozidel soupravy je v tomto případě dosaženo na prvním spřáhle, její hodnota je však téměř totožná s hodnotou maximální tažné síly, která činí 275 kN. Z vyobrazených skutečností tedy vyplývá, že v dnešní době by již prudkost rozjezdu neměla mít tak zásadní vliv na velikost sil ve spřáhlech, jako v dobách dřívějších. Z uvedených skutečností rovněž vyplývá, že koncepce šroubovek a jejich vypružení používané v dnešní době by teoreticky měla být schopna zvládnout i rozjezdy, u nichž bude překročena aktuální stanovená hodnota maximální statické tažné síly, jejíž velikost je stanovena na 350 kN. Pravdivost tohoto tvrzení by však pro aplikaci v reálném provozu bylo třeba nejprve ověřit provedením měření, zaměřeného na velikost mezivozových sil.

5.1.2 Rozjezd soupravy s prokluzem hnacích dvojkolí lokomotivy

Dalším ze scénářů, které by v reálném provozu mohly vést ke zvýšení sil v mezivozových vazbách, je případ kdy při rozjezdu soupravy dochází k prokluzu hnacích kol lokomotivy. V důsledku funkce protiskluzového systému totiž může v krátkých časových intervalech docházet k tomu, že strmost nárůstu, případně poklesu tažné síly na obvodu kol, dosáhne vyšších hodnot, než v případě prostého rozjezdu bez prokluzu.

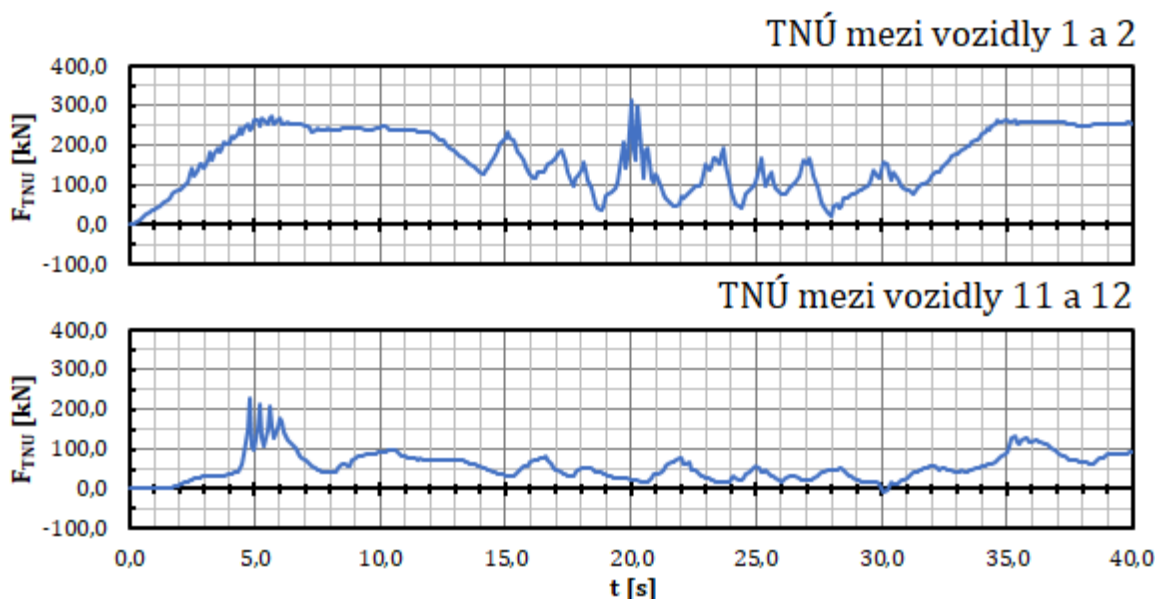
V tomto režimu se tažná síla na obvodu kol prvního vozidla modelové soupravy řídí podle závislosti uvedené na obr. 34, která byla namodelována na základě modifikace skutečně naměřeného průběhu tažné síly na obvodu kol hnacího vozidla při prokluzu.



Obr. 34 Časový průběh tažné síly na obvodu kol lokomotivy při rozjezdu soupravy s prokluzem

Jak je patrné z porovnání obr. 32 a obr. 35, velikost sil v počáteční fázi rozjezdu se opět řídí stejnými zákonitostmi jako při prostém rozjezdu, tedy je zřejmé, že i silové působení mezi jednotlivými vozidly soupravy je totožné jako v případě prostého rozjezdu.

Detailnější vyobrazení těchto průběhů, včetně průběhů sil mezi dalšími vozidly soupravy lze opět hledat v přílohách pod názvem příloha 5.

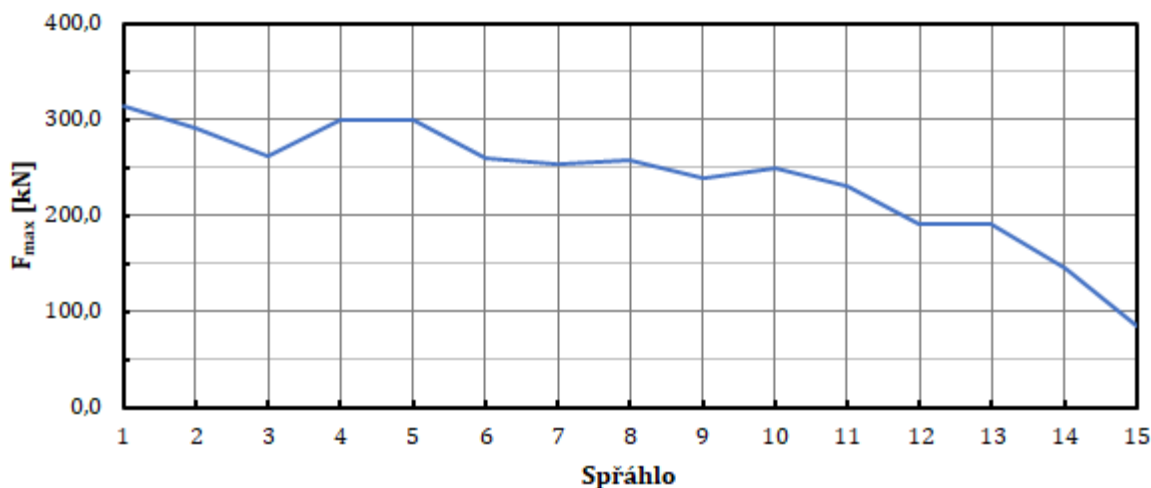


Obr. 35 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při rozjezdu s prokluzem (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené nárazníky)

V popisu chování soupravy v aktuálním režimu již není třeba popisovat počáteční fázi rozjezdu, jelikož během prvních 12 sekund se průběhy sil v mezivozových vazbách jednotlivých vozidel oproti průběhům při klasickém rozjezdu neliší. V době po 12. sekundě od počátku rozjezdu dochází k prvnímu zásahu protiskluzové ochrany, přičemž je zřetelně vidět, že tento zásah v podobě snížení poměrného tahu vyvolá v soupravě silovou vlnu, která se s přibývajícím časem šíří směrem ku konci soupravy. Opět je možno si povšimnout, že při šíření silové vlny soupravou nedochází pouze k jejímu zpoždování, avšak také ke snižování její velikosti v důsledku maření energie ve vypružení spřáhel a nárazníků jednotlivých vozů. Jelikož je první tlaková vlna v krátkém časovém intervalu následována dalšími silovými vlnami různého směru působení, není v tomto případě možno přesně specifikovat, zda dochází k jejímu návratu zpět k lokomotivě.

Bezpečně však lze identifikovat maximální sílu v soupravě, kterou lze dle obr. 36 opět hledat v prvním spřáhle soupravy. Síla v prvním spřáhle dosahuje svého maxima $F_{max} = 315$ kN v čase $t = 20$ s od počátku rozjezdu, přičemž tažná síla lokomotivy ve stejném okamžiku dosahuje hodnoty 275 kN. K tomuto náhlému nárůstu síly mezi lokomotivou a prvním vozem soupravy zřejmě došlo souhrou několika po sobě jdoucích událostí. Prvním dosti výrazným faktorem, který tento nárůst zapříčinil, je dozajista zásah protiskluzové ochrany, po němž dochází k prudkému nárůstu tažné síly na obvodu kol, přičemž průměrná hodnota prudkosti rozjezdu dosahuje v daném případě hodnoty

$S = 156 \text{ kN/s}$. Tento vliv je pravděpodobně také ovlivněn předchozím prudkým poklesem tažné síly. Prudký pokles tažné síly následovaný jejím prudkým nárůstem mají v daném případě tendenci se chovat jako téměř náhlý silový ráz, na který prvky vypružení nestíhají dostatečně rychle zareagovat.



Obr. 36 Průběh maximálních sil ve spřáhlech vozidel soupravy při rozjezdu s prokluzem hnacích dvojkolí lokomotivy

Ve zbylém vyobrazeném čase simulace je již pouze vidět, že celá souprava kmitá v závislosti na změnách tažné síly na obvodu kol lokomotivy, přičemž směrem ku konci soupravy hodnota sil ve vazbách mezi jednotlivými vozidly opět klesá. Poslední věcí, která v daném případě stojí za zmínku, je skutečnost, že v zadní části vlaku dochází k častějším kontaktům jednotlivých vozidel nárazníky, ale velikost sil vzniklých v důsledku těchto kontaktů se pohybuje v řádu jednotek kN, tudíž nejsou pro komponenty nárazecího ústrojí nijak ohrožující.

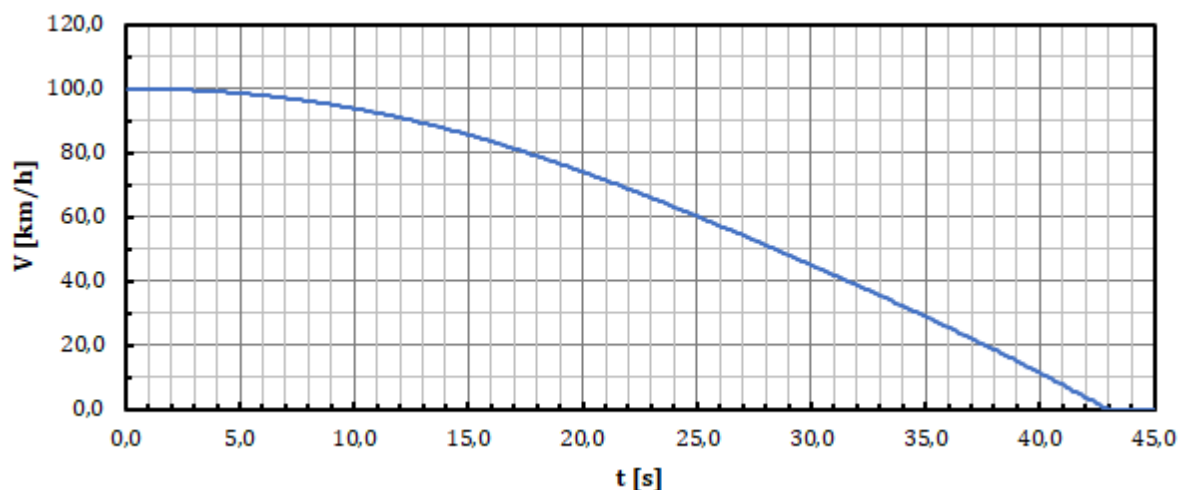
5.2 Rychločinné brzdění

Z pohledu zvyšování maximální délky souprav nákladních vlaků je dozajista důležité vyšetřit, co se děje mezi vozidly soupravy při jejich brzdění, přičemž jako nejkritičtější případ brzdění se jeví použití rychlobrzdy. Při brzdění není totiž strojvedoucí schopen ovlivnit velikost brzdících účinků jednotlivých vozidel a každé vozidlo soupravy se může při brzdění chovat jinak.

V případě modelových scénářů v režimu rychlobrzdy byla soupravě v programu „PodelDyn“ přiřčena počáteční rychlost $V = 100 \text{ km/h}$ a k zadání požadavku na brzdění dochází v čase $t = 0 \text{ s}$. Průběhy brzdících sil jednotlivých vozů soupravy ve všech modelových režimech jsou uvedeny v příloze 6.

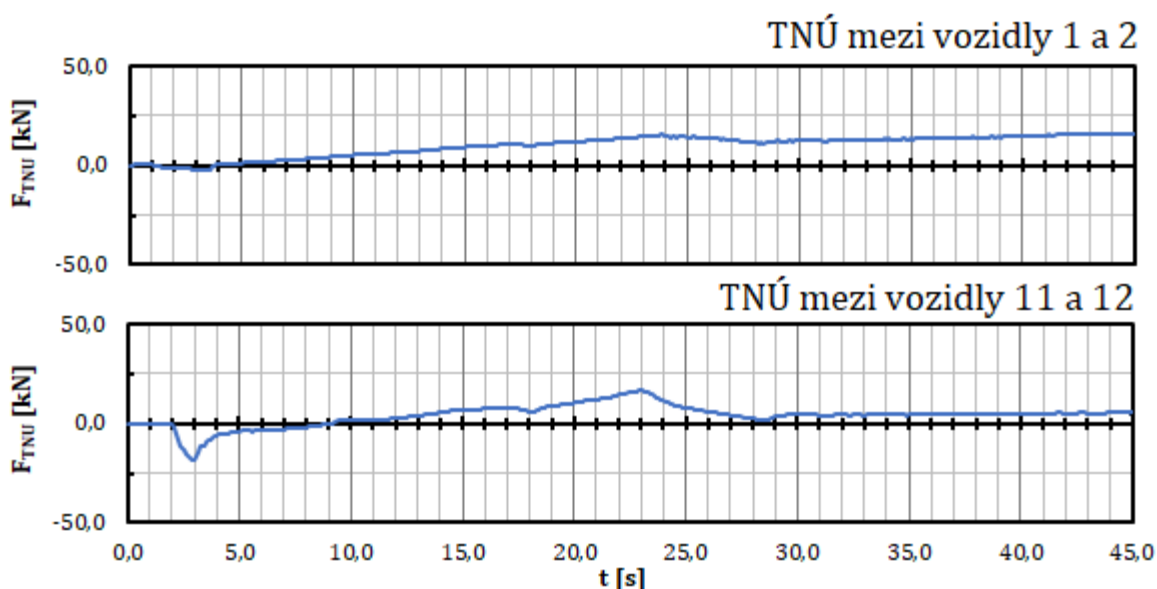
5.2.1 Brzdění rychlobrzdou s celou soupravou v režimu brzdění „G“

Pokud je celá souprava nastavena tak, aby brzdila v režimu brzdění „G“, zastavuje v čase $t = 43$ s od započetí brzdění, jak je patné z obr. 37, což odpovídá ujeté dráze 759 m.



Obr. 37 Průběh rychlosti prvního vozidla soupravy při rychločinném brzdění v režimu brzdění „G“

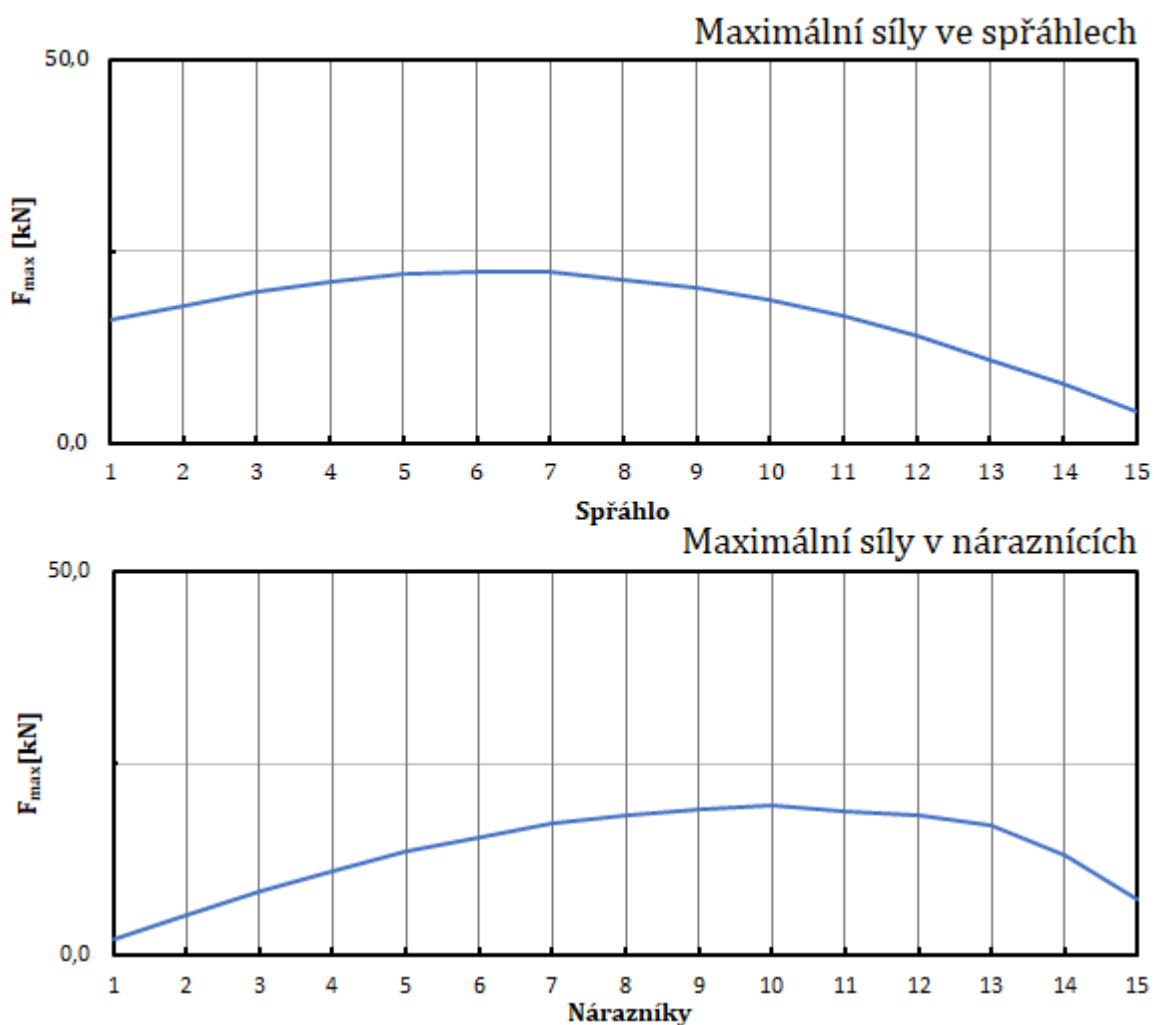
Průběhy brzdných sil jednotlivých vozidel v tomto režimu jsou z důvodu lepší přehlednosti uvedeny v příloze 6 (nahore). Z namodelovaných průběhů je zřejmé, že vozidla postupně naskakují do brzdy a že vozidla nacházející se dále od čela vlaku dosáhnou maximálního brzdného účinku dříve než vozidla blíže k čelu soupravy. Tento jev, ač se zdá být nelogický, vyplývá z výsledků měření, provedených na zkušebním stavu.



Obr. 38 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při rychločinném brzdění z rychlosti 100 km/h v režimu brzdění „G“ (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené nárazníky)

Velikosti sil v tomto modelovém případě nedosahují vysokých hodnot, což potvrzuje domněnky, že se brzdění nákladních vlaků v režimu brzdy „G“ jeví jako velice příznivé, jak je ostatně zřejmé i z průběhů maximálních sil ve spřáhlech a náraznicích jednotlivých vozidel soupravy, vyobrazených na obr. 39. Asi jedinou nevýhodnou brzdění soupravy v režimu brzdění „G“ je prodloužení zábrzděné dráhy oproti režimu brzdění „P“, avšak z hlediska mezivozových sil se oproti ostatním režimům jeví jako nejbezpečnější.

Brzdné síly jednotlivých vozidel se však v libovolném časovém okamžiku liší maximálně o jednotky kN, v důsledku čehož síly mezi jednotlivými vozidly soupravy dosahují malých hodnot, jak je patrné z obr. 38, případně v detailnějším provedení z průběhů uvedených v příloze 7.



Obr. 39 Průběh maximálních sil ve spřáhlech a náraznicích vozidel soupravy v režimu brzdění „G“ při použití rychlobrzdy

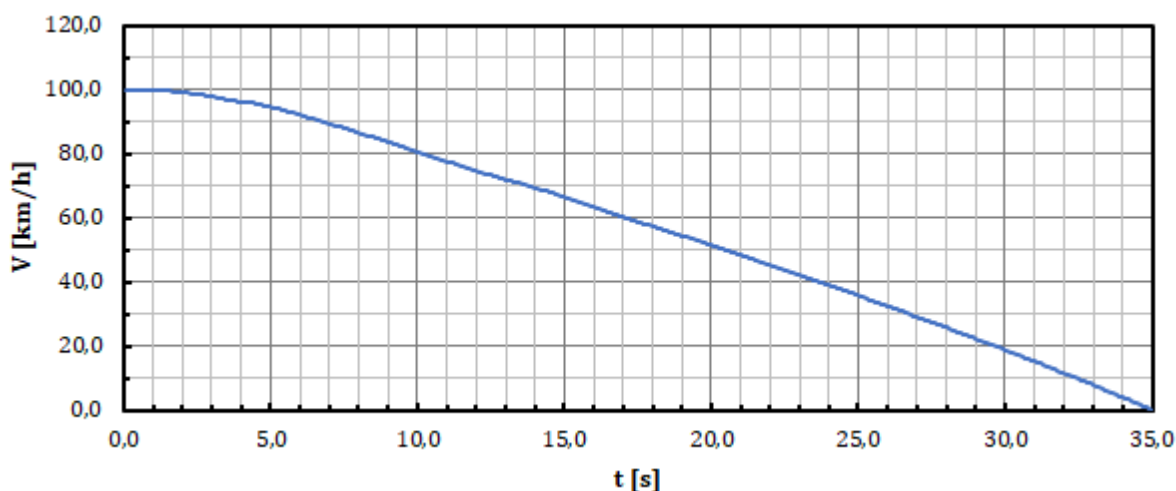
Z napočítaných průběhů je zřejmé, že vozidla v zadní části vlaku, u nichž dochází k prodlevě naskoku do brzdy z důvodu rychlosti šíření tlaku v hlavním potrubí,

v počáteční fázi brzdění narážejí do vozidel jim předcházejícím. V daném okamžiku se totiž tato vozidla pohybují vyšší rychlostí než vozidla před nimi, tedy mají větší kinetickou energii, která je pohlcena právě nárazníky.

S postupem času je však zřejmé, že mezivozové síly mění svůj charakter, tedy postupně dochází k natažení soupravy a přenášení mezivozových sil pomocí spřáhel, což je zapříčiněno rychlejším dosažením maximálního brzdného účinku na vozidlech vzdálenějších od čela vlaku. Po zastavení soupravy zůstává ve šroubovkách jednotlivých vozidel určité malé předpětí, tedy souprava zůstává po zastavení natažená.

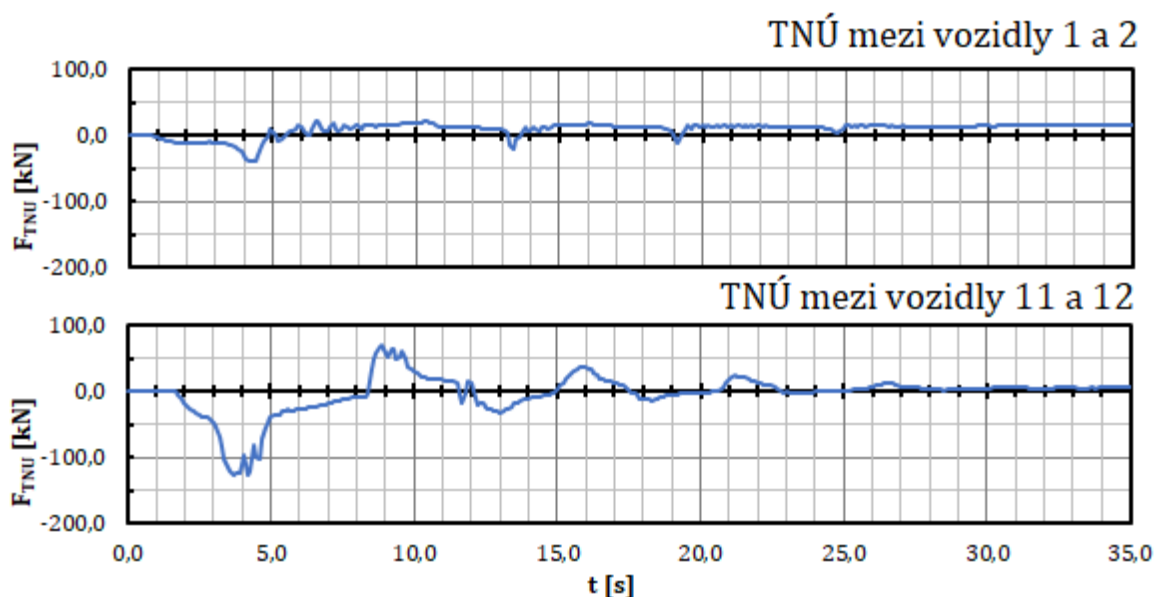
5.2.2 Brzdění rychlobrzdou s celou soupravou v režimu brzdění „P“

Oproti brzdění v režimu „G“ mají vozidla v režimu „P“ rychlejší náskok brzdy a rovněž strmější nárůst tlaku v brzdovém válci, což při brzdění jednotlivých vozidel vede k rychlejšímu dosažení maximální brzdné síly. Vzhledem ke strmějšímu nárůstu tlaku ovšem dochází také k větším rozdílům mezi brzdícími silami, které jsou jednotlivými vozidly vyvozovány. Z průběhů brzdících sil při rychlobrzdě v režimu brzdění „P“ uvedených v příloze 6 (uprostřed) lze odečíst, že rozdíly brzdících sil sousedních vozidel se mohou v některých okamžicích pohybovat i kolem hodnoty 10 kN, což je rozhodně více než při brzdění v režimu brzdění „G“, kde tyto rozdíly dosahovaly maximálně jednotek kN. V tomto případě tedy lze očekávat zvýšení úrovně silového působení sousedních vozidel. Naproti tomu lze konstatovat, že souprava je v tomto režimu schopna zastavit na dráze výrazně kratší, konkrétně ujede do úplného zastavení 554 m od okamžiku, kdy došlo k požadavku na započítí brzdění, což dle obr. 40 odpovídá času 34,1 s.



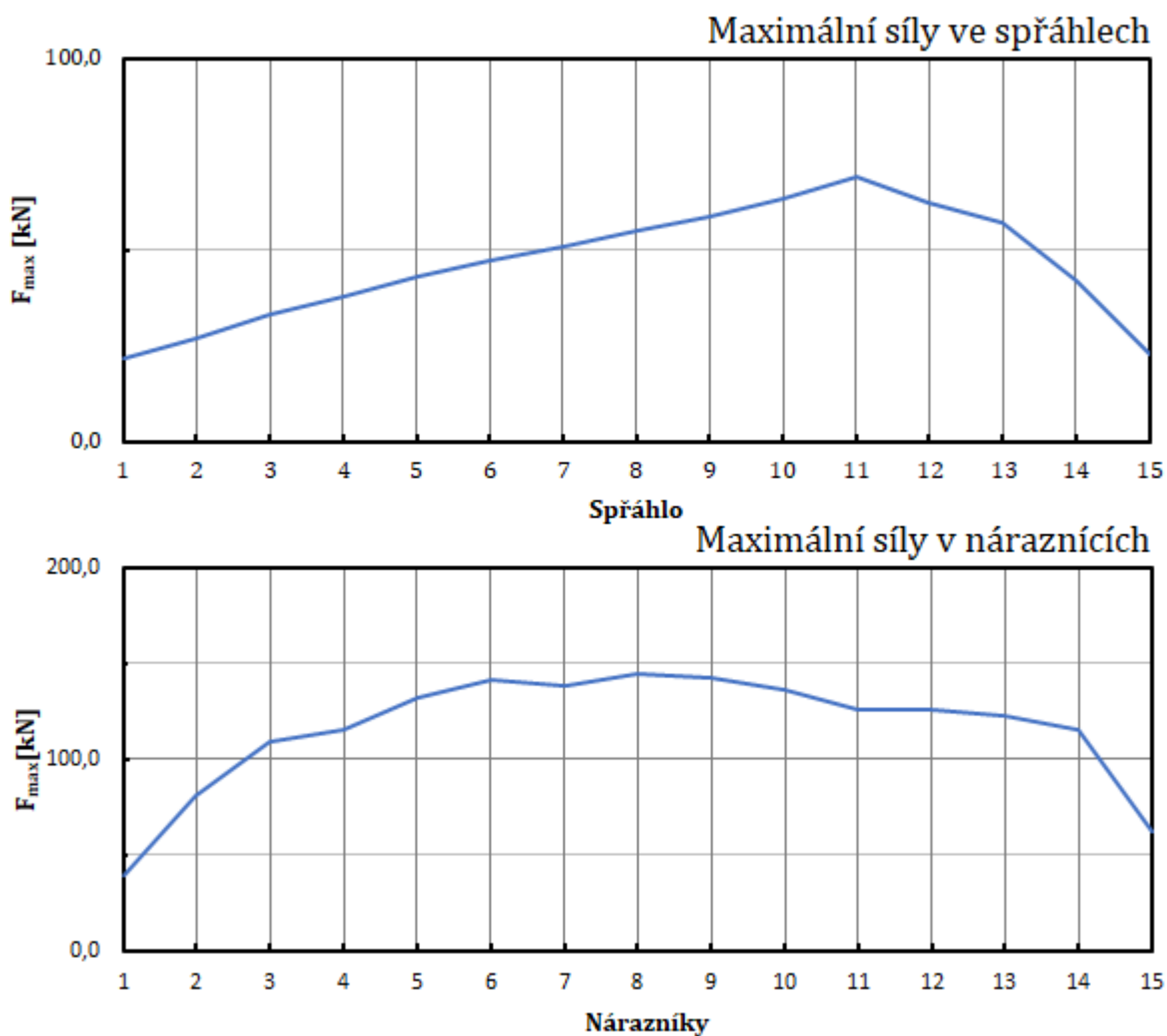
Obr. 40 Průběh rychlosti prvního vozidla soupravy při rychločinném brzdění v režimu brzdění „G“

Při brzdění soupravy v režimu „P“ dochází z počátku k výraznému natlačení vozidel v zadní části vlaku, na vozidla nacházející se před nimi, jak lze odečíst z obr. 41, případně ze závislostí uvedených v příloze 8. Natlačení těchto vozidel je zapříčiněno stejným mechanismem jako v předchozím případě, tedy vozy v přední části vlaku již aktivně brzdí, kdežto k vozům vzdálenějším od čela soupravy ještě nedoputoval signál v podobě snížení tlaku v hlavním potrubí, který by vedl k započetí brzdění. Proto se vozidla v zadní části vlaku pohybují vyšší rychlostí, tedy mají větší kinetickou energii než vozidla přední části.



Obr. 41 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při rychločinném brzdění z rychlosti 100 km/h v režimu brzdění „P“ (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené nárazníky)

Tato přebytečná kinetická energie je opět akumulována do nárazníků, avšak v tomto případě je schopna v náraznících vyvodit síly, jejichž velikost dosahuje u vybraných vozů hodnot až 150 kN. Jelikož nárazníky nejsou schopny zmařit všechnu kinetickou energii vyvolanou natlačením soupravy, v následujících několika sekundách dochází k jejich odlehčení, při kterém se část akumulované mechanické energie vrací zpět do soupravy, která má tendenci se z obou svých konců natahovat. Po natažení soupravy je možné si povšimnout, že v čase $t = 11$ s se od posledního vozu začíná šířit směrem k čelu soupravy tlaková vlna, která se po dosažení čela vlaku odráží zpět k jeho konci, tentokrát jako vlna tahová. Celá souprava je tedy rozkmitána, ale díky schopnosti maření energie ve vypružení nárazníků i spřáhel dochází k jejímu úplnému utlumení ještě před zastavením. Po zastavení soupravy v čase $t = 34,1$ s zůstává souprava opět natažená, přičemž předpětí jednotlivých spřáhel se směrem ke konci soupravy snižuje.



Obr. 42 Průběh maximálních sil ve spřáhlech a náraznících vozidel soupravy v režimu brzdění „P“ při použití rychlobrzdy

Pro porovnání s ostatními modelovanými stavy je na obr. 42 vyobrazen průběh maximálních sil ve šroubovkách a náraznících jednotlivých vozidel soupravy. Z těchto závislostí vyplývá, že nejvíce jsou zatěžovány nárazníky uprostřed soupravy a nejzatěžovanějším spřáhlem je spřáhlo spojovací vozy 11 a 12. Závěrem lze konstatovat, že síly mezi jednotlivými vozidly v režimu brzdění „P“ dosahují sice vyšších hodnot než v režimu brzdění „G“, avšak ne takových, které by v provozu měly vést k dosažení mezních stavů, a zároveň lze aplikací tohoto režimu brzdění dosáhnout snížení zábrzdné dráhy až o několik set metrů.

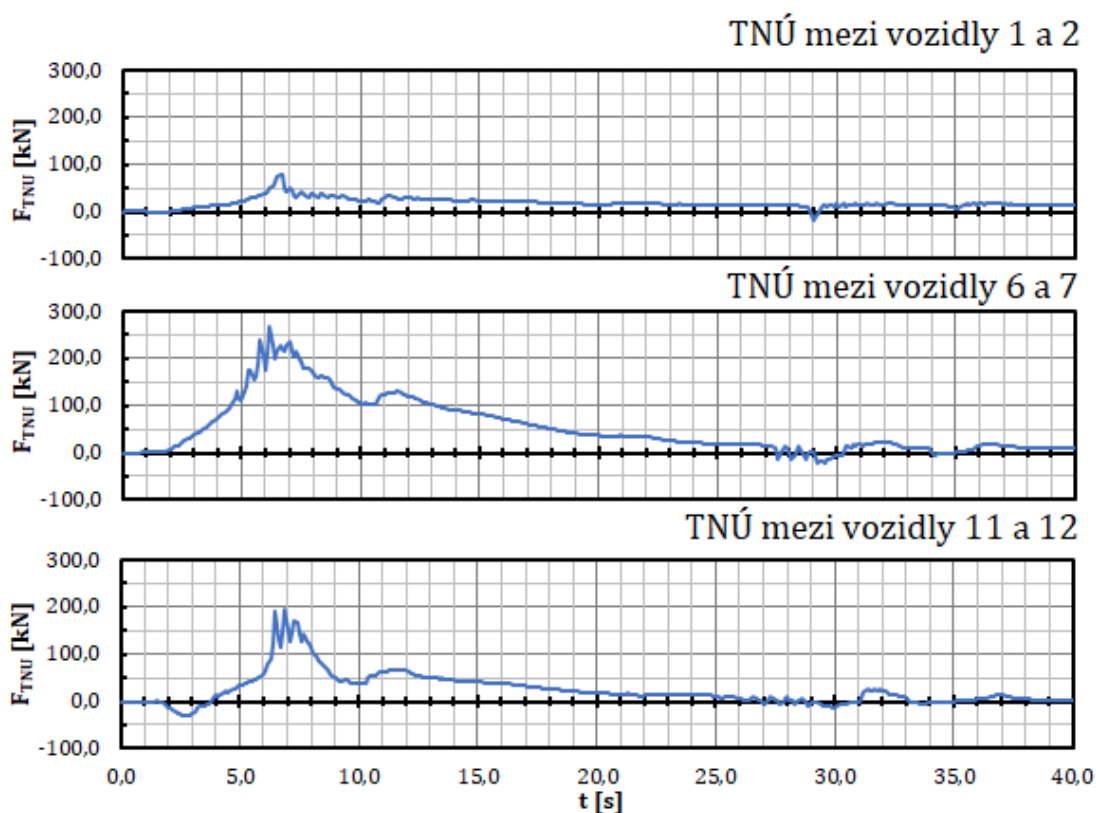
5.2.3 Rychločinné brzdění se soupravou v režimu brzdění „5G+P“

Brzdění v tomto režimu spočívá v přestavení prvních 5 vozů soupravy a lokomotivy do režimu brzdění „G“ a zbylých vozidel soupravy do režimu brzdění „P“, což by mělo údajně

napomoci k rovnoměrnějšímu náskoku vozů do brzdy a zároveň ke zkrácení zábrzdě dráhy oproti brzdění celé soupravy v režimu „G“. Tento způsob brzdění nákladních vlaků je doporučován například v příručce pro lokomotivní čtyři dopravce ČD Cargo, avšak od strojvedoucích zaznívají ohlasy o nepříjemném kmitání a „cukání“ soupravy při brzdění, a tedy tento způsob brzdění většina strojvedoucích spíše přehlíží.

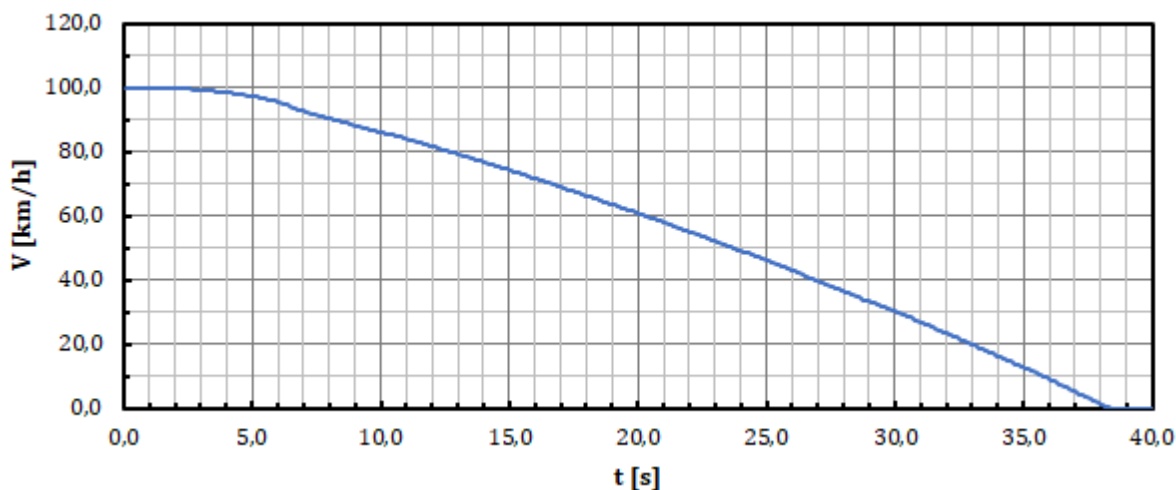
V příloze 6 (dole) jsou uvedeny průběhy brzdných sil jednotlivých vozidel soupravy v tomto režimu. Z uvedených průběhů je patrné, že náskoky brzd jednotlivých vozidel jsou skutečně rovnoměrnější, avšak průběhy samotné brzdné síly mezi přední a zadní částí vlaku jsou v tomto režimu dosti nerovnoměrně rozloženy. Například v čase 7 s od započetí brzdění dosahuje rozdíl brzdných sil mezi prvním a posledním vozem hodnot okolo 40 kN. Tato skutečnost má za důsledek nemalý nárůst mezivozových sil, čímž se částečně potvrzují již avizované ohlasy strojvedoucích.

Na obr. 43 jsou opět vyobrazeny průběhy sil mezi vybranými vozidly soupravy. Oproti předchozím vyhodnocením je mezi vyobrazené případy přidán také průběh sil mezi vozidly 6 a 7, mezi nimiž lze očekávat nejvyšší silové působení. Detailnější vyobrazení sil mezi dalšími vozidly soupravy je uvedeno v příloze 9.



Obr. 43 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při rychločinném brzdění z rychlosti 100 km/h v režimu brzdění „5G+P“ (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené nárazníky)

Po vzoru předchozích případů brzdění je dozajista důležité uvést dráhu a čas, potřebné k zastavení soupravy v tomto režimu brzdění. Vzhledem k nastavení brzd jednotlivých vozidel je jasné, že hodnoty dráhy a času do zastavení by se měly pohybovat v rozmezí mezi hodnotami vypočtenými pro brzdění celé soupravy v režimech „G“ a „P“. Celková ujetá dráha v tomto režimu brzdění od zadání požadavku na brzdění, až do úplného zastavení je 634 m, na níž je souprava schopna zastavit za 37,4 s, jak je ostatně patrné z obr. 44.



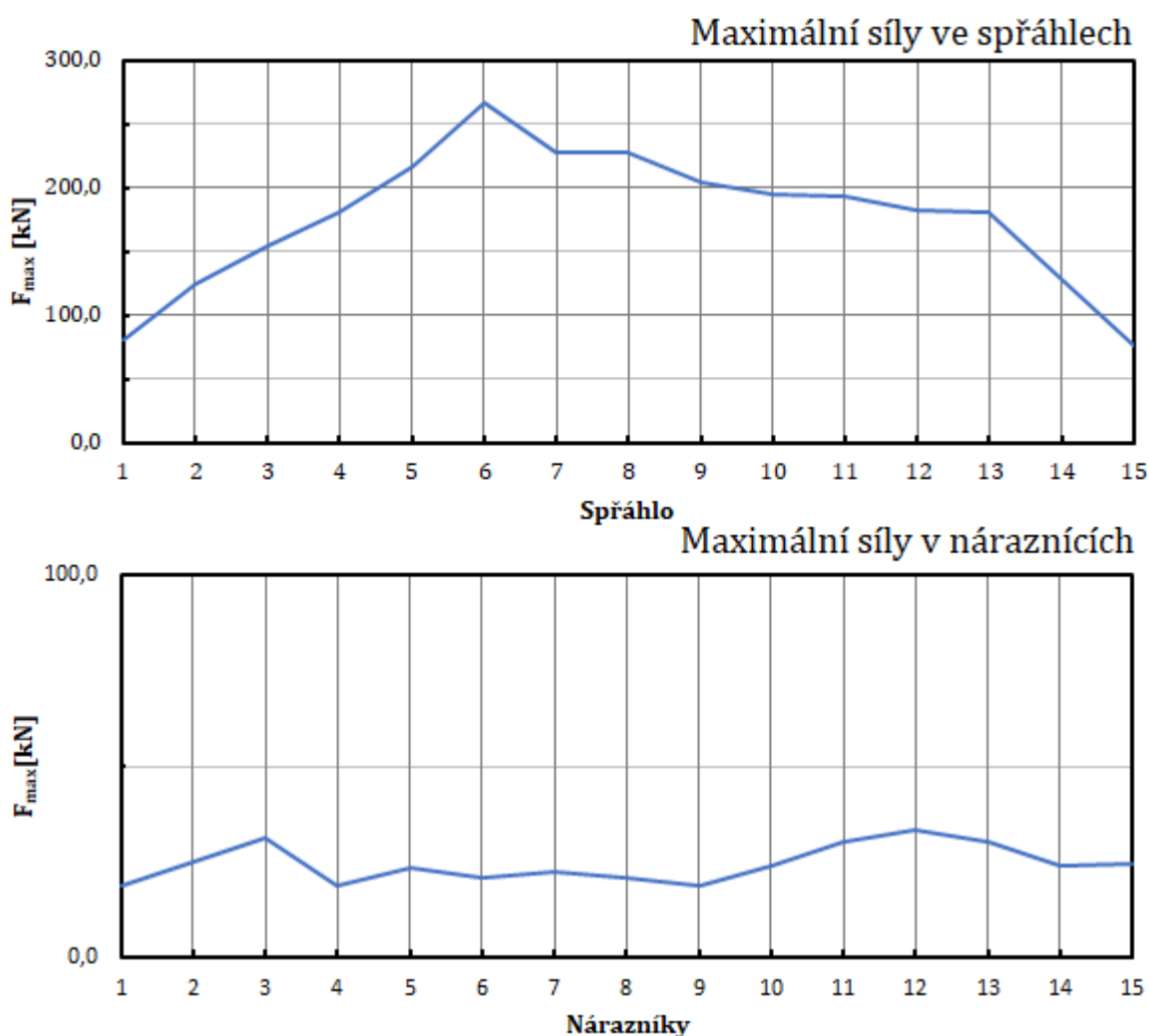
Obr. 44 Průběh rychlosti prvního vozidla soupravy při rychločinném brzdění v režimu brzdění „5G+P“

Přesuňme však nyní svoji pozornost zpět k vyšetřování sil mezi jednotlivými vozidly. Z vypočtených průběhů (obr. 43) je patrné, že v prvních několika sekundách simulace má zadní část soupravy opět snahu se natlačit na vozy v přední části. Vzhledem k tomu, že prvních 6 vozidel soupravy je brzděno v režimu „G“, dochází v přední části vlaku od naskoku brzd jednotlivých vozidel, až k dosažení času $t = 25$ s od počátku brzdění k nižšímu brzděmu účinku. Z toho vyplývá, že přední část soupravy, brzděná v režimu „G“ za sebou zbylou část soupravy táhne, čemuž odpovídají i průběhy sil mezi jednotlivými vozidly.

Vzhledem k tomu, že všechna vozidla soupravy brzdící v režimu „P“ dosáhnou maximálního tlaku v brzdových válcích v rozmezí 5–7 sekund od započetí brzdění, je jasné, že ve stejném čase bude možno hledat také nejvyšší síly mezi jednotlivými vozidly. Konkrétně mezi vozidly 6 a 7, která v tomto případě tvoří rozhraní mezi přední a zadní částí vlaku, je v čase $t = 5$ s rozdíl brzděných sil roven 48 kN. Při pohledu na průběh sil mezi vozidly 6 a 7 je tedy snadno identifikovatelná maximální hodnota sil v daném spřáhle, která je vyvolána právě tímto rozdílem brzděných sil. V daný časový okamžik se od tohoto spřáhla na obě strany soupravy šíří tahová vlna, která je směrem k čelu vlaku úspěšně utlumena, však na opačném konci soupravy se odráží směrem zpět k místu svého vzniku

a soupravou prochází jako vlna tlaková. Vypružení spřáhel této vlně dovolí opět dojít až k čelu soupravy, odkud již se zpět neodráží, jelikož na ovlivnění ostatních vozidel již nemá příčinnou velikost.

Zajímavý je v tomto případě rovněž konec brzdění, v čase okolo 25. sekundy totiž začíná docházet k vyrovnání brzdných účinků všech vozidel soupravy a právě v tomto okamžiku se souprava od svého konce opět rozkmitá. V důsledku čehož se soupravou opět šíří silová vlna, která stihne celou soupravou projít celkem třikrát, než dojde k úplnému zastavení vlaku. Velikosti sil vyvolaných zmíněnou silovou vlnou jsou však malé a z hlediska možného porušení spřáhel, popřípadě poškození nárazníků, nemají prakticky žádný vliv.



Obr. 45 Průběh maximálních sil ve spřáhlech a náraznících vozidel soupravy v režimu brzdění „5G+P“ při použití rychlobrzdy

Zhodnocení průběhu maximálních sil mezi vozidly lze provést na základě průběhů vyobrazených na obr. 45, které potvrzují teoretický předpoklad výskytu maximální síly

v soupravě. Ve spřáhle mezi vozidly 6 a 7 totiž síla vzniklá v důsledku brzdění rychlobrzdou dosahuje hodnot blízkých 270 kN, což rozhodně není hodnota zanedbatelná. Síly v náraznících jednotlivých vozidel oproti tomu nedosahují příliš vysokých hodnot.

Otázkou k zamyšlení budiž, zda je vůbec brzdění soupravy v tomto režimu výhodné. Je třeba vzít v potaz, že v simulaci se jedná o soupravu „idealizovanou“, kde všechna vozidla mají stejnou hmotnost, stejný vozidlový odpor, stejné mezivozové vazby, atd. V reálném provozu tedy teoreticky může v tomto režimu brzdění docházet k ještě většímu nárůstu sil mezi jednotlivými vozidly, což by v konečném důsledku mohlo mít nezanedbatelný vliv například na únavovou odolnost jednotlivých spřáhel.

5.3 Zásah vlakového zabezpečovače (VZ)

Posledním z modelovaných scénářů je případ, ve kterém dochází k zásahu vlakového zabezpečovače. V tomto režimu se souprava chová tak, že lokomotiva nejdříve vyvíjí tažnou sílu, jejíž průběh se řídí stejnými zákonitostmi jako v případě prostého rozjezdu. Časový průběh tažné síly včetně průběhů brzdných sil jednotlivých vozidel v různých režimech brzdění lze dohledat v příloze 10.

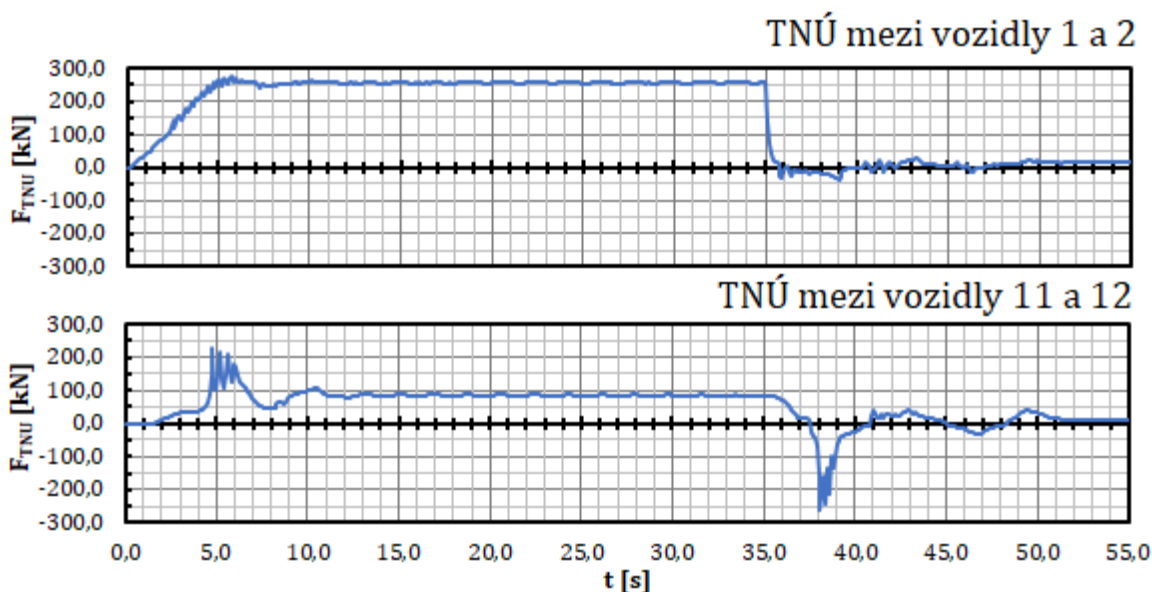
Rozjezd probíhá v tomto případě od počátku simulace ($t = 0$ s) po dobu 35 s. Ve stejném čase dochází k simulovanému zásahu vlakového zabezpečovače, v důsledku čehož klesne hodnota tažné síly na nulu a celá souprava nastupuje do režimu rychločinného brzdění. Během rozjezdu dosahuje čelo modelové soupravy rychlosti $v = 22,6$ km/h, což by mohlo vést k předpokladu, že vzájemné silové působení vozidel v tomto případě nebude dosahovat vysokých hodnot. Pojd'me si získané výsledky podrobněji rozebrat a zjistit, jak tomu skutečně je s velikostí sil mezi vozidly.

5.3.1 Zásah VZ s brzděním celé soupravy v režimu brzdění „G“

V daném režimu simulace se tažná síla lokomotivy a brzdné síly jednotlivých vozidel řídí dle závislostí uvedených v příloze 10. Z daných průběhů vyplývá, že v tomto případě byla snaha nasimulovat stav, při kterém dojde k prudké změně smyslu působících sil na jednotlivá vozidla.

Na obr. 46 jsou stejně jako v předchozích případech zobrazeny průběhy sil ve spřáhlech vybraných vozidel soupravy, jejichž podrobnější vyobrazení lze hledat v příloze 11. Při bližším pohledu je zřejmé, že souprava se v počáteční fázi simulace chová zcela totožně jako v případě prostého rozjezdu a vznik sil mezi jednotlivými vozidly se řídí dle mechanismů popsanych v kapitole 5.1.1, tedy není třeba je znova zmiňovat.

Z pohledu velikosti sil vzniklých mezi vozidly soupravy začíná být zajímavá zejména fáze, kdy dochází k naskoku brzd jednotlivých vozidel. Z uvedených průběhů je patrné, že v přední části vlaku dochází k poklesu sil v jednotlivých spřáhlech takřka okamžitě, avšak na vozidlech vzdálenějších od čela soupravy dochází k jistým prodlevám v důsledku naskoku jednotlivých vozidel do brzdy. Stejně jako při brzdění z určité počáteční rychlosti zde tedy dochází k natlačení vozidel v zadní části soupravy, která jsou však na rozdíl od předchozích případů v okamžiku, kdy již přední část soupravy aktivně brzdí, stále urychlována silou, vzniklou v důsledku uvolňování mechanické energie naakumulované působením tažné síly ve vypružení spřáhel jednotlivých vozů.

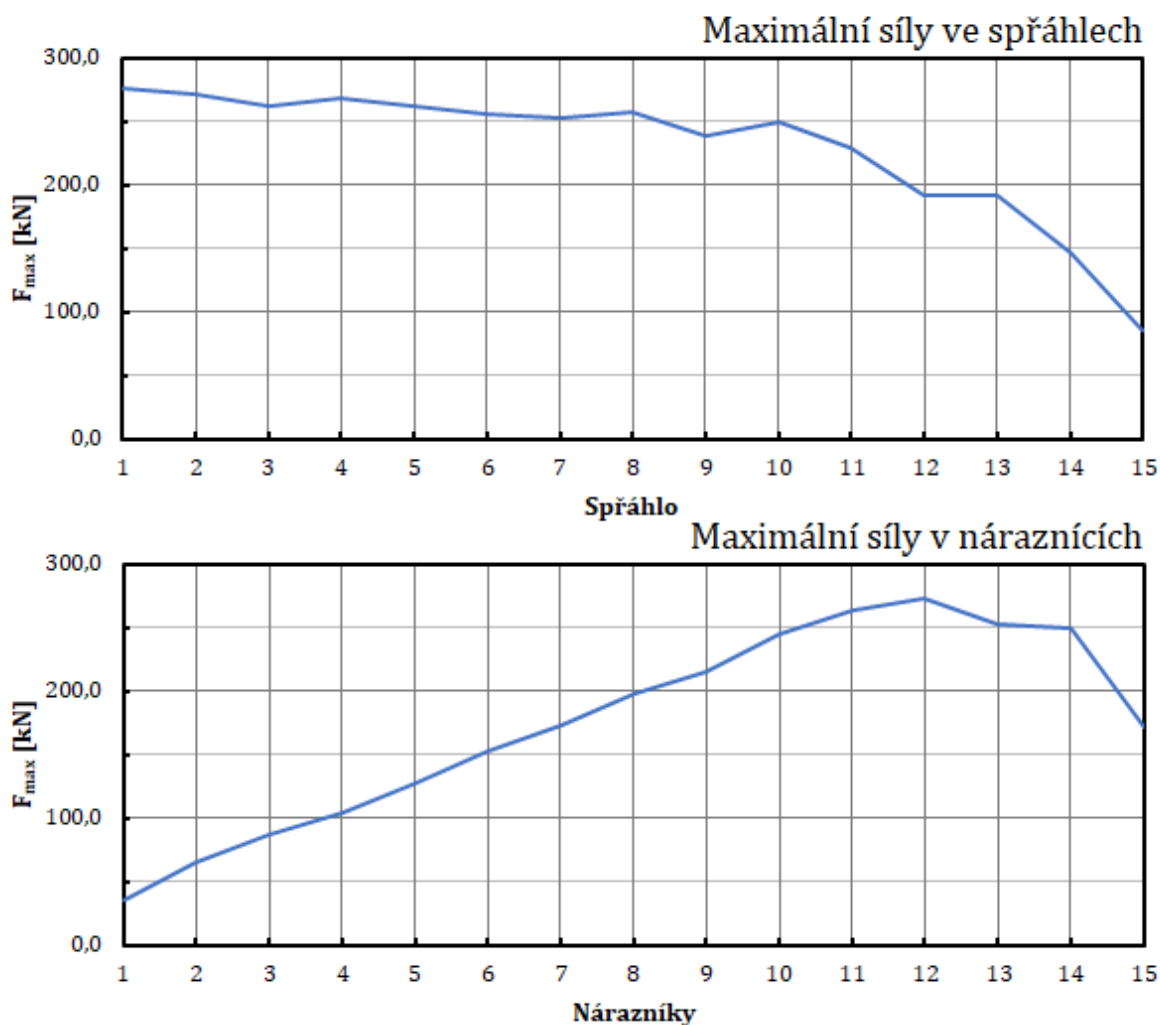


Obr. 46 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při zásahu VZ v režimu brzdění „G“ (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené nárazníky)

Tato skutečnost má za důsledek prudší náraz vozidel v zadní části vlaku, který je však stále korigován pozvolným průběhem brzdných sil jednotlivých vozidel. V okamžiku kdy dojde k odpružení nárazníků mezi posledními vozidly v soupravě ($t = 40$ s), se soupravou začíná šířit tahová vlna, která je schopna doputovat až k jejímu čelu, odkud se opět odráží zpět k místu svého vzniku. K jejímu utlumení dochází až v čase $t = 51$ s, kdy zároveň dochází k zastavení vlaku, avšak do daného okamžiku je schopna celou soupravou projít ještě jednou.

Zmíněná dynamická vlna ovšem nemá zásadní vliv na zvyšování úrovně sil mezi jednotlivými vozidly. Při jejím průchodu soupravou se její velikost pohybuje v řádech maximálně několika desítek kN. Z pohledu maximálních sil mezi vozidly se v závislostech na obr. 47 nejvíce promítne rozjezd soupravy a počátek brzdění. Průběh maximálních sil ve spřáhlech v aktuálním režimu simulace kopíruje průběh získaný ze simulace prostého

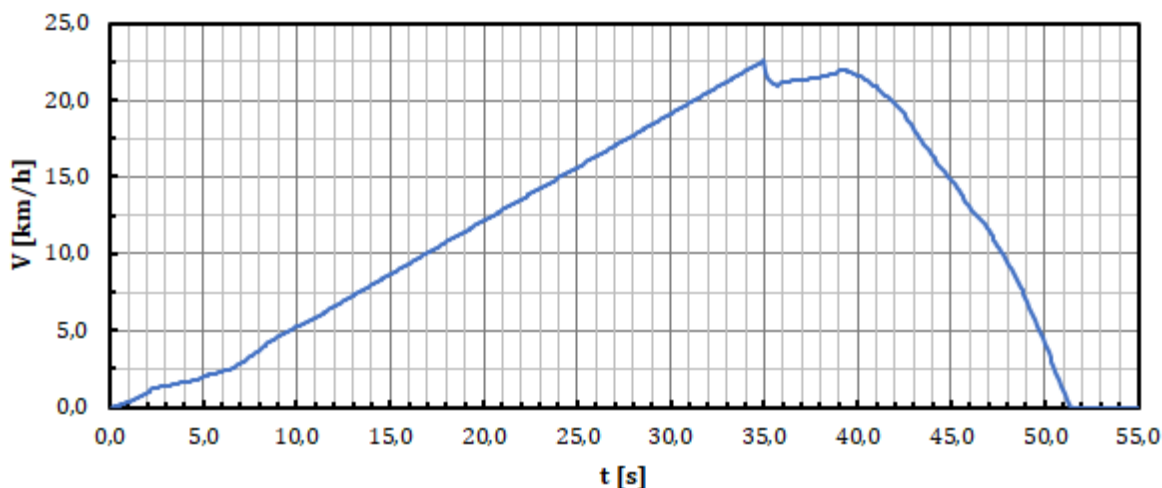
rozjezdu soupravy a směrem ke konci vlaku mají maximální síly ve spřáhlech tendenci klesat. V případě maximálních sil v náraznících je tomu však naopak. V úvodní části brzdění, jak již bylo zmíněno, mají vozidla v zadní části vlaku snahu natlačit se na vozidla před sebou. Z tohoto důvodu dosahují síly v náraznících vozidel právě v zadní části vlaku vyšších hodnot, ne však takových, které by měly vésti k jejich mechanickému poškození.



Obr. 47 Průběh maximálních sil ve spřáhlech a náraznících vozidel soupravy při zásahu VZ v režimu brzdění „G“

V daném případě je také doajista zajímavé uvést průběh rychlosti v závislosti na čase, která může přispět k lepšímu utvoření si představy o důsledcích působení sil mezi vozidly. Na obr. 48 je uveden průběh rychlosti prvního vozidla soupravy, z něž je zřejmé, že v důsledku setrvačnosti vozidel zadní části vlaku dochází i po započetí brzdění vozidel části přední k jejich urychlování. Tato skutečnost je zapříčiněna dlouhou prodlevou při naskoku jednotlivých vozidel do brzdy, která mezi prvním a posledním vozidlem soupravy činí přibližně 2,5 s a zároveň mechanismem, popsaným v předchozích

odstavcích, kde bylo zmíněno, že souprava je stále urychlována silou vzniklou v důsledku uvolňování mechanické energie naakumulované působením tažné síly ve vypružení spřáhel jednotlivých vozů, i když její přední část již aktivně brzdí.



Obr. 48 Průběh rychlosti prvního vozidla soupravy v režimu zásah VZ se soupravou v režimu brzdění „G“

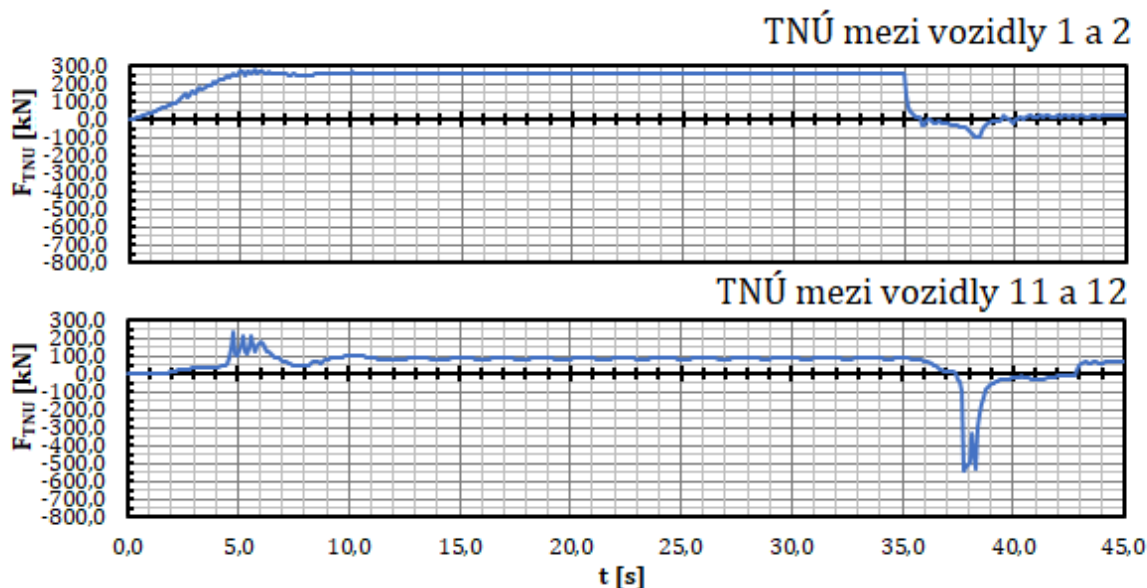
5.3.2 Zásah VZ s brzděním celé soupravy v režimu brzdění „P“

Tažná síla lokomotivy se v počátku tohoto režimu opět řídí podle pravidel, která jsou uvedena v úvodu této kapitoly, a její grafickou prezentaci lze opět dohledat v přílohách práce, konkrétně v příloze 10, stejně jako grafickou prezentaci průběhu brzdných sil jednotlivých vozidel soupravy.

Při rozjezdu soupravy mezi jednotlivými vozidly opět dochází k dějům, které jsou totožné s ději popsány v kapitole 5.1.1, tedy není nutné mechanismus jejich vzniku popisovat. Z obr. 49, případně z přílohy 12, je zřejmé, že zajímavé začíná být chování vozidel soupravy opět od okamžiku, kdy začíná docházet k brzdění soupravy.

Před náskokem jednotlivých vozidel do brzdy jsou průběhy sil mezi jednotlivými vozidly totožné jako v případě, kdy celá souprava brzdila v režimu „G“. Jakmile však začíná docházet k náskoku brzd jednotlivých vozidel, situace se razantně mění. Vzhledem k tomu, že nárůst brzdné síly jednotlivých vozidel v režimu brzdění „P“ je mnohem prudší než v režimu „G“, dochází v úvodní fázi brzdění k markantním rozdílům brzdných sil mezi jednotlivými vozidly. Zatímco na lokomotivě je již v čase $t = 38$ s dosaženo brzdné síly $B = 80$ kN, k poslednímu vozidlu soupravy se ve stejném čase ještě hlavním potrubím nedostala informace o započítí brzdění. Na vozidla v zadní části vlaku také stále působí určitá tažná síla, která je opožděně šířena mezi šroubovkami jednotlivých vozidel ještě v okamžiku, kdy již vozidla v přední části vlaku aktivně brzdí. Vozidla zadní části soupravy

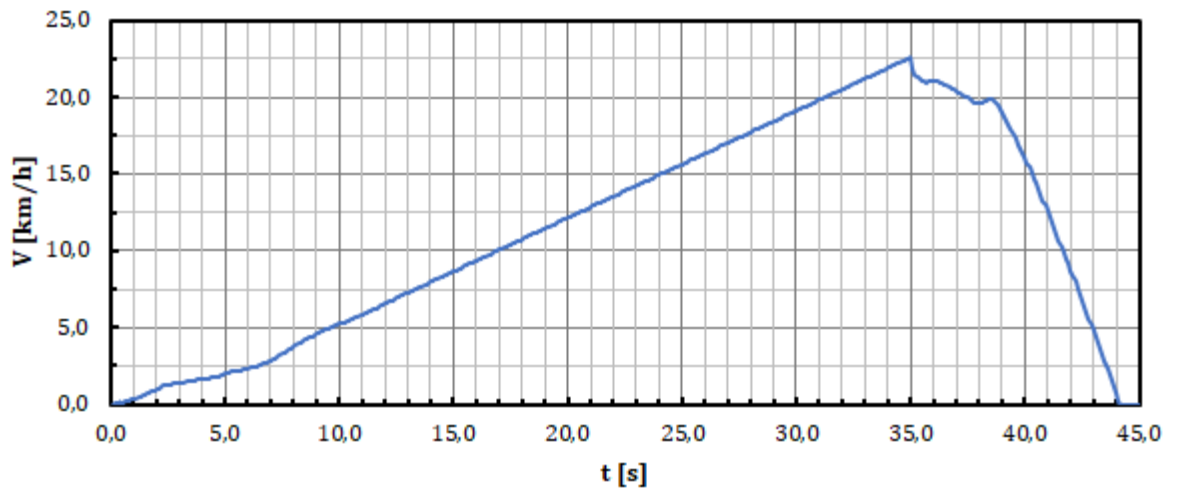
tedy opět narážejí do vozidel jim předešlým, avšak tentokrát jsou rozdíly sil, figurujících v pohybových rovnicích jednotlivých vozidel ještě markantnější než v případě předešlém, z čehož logicky vyplývá i zvýšení hodnot sil přenášovaných nárazníky v zadní části vlaku.



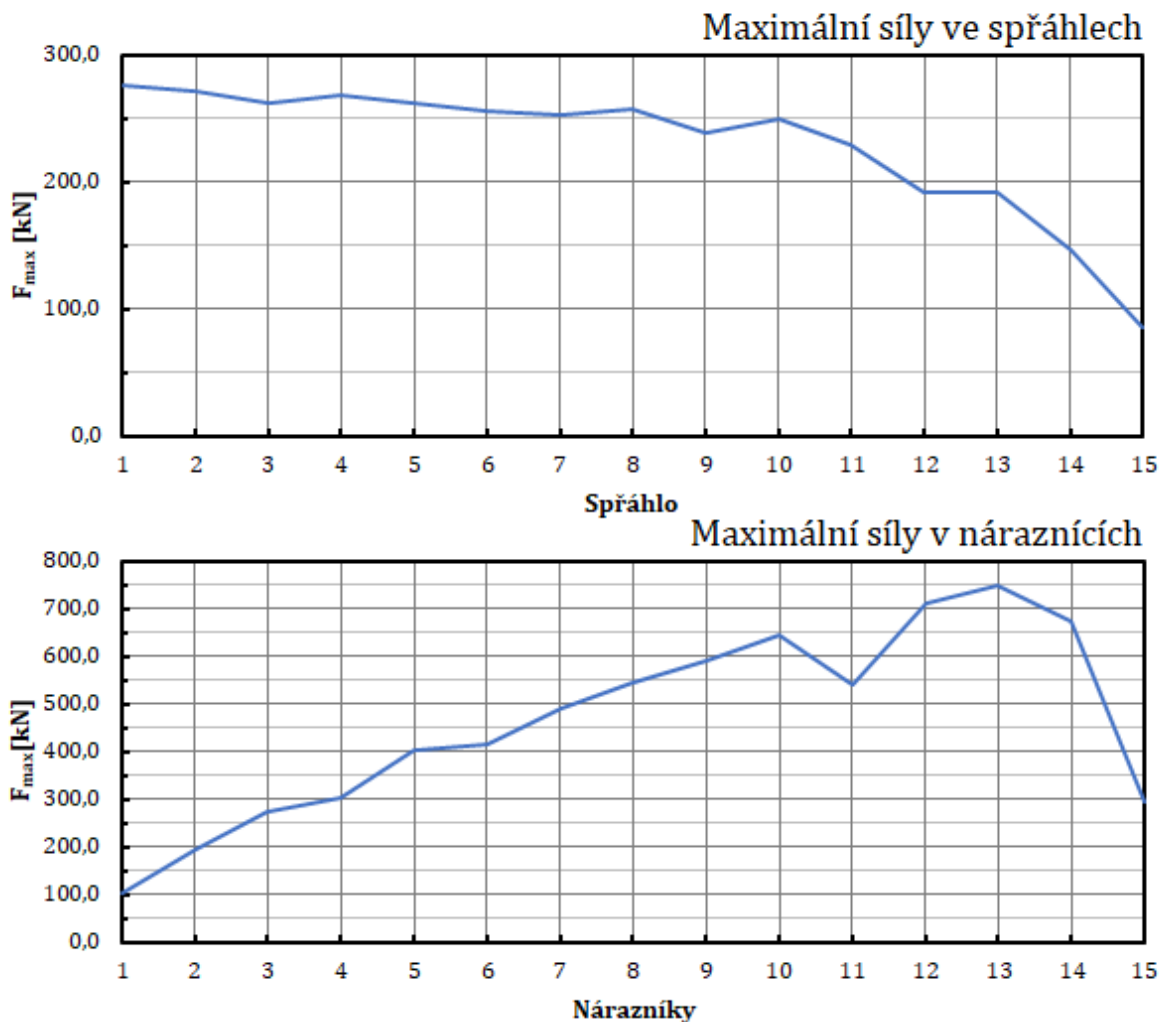
Obr. 49 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při zásahu VZ v režimu brzdění „P“ (jako kladné jsou znázorněny síly přenášované šroubovkami, jako záporné síly přenášované nárazníky)

Jakmile dojde v rozhraní mezi vozidly 13 a 14 k dosažení maximálního natlačení, souprava má tendenci se opět natahovat, v čemž jí však zprvu zabrání náraz vozidel 15 a 16, který ještě na okamžik dané nárazníky stlačí. Od tohoto okamžiku se směrem k čelu soupravy začíná šířit tahová vlna, v důsledku jejíhož působení dochází k odlehčování jednotlivých nárazníků mezi vozidly. Prakticky ihned po jejím doputování k čelu soupravy dochází v čase $t = 44$ s k zastavení lokomotivy, které je v krátkém časovém intervalu (několik desetin sekundy) následováno postupným zastavením všech zbylých vozidel.

Z obr. 50 lze kromě informace o zastavení soupravy vyčíst také další zajímavé souvislosti mezi rychlostí a silami, které procházejí soupravou. Oproti předchozímu případu kdy byla celá souprava brzděna v režimu „G“, se v aktuálním režimu na průběhu rychlosti prvního vozidla neprojevují setrvačné účinky zadní části soupravy tak zřetelně, přestože zde dochází k působení vyšších sil mezi jednotlivými vozidly. Tato skutečnost je způsobena zejména rychlejším nárůstem brzdy a strmějším nárůstem brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy, což v konečném důsledku vede pouze k malému ovlivnění průběhu rychlosti v časovém intervalu $t = 36$ – 39 s. Při porovnání obr. 49 a obr. 50, je zřejmé, že tento zanedbatelný nárůst rychlosti nastal právě v důsledku doputování tlačné vlny na zadní nárazníky zmiňovaného vozidla.



Obr. 50 Průběh rychlosti prvního vozidla soupravy v režimu zásah VZ se soupravou v režimu brzdění „P“

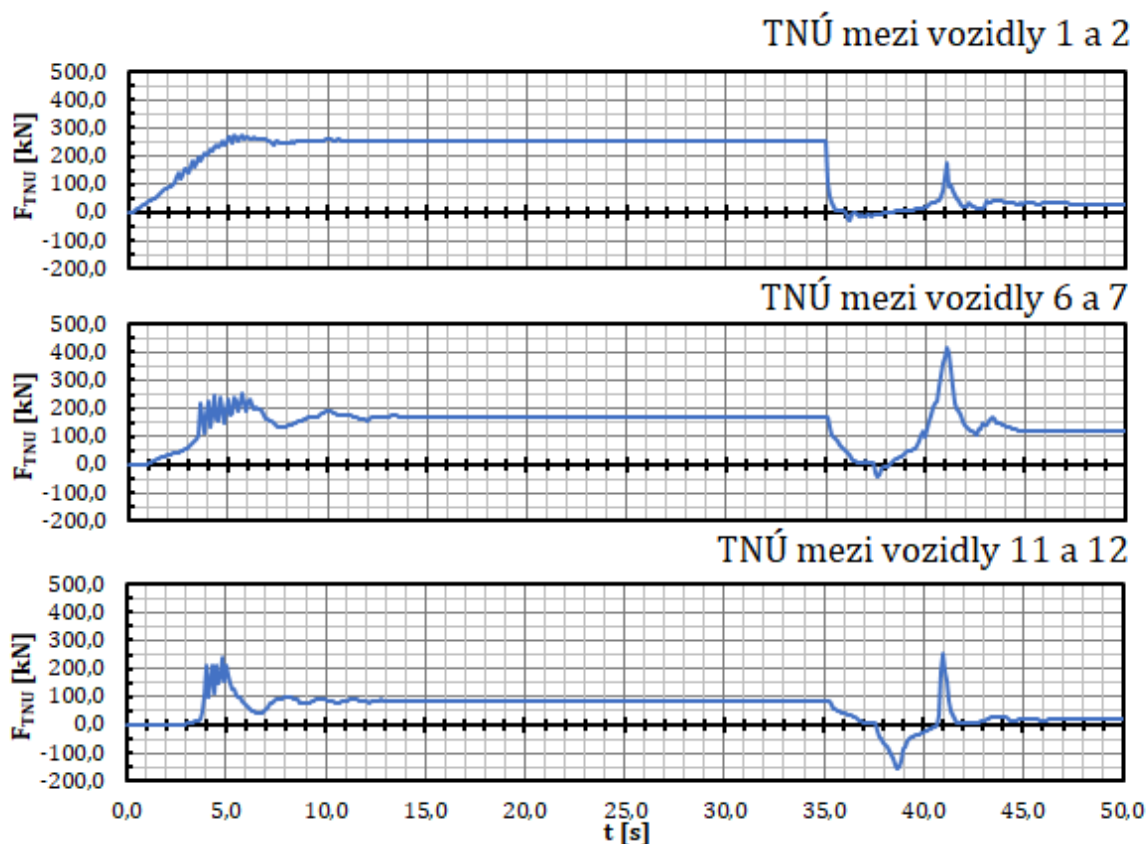


Obr. 51 Průběh maximálních sil ve spřáhlech a náraznících vozidel soupravy při zásahu VZ v režimu brzdění „P“

Z uvedených průběhů je zřejmé, že největší síly mezi vozidly lze hledat v zadní části vlaku, konkrétně pak v náraznících těchto vozidel. Detailněji je průběh maximálních sil ve šroubovkách a náraznících uveden na obr. 51, přičemž maximálních sil ve šroubovkách je opět dosaženo při rozjezdu. V případě nárazníků jsou síly jimi přenášené schopny v aktuálním případě dosahovat i hodnot přes 700 kN, což rozhodně nejsou hodnoty zanedbatelné, ale zároveň by ještě neměly být schopny nárazníky poškodit. Nicméně z uvedených poznatků vyplývá, že brzdění souprav nákladních vlaků v režimu „P“ není z hlediska velikosti vzniknuvších dynamických sil mezi vozidly nejpřívětivější.

5.3.3 Zásah VZ s brzděním soupravy v režimu brzdění „5G+P“

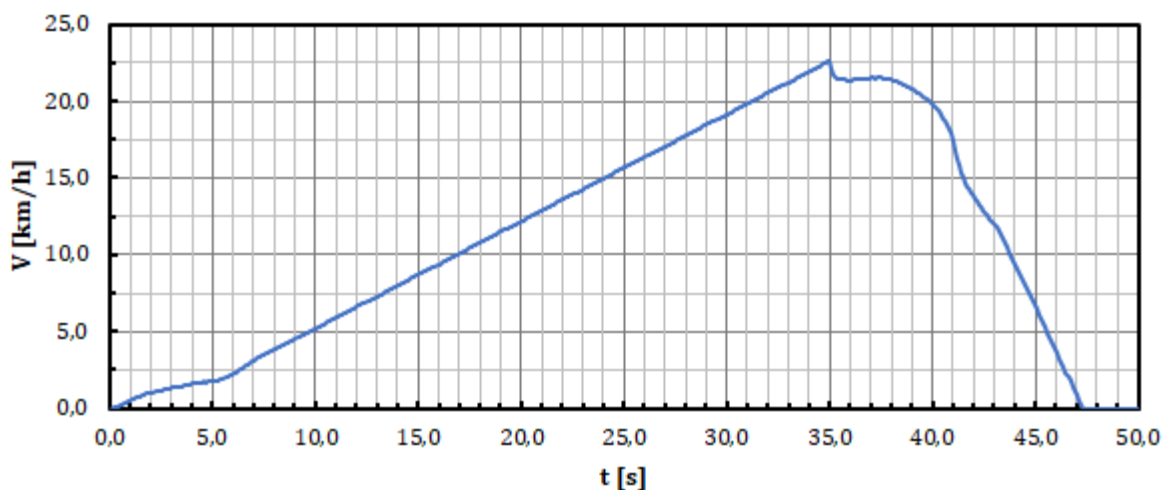
Již v případě, kdy byla souprava brzděna v tomto režimu z určité počáteční rychlosti, bylo zjištěno, že pravděpodobně nedochází ke snížení úrovně sil mezi vozidly, ba naopak dochází spíše ke zvýšení jejich velikosti. Nyní si tedy osvětleme chování soupravy, jejíž vozidla brzdí v režimu „5G+P“, v případě kdy dojde k prudkému poklesu tažné síly, který je následován okamžitým nástupem rychločinného brzdění, jak je patrné z průběhů uvedených v příloze 10.



Obr. 52 Síly v TNÚ mezi vybranými vozidly soupravy při zásahu VZ v režimu brzdění „5G+P“ (jako kladné jsou znázorněny síly přenášené šroubovkami, jako záporné síly přenášené nárazníky)

Z průběhů uvedených na obr. 52, případně z přílohy 13, lze odečíst, že souprava se při rozjezdu a po poklesu tažné síly na nulu chová stejně jako v předchozích dvou případech. První odlišnosti je možné pozorovat s nástupem jednotlivých vozidel do brzdy, v tomto okamžiku se začíná zadní část soupravy pomalu natlačovat na část přední. Vzhledem k tomu, že po uplynutí necelé sekundy od náskoku brzdy na prvním voze již vyvozují vozidla zadní části soupravy větší brzdou sílu než vozidla v přední části vlaku, dochází k natlačení vozidel zadní části vlaku pouze v omezené míře, jelikož obě části soupravy mají tendenci se chovat, jako by byly vzájemně odděleny.

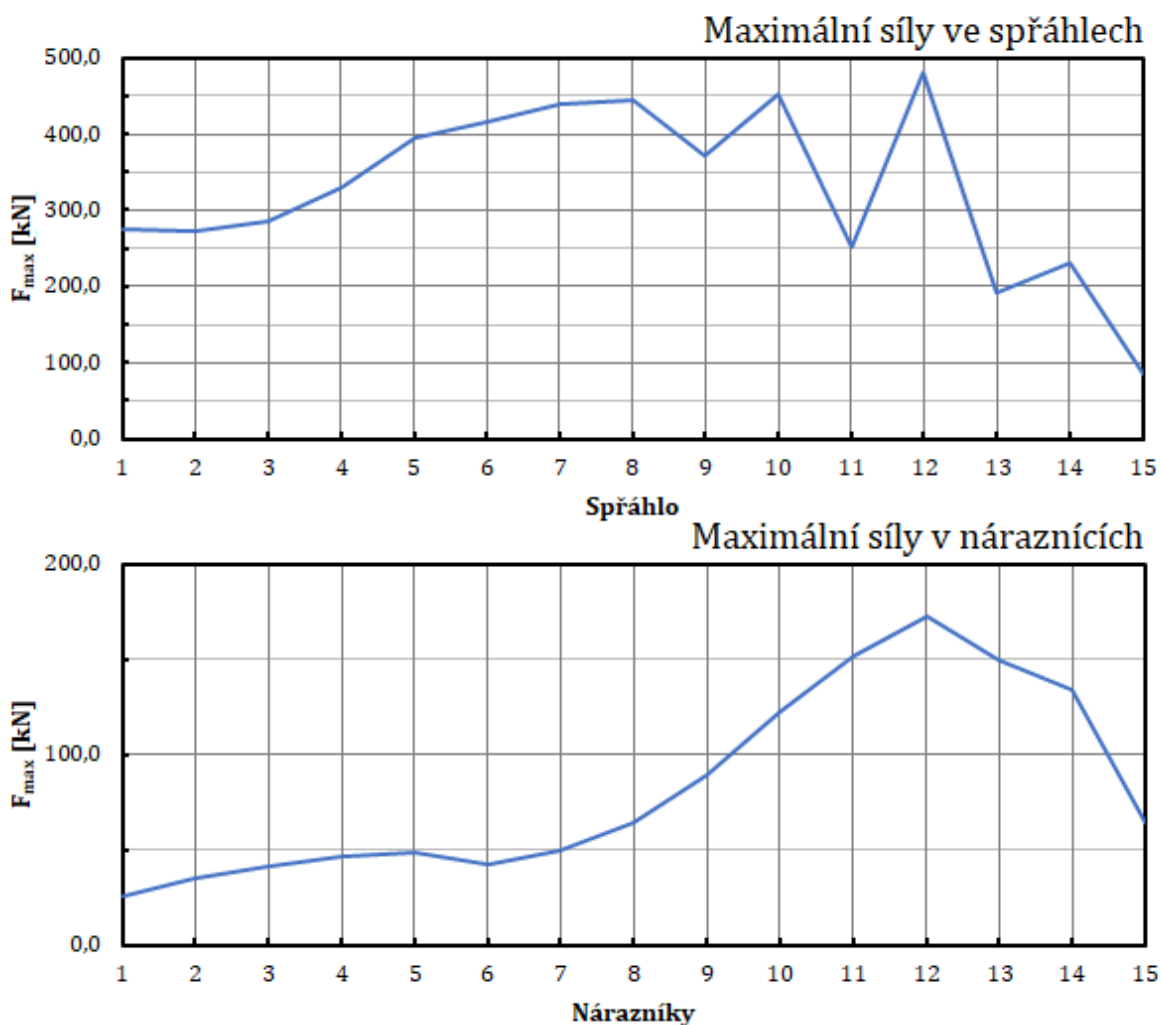
Pomyslným oddělením těchto dvou částí je spojení mezi vozidly 6 a 7, která tvoří rozhraní mezi přední a zadní částí vlaku. V daném rozhraní dochází nejprve k lehkému stlačení nárazníků, které je v krátkém časovém sledu následováno natahování spřáhla. Hlavním důvodem, proč je dané spřáhlo po celý zbytek simulovaného času nataženo, je skutečnost, že v přední části vlaku dosahují brzdové síly jednotlivých vozidel mnohem nižších hodnot než v části zadní. V důsledku této skutečnosti se od daného spřáhla začíná v čase $t = 41$ s šířit tažná vlna směrem k oběma koncům soupravy zároveň. Při průběhu této vlny soupravou dochází až na výjimky ke zmenšování její velikosti, přičemž se tato vlna při svém doputování k oběma koncům soupravy odráží zpět k místu svého vzniku. Dále následuje již pouze několik málo silových kmitů, které soupravou projdou do jejího zastavení v čase $t = 43,1$ s, jak je mimo jiné patrné z obr. 53.



Obr. 53 Průběh rychlosti prvního vozidla soupravy v režimu zásah VZ se soupravou v režimu brzdění „5G+P“

Průběh rychlosti prvního vozidla na obr. 53 opět potvrzuje, že tento režim je určitou „střední cestou“ mezi režimy „P“ a „G“. Z daného průběhu je zřejmé, že setrvačnost zadní části vlaku po započítí brzdění opět přispívá k nepatrnému zvýšení rychlosti přední části, avšak vzhledem k rychlejšímu náskoku brzd jednotlivých vozidel v zadní části a

strmějšímu nárůstu brzdných sil je tento vliv oproti režimu brzdění „G“ částečně potlačen. Při porovnání průběhu sil ve spojení mezi vozidly 1 a 2 (obr. 52) a průběhu rychlosti prvního vozidla soupravy (obr. 53) lze opět jasnou spojitost mezi těmito dvěma fyzikálními veličinami hledat v čase bezprostředně navazujícím na čas, kdy došlo k započetí brzdění (35 s).



Obr. 54 Průběh maximálních sil ve spřáhlech a náraznících vozidel soupravy při zásahu VZ v režimu brzdění „5G+P“

Maximálních hodnot sil, které jsou shrnuty na obr. 54, je nečekaně dosaženo v místě spojení vozidel 12 a 13. Tento jev, leč by z pohledu vyšetřování projevů podélné dynamiky vlaků mohl být zajímavý, je však na straně sil přenášených šroubovkami zapříčiněn nedokonalostí programu, kterou se bohužel v rámci řešení této práce nepodařilo odstranit. V daném případě totiž došlo k ojedinělému jevu, kdy v důsledku numerických operací pracovní bod v mezivozové vazbě opustil charakteristiku jemu přiřčenou, a i když záhy došlo k jeho navrácení zpět do oblasti pracovní charakteristiky, tato silová informace

v aktuálním časovém kroku zde zůstala zaznamenána. Je však třeba podotknout, že ve zbylých vazbách mezi vozidly bylo maximální hodnoty síly dosaženo dříve, než k dané numerické chybě došlo. Tedy tento případ potvrzuje myšlenku již dříve vyřčenou, která tvrdí, že použití daného režimu brzdění vede spíše než ke snížení úrovně sil mezi jednotlivými vozidly k jejich zvýšení!

6 Závěr

V úvodní části této práce je shrnut výčet konstrukčních celků a jejich konkrétní vlastnosti, které v provozu ovlivňují velikost silového působení mezi vozidly v soupravách nákladních vlaků. Dále je zde popsán mechanismus vzniku přídatných dynamických sil, které neblaze zatěžují tažné a narážecí ústrojí vozidel soupravy při jejím pohybu včetně situací, které mohou vést právě ke zvýšení jejich velikosti. Výčet těchto situací čerpá zejména z výsledků získaných výzkumem příčin trhání souprav nákladních vlaků, který byl proveden na přelomu 60. a 70. let minulého století.

Jako stěžejní část práce lze považovat program „PodelDyn“, který vznikl ve spolupráci s vedoucím práce. Hlavním úkolem programu je na základě daných vstupních dat vypočítat časový průběh silového působení mezi jednotlivými vozidly soupravy nákladního vlaku. Na základě teoretických předpokladů, získaných studiem mechanismu vzniku dynamických sil právě v soupravách nákladních vlaků, bylo do programu implementováno několik modelových scénářů, u nichž je předpoklad, že povedou ke zvýšení úrovně sil mezi vozidly soupravy.

Vyhodnocení výsledků získaných ze simulačních výpočtů je věnována celá jedna kapitola, kde je detailně popsáno, jakých výsledků bylo těmito výpočty dosaženo. Do krátkého výčtu nejzajímavějších poznatků bych si dovolil zařadit zejména následující:

- prudkost rozjezdu má na velikost dynamických sil v soupravě zanedbatelný vliv,
- nejpříznivější způsob brzdění z hlediska velikosti vzniklých dynamických sil mezi vozidly je ten, kdy jsou všechna vozidla soupravy brzděna v režimu „G“,
- získané výsledky naopak popřely výhody aplikace režimu brzdění „5G+P“, právě při tomto režimu je totiž ze všech sledovaných scénářů dosahováno nejvyšší úrovně sil ve spřáhlech,
- nejvyšší úrovně silového působení bylo dosaženo v režimu „zásah VZ“, přičemž celá souprava byla brzděna v režimu „P“, hodnoty sil v náraznících v tomto režimu dosahovaly až 800 kN.

Dosažené výsledky naznačují, že zvýšení dosavadního limitu statické tažné síly, který je stanoven na 350 kN, by ve šroubovkách ani v náraznících vozidel nemuselo v provozu zapříčiňovat neúměrné zvyšování silové úrovně mezi jednotlivými vozidly soupravy (alespoň ne v soupravách homogenních, složených z vozidel stejného typu a stejného ložení). Je však třeba naposledy připomenout, že vypočtené výsledky platí pro „idealizovanou“ soupravu a nejlepší cestou jak je ověřit, by bylo realizování měření zaměřeného na projevy podélné dynamiky nákladních vlaků.

Jako nejstěžejnější případ, který by v případě měření bylo třeba ověřit, je chování reálné soupravy v režimu brzdění „5G+P“. Právě v tomto režimu, leč by měl přispívat ke snížení silové úrovně mezi vozidly, bylo dosaženo nejvyšší úrovně sil ve spřáhlech vozidel. Tyto síly přestože nedosahují kritických hodnot, přispívají k neblahému zatěžování šroubovek, kterému lze v provozu jednoduše zabránit zamezením aplikace tohoto režimu brzdění. V případě že provedená měření by potvrdila poznatky získané ze simulačních výpočtů, stálo by za uvážení, zda použití zmíněného režimu zcela nevynechat.

V řešení této problematiky bych rád pokračoval i nadále například v diplomové práci, jelikož v sestaveném simulačním programu je stále spousta cest, jak ho dále rozvíjet a vylepšovat. Rovněž bych se případně rád stal součástí týmu, který by ověřovací měření prováděl, popřípadě bych se chtěl alespoň podílet na vyhodnocení výsledků těchto měření, aby bylo možno vypočtené výsledky přímo konfrontovat s reálnými případy.

Seznam použité literatury

- [1] POHL, Jiří a Tomáš MICHÁLEK. *Provoz nákladních vlaků délky 740 m, díl I. VTS ČD č. 46/2018*. Praha 3: Generální ředitelství Českých drah, 2018. ISSN 1214-9047.
- [2] ČSN EN 15551. *Železniční aplikace – Železniční vozidla – Nárazníky*. 2011.
- [3] ČSN EN 15566. *Železniční aplikace – Železniční vozidla – Táhlové ústrojí a šroubovka*. 2011.
- [4] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [5] MICHÁLEK, Tomáš a Jaromír ZELENKA. *Trakční mechanika*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [6] IZER, Jiří, et al. *Kolejové vozy*. 1. vydání. Bratislava: ALFA, 1985.
- [7] 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/PDF/?uri=CELEX:32013R0321&from=CS>
- [8] MARUNA, Zdeněk, Vilém HOFFMAN a Jiří KOULA. *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. 2. vydání. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00815-0.
- [9] AXSTONE [online]. b.r. [cit. 2019-03-12]. Dostupné z: <http://axtone.eu/>
- [10] MOUREČEK, Zdeněk a Radek TREJTAR. Síly mezi kolem a kolejnicí a jejich měření. In: *16. konference „Železniční dopravní cesta 2010“ Pardubice, 23. - 25.3. 2010:*

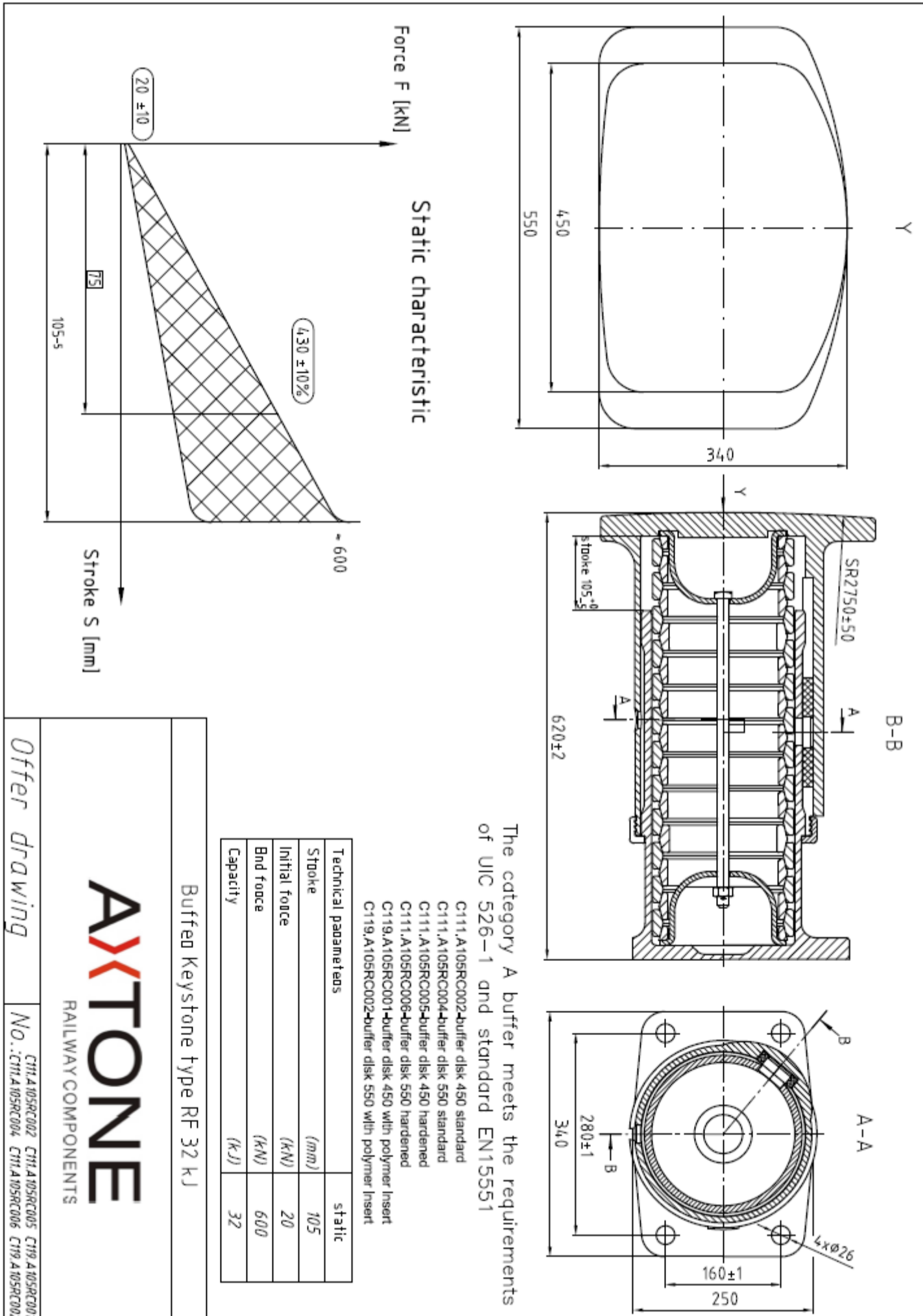
Sborník přednášek. Olomouc: České dráhy, a.s., 2010, s. 94-103. ISBN 978-80-254-6802-2.

- [11] POSPÍŠIL, Miroslav. *Příčiny trhání vlaků*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1962.
- [12] Technická dokumentace k nákladnímu vozu řady Sggns.
- [13] BING, Daniel a Markus HECHT. Der Einfluss von Grauguss- und Verbundstoff- sohlen auf die Längsdynamik beim Bremsen im Schienengüterverkehr. *ZEVrail Glasers Annalen : Zeitschrift für das gesamte System Bahn*. Berlin: Siemens, 2014, 138(8), 276-281. ISSN 1618-8330.
- [14] VOLTR, Petr. *Rekonstrukce dvounápravového nákladního vozu*. Pardubice, 2009. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Jaromír Zelenka.
- [15] MICHÁLEK, Tomáš a Jaromír ZELEŇKA. Reduction of lateral forces between the railway vehicle and the track in small-radius curves by means of active elements. *Applied and Computational Mechanics* [online]. 2011, (5), 187-196 [cit. 2019-04-27]. ISSN 2336-1182. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/acm/acm/article/view/162/126>

Přílohy

Seznam příloh

Příloha 1: Typový výkres nárazníku s vypružením realizovaným prstencovou pružinou včetně charakteristiky pružiny, která je využita v simulaci.	1
Příloha 2: Typový výkres nárazníku s vypružením realizovaným elastomerovou pružinou včetně charakteristiky pružiny, která je využita v simulaci.	2
Příloha 3: Typový výkres vidlicového táhla s vypružením realizovaným pryžokovovou pružinou včetně charakteristiky pružiny, která je využita v simulaci.....	3
Příloha 4: Režim 1 – Prostý rozjezd soupravy	4
Příloha 5: Režim 2 – Rozjezd soupravy s prokluzem hnacích kol lokomotivy	5
Příloha 6: Průběhy brzdných sil jednotlivých vozidel soupravy v režimu simulace „rychlobrzda“	6
Příloha 7: Režim 3 – Rychlobrzda s celou soupravou v režimu brzdění „G“	7
Příloha 8: Režim 4 – Rychlobrzda s celou soupravou v režimu brzdění „P“	8
Příloha 9: Režim 5 – Rychlobrzda se soupravou v režimu brzdění „5G+P“	9
Příloha 10: Průběhy tažné síly a brzdných sil jednotlivých vozidel soupravy v režimu „zásah VZ“	10
Příloha 11: Režim 6 – Zásah VZ s celou soupravou v režimu brzdění „G“	11
Příloha 12: Režim 7 – Zásah VZ s celou soupravou v režimu brzdění „P“	12
Příloha 13: Režim 8 – Zásah VZ se soupravou v režimu brzdění „5G+P“	13

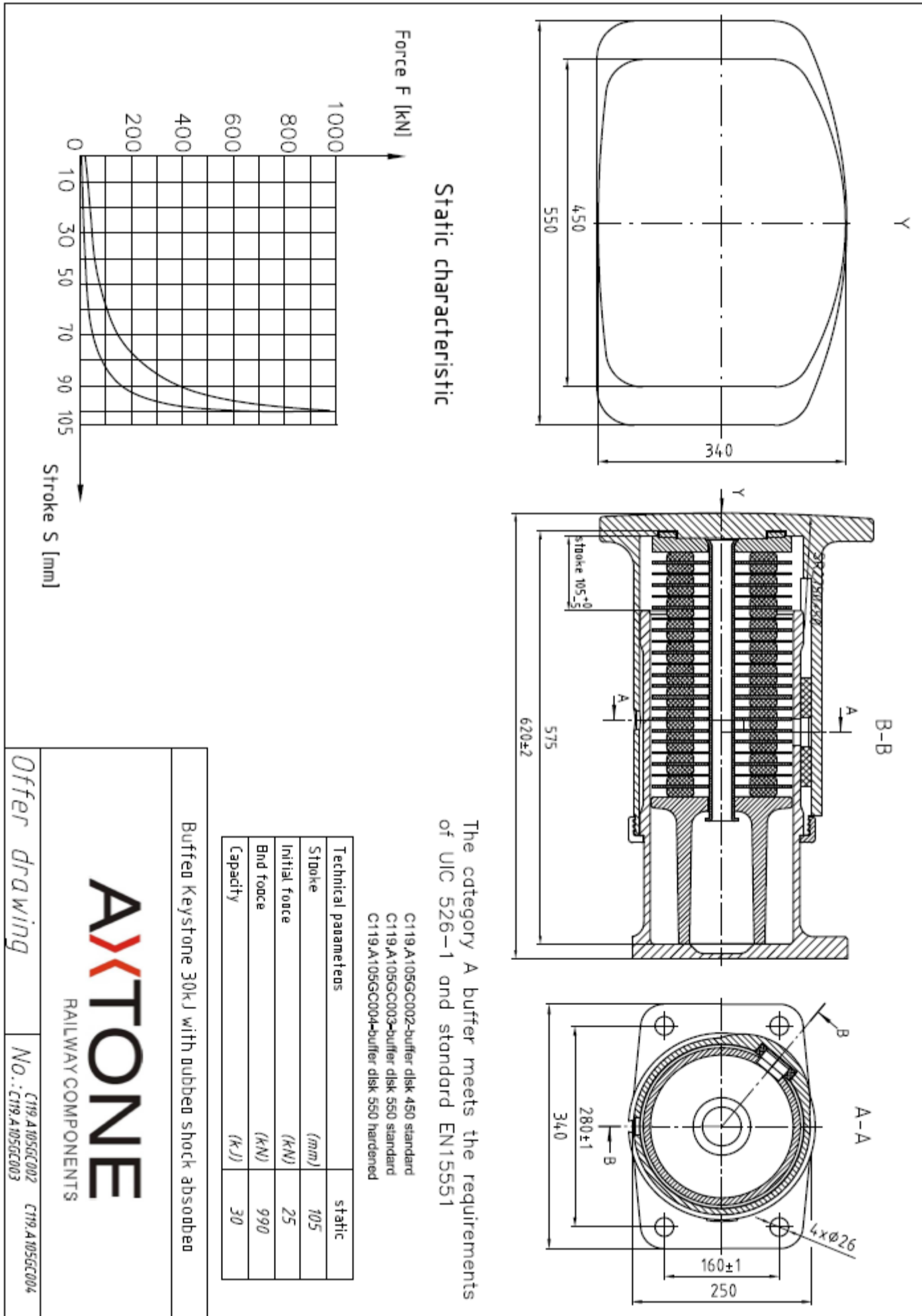


Buffered Keystone type RF 32 kJ

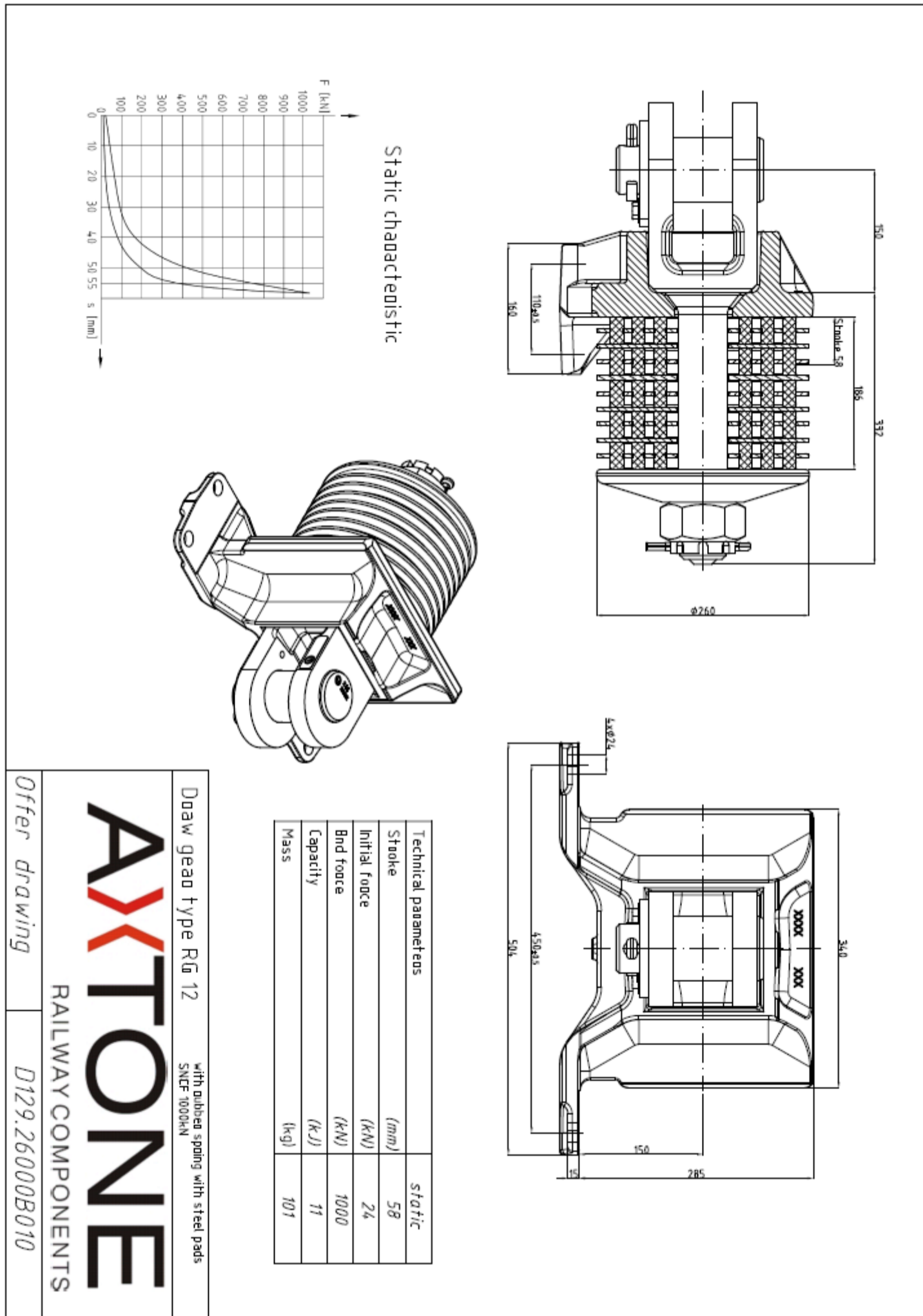
AXXTONE
RAILWAY COMPONENTS

Offer drawing

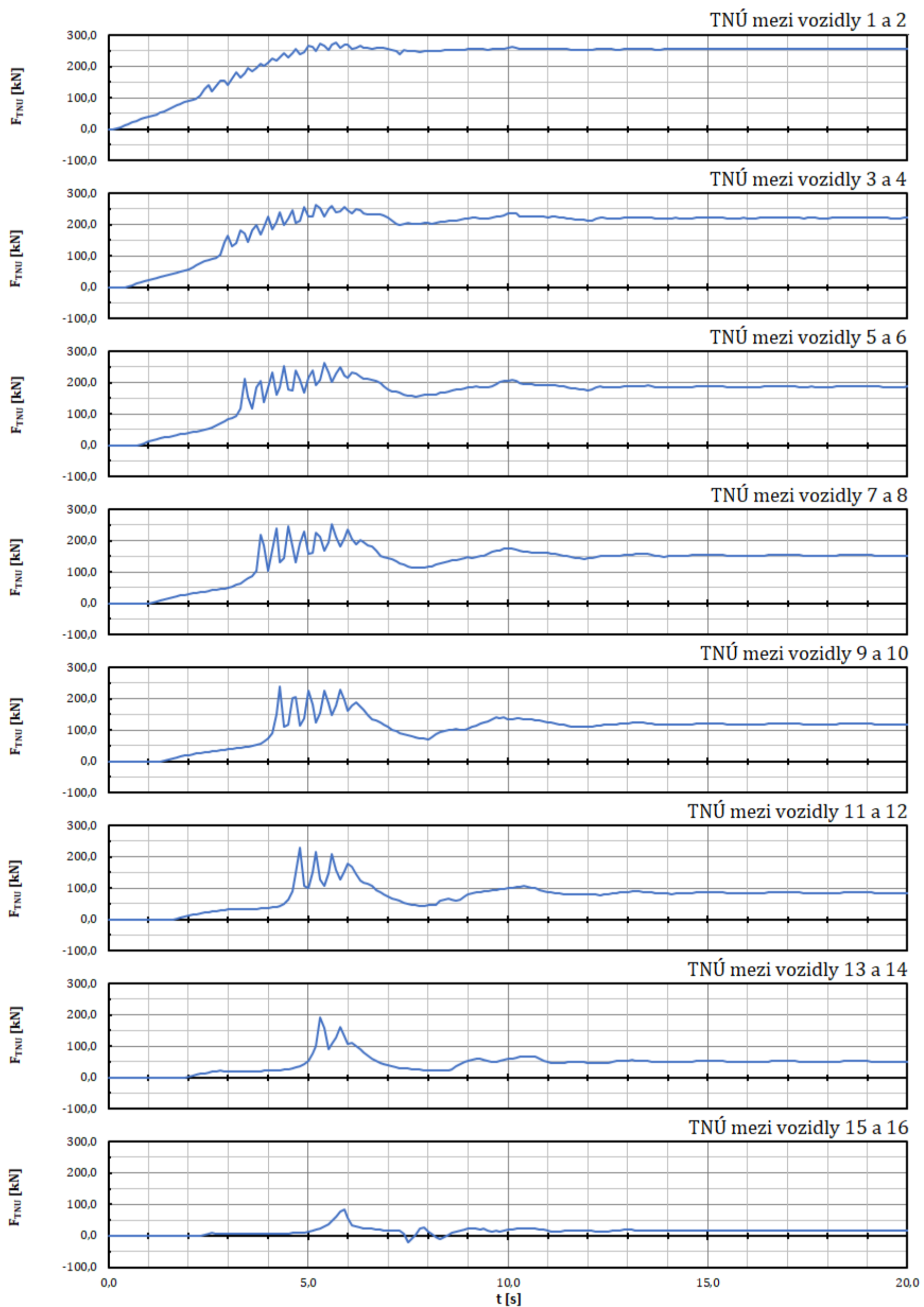
No.: C111.A105RC004 C111.A105RC006 C119.A105RC002



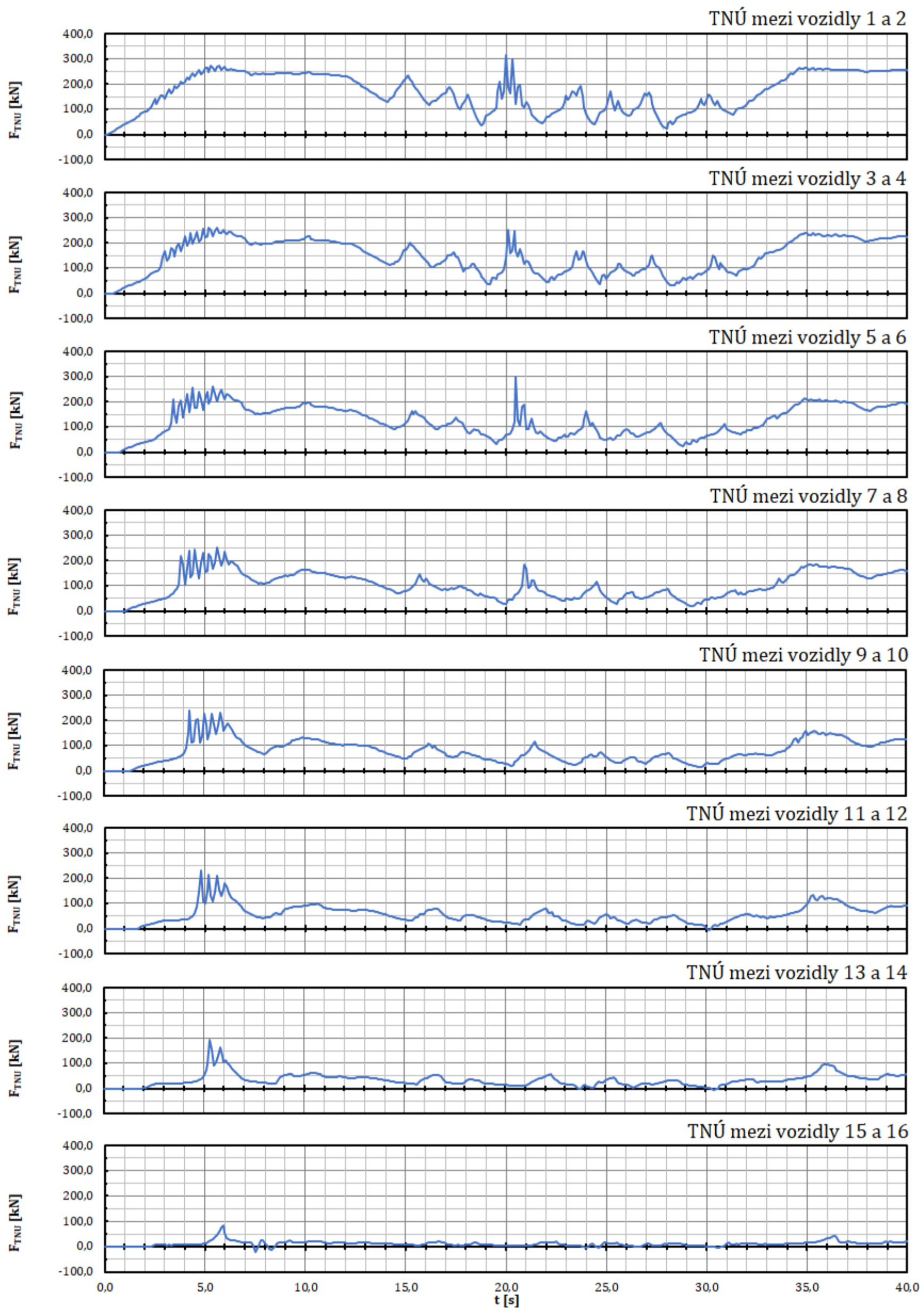
Příloha 3: Typový výkres vidlicového táhla s vypružením realizovaným pryžokovovou pružinou včetně charakteristiky pružiny, která je využita v simulaci. Dostupné z: <http://axtone.eu/wp-content/uploads/2016/08/RG-12-dg-with-rubber-shock-absorber.pdf>



Příloha 4: Režim 1 - Prostý rozjezd soupravy

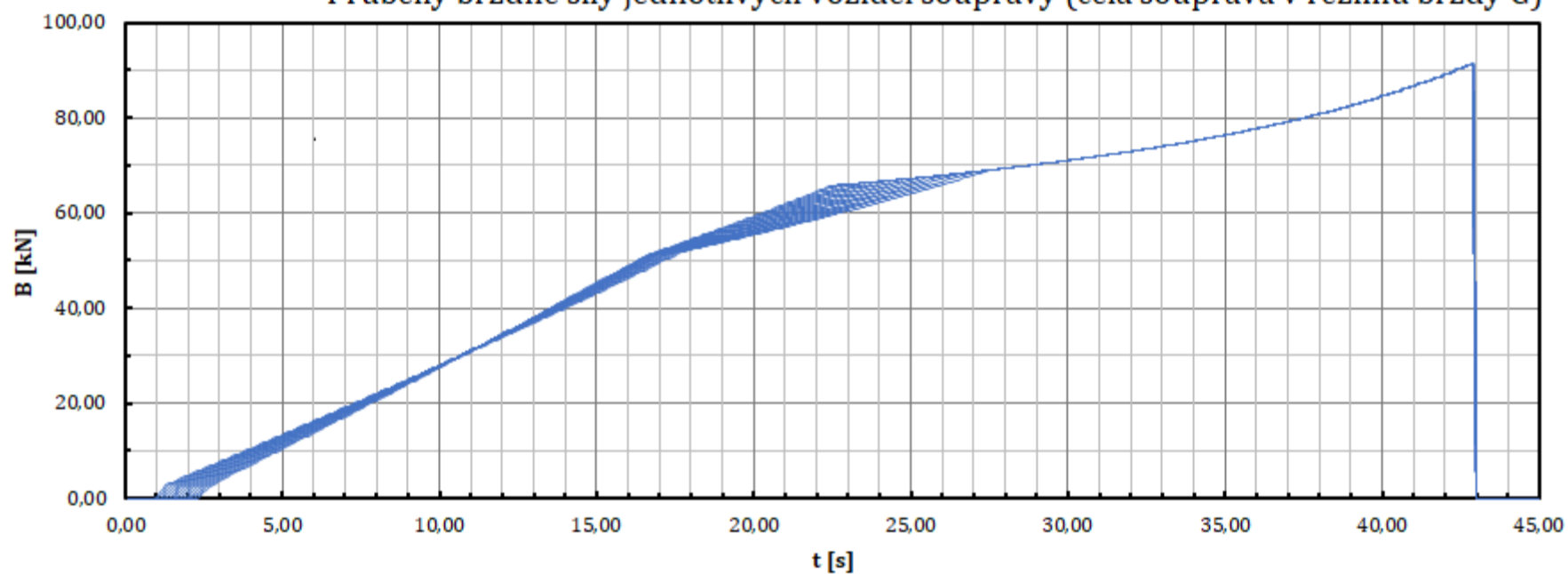


Příloha 5: Režim 2 - Rozjezd soupravy s prokluzem hnacích kol lokomotivy

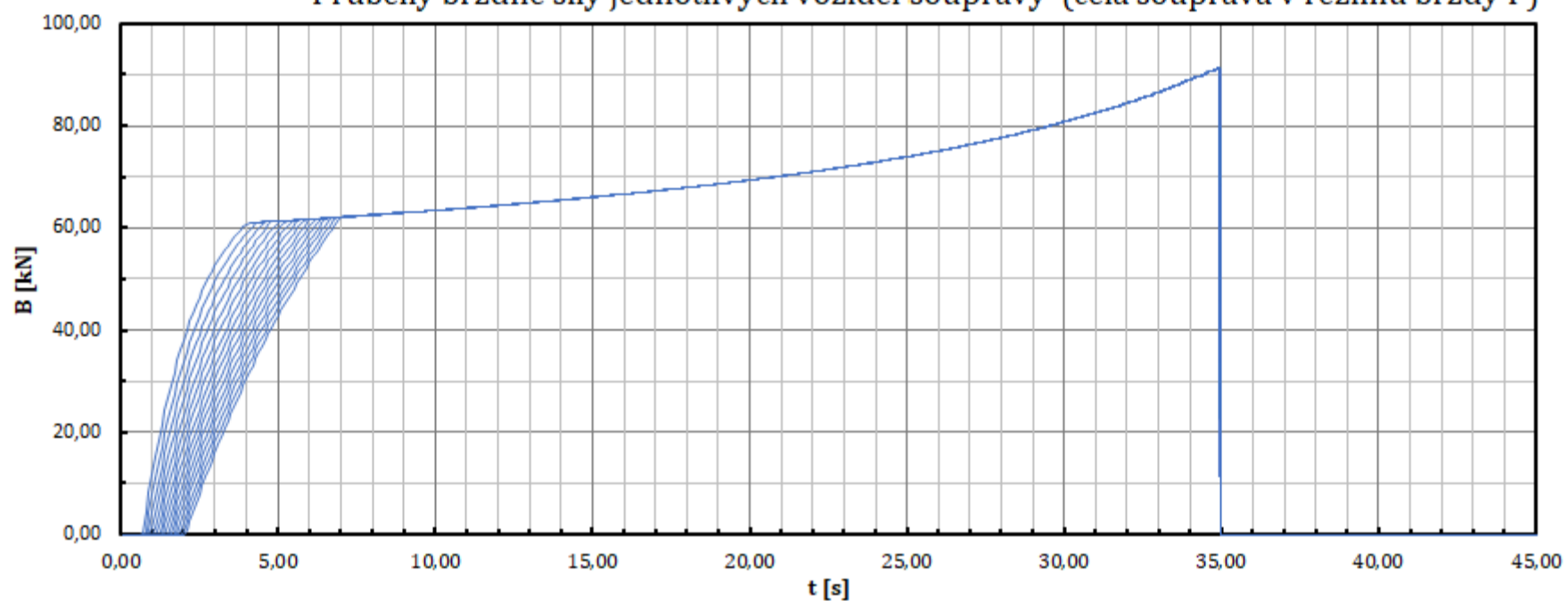


Příloha 6: Průběhy brzdných sil jednotlivých vozidel soupravy v režimu simulace „rychlobrzda“

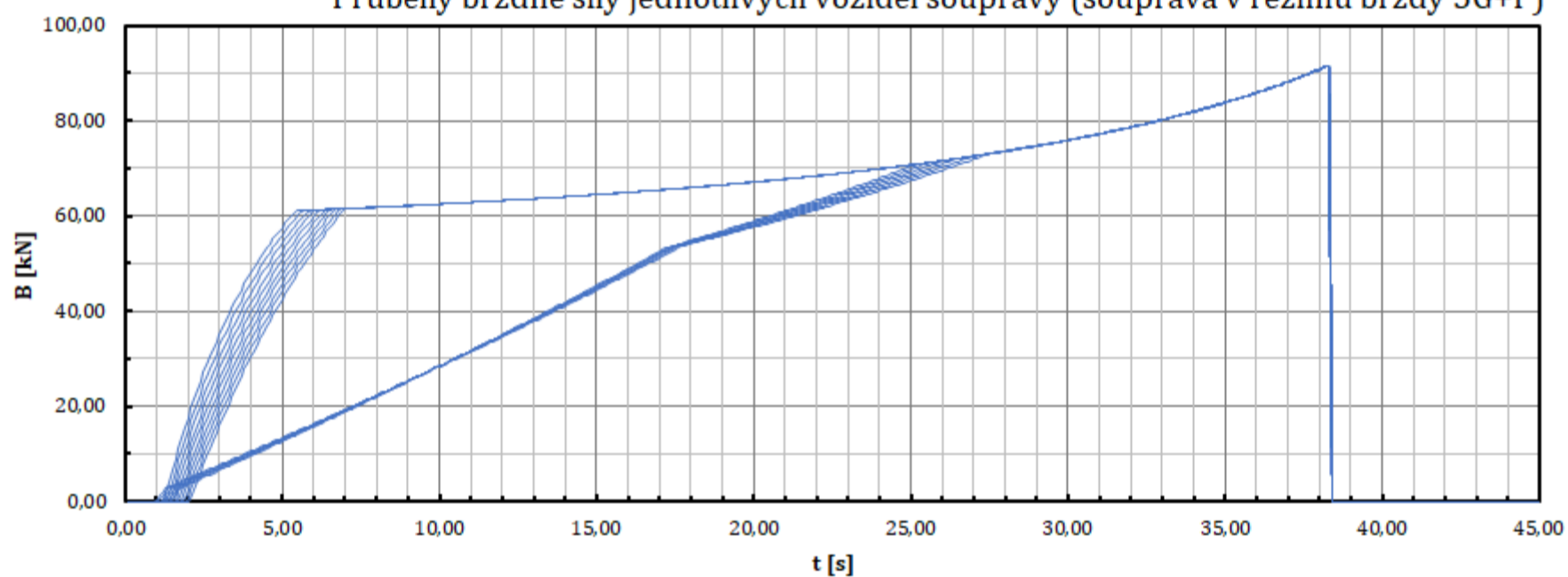
Průběhy brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy (celá souprava v režimu brzdy G)



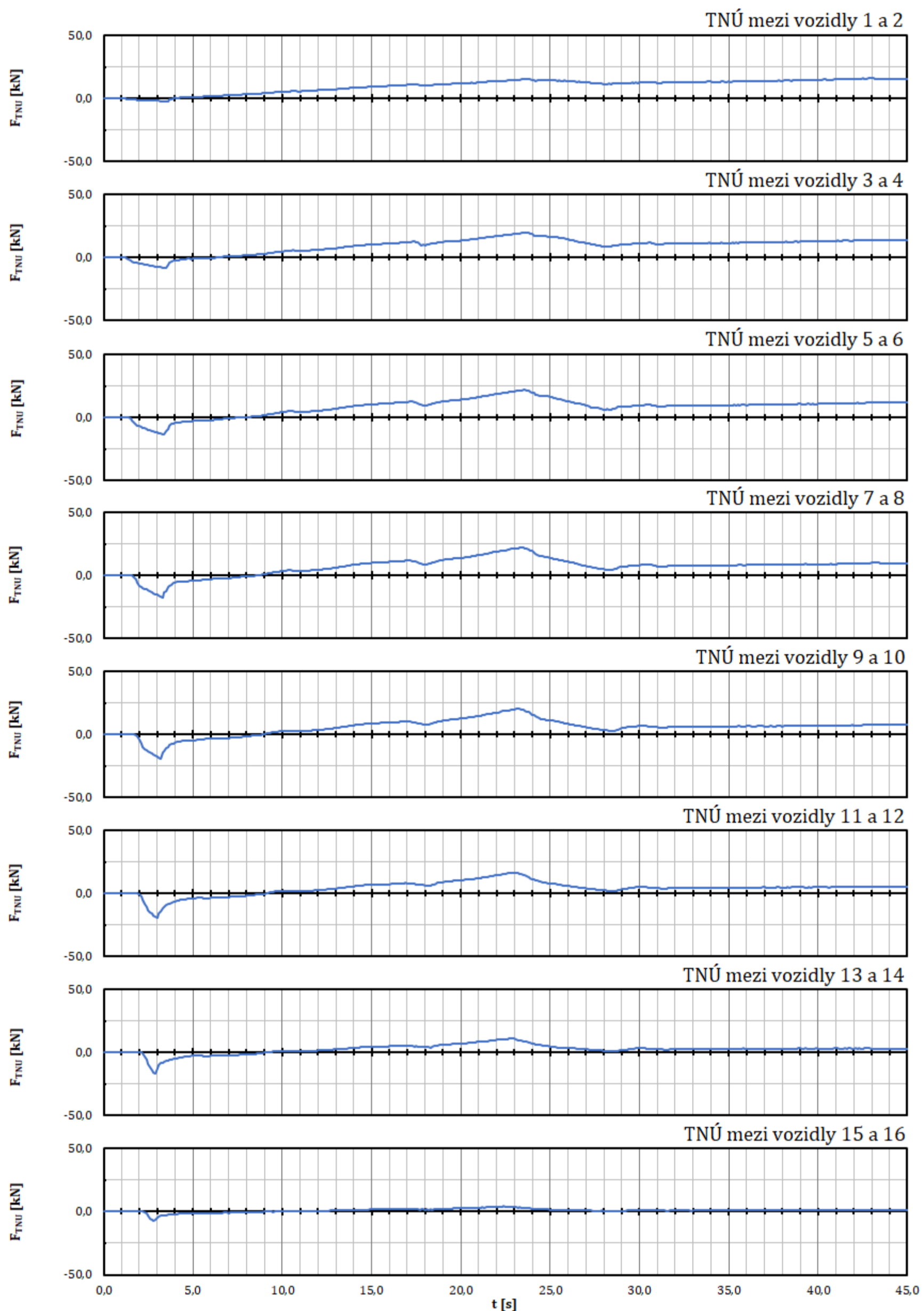
Průběhy brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy (celá souprava v režimu brzdy P)



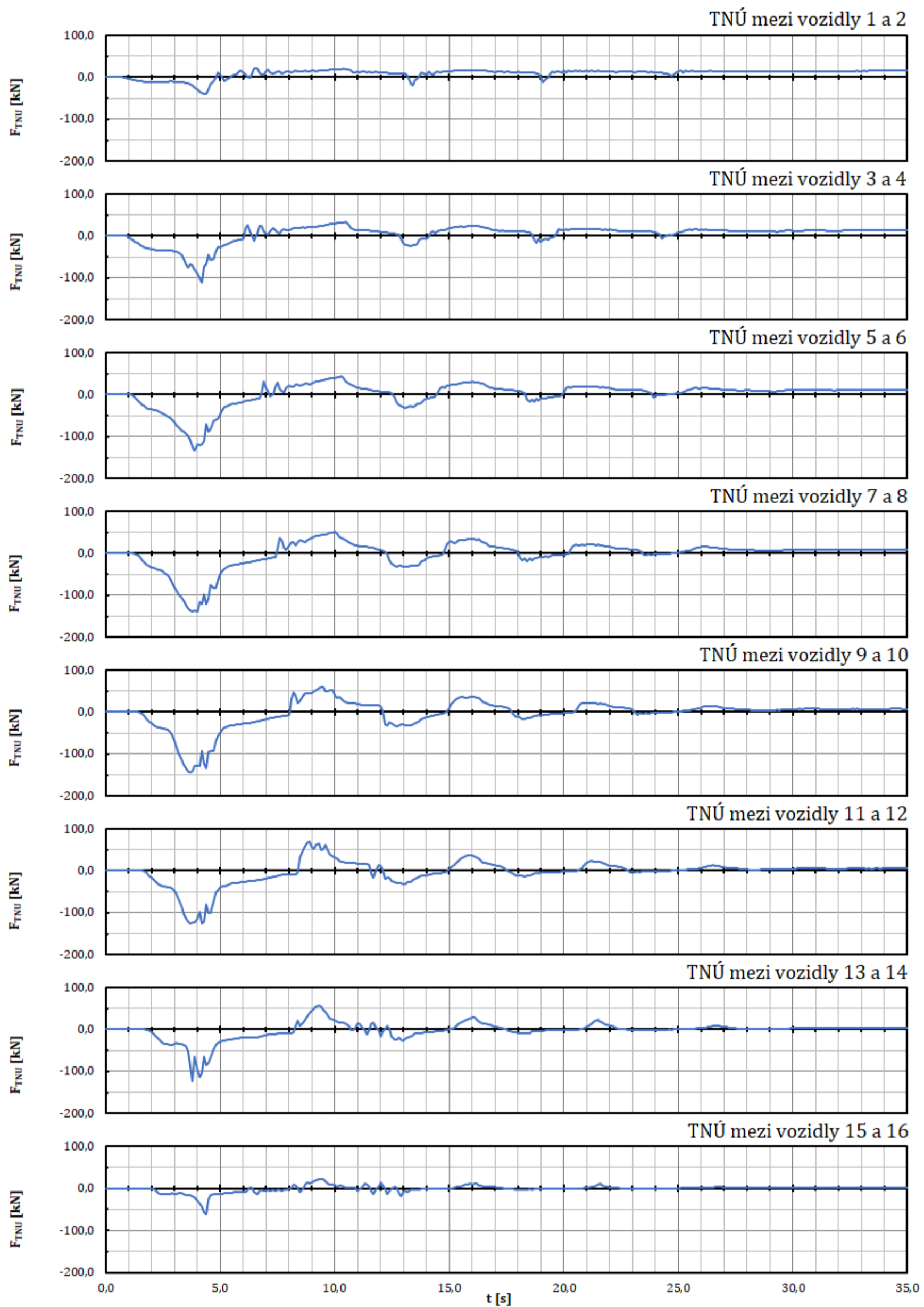
Průběhy brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy (souprava v režimu brzdy 5G+P)



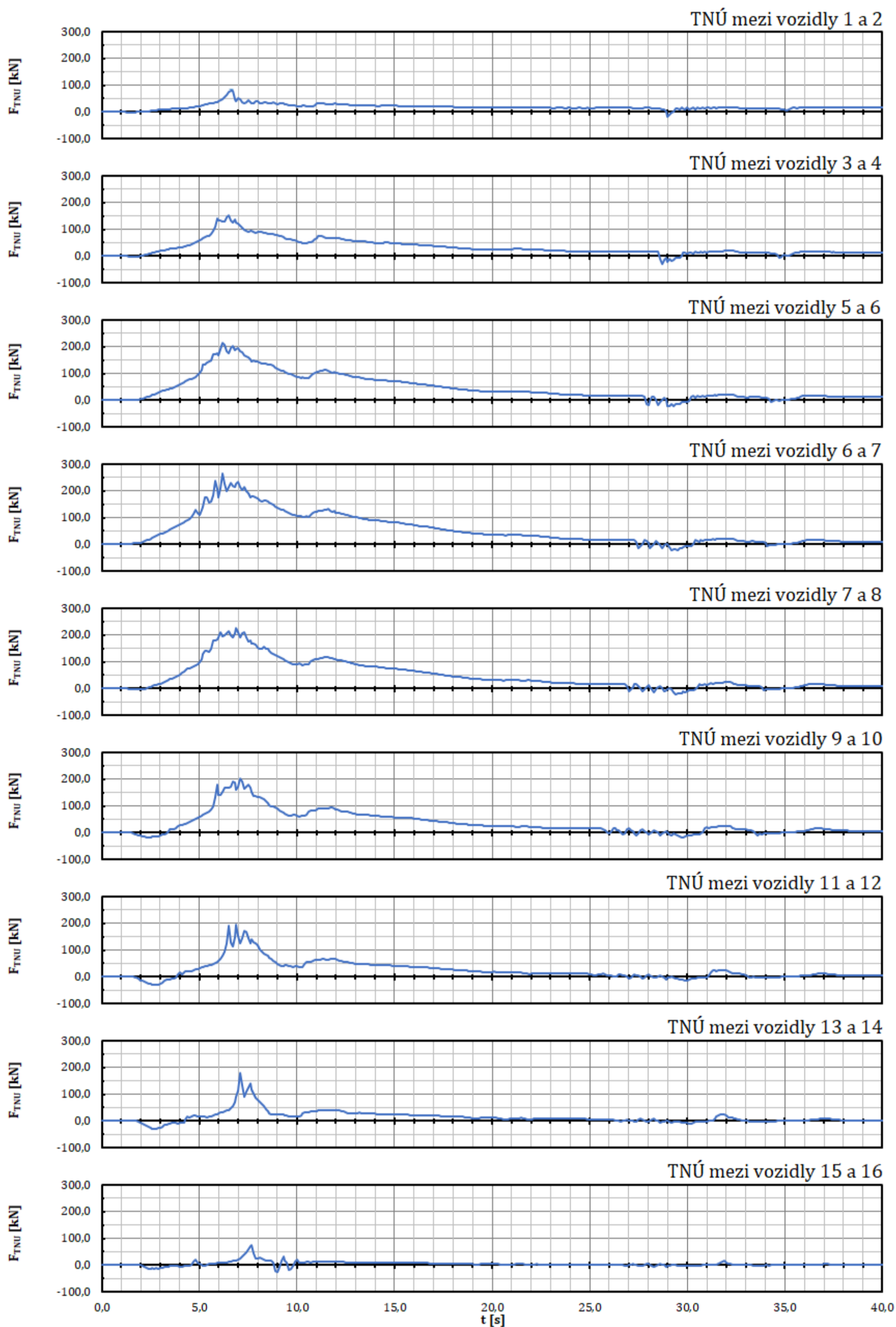
Příloha 7: Režim 3 - Rychlobrzda s celou soupravou v režimu brzdění „G“



Příloha 8: Režim 4 - Rychlobrzda s celou soupravou v režimu brzdění „P“

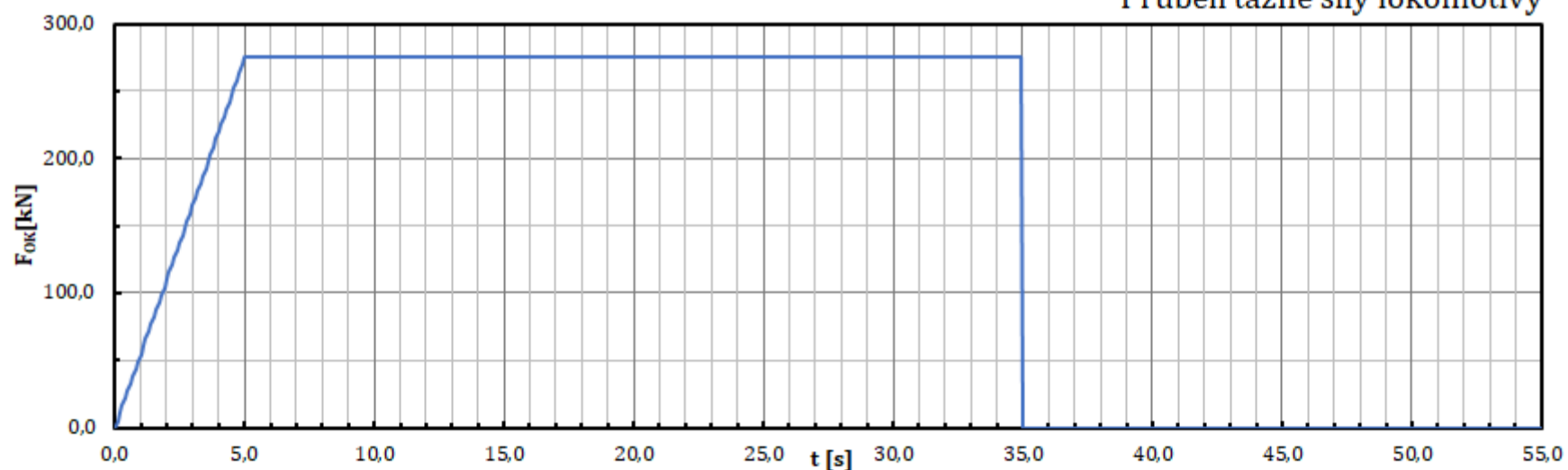


Příloha 9: Režim 5 - Rychlobrzda se soupravou v režimu brzdění „5G+P“

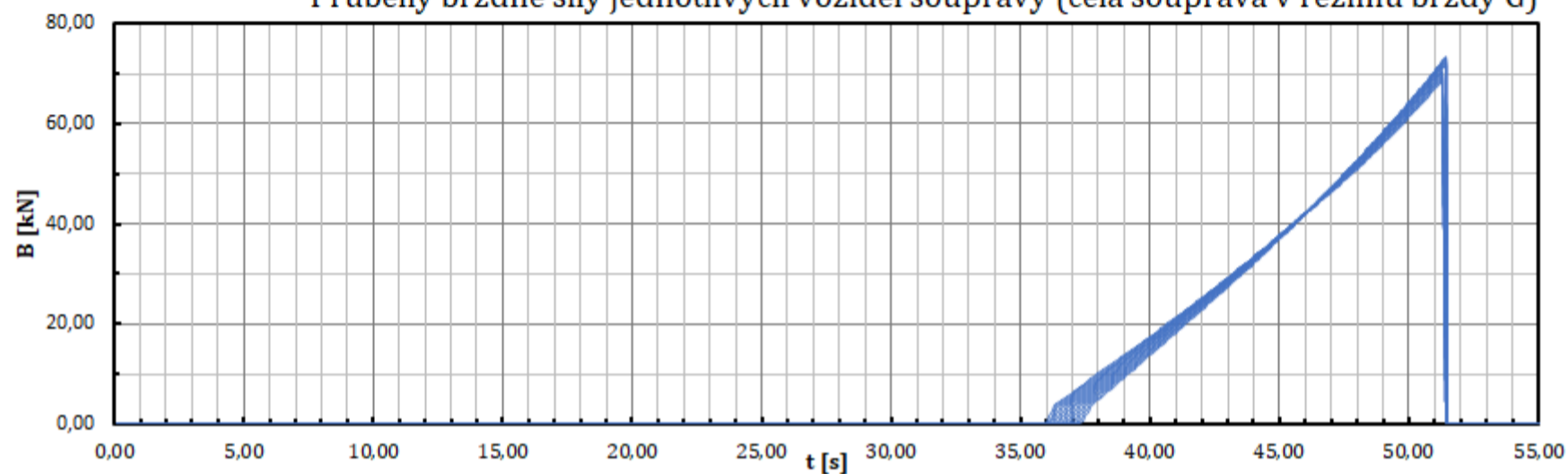


Příloha 10: Průběhy tažné síly a brzdných sil jednotlivých vozidel soupravy v režimu „zásah VZ“

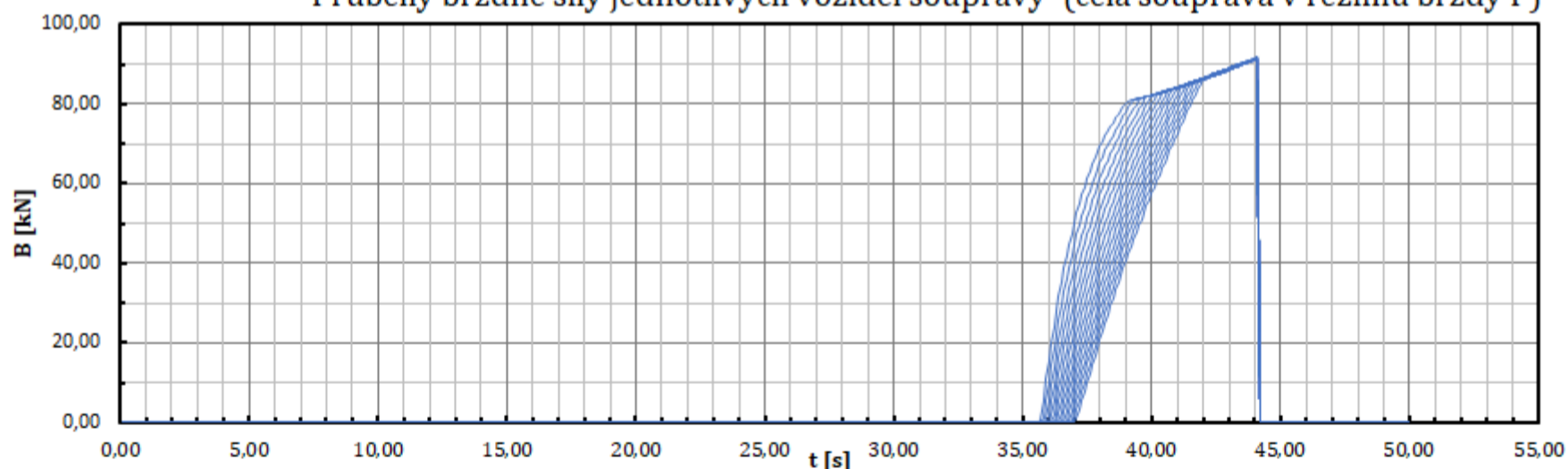
Průběh tažné síly lokomotivy



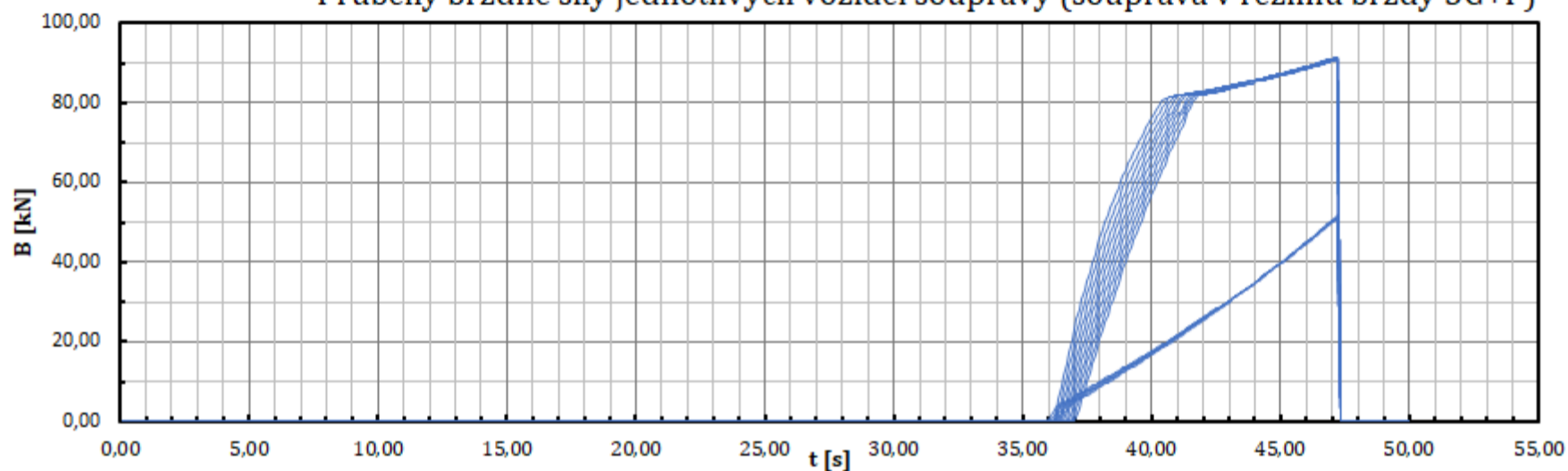
Průběhy brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy (celá souprava v režimu brzdy G)



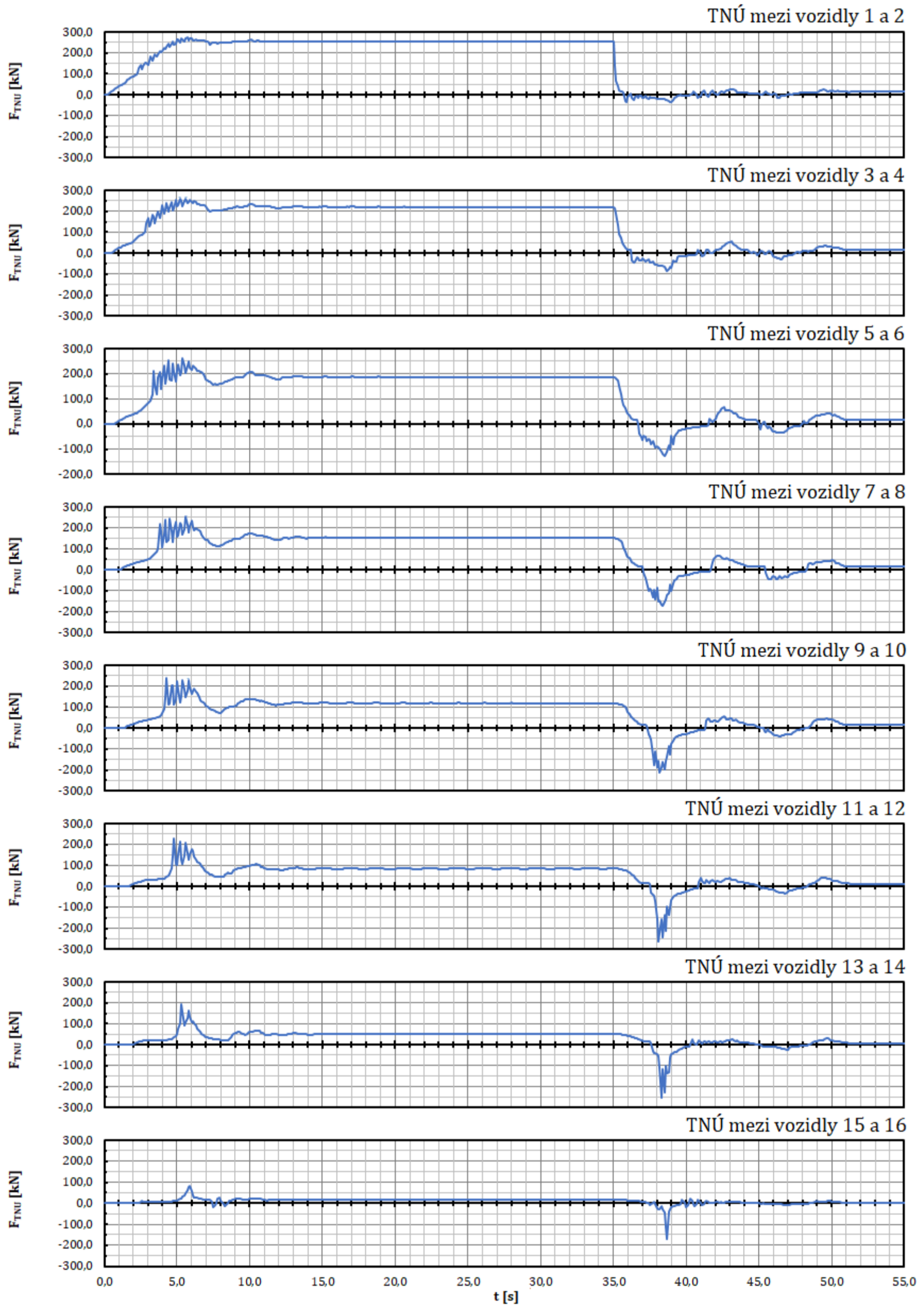
Průběhy brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy (celá souprava v režimu brzdy P)



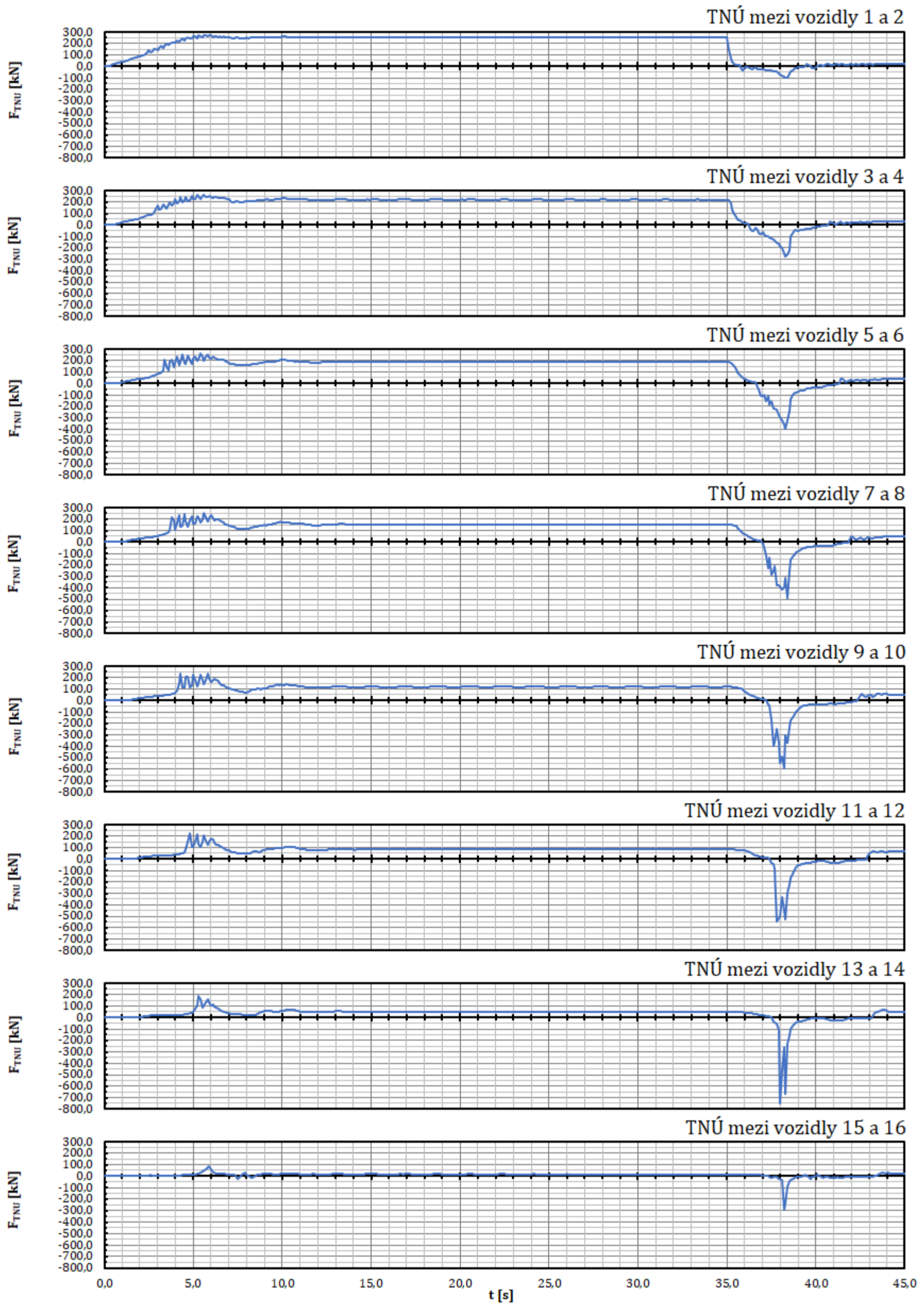
Průběhy brzdné síly jednotlivých vozidel soupravy (souprava v režimu brzdy 5G+P)



Příloha 11: Režim 6 - Zásah VZ s celou soupravou v režimu brzdění „G“



Příloha 12: Režim 7 - Zásah VZ s celou soupravou v režimu brzdění „P“



Příloha 13: Režim 8 - Zásah VZ se soupravou v režimu brzdění „5G+P“

