

Univerzita Pardubice

Dopravní fakulta Jana Pernera

Kolizní bezpečnost hnacích vozidel

Karel Potůček

Bakalářská práce

2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Karel Potůček**
Osobní číslo: **D10590**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Název tématu: **Kolizní bezpečnost hnacích vozidel**
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 :

Hlavní teze práce:

Vytvoření souhrnu poznatků teoretických, konstrukčních a legislativních pro studijní a další účely.

Vypracovat:


1. Rešerše současného stavu problematiky.
2. Přehled norem týkajících se dané problematiky.
3. Teoretické principy - rozbor kinetických energií střetu vlaku s překážkou pro vybrané varianty.
4. Přehled v současnosti prováděných crashových testů u kolejových vozidel.
5. Konstrukční problematika - stavba skříní s řízenou deformací, deformační prvky řazené za nárazníky.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP
Rozsah pracovní zprávy: 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná
Seznam odborné literatury:


- [1] LATA, M. Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
[2] ČSN EN 15227+A1:2011. Železniční aplikace - Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu. Praha: ÚNMZ, 2011.
[3] 2008/232/ES. Rozhodnutí komise ze dne 21. února 2008 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému "Kolejová vozidla" transevropského vysokorychlostního železničního systému. Brusel: Evropská komise, 2008.
[4] JEŽDÍK, R., MALKOVSKÝ, Z. Zkušenosti z aplikace požadavků na pasivní bezpečnost kolejových vozidel podle normy EN 15227. In XIX. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2009, Sborník přednášek, 21.-22. 9. 2009, Česká Třebová, Česká republika. S. 87-94. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2009. ISBN 978-80-7395-199-3.
[5] JULIŠ, K., BREPTA, R. a kol. Mechanika II. díl. Dynamika. Technický průvodce č. 66. Praha: SNTL, 1987.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: 20. února 2015
Termín odevzdání bakalářské práce: 29. května 2015


doc. Ing. Ivo Drahošský, Ph.D.
děkan

L.S.


doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 20. února 2015

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.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 3. 5. 2015

Karel Potůček

Poděkování:

Velké poděkování patří vedoucímu práce p. doc. Ing. Michaelu Latovi, PhD za odborné vedení práce, cenné rady, poskytnutí podkladů pro tvorbu práce, ochotně poskytnutý čas na konzultace, podporu a potřebné uvedení do problematiky.

Dále bych rád poděkoval p. Ing. Aleši Hábovi, PhD za věcné připomínky, odborný dohled nad rámcem svých povinností a podporu.

Rád bych poděkoval také p. Ing. Zdeňku Malkovskému, řediteli VÚKV, za možnost prostudování technických norem, jejichž znalost je nezbytná pro ucelený přehled.

V neposlední řadě si zaslouží poděkování moje žena, pí. MDDr. Kateřina Potůčková a rodina za vytvoření zázemí během celých studií, podporu a bezmeznou trpělivost.

ANOTACE:

Cílem této bakalářské práce je statistické shrnutí nejčtenějších kolizních situací v kolejové dopravě s objasněním fyzikální podstaty nehod, která vychází z teorie rázu dvou těles. Nosným obsahem je seznámení se s legislativou, ovlivňující konstrukční provedení nově vyráběných hnacích vozidel a vytvoření souhrnných poznatků v oblasti konstrukčních prvků, zajišťujících jejich pasivní bezpečnost. Rozborem energetických poměrů na vybraných příkladech ze statistického shrnutí a jejich modelováním je prokázán efektivní přínos těchto prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Absorbovaná kinetická energie, centrální ráz dvou těles, deformace, deformační prvek, evropské normy, hnací drážní vozidlo, kinetická energie, konstrukční scénáře srážky, pasivní bezpečnost, ráz těles dokonale plastických, ráz těles dokonale pružných, ráz těles skutečných, součinitel restituice.

TITLE:

Collisional safety of powered vehicles.

ANNOTATION:

The goal of this Bachelor`s thesis is a statistical summary of the most frequent collision situations in transport and the physics behind these collisions, which is based on the Theory of collision of two bodies. The main content is familiarization with the legislation influencing the construction of newly produced powered vehicles and creating comprehensive knowledge in the area of their construction elements responsible for their safety. Analysis of energy rations on selected examples from the statistical sumary and their modeling demonstrates the effective contribution of these elements.

KEYWORDS:

absorbed kinetic energy, central collision of two bodies, deformation, deformation element, european norms, powered vehicle, kinetic energy, construction scenarios of collision, passive safety, collision of perfectly plastic bodies, collision of perfectly elastic bodies, collision of real bodies, restoration coefficient.

ABECEDNÍ SEZNAM ZKRATEK

CEN	Evropský výbor pro normalizaci
CZ LOKO	výrobce a opravny lokomotiv Česká Třebová
ČHMÚ	Český hydrometeorologický ústav
ČKD	výrobce lokomotiv Českomoravská Kolben-Daněk
DI	Drážní Inspekce
EN	Evropské normy
EP	Evropský parlament
EST	výrobce Eisenbahn – systemtechnik GmbH
HDV	hnací drážní vozidlo
J	jednotka energie Joule
MU	mimořádná událost
N	jednotka síly Newton
Os	osobní vlak
Pn	průběžný nákladní vlak
RE	Rada Evropy
Rn	rychlý nákladní vlak
TDV	tažené drážní vozidlo
TSI	Technické specifikace pro interoperabilitu
UIC	Mezinárodní železniční unie
VÚKV	Výzkumný ústav kolejových vozidel
ŽZO	Železniční zkušební okruh

OBSAH

1. ÚVOD	9
2. REŠERŠE SOUČASNÉHO STAVU PROBLEMATIKY	11
2.1 STŘET HNACÍHO DRÁŽNÍHO VOZIDLA SE SILNIČNÍM VOZIDLEM	11
2.2 SRÁŽKA DVOU HNACÍCH DRÁŽNÍCH VOZIDEL	13
3. FYZIKÁLNÍ PRINCIP RÁZU TĚLES	19
3.1. CENTRÁLNÍ RÁZ DVOU TĚLES	19
3.1.1. Ráz těles dokonale pružných	21
3.1.2. Ráz těles dokonale plastických	23
3.1.3. Ráz těles skutečných (nedokonale pružných)	25
4. BEZPEČNOST KOLEJOVÝCH VOZIDEL	29
4.1 PŘEHLED NOREM, TÝKAJÍCÍCH SE DANÉ PROBLEMATIKY	29
4.1.1 EN 15227: Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu	30
5. KONSTRUKČNÍ PROBLEMATIKA	39
5.1 STAVBA SKŘÍNÍ S ŘÍZENOU DEFORMACÍ	40
5.1.1 Pevnostní požadavky podle EN 12663-1	40
5.1.2 Konstrukční zatížení podle EN 12663-1	41
5.1.3 Pevnostní zkoušky hnacích vozidel	42
5.2 KABINA STROJVEDOUCÍHO	43
5.2.1 Ochranné čelní sklo	44
5.2.2 Zábрана proti šplhání vozidel	45
5.3 DEFORMAČNÍ PRVKY SÉRIOVĚ ŘAZENÉ ZA NÁRAZNÍKY	45
5.3.1 Deformační prvek výrobce ČKD	46
5.3.2 Deformační prvky výrobce EST	49
5.3.3 Deformační prvky výrobce AXSTONE	51
5.4 DEFORMAČNÍ DÍLCE SMETADLA PŘEKÁŽEK (PLUHU)	52
6. ROZBOR VYBRANÝCH PŘÍKLADŮ SRÁŽKY HNACÍCH VOZIDEL	54
6.1 SRÁŽKA MOTOROVÉ LOKOMOTIVY 754 S MOTOROVÝM VOZEM 842	55
6.2 SRÁŽKA ELEKTRICKÝCH LOKOMOTIV 363 A 110	63
6.3 SRÁŽKA MOTOROVÉ LOKOMOTIVY 754 S EL. LOKOMOTIVOU 122	69
7. ZÁVĚR	80
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	82
PŘÍLOHA 1	83
PŘÍLOHA 2	84

1. Úvod

Kolizní bezpečnost hnacích vozidel je schopnost vozidla odolat v co možná největší míře deformačním účinkům srážky s jiným předmětem a zachovat prostor pro přežití osob uvnitř vozidla. Se zvyšujícím se požadavkem na cestovní rychlost je jí věnována stále větší pozornost, kdy nárazová rychlost při srážce je rozhodujícím faktorem stupně poškození vozidla. Při srážce (obecně jakýchkoli dvou těles) vznikají podélné dynamické síly, přímo úměrné nárazové rychlosti, při kterých dochází k absorpci kinetické energie. Na absorpci kinetické energie jsou tedy závislá řešení vybraných konstrukčních uzlů hnacího vozidla. Základní požadavek je na hlavní rám vozidla. Jeho funkcí je nejen nesení konstrukčních celků, a tedy dostatečná odolnost proti působení svislých statických sil (působení ohybového momentu od statického zatížení konstrukčních celků), ale též jeho odolnost proti působení podélných dynamických sil, vzniklých při srážce. Proto je nutné zesílení střední části rámu a ochrana čelních partií rámu pomocí konstrukčních prvků, zajišťujících absorpci kinetické energie. Za tímto účelem jsou od poloviny 80. let vyvíjeny v různých modifikacích deformační prvky sériově řazené za nárazníky. Obsluhující personál (strojvedoucí, případně další osoby, nacházející se uvnitř hnacího vozidla) je chráněn zamezením vzájemného šplhání vozidel při srážce a zesílením podélné pevnosti kabiny.

Všechny tyto požadavky na konstrukci jsou kontrolovány vyhláškami, vydávanými Mezinárodní železniční unií (UIC). Jedná se o společenství, založené v roce 1922, v současné době sdružující 171 mezinárodních železničních správ [6]. Vyhlášky UIC jsou závazné pro všechny výrobce kolejových vozidel. Z vyhlášek UIC vycházejí evropské normy (EN) pro obor kolejových vozidel, vydávané Evropským výborem pro normalizaci (CEN). V rámci interoperability železniční infrastruktury a provozu kolejových vozidel jsou paralelně k UIC resp. CEN Radou Evropy společně s Evropským parlamentem vydávány Technické specifikace pro interoperabilitu (TSI). Tyto specifikace, definující požadavky míry bezpečnosti kolejových vozidel, mají charakter zákonné normy, a přestože vycházejí z vyhlášek UIC a evropských norem, jsou v některých případech odlišné.

Problematika předpisů, zabývající se bezpečností kolejových vozidel, je také řešena v rámci vývoje a zkušebnictví při plnění vybraných úkolů. Za Českou Republiku se těchto úkolů účastní tradičně VÚKV a.s. na ŽZO Cerhenice a v některých případech též ŠKODA Výzkum, s.r.o [6]. Řešení probíhá pomocí statických a dynamických crashových testů podle přesně předepsaných scénářů zkoušek, případně pomocí matematických modelových simulací. Výsledky úkolů jsou poté aplikovány do novelizací Evropských norem a vyhlášek UIC, které se během třicetiletého vývoje postupně zpřisňují. Přínosem je nejen záchrana lidských životů, ale též snížení nákladů na opravy srážkou poškozených kolejových vozidel. Proto lze očekávat další vývoj v oblasti kolizní bezpečnosti železniční dopravy.

Podstatou této práce je na základě výše popsané problematiky:

- statistický souhrn kolizních situací a jejich zhodnocení co do škody na hnacích vozidlech a zdraví osob;
- teoretický rozbor fyzikální podstaty, vycházející z teorie rázu dvou těles;
- ucelený přehled v soustavě legislativy a norem, které představují vstupní podmínky při řešení vybraných konstrukčních uzlů hnacího vozidla;
- seznámení se s konstrukčními prvky, využívajícími principu absorpce kinetické energie k vlastní řízené deformaci a tím zajišťujících jednak v rámci pasivní bezpečnosti přežití osob uvnitř hnacího vozidla, ale také chránících samotné hnací vozidlo před rozsáhlejším poškozením;
- řešení energetických aspektů s využitím poznatků z teorie rázu dvou těles na příkladech srážek dvou hnacích vozidel, vybraných ze statistického shrnutí, jejichž společným jmenovatelem je absence deformačních prvků, sériově řazených za nárazníky a prokázání významu deformačních prvků výpočtem absorbované kinetické energie při těchto srážkách v případě jejich osazení na hnacích vozidlech.

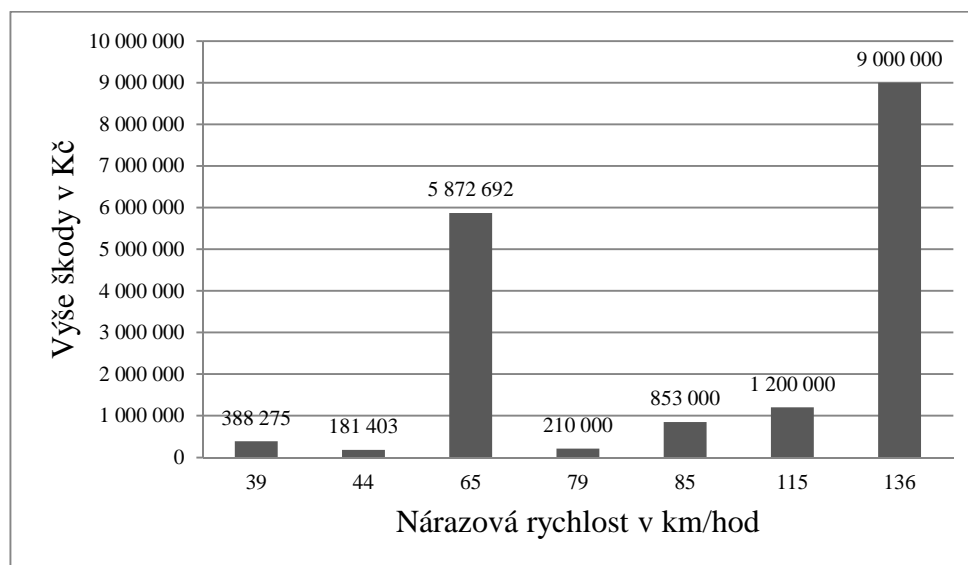
2. Rešerše současného stavu problematiky

Ze zveřejněných závěrečných zpráv Drážní Inspekce, šetřící mimořádné události v drážní dopravě (MU) vyplývá, že v období roků 2006 až 2013 došlo k celkovému počtu 161 MU, ze kterých srážka dvou hnacích drážních vozidel (HDV) představuje 16,2 % a střet HDV se silničním vozidlem 17,4 %.

2.1 Střet hnacího drážního vozidla se silničním vozidlem

Z hlediska statistických údajů dochází ke střetu se silničním vozidlem nejčastěji u vlaků vedených elektrickou lokomotivou řady 163/363 (25 %), která je při střetu se silničním vozidlem chráněna podélnou tuhostí hlavního rámu a ochrannou fólií čelního okna kabiny obsluhujícího personálu (strojvedoucího).

Výše škody vzniklé na lokomotivě řady 163/363 při střetu se silničním vozidlem v dané nárazové rychlosti je uvedena v grafu 1.

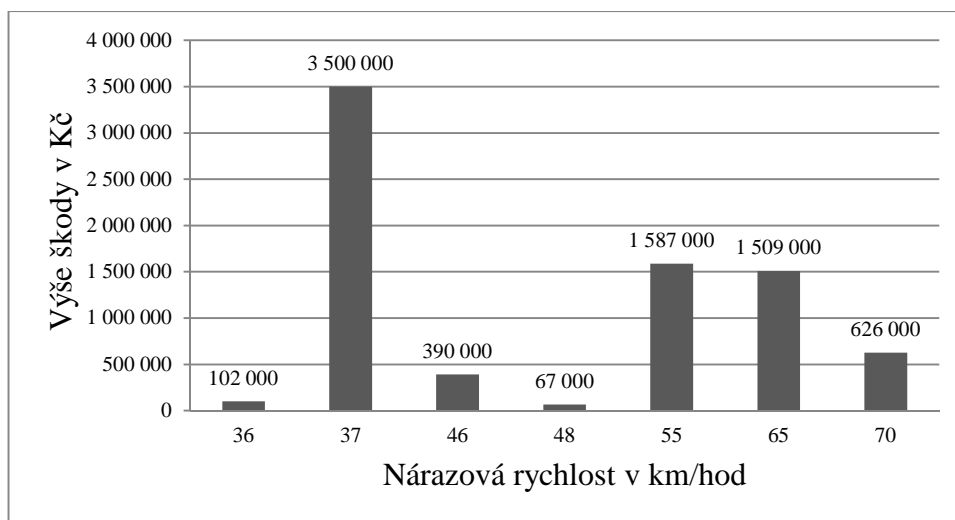


Graf 1 Škoda na elektrické lokomotivě řady 163/363 při střetu se silničním vozidlem [1]

Nejvyšších škod bylo podle [1] dosaženo v nárazových rychlostech 65 km/hod a 136 km/hod. Následkem střetu v obou těchto případech lokomotiva vykolejila vlivem ztráty efektivního kontaktu dvojkolí s kolejnicí, při kterém došlo k poškození funkčních konstrukčních celků, umístěných pod rámem lokomotivy a k poškození podvozků, včetně dvojkolí. Následkem střetu s nákladním automobilem v nárazových rychlostech 85 km/hod a 115 km/hod došlo k deformaci kabiny, při které byl strojvedoucí lehce zraněn utrženým ovládacím pultem. V ostatních MU, uvedených v grafu 1, byla při střetu poškozena kabina strojvedoucího v menším rozsahu.

Ke stejnému počtu střetů se silničním vozidlem dochází též u vlaků vedených motorovým vozem řady 810 resp. motorovou jednotkou řady 814 (rekonstrukce motorového vozu řady 810), určených pro přepravu osob. Skříň motorového vozu řady 810 (motorové jednotky řady 814), nesená dvěma jednonápravovými podvozky, je lehké rámové konstrukce, odolávající příčným i podélným silám. Kabina strojvedoucího motorového vozu řady 810 je z oplechované ocelové konstrukce s bočními výztuhami okenních sloupků a s ochrannou fólií skla čelního okna. Kabina strojvedoucího motorové jednotky řady 814 se skládá z laminátového čela s ocelovou konstrukcí, odolávající podélným silám, vzniklým při střetu se silničním vozidlem. Čelní okno kabiny je z bezpečnostního vrstveného skla, znemožňujícího rozsypání střepin do prostoru strojvedoucího při střetu s cizím tělesem.

Výše škody vzniklé na motorovém voze řady 810 (motorové jednotce řady 814) při střetu se silničním vozidlem v dané nárazové rychlosti je uvedena v grafu 2.



Graf 2 Škoda na motorovém voze řady 810 / motorové jednotce řady 814 při střetu se silničním vozidlem [1]

Nejvyšší škody bylo podle [1] dosaženo u vlaku vedeného motorovým vozem řady 810 společně s motorovou jednotkou řady 814 v nárazové rychlosti 37 km/hod. Při střetu s nákladním automobilem došlo k deformaci čela kabiny strojvedoucího motorového vozu, k vykolejení oběma podvozky s následným poškozením funkčních konstrukčních celků, umístěných pod podlahou. Motorová jednotka řady 814 vykolejila předním podvozkem s následným poškozením čela kabiny strojvedoucího od tažného a narážecího ústrojí motorového vozu. (škoda na motorové jednotce řady 814 byla odhadnuta na 1 500 000 Kč a není součástí škody, uvedené v grafu 2). Následkem střetu motorového vozu řady 810 s nákladním automobilem v nárazových rychlostech 55 km/hod a 65 km/hod došlo k deformaci kabiny strojvedoucího, ulomení nárazníků a k vykolejení oběma podvozky s jejich následným poškozením (ohnutí svislých vodících čepů, poškození jízdní plochy

dvojkolí). V ostatních MU, uvedených v grafu 2, došlo ke škodám na motorovém voze řady 810 na tažném a narážecím ústrojí, případně k ohnutí ochranného pluhu pod hlavní rám.

V tab. 1 jsou uvedeny počty zraněných osob při střetu se silničním vozidlem v nárazových rychlostech podle grafu 2. V případě cestujících se jedná o lehká zranění, způsobená pádem na protější sedadlo, případně nárazem na boční podokenní stolek.

Tab. 1 Zranění a usmrcení osob při srážce HDV se silničním vozidlem [1]

Počet zraněných osob v mot. voze řady 810 / mot. jednotce řady 814 při střetu se silničním vozidlem							
Nárazová rychlost [km/hod]	36	37	46	48	55	65	70
Počet zraněných osob	13	0	6	0	7	6	1

K celkově nejvyšším škodám na HDV dochází tedy v případě střetů se silničním vozidlem s následným vykolejením, při kterém jsou poškozeny podvozky (vedení dvojkolí a jejich jízdni plochy) a funkční konstrukční celky, umístěné pod podlahou HDV (u elektrických lokomotiv se jedná o poškození transformátoru s filtrační tlumivkou, u motorových vozů poškození spalovacího motoru s trakční převodovkou). V těchto případech jsou evidovány nejvyšší počty zraněných osob (u cestujících se jedná zpravidla o lehká zranění, přesnější statistiku povahy zranění není možné určit s ohledem na různá zpracování závěrečných zpráv z MU). Při střetu některých řad HDV s nákladním automobilem je strojvedoucí během deformace čela kabiny v přímém ohrožení života vzhledem k těsné blízkosti ovládacího pultu za čelním oknem.

U nových (případně rekonstruovaných) řad HDV jsou pro zvýšení bezpečnosti strojvedoucího vyráběny kabiny s dostatečným prostorem pro přežití i při těžkých střetech. K jejich výrobě se uplatňují nekovové materiály (laminát) a hliník. Skelet kabiny je vyztužen ocelovou konstrukcí, odolávající podélným silám. Čelní okno je osazeno bezpečnostním vrstveným sklem. Pro zlevnění oprav následků střetů jsou moderní kabiny montovány z konstrukčně oddělených dílů. To umožňuje výměnu jen toho dílu, který je poškozený.

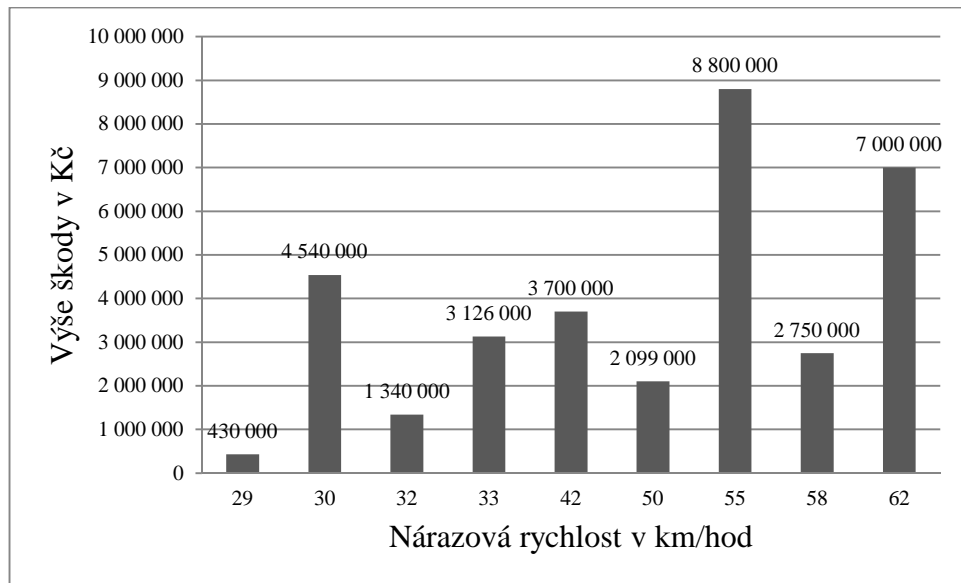
Pro úplnost jsou příloze 1 v uvedeny ostatní řady HDV, podílející se na MU (střet HDV se silničním vozidlem) za sledované období.

2.2 Srážka dvou hnacích drážních vozidel

Shodně s kapitolou 2.1 je z pohledu statistiky nejčastějším HDV při srážce dvou hnacích vozidel elektrická lokomotiva řady 163/363 (34,6 %). Lokomotiva, vyráběná na počátku 80. let, nebyla osazena deformačními prvky, sériově řazenými za nárazníky. Při srážce je tak kinetická energie absorbována zpočátku pouze pracovním zdvihem nárazníků. Po jeho

vyčerpání dochází k absorpci kinetické energie částmi hlavního rámu. Konstrukční prvky, zajišťující ochranu strojvedoucího, jsou představeny v kapitole 2.1.

Výše škody vzniklé na lokomotivě řady 163/363 při srážce dvou HDV v dané nárazové rychlosti je uvedena v grafu 3.



Graf 3 Škoda na elektrické lokomotivě řady 163/363 při srážce dvou HDV [1]

Nejvyšších škod bylo podle [1] dosaženo v nárazových rychlostech 55 km/hod a 62 km/hod při srážce se stojícími taženými drážními vozidly (TDV). Následkem srážky došlo k vykolejení lokomotivy předním podvozkem a k úplné deformaci kabiny strojvedoucího až do vzdálenosti 0,9 m od čela rámu vlivem šplhání TDV. V nárazové rychlosti 30 km/hod do stojících TDV došlo k deformaci obou kabin strojvedoucího, poškození nárazníků a ohnutí čela rámu lokomotivy. Shodný rozsah poškození lokomotivy byl zaznamenán v případě srážky s elektrickou jednotkou řady 451 v nárazové rychlosti 33 km/hod, resp. v případě srážky s elektrickou lokomotivou řady 110 v nárazové rychlosti 42 km/hod. V ostatních MU, uvedených v grafu 3, došlo při srážce se stojícími TDV k deformaci kabiny strojvedoucího, poškození nárazníků, případně k utržení vzduchové jímky, umístěné pod čelem hlavního rámu.

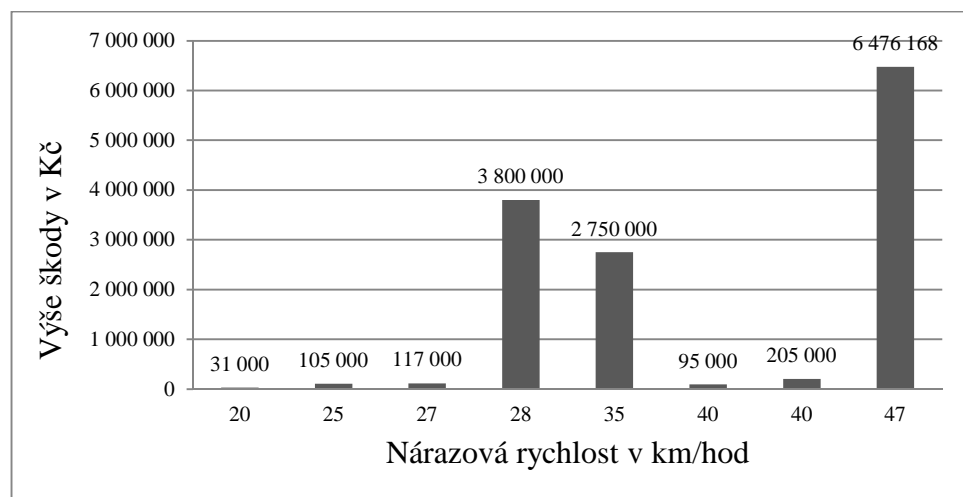
V tab. 2 jsou uvedeny počty zraněných / usmrcených osob při srážce elektrické lokomotivy řady 163/363 s HDV/TDV v nárazových rychlostech podle grafu 3.

Tab. 2 Zranění a usmrcení osob při srážce dvou HDV [1]

Počet zraněných / usmrcených osob v elektrické lokomotivě řady 163/363 při srážce s HDV									
Nárazová rychlost [km/hod]	29	30	32	33	42	50	55	58	62
Počet zraněných / usmrcených osob	3/0	0/0	0/0	1/0	0/0	0/0	1/0	1/0	0/1

Statisticky významným při srážce dvou hnacích vozidel je motorový vůz řady 810 resp. motorová jednotka řady 814 (30,8 %). Motorový vůz řady 810 (motorová jednotka řady 814) nemá deformační prvky, sériově řazené za nárazníky. Konstruktivní prvky motorového vozu řady 810 (motorové jednotky řady 814), zajišťující ochranu osob, jsou představeny v kapitole 2.1.

Výše škody vzniklé na motorovém voze řady 810 (motorové jednotce řady 814) při srážce dvou HDV v dané nárazové rychlosti je uvedena v grafu 4.



Graf 4 Škoda na motorovém voze řady 810 / motorové jednotce řady 814 při srážce dvou HDV [1]

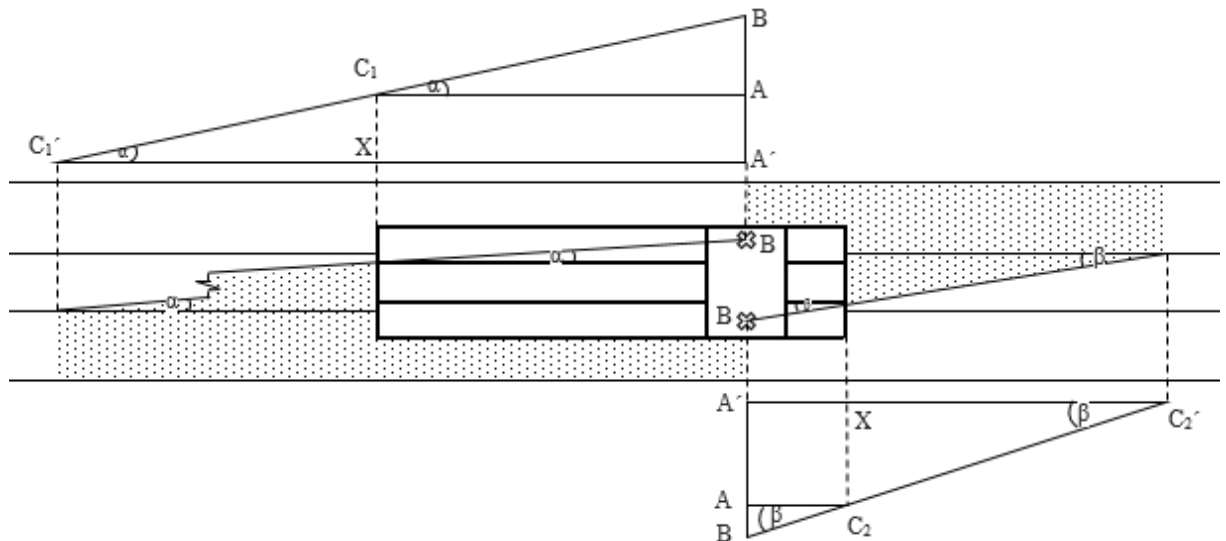
Nejvyšších škod bylo podle [1] dosaženo při srážce mot. jednotky řady 814 s mot. lokomotivou řady 751 v nárazových rychlostech 28 km/hod a 47 km/hod. Následkem srážky došlo k deformaci čela hlavního rámu, vrazení nárazníků do prostoru skříně vozu a tím k vytlačení stojanu kliky ruční brzdy mezi kabinu strojvedoucího a nástupní dveře, k poškození interiéru, čelního okna kabiny strojvedoucího a k vykolejení některých náprav. Při srážce motorové jednotky řady 814 s mot. lokomotivou řady 742 v nárazové rychlosti 35 km/hod došlo k vrazení nárazníků do prostoru skříně vozu, poškození interiéru a čelního okna kabiny strojvedoucího. V ostatních MU, uvedených v grafu 4, došlo při srážce dvou mot. vozů řady 810 k deformaci čela hlavního rámu, poškození nárazníků a čelních oken kabiny strojvedoucího.

V tab. 3 jsou uvedeny počty zraněných / usmrcených osob při srážce mot. vozu řady 810 (mot. jednotky řady 814) s HDV v nárazových rychlostech podle grafu 4.

Tab. 3 Zranění a usmrcení osob při srážce dvou HDV [1]

Počet zraněných / usmrcených osob v mot. voze řady 810 / mot. jednotce řady 814 při srážce s HDV								
Nárazová rychlost [km/hod]	20	25	27	28	35	40	40	47
Počet zraněných/usmrcených osob	8/0	5/0	0/0	14/0	11/0	1/0	0/0	10/1

Srovnatelný počet srážek dvou HDV připadá na motorovou lokomotivu řady 742 (26,9 %). Lokomotiva je konstrukčně provedena jako kapotová s jednou kabinou strojvedoucího, umístěnou mezi dvěma představky, se kterými tvoří výškově jeden celek. Schematické uspořádání lokomotivy je na obr. 1.



Obr. 1 Překrytý výhled strojvedoucího představkem HDV

Kabina strojvedoucího je umístěna excentricky vzhledem k myšlené příčné ose lokomotivy a rozděljuje tak kapotu na krátký a dlouhý představek. Při jízdě má strojvedoucí přes představek částečně překrytý výhled na trať.

Délku překrytého výhledu od místa strojvedoucího představkem HDV stanovíme:

$$k = \frac{|AB|}{|A'B|} = \frac{|AC|}{|A'C'|} \Rightarrow |A'C'| = \frac{|AC| \cdot |A'B|}{|AB|} \quad (1)$$

Délku překrytého výhledu strojvedoucího před HDV získáme z rovnice (2):

$$|C'X| = |A'C'| - |AC| \quad (2)$$

Hodnoty, dosažené pro motorovou lokomotivu řady 742 do rovnic (1), (2) a její výsledky jsou uvedeny v tab. 4.

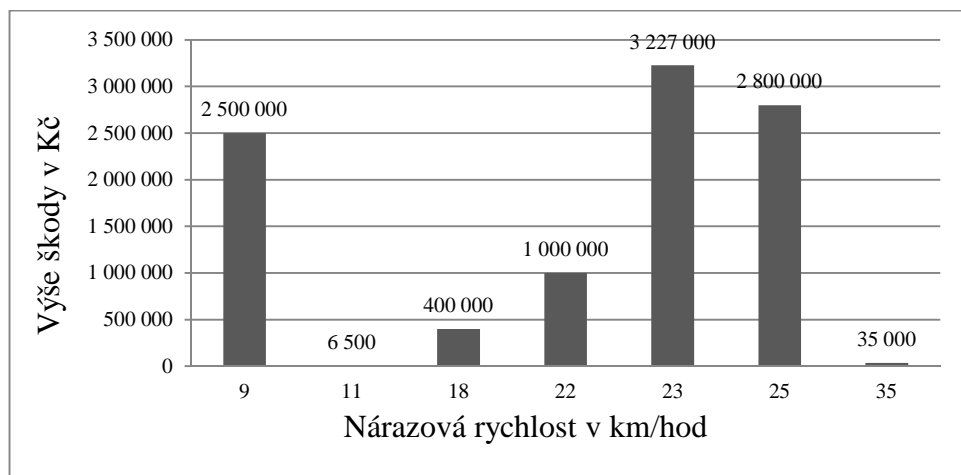
Tab. 4 Rozhledové poměry strojvedoucího z kabiny motorové lokomotivy řady 742

Délka překrytého výhledu strojvedoucího před lok. ř. 742			
Vzdálenost bočnice představku od místa strojvedoucího	AB	400	mm
Vzdálenost levé / pravé kolejnice od místa strojvedoucího	A'B	2 000	mm
Vzdálenost čela dlouhého představku od místa strojved.	AC ₁	9 500	mm
Vzdálenost čela krátkého představku od místa strojved.	AC ₂	2 800	mm
Délka překrytého výhledu strojved. dlouhým předst. před lok.	C' ₁ X	38 000	mm
Délka překrytého výhledu strojved. krátkým předst. před lok.	C' ₂ X	11 200	mm

Výsledky v tab. 4 platí pro přímou trať. Při jízdě do oblouku může nastat situace, kdy je téměř celý výhled strojvedoucího překrytý.

Lokomotiva nebyla při výrobě osazena deformačními prvky, sériově řazenými za nárazníky. Ochrana strojvedoucího je částečně zajištěna polohou kabiny mezi dvěma představky.

Výše škody vzniklé na motorové lokomotivě řady 742 při srážce dvou HDV v dané nárazové rychlosti je uvedena v grafu 5.



Graf 5 Škoda na motorové lokomotivě řady 742 při srážce dvou HDV [1]

Nejvyšších škod bylo podle [1] dosaženo v nárazových rychlostech 23 km/hod a 25 km/hod při srážce se skupinou stojících TDV. Následkem srážky došlo k vykolejení lokomotivy oběma podvozky, ohnutí nárazníků, ohnutí čela hlavního rámu a k poškození konstrukce obou kapot. V rychlosti 9 km/hod došlo k boční srážce s elektrickou jednotkou řady 471 s následným vykolejením obou podvozků, ohnutím hlavního rámu vlivem působících

příčných sil od boční srážky a proražením palivové nádrže. Při srážce dvou samotných motorových lokomotiv v nárazové rychlosti 22 km/hod došlo k ohnutí obou předních nárazníků a hlavního rámu, utržení obou otočných čepů, utržení spalovacího motoru, vypadnutí většiny pryžokovových sloupků sekundárního vypružení, poškození konstrukce obou kapot a protržení palivové nádrže. Při této MU byli lehce zraněni strojvedoucí obou motorových lokomotiv. V nárazové rychlosti 18 km/hod do stojící elektrické lokomotivy řady 130 došlo k ohnutí obou předních nárazníků a čela hlavního rámu. V nárazových rychlostech 11 km/hod a 35 km/hod při srážce s motorovou jednotkou řady 814 jsou zaznamenány pouze drobné škody na tažném a narážecím ústrojí.

Nejvyšší škoda ve výši 21 500 000 Kč je evidována při boční srážce elektrické jednotky řady 471 s motorovou lokomotivou řady 742 v rychlosti 45 km/hod. Následkem boční srážky byla zcela zničena skříň motorového vozu el. jednotky (proražení bočnice, deformace nosné konstrukce skříně a deformace kabiny strojvedoucího).

K celkově nejvyšším škodám dochází při srážce dvou HDV v případě vlakových souprav o velkých hmotnostech případně hmotnostně výrazně rozdílných, a to napříč všemi řadami HDV. V těchto případech jsou evidovány nejvyšší počty zraněných / usmrcených osob (cestujících, včetně personálu doprovodu vlaku). Významným faktorem ovlivňujícím následky srážky je konstrukční uspořádání HDV. U kapotových lokomotiv představek částečně překrývá výhled strojvedoucího před lokomotivu, při jízdě do oblouku může být zcela překrytý. U skříňového uspořádání lokomotivy by v takovém případě mohla být eventuální srážka odvrácena včasnou reakcí strojvedoucího.

Pro úplnost jsou v příloze 2 uvedeny ostatní řady HDV, podílející se na MU (srážka dvou HDV) za sledované období.

3. Fyzikální princip rázu těles

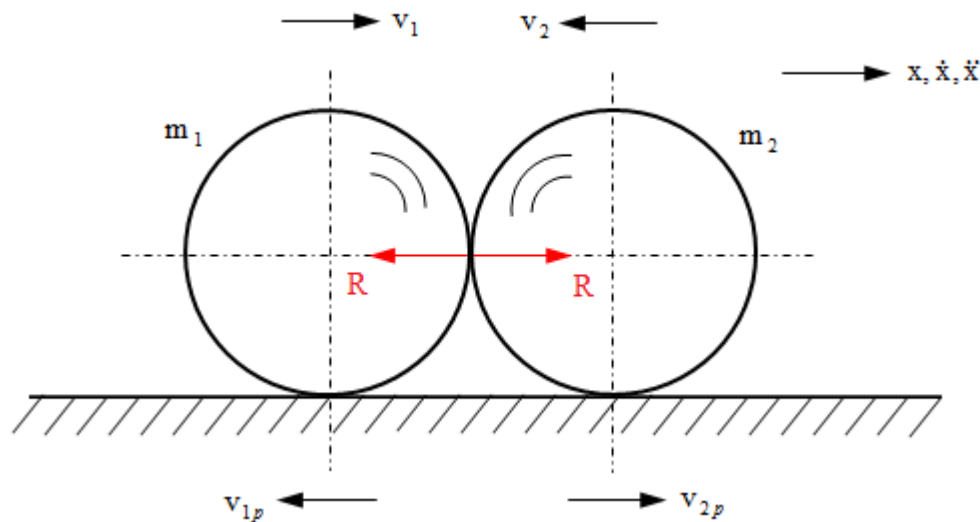
Při srážce dvou hnacích vozidel dochází k nejvyšším škodám v případě absorbování velkého množství kinetické energie jinými konstrukčními prvky než prvky k tomu určenými. Pro objasnění významu kinetické energie a jejím absorbování tělesy (v našem případě absorbování deformačními prvky) při srážce je nutné seznámit se s teorií rázu dvou těles.

Fyzikálními veličinami, ovlivňujícími hodnotu kinetické energie, jsou nárazová rychlost obou těles a jejich hmotnost.

S ohledem na rozbor absorbované kinetické energie v šesté kapitole, zabývající se vybranými srážkami dvou hnacích vozidel, jsou pro tyto účely odvozeny vztahy pouze pro rázy dvou těles, pohybujících se proti sobě.

3.1. Centrální ráz dvou těles

Princip rázu dvou těles vychází z 3. Newtonova zákona (zákon akce a reakce). Jedná se o vzájemné silové působení dvou hmotných bodů; reakční síly leží na jedné nositelce. V okamžiku rázu obou těles představují podélné dynamické síly vzájemnou reakci R (obr. 2). Bod dotyku těles se při rázu nachází právě na této nositelce.



Obr. 2 Ráz dvou koulí (dokonale pružná srážka)

Výchozí úvahou jsou pohybové rovnice podle obr. 2:

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = -R \quad (3);$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} = R \quad (4).$$

Pravou stranu rovnice představuje reakční síla vzniklá v okamžiku rázu. V rovnicích (3), (4) separujeme proměnné a následně integrujeme:

$$m_1 \int_{v_1}^{-v_{1p}} dv_1 = - \int_0^t R dt \quad (5);$$

$$m_2 \int_{-v_2}^{v_{2p}} dv_2 = \int_0^t R dt \quad (6).$$

$$-m_1 v_{1p} - m_1 v_1 = -Rt$$

$$m_2 v_{2p} + m_2 v_2 = Rt$$

Rovnice vyjadřují časovou změnu hybnosti, založenou na 2. Newtonově zákonu (zákon síly); jedná se o vyjádření věty o změně hybnosti.

Rovnice (5) a (6) sečteme a získáme:

$$-m_1 v_{1p} - m_1 v_1 + m_2 v_{2p} + m_2 v_2 = 0 \quad (7).$$

Jedná se o dynamicky izolovanou soustavu, pro niž platí zákon zachování hybnosti:

„Součet hybností těles před rázem se rovná součtu hybností těles po rázu.“ [3]

Předpokladem v rovnici (7) jsou známé hmotnosti m_1 a m_2 a rychlosti v_1 a v_2 před rázem obou těles. V jedné rovnici tak zůstávají dvě neznámé, a to rychlosti v_{1p} a v_{2p} těles po rázu. K jejich vyřešení použijeme věty o změně kinetické energie. Pro její vyjádření opět vyjdeme z pohybové rovnice, kde:

$$a = \frac{d(v^2)}{2dx} \quad (8).$$

Pohybová rovnice tak získá tvar:

$$m \frac{d(v^2)}{2dx} = \sum F \quad (9).$$

V našem případě tedy platí:

$$m_1 \frac{d(v_1^2)}{2dx} = -R \quad (10);$$

$$m_2 \frac{d(v_2^2)}{2dx} = R \quad (11).$$

V rovnicích (10) a (11) separujeme proměnné a následně integrujeme:

$$\frac{1}{2} m_1 \int_{v_1}^{v_{1p}} d(v_1^2) = - \int_0^x R dx \quad (12);$$

$$\frac{1}{2} m_2 \int_{v_2}^{v_{2p}} d(v_2^2) = \int_0^x R dx \quad (13).$$

$$\frac{1}{2} m_1 v_{1p}^2 - \frac{1}{2} m_1 v_1^2 = -Rx$$

$$\frac{1}{2} m_2 v_{2p}^2 - \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = Rx$$

Levé strany rovnic představují kinetickou energii těles, pravé strany síly, konající práci. Rovnice (12) a (13) sečteme a získáme:

$$\frac{1}{2} m_1 v_{1p}^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{2p}^2 = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 \quad (14).$$

Rovnicí (14) jsme dospěli k zákonu zachování kinetické energie v konzervativní soustavě. Zachovává se tedy pouze v případě tzv. rázu těles dokonale pružných, při němž nedojde k deformaci těles, tj. nedochází k absorpci části kinetické energie ($E_{k-absorb} = 0J$). Opačným případem je tzv. ráz těles dokonale plastických, při němž obě tělesa splynou v jediné těleso na základě deformace způsobené silami akce a reakce a dochází tak k absorpci části kinetické energie, vyjádřené později rovnicí (28). V případě, že dojde při rázu těles k jejich deformaci, ale tělesa se po rázu odrazí zpět (nesplynou v jediné těleso), jedná se o tzv. ráz těles skutečných (nedokonale pružných), ve kterém se hodnota absorbované kinetické energie nachází mezi prvním a druhým případem.

3.1.1. Ráz těles dokonale pružných

Zavedeme soustavu dvou rovnic (7), (14) o dvou neznámých, jimiž jsou rychlosti v_{1p} a v_{2p} obou těles po rázu (obr. 2):

$$m_2 v_{2p} + m_2 v_2 = m_1 v_{1p} + m_1 v_1 \quad (7);$$

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = \frac{1}{2} m_1 v_{1p}^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{2p}^2 \quad (14);$$

$$m_2 (v_{2p} + v_2) = m_1 (v_{1p} + v_1) \quad (7);$$

$$m_1 (v_1 - v_{1p})(v_1 + v_{1p}) = m_2 (v_{2p} - v_2)(v_{2p} + v_2) \quad (14).$$

Z rovnice (14) vyjádříme m_2 a dosadíme do rovnice (7):

$$m_1 \frac{(v_1 - v_{1p})(v_1 + v_{1p})}{(v_{2p} - v_2)(v_{2p} + v_2)} = m_1(v_{1p} + v_1) \quad (15).$$

Po krátké úpravě získáme jednoduchý vztah:

$$v_1 - v_{1p} = v_{2p} - v_2 \quad (16).$$

Z rovnice (16) vyplývá důležitý poznatek:

součet obou rychlostí jednoho tělesa (před rázem a po rázu) se rovná součtu obou rychlostí tělesa druhého (před rázem a po rázu), a to bez vlivu jejich hmotností [3].

Z rovnice (16) vyjádříme rychlost v_{2p} a dosadíme ji do rovnice (7):

$$m_2(v_1 + v_2 - v_{1p}) + m_2v_2 = m_1v_{1p} + m_1v_1$$

Po krátké úpravě si z rovnice vyjádříme v_{1p} :

$$v_{1p} = \frac{(m_2 - m_1)v_1 + 2m_2v_2}{m_1 + m_2} \quad (17).$$

Stejným způsobem si z rovnice (16) vyjádříme v_{1p} a opět dosadíme do rovnice (7):

$$m_2v_{2p} + m_2v_2 = m_1(v_1 + v_2 - v_{2p}) + m_1v_1$$

Opět po krátké úpravě si tentokrát vyjádříme v_{2p} :

$$v_{2p} = \frac{(m_1 - m_2)v_2 + 2m_1v_1}{m_1 + m_2} \quad (18).$$

Z rozboru výrazů (17), (18) vyplývají následující důležité poznatky:

Budou-li hmotnosti obou těles stejné:

$$m_1 = m_2 = m,$$

tak po dosazení m za obě hmotnosti m_1 a m_2 do rovnice (17) získáme:

$$v_{1p} = v_2$$

a po dosazení m za obě hmotnosti m_1 a m_2 do rovnice (18) získáme:

$$v_{2p} = v_1.$$

Z úvahy vyplývá poznatek:

při shodných hmotnostech obou těles si tělesa po rázu vymění svoje rychlosti [3].

Bude-li hmotnost druhého tělesa několikanásobně větší než hmotnost tělesa prvního ($m_1 \rightarrow 0$) a současně bude druhé těleso v klidu ($v_2 = 0 \text{ ms}^{-1}$),

tak po dosažení do rovnice (17) získáme:

$$v_{1p} = v_1$$

a po dosažení do rovnice (18) získáme:

$$v_{2p} \cong v_2.$$

Z úvahy obecně vyplývá:

druhé těleso, mající výrazně větší hmotnost než těleso první, zůstane po rázu jeho původní rychlost před rázem. První těleso se po rázu odrazí zpět stejně velkou rychlostí [3].

Rovnici (7) upravíme a přepíšeme do podoby:

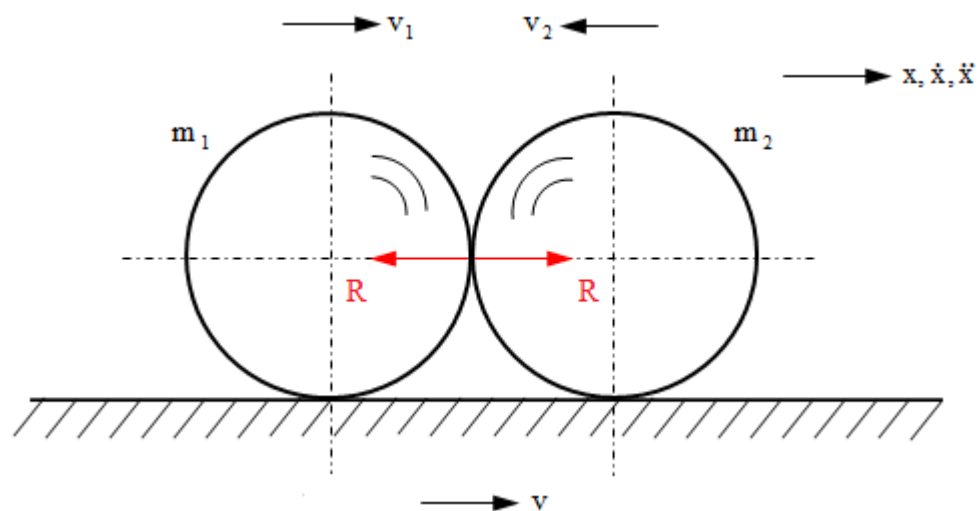
$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{v_{1p} + v_1}{v_{2p} + v_2} \quad (19).$$

Mezi rychlostmi a hmotnostmi obou těles tak platí následující úměra:

rychlost tělesa o menší hmotnosti se po rázu těles změní více než rychlost tělesa o větší hmotnosti, a to v opačném poměru hmotností obou těles [3].

3.1.2. Ráz těles dokonale plastických

Při rázu těles dokonale plastických dochází k jejich trvalé deformaci, po které se obě tělesa pohybují jako celek o celkové hmotnosti $m_1 + m_2$ jedinou rychlostí v (obr. 3). Jako v případě rázu těles dokonale pružných i zde je předpoklad známých hmotností m_1 a m_2 a rychlostí v_1 a v_2 před rázem těles. V tomto případě postačí k vyřešení neznámé rychlosti v pouze rovnice vyjadřující časovou změnu hybnosti.



Obr. 3 Ráz dvou koulí (dokonale plastická srážka)

K jejímu odvození jsou opět výchozí úvahou pohybové rovnice obou hmotných těles:

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = -R \quad (3);$$

$$m_2 \frac{dv_2}{dt} = R \quad (4).$$

Horní integrační mez obou rovnic představuje společnou rychlost v spojených těles po rázu. V rovnicích (3), (4) separujeme proměnné a následně integrujeme:

$$m_1 \int_{v_1}^v dv_1 = - \int_0^t R dt \quad (20);$$

$$m_2 \int_{-v_2}^v dv_2 = \int_0^t R dt \quad (21).$$

$$m_1 v - m_1 v_1 = -Rt$$

$$m_2 v + m_2 v_2 = Rt$$

Rovnice (20) a (21) sečteme a po malé úpravě získáme:

$$-m_1 v_1 + m_2 v_2 = -v(m_1 + m_2) \quad (22).$$

Z rovnice (22) si vyjádříme neznámou rychlost v po rázu těles:

$$v = \frac{m_1 v_1 - m_2 v_2}{m_1 + m_2} \quad (23).$$

Stejně jako v případě rázu těles dokonale pružných i zde platí skutečnost, že rychlost tělesa o menší hmotnosti se po rázu těles změní více než rychlost tělesa o větší hmotnosti, a to v opačném poměru hmotností obou těles.

V případě rázu těles dokonale plastických však neplatí zákon zachování kinetické energie. Pro odvození kinetické energie vyjdeme opět z pohybové rovnice:

$$m \frac{d(v^2)}{2dx} = F \quad (9).$$

Pro obě tělesa platí:

$$m_1 \frac{d(v_1^2)}{2dx} = -R \quad (10);$$

$$m_2 \frac{d(v_2^2)}{2dx} = R \quad (11).$$

Horní integrační mez obou rovnic představuje společnou rychlost v spojených těles po rázu. V rovnicích (10) a (11) separujeme proměnné a následně integrujeme:

$$\frac{1}{2} m_1 \int_{v_1}^v d(v_1^2) = - \int_0^x R dx \quad (24);$$

$$\frac{1}{2} m_2 \int_{v_2}^v d(v_2^2) = \int_0^x R dx \quad (25).$$

$$\frac{1}{2} m_1 v^2 - \frac{1}{2} m_1 v_1^2 = -Rx$$

$$\frac{1}{2} m_2 v^2 - \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = Rx$$

Rovnice (24) a (25) sečteme a po malé úpravě získáme:

$$\frac{1}{2} v^2 (m_1 + m_2) = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 \quad (26).$$

V případě rázu těles dokonale plastických je kinetická energie po rázu se pohybujícího celku menší než obou těles samostatně se pohybujících po rázu těles dokonale pružných. Kinetická energie, představující rozdíl mezi energií rázu těles dokonale pružných a energií rázu těles dokonale plastických, koná deformační práci na tělesech a je tak energií absorbovanou. Pro její odvození vyjdeme z rovnic (14) a (26):

$$E_{k-absorb} = E_{k-pruž} - E_{k-plast} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 - \frac{1}{2} v^2 (m_1 + m_2), \quad (27);$$

kde za v dosadíme rovnici (23):

$$v = \left(\frac{m_1 v_1 - m_2 v_2}{m_1 + m_2} \right) \quad (23).$$

Po dosazení a krátké úpravě pak dostaneme:

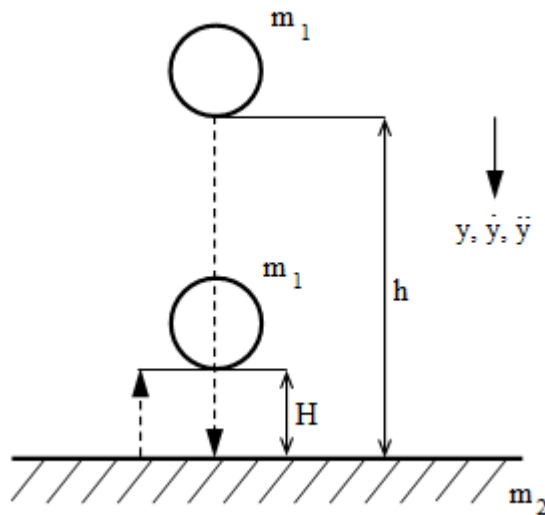
$$E_{k-absorb} = \frac{1}{2} \left[\frac{m_1 m_2 (v_1 + v_2)^2}{m_1 + m_2} \right] \quad (28).$$

3.1.3. Ráz těles skutečných (nedokonale pružných)

Pro další výpočty je potřeba nejprve stanovit součinitel restituce e , který představuje poměr rychlosti po odrazu tělesa od podložky k rychlosti při dopadu tělesa na podložku (obr. 4).

Pomocí součinitele restituce tak získáme hodnotu navrácené kinetické energie obou těles po rázu, ale také jejich nové samotné rychlosti.

Stanovení součinitele restituce probíhá experimentální cestou: kulička je s počáteční nulovou rychlostí spuštěna volným pádem z výšky h na podložku, od které se odrazí zpět do nové výšky H . Materiál kuličky a podložky je nutně stejný.



Obr. 4 Stanovení koeficientu restituce

K odvození součinitele restituce e vyjdeme z pohybové rovnice podle obr. 4.

Nejprve určíme rychlost při dopadu kuličky na podložku v závislosti na výšce h :

$$m_1 \frac{dv^2}{2dy} = m_1 g \quad (29).$$

Rovnici (29) vydělíme hmotností m_1 a separujeme proměnné:

$$\frac{1}{2} \int_0^v dv^2 = g \int_h^0 dy \quad (30).$$

Po dosazení integračních mezí získáme:

$$\frac{1}{2} v^2 = -gh \quad (31).$$

Rychlost při dopadu kuličky na podložku je:

$$v = \sqrt{|2gh|} \quad (32).$$

Pro určení rychlosti po odrazu kuličky opět vyjdeme z rovnice (29):

$$m_1 \frac{dv^2}{2dy} = m_1 g \quad (33).$$

Rovnici (29) opět vydělíme hmotností m_1 a separujeme proměnné:

$$\frac{1}{2} \int_{v_p}^0 dv^2 = g \int_0^H dy \quad (34).$$

Po dosazení integračních mezí získáme:

$$\frac{1}{2} v_p^2 = gH \quad (35).$$

Rychlost po odrazu kuličky od podložky je:

$$v_p = \sqrt{2gH} \quad (36).$$

Součinitel restituce e pak určíme jako:

$$e = \frac{v_p}{v} = \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{2gh}} = \sqrt{\frac{H}{h}} \quad (37).$$

Hodnota součinitele restituce se pohybuje v rozmezí 0 až 1 a procentuálně tak vyjadřuje kinematické poměry tělesa po rázu. Takto experimentálně byl stanoven součinitel restituce např. pro ocel v hodnotě $e = \frac{5}{9}$ [2].

Pro určení rychlostí obou těles po rázu vyjdeme z teorie rázu těles dokonale pružných, kdy rovnice rychlostí po rázu (17) resp. (18) násobíme získaným součinitelem restituce.

Rychlost prvního tělesa po rázu je:

$$v_{1p} = \frac{(m_2 - m_1)v_1 + 2m_2v_2}{m_1 + m_2} e \quad (38).$$

Rychlost druhého tělesa po rázu je:

$$v_{2p} = \frac{(m_1 - m_2)v_2 + 2m_1v_1}{m_1 + m_2} e \quad (39).$$

Absorbovanou kinetickou energii získáme z rovnice (14):

$$E_{k-absorb} = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 - \left(\frac{1}{2} m_1 v_{1p}^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{2p}^2 \right) \quad (40).$$

Po dosazení rovnice (37) do rovnice (40) za $v_{1p} = ev_1$ resp. $v_{2p} = ev_2$ po krátké úpravě dostaneme:

$$E_{k-absorb} = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 \right) (1 - e^2) \quad (41).$$

Výše provedený rozbor teorie rázu dvou těles v praxi kolejových vozidel představuje model, kdy:

- v případě tzv. rázu těles dokonale pružných, při němž nedojde k deformaci těles; hnací vozidla do sebe narazí rychlostí cca $v_{celk} \leq 9 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Část akumulované kinetické energie je při pracovním zdvihu nárazníků absorbována. Jedná se o ideální stav, odpovídající běžnému provozu. V tomto případě nedochází k žádným škodám na hnacích vozidlech;
- v případě tzv. rázu těles dokonale plastických, při němž obě tělesa splynou v jediné na základě deformace a dochází tak k absorpci části kinetické energie; hnací vozidla do sebe narazí rychlostí, které odpovídá akumulovaná kinetická energie, překračující možnosti pracovního zdvihu nárazníků a vozidla se do sebe po nárazu zaklesnou vlivem rozsáhlejší deformace. Jedná se již o kolizní situaci, při kterém dochází ke škodám na hnacích vozidlech. Vhodným řešením deformačních prvků je možné část kinetické energie v oblasti nižších rychlostí absorbovat bez větší škody na konstrukčních celcích, jejichž následná oprava je velmi nákladná (např. rovnání ohnutého hlavního rámu). Zmíněné zaklesnutí obou hnacích vozidel do sebe představuje kritickou situaci pro obsluhující personál, který je ohrožen na životě v důsledku deformace kabiny a tím zúžení prostoru pro přežití;
- v případě tzv. rázu těles skutečných (nedokonale pružných), kdy dojde při rázu těles k jejich deformaci, ale tělesa se po rázu odrazí zpět (nesplynou v jediné těleso), je absorpce kinetické energie závislá na součiniteli restituace podle materiálu těles. I v tomto případě se jedná o kolizní situaci, kdy hnací vozidla do sebe narazí rychlostí, které odpovídá akumulovaná kinetická energie, překračující možnosti pracovního zdvihu nárazníků, ale po rozsáhlejší deformaci se od sebe odrazí zpět. Jako v předchozím případě i zde platí možnost snížení deformačních účinků na konstrukční celky jako např. hlavní rám hnacího vozidla, příp. celý skelet pomocí absorpce kinetické energie deformačními prvky.

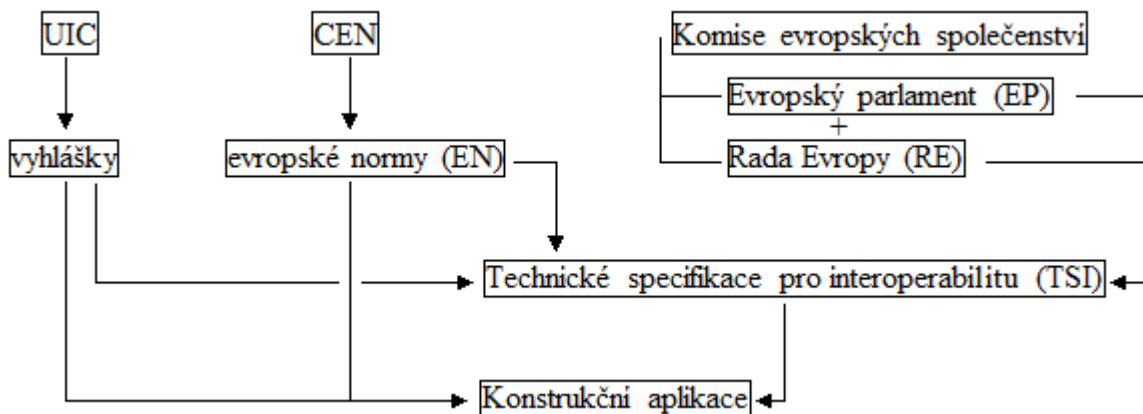
Je zřejmé, že druhý a třetí případ rázu dvou těles v praxi kolejových vozidel představuje kolizní situace, kterými se zabývá mezinárodní vyhláška UIC a další legislativa, která stanoví podmínky pro odolnost skříně kolejových vozidel při srážce a určuje tak pravidla pro stavbu vozidel a jejich bezpečný provoz.

4. Bezpečnost kolejových vozidel

S postupným zvyšováním cestovní rychlosti a výstavbou vysokorychlostních železničních tratí nabývá na významu požadavek na zvýšenou bezpečnost přepravovaných osob. Nová hnací vozidla musí být ze zákona vybavena prvky pasivního zabezpečení, tedy takovými prvky, které snižují následky srážky v případě prvotního selhání lidského činitele. Vozidla nespĺňující tyto požadavky se nesmí pohybovat po evropské železniční síti.

V rámci Mezinárodní železniční unie UIC vznikaly první vyhlášky týkající se problematiky odolnosti skříně kolejových vozidel při srážce. Od 90. let 20. století je Evropským výborem pro normalizaci CEN vytvářena v oboru kolejových vozidel soustava evropských norem EN, které vychází z vyhlášek UIC (viz [6]). Radou Evropy spolu s Evropským parlamentem jsou samostatně vydávány směrnice TSI (Technické specifikace pro interoperabilitu), vyplývající z vyhlášek UIC a evropských norem EN. Tyto směrnice definují míru bezpečnosti kolejových vozidel na úrovni zákona.

Legislativní soustavu (přehledně znázorněn na obr. 5), týkající se problematiky bezpečnosti kolejových vozidel, jsou povinny aplikovat do interních zákonů a norem národní normalizační organizace zemí, které jsou členy CEN, a je závazná pro výrobce v oboru kolejových vozidel.



Obr. 5 Legislativní soustava tvořící oporu problematice bezpečnosti kolejových vozidel

4.1 Přehled norem, týkajících se dané problematiky

Nová kolejová vozidla jsou z hlediska legislativy podrobena několika akreditovaným zkouškám. Každá taková zkouška má přesný název zkušební postupu (konstrukčního scénáře srážky) a její metodika je identifikována příslušnými evropskými normami resp. vyhláškami UIC.

V otázkách kolizní bezpečnosti hnacích vozidel se jedná o tyto akreditované zkoušky:

- statické pevnostní zkoušky hrubých staveb a rámců podvozků včetně zvedání vozidel (podle: EN 15227; EN 12663-1, čl. 8.2; EN 12663-2, čl. 6; UIC 566, čl. 4.1; UIC 577, bod 1);
- nárazové zkoušky vozidel a dynamické zkoušky nárazníků (podle: EN 15227; EN 15551, čl. 5.5.3, čl. 7; EN 12663-1, čl. 8.4; EN 12663-2, čl. 8.; UIC 566, čl. 4.1.3; UIC 577, čl. 1.2);
- zkouška deformační odolnosti čelní partie vozidel (podle: EN 15227, EN 15551).

4.1.1 EN 15227: Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu

Tato norma stanovuje rámec pro určení podmínek odolnosti proti nárazu, kterým musí konstrukčně odolat skříně kolejových vozidel, a to na základě nejtýpějších nehod a s nimi spojených rizik, a stanovuje další požadavky na pasivní bezpečnost konstrukce s cílem zvýšit bezpečnost cestujících [4].

Norma platí pro nové konstrukce lokomotiv a osobních kolejových vozidel podle definic v kategoriích C-I až C-IV (viz tab. 5).

Požadavky odolnosti proti nárazu se vztahují na skříně vozidla a na mechanické prvky s ní spojené, jako například spřáhla, narážecí ústrojí atd. Norma určuje metody zajišťování pasivní bezpečnosti. Za tímto účelem stanovuje charakteristiku referenčního modelu překážek používaných v konstrukčním scénáři srážky.

Konstrukční kategorie odolnosti proti nárazu u kolejových vozidel.

Pro účely uplatňování této normy jsou železniční vozidla zařazena do konstrukčních kategorií odolnosti proti nárazu. Tyto kategorie jsou závislé na hlavních charakteristikách železniční infrastruktury a na typu provozu.

Podle [4] se železniční vozidla se dělí na čtyři kategorie (tab. 5) s označením typu provozu a vozidel, která budou v každém jednotlivém provozu provozována.

Tab. 5 Konstrukční kategorie odolnosti proti nárazu u kolejových vozidel [4]

Kategorie	Definice	Příklady typů vozidel
C-I	vozidla určená k provozu na tratích transevropské sítě, mezinárodních, národních a regionálních tratích (s úrovnovými přejezdy)	lokomotivy, osobní vozy a pevné vlakové jednotky
C-II	městská vozidla určená k provozu pouze na vyhrazené železniční infrastruktuře bez vazby na silniční dopravu	vozidla metra
C-III	lehká železniční vozidla určená k provozu v městské, popř. regionální síti, v provozu sdílených tratí a s vazbou na silniční dopravu	tramvajové soupravy, předměstská tramvaj
C-IV	lehká železniční vozidla určená k provozu ve vyhrazených městských sítích s vazbou na silniční dopravu	tramvajová vozidla

Konstrukční scénáře srážky.

Konstrukční scénáře srážky, uvedené níže, nejsou jedinými případy, k nimž dochází na infrastruktuře veřejné železniční dopravy v Evropě, ale představují nejtypičtější kolizní situace a současně i situace, při nichž dochází k největšímu počtu smrtelných zranění. Jsou to:

1. čelní srážka dvou totožných vlakových jednotek
(Srážky dvou vlaků vedou k nejvyššímu počtu vážných zranění.);
2. čelní srážka s odlišným typem železničního vozidla
(Srážka s běžným kolejovým vozidlem s klasickým narážecím ústrojím, které je provozováno v prostředí se smíšenou dopravou.);
3. náraz čela vlakové jednotky do velkého silničního vozidla na úrovnovém přejezdu
(Význam tohoto typu scénáře je závislý na výskytu úrovnových přejezdů, provozní rychlosti a rychlosti nouzového brzdění vlaku a na dohledové vzdálenosti.);
4. náraz vlakové jednotky do nízké překážky (např. auta, zvířete, odpadlého materiálu)
(Tento scénář se uplatní tehdy, když se vlaková jednotka srazí s překážkou mající své těžiště hmotnosti pod úroveň čelníku vlakové jednotky.).

V tab. 6 jsou uvedeny nárazové rychlosti pro jednotlivé kategorie vozidel a scénáře. První tři scénáře jsou dynamické povahy, čtvrtý je statické povahy.

Tab. 6 Nárazové rychlosti pro jednotlivé kategorie vozidel [4]

Scénář č.	Typ překážky	Charakteristika provozu	C-I	C-II	C-III	C-IV
1	totožná vlaková jednotka	všechny systémy	36	25	25	15
2	nákladní vůz 80 t	smíšená doprava s vozidly vybavenými bočními nárazníky.	36	-	25	-
	regionální vlak 129 t	smíšená doprava s vozidly se středním spřáhlem	-	-	10	-
3	deformovatelná překážka 15 t	transevropská síť a podobný provoz s úroňovými přejezdy	max. 110	-	-	-
	pevná překážka 3 t	městská trať neoddělená od silniční dopravy	-	-	-	25
4	malá, nízká překážka	předepsané požadavky na smetadlo překážek	-	-	-	-

Pasivní bezpečnost konstrukce.

V rámci [4] musí být přijata tato opatření, která v případě srážky zajistí ochranu cestujících:

- snížení nebezpečí šplhání;
- pohlcení kolizní energie kontrolovaným způsobem;
- zachování prostoru pro přežití a konstrukční celistvost obsazených prostorů;
- snížení zpomalení (záporného zrychlení);
- snížení nebezpečí vykolejení a omezení následků srážky s překážkou na trati.

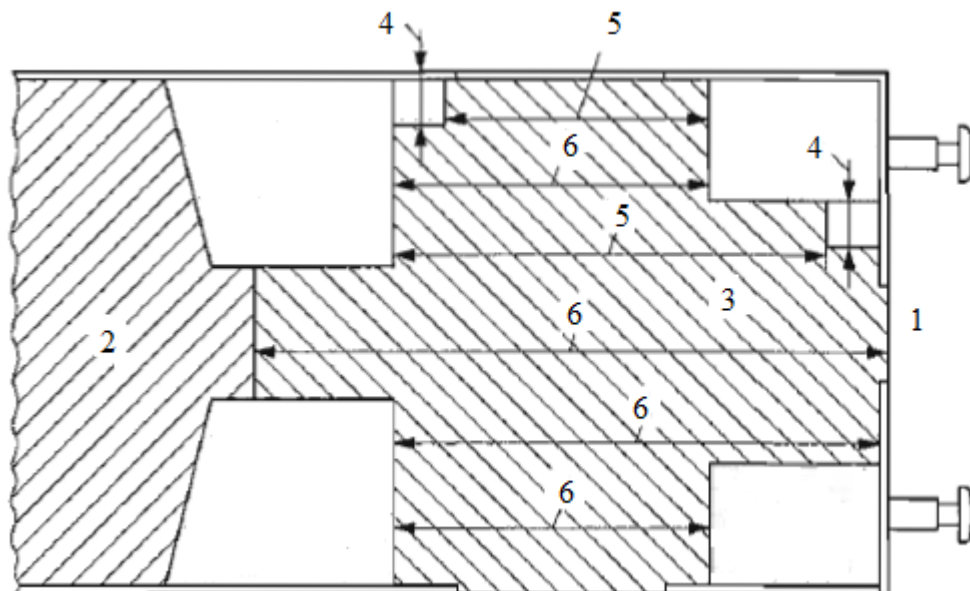
Zábrana proti šplhání je nutná k tomu, aby omezila vychylování svislým směrem, které vzniká na rozhraní mezi vozidly, a aby takto vzniklé svislé síly potlačovala a zatížení ze srážky směřovala do konstrukce, která pohlcuje energii. Svislá vychýlení a síly vznikají během přesazení na rozhraní mezi kontaktními body a setrvačnými silami, vyplývajícími ze zpomalení a zrychlení vozidla. Svislá přesazení mohou být způsobována opotřebením kol, kýváním, rozdíly mezi vertikálními zatíženími atd. Za dostatečné se pokládá základní svislé přesazení 40 mm. Tento případ musí být simulován u konstrukčního scénáře srážky č. 1.

Minimálně jedno dvojkolí u každého podvozku musí být v efektivním kontaktu s tratí po celou dobu trvání srážky. Jako kritérium se volí podmínka, že dotykový bod kola s kolejnicí

se může zvednout o 75 % výšky okolku nad temeno kolejnice. Je přípustné nadzvednutí kola maximálně 100 mm, pokud zařízení proti šplhání zůstanou plně v činnosti po celou dobu příslušné fáze simulace srážky a budou zajišťovat konstantní propojovací prvek mezi srážejícími se vozidly a maximální síly vyvolané na jejich rozhraní budou vhodně přenášeny do tohoto propojovacího prvku.

Na základě definovaných scénářů musí být snížení délky prostoru pro přežití cestujících omezeno na maximálně 50 mm v každém jednotlivém úseku dlouhém 5 m nebo musí být plastické namáhání v těchto prostorech omezeno na 10 %. Pokud je délka 5 m těsně na čele vozidlové konstrukce, může se podélně snížit až o 100 mm. V prostorech obsazovaných dočasně (např. nástupních prostorech), které se využívají jako deformační zóny, se podélný obrysový prostor v oblasti s příčným rozměrem větším než 250 mm smí snížit maximálně o 30 % takové zóny.

Obr. 6 představuje oblasti, kde požadavky na podélný obrysový prostor platí a kde nikoli.

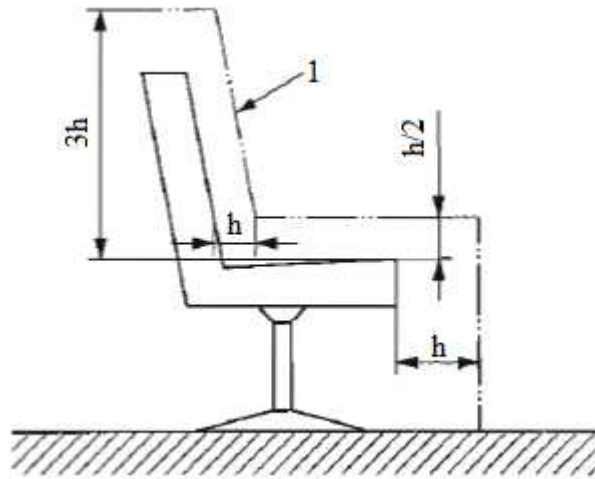


Obr. 6 Požadavek na deformační prostor volných zón v dočasně obsazovaných prostorech [4]

Legenda k obr. 6:

1. Konec vozidla;
2. Prostor sedících cestujících (prostor pro přežití cestujících);
3. Oblast dočasné obsazenosti (např. nástupní prostor na čele);
4. Maximální příčný rozměr 250 mm;
5. Podélný volný prostor se nevyžaduje;
6. Podélný volný prostor se vyžaduje.

Musí být zajištěn prostor pro přežití řidiče (a další osoby v kabině řidiče). Tento prostor buď obklopí každé pevné sedadlo minimálním volným prostorem před sedadlem (měřeno v jeho ose), jak je to patrné z obr. 7, nebo vytvoří v přilehlé blízkosti kolem hlavní sedící polohy délku a šířku minimálně 0,75 m a minimálně 80 % původní výšky mezi jmenovitou úrovní podlahy a stropem.



Obr. 7 Požadavek na prostor pro přežití řidiče [4]

Legenda k obr. 7:

1. Předepsaný profil volného prostoru;
2. $H = 300 \text{ mm}$.

Každý prostor na přežití bude mít minimálně jednu únikovou cestu (přes vyznačené výstupní dveře nebo únikové okno). Deformace konstrukce podle definovaných kolizních scénářů nesmí bránit použití únikových cest.

Průměrné podélné zpomalení v prostorech pro přežití musí být v konstrukčních scénářích srážky č. 1 a č. 2 omezeno na 5 g a v konstrukčním scénáři srážky č. 3 na 7,5 g.

Vedoucí vozidla kategorie C-I musí být opatřena smetadlem překážek.

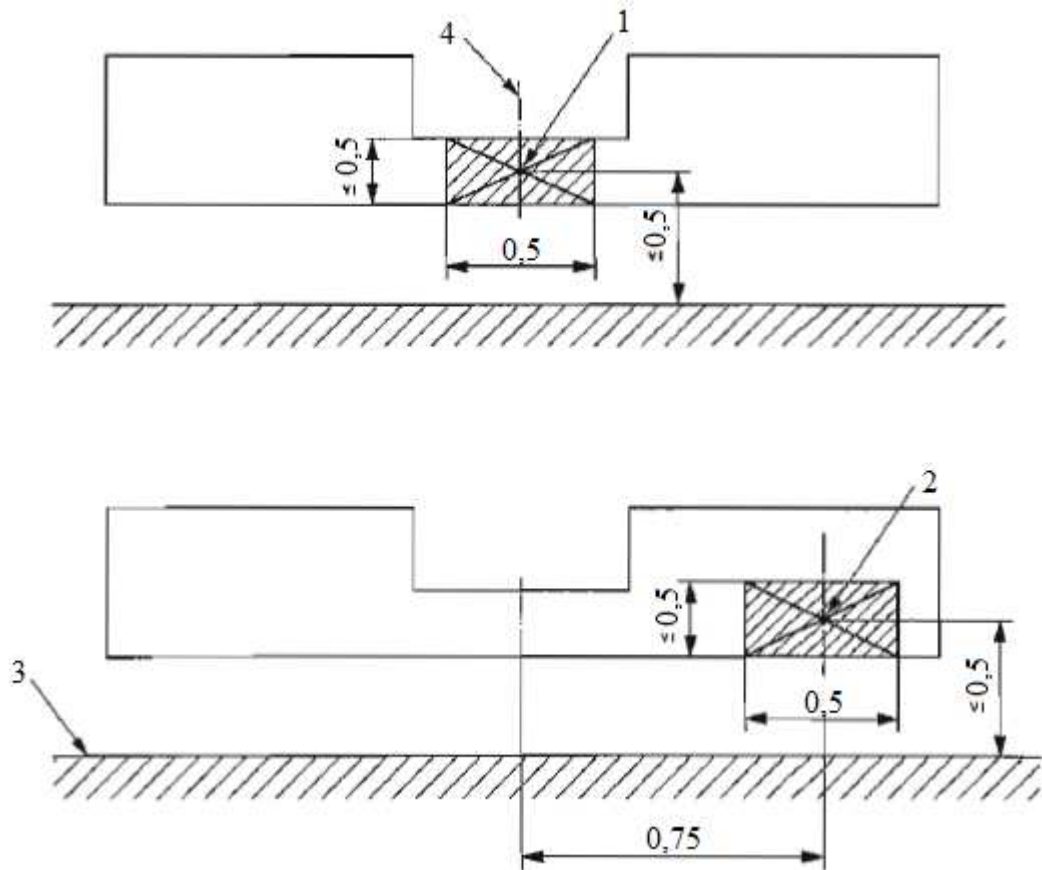
Pevnostní požadavky na funkci smetadla překážek a jeho upevnění ke konstrukci vozidla jsou specifikovány v tab. 7.

Tab. 7 Požadavky na funkci smetadla překážek [4]

Provozní rychlost V_{ic}	$\geq 160 \text{ km/h}$	140 km/h	120 km/h	100 km/h	$\leq 80 \text{ km/h}$
Statické zatížení v ose	300 kN	240 kN	180 kN	120 kN	60 kN
Statické zatížení v příčné vzdálenosti 750 mm od osy	250 kN	200 kN	150 kN	100 kN	50 kN

Na obr. 8 jsou znázorněny další pevnostní požadavky smetadla překážek:

- síla bude vedena na plochu širokou 0,5 m a vysokou 0,5 m od spodního okraje smetadla překážek. Směr působení výsledné síly musí být vodorovný a procházet středem každé zatěžované oblasti do maximální výšky 500 mm nad úroveň kolejnice.



Obr. 8 Zatěžování smetadla překážek [4]

Legenda k obr. 8:

1. Výsledná poloha středového zatížení;
2. Výsledná poloha bočního zatížení (obě strany);
3. Temeno kolejnice;
4. Volný prostor spřáhla (při použití).

Ověřování odolnosti proti nárazům.

Ověřování deformační odolnosti vozidel se u konstrukčních scénářů srážky č. 1 a č. 2 provádí kombinovanou metodou. Požadavky na pasivní bezpečnost jsou stanoveny pro vlakovou jednotku jako celek. Nejeví se jako účelné vyhodnocovat chování celé vlakové jednotky pomocí zkoušek. Proto splnění těchto cílů lze ověřit dynamickou simulací, která bude odpovídat jednotlivým konstrukčním kolizním scénářům. Použití pouze numerické simulace

je postačující pro přesnou předpověď chování z hlediska pevnosti v oblastech omezené deformace skříňe vozidla. Avšak pro oblasti, kde dochází pouze k rozsáhlejším deformacím, musí ověřovací program obsahovat i ověřování numerických modelů pomocí vhodných zkoušek (kombinovaná metoda).

Příloha (normativní): Požadavky na ověřovací program. (viz [4])

Účelem zkušebního programu je ověřit, že numerický model správně popisuje chování mechanismů pohlcování energie. Zkoušky musejí splňovat požadavky na pohlcování energie podle konstrukčních scénářů srážky č. 1 a č. 2, pokud se týkají konstrukce. Není však nutné konstrukční scénář srážky přesně reprodukovat.

Zkoušky musejí za běžných okolností pohltit minimálně 80 % maximální energie, která musí být pohlcena zkoušeným mechanismem. Pokud se při zkoušce použije nižší hodnota, musí to být odůvodněno a tato hodnota musí činit minimálně 50 % požadované energie.

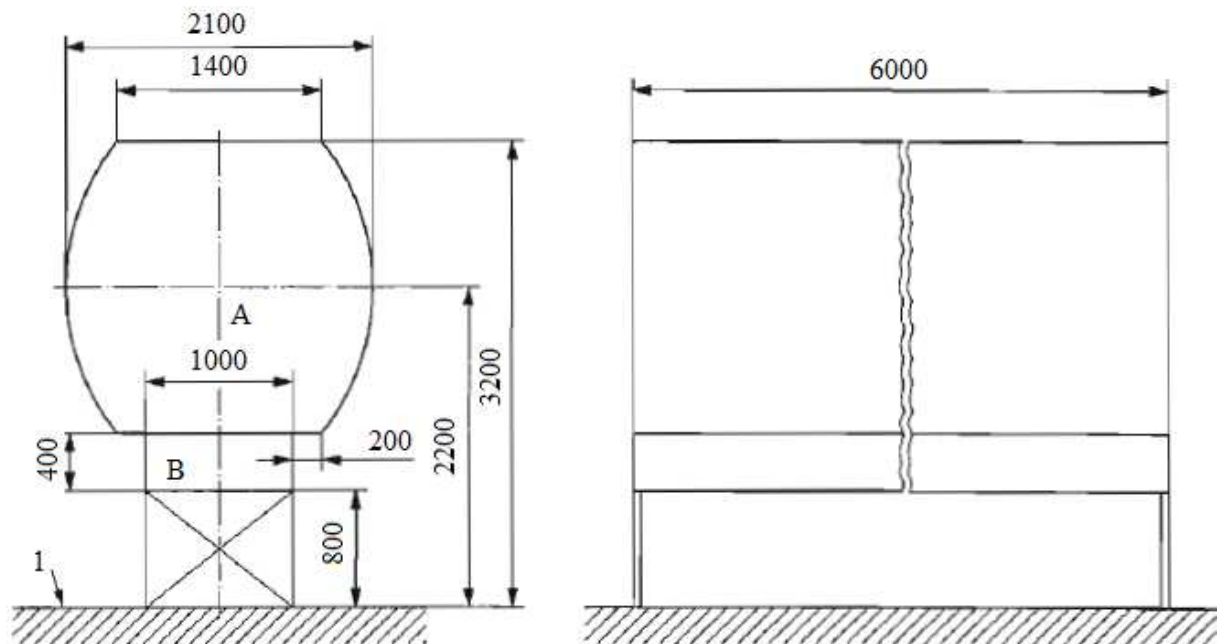
Při zkouškách ve skutečné velikosti musí být zajištěn dostatek energie k tomu, aby při dynamických zkouškách rychlost nárazu činila minimálně 50 % předepsané iniciační rychlosti v konstrukčním scénáři srážky.

Příloha (normativní): Definice referenční překážky. (viz [4])

Pro srážky mezi vlakovou jednotkou a velkou, těžkou překážkou na úrovňovém přejezdu musí ekvivalentní deformovatelná překážka mít tvar kompletního numerického modelu, zobrazeného v softwaru pro simulaci srážky.

Použitá překážka nemá omezení stupňů volnosti a je vymezena následující charakteristikou (obr. 9):

- hmotnost $m = 15\,000$ kg;
- těžiště hmotnosti ve výši 1 750 mm nad temenem kolejnice;
- části A a B mohou být modelovány s nebo bez krycího plechu;
- rovnoměrné a spojitě rozložené hmoty a tuhosti v podélném směru;
- nulové tření vzhledem k zemi;
- pokud se modeluje tření na povrchu překážky, musí mít hodnotu $f = 0,2$;
- centrální spřáhlo vlaku na čele s kabinou řidiče se ze simulace s touto překážkou vypustí.



Obr. 9 Geometrie deformovatelné překážky [4]

Příloha (normativní): Definice referenčního vlaku – definice sestav. (viz [4])

Pro konstrukci lokomotiv a hlavových hnacích vozidel, které netvoří součást pevného řetězce vozidel, se musí použít referenční vlak. Při simulacích s referenčními vlaky je nutné řídit se požadavky na ověřovací program.

Referenčním vlakem pro konstrukci lokomotiv musí být samostatný tuhý nákl. vůz (obr. 10).



Obr. 10 Referenční vlak pro lokomotivy [4]

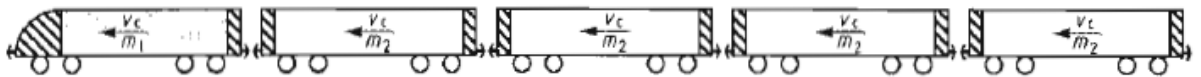
Legenda k obr. 10:

m_1 = skutečná hmotnost posuzované lokomotivy při srážce;

m_2 = hmotnost nákladního vozu (80 t).

Referenčním vlakem pro konstrukci hlavového hnacího vozidla musí být sestava čtyř vozidel, řazených za konstruovaným vozidlem. Rozhraní před každým z těchto vozidel musí být způsobilé pohlcovat energii.

Hlavovým hnacím vozidlem se rozumí vozidlo se samostatným pohonem s provozní kabinou řidiče pouze na jednom čele, jehož úkolem je pouze zajišťovat tažnou sílu pro skupinu vozidel a které je určeno pro běžný provoz a nikoli jako trvalá součást pevné vlakové jednotky.



Obr. 11 Referenční vlak pro hlavové hnací vozidlo [4]

Legenda k obr. 11:

m_1 = skutečná hmotnost posuzovaného vedoucího vozidla při srážce;

m_2 = průměrná hmotnost nejtěžší třídy provozovaných osobních vozů při srážce.

Předpokládaná charakteristika posunu síly u referenčního vozidla musí odpovídat provedení spřahování a třídě posuzovaných vozidel.

Uplatnění normy není závazné pro:

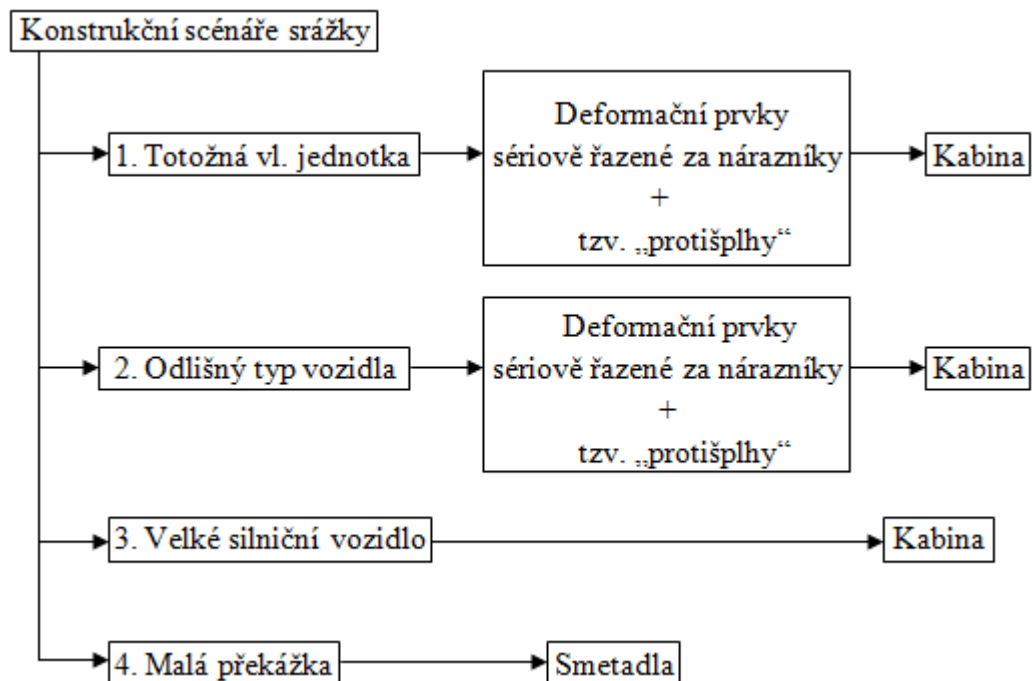
- kolejová vozidla v konečné fázi vývoje v rámci nabídkového řízení nebo taková, která jsou již nakupována k datu vydání této normy (listopad 2010);
- splnění požadavků normy u rekonstrukce nebo modernizace kolejového vozidla, vyžadující zásah do pevnosti konstrukce.

EN 15227 (resp. celá legislativní soustava) je v rámci novelizačních procesů postupně upravována. Jedním z možných podkladů pro úpravy normy jsou úkoly programu Evropské komise (projekty Safe Train a Safe Tram), jejichž výsledky jsou do novelizace normy promítnuty.

5. Konstrukční problematika

Na hnací vozidlo působí při střetu rázové účinky, které vyvolávají podélné dynamické síly na hrubou stavbu skříně (skelet) vozidla. Absorbováním části kinetické (deformační) energie vhodně navrženými konstrukčními celky s deformačními prvky je možné tyto síly eliminovat a ochránit tak hnací vozidlo před násilným poškozením.

Podle obr. 12 si lze vytvořit ucelený přehled konstrukčních celků, zajišťujících pasivní bezpečnost hnacích vozidel na základě konstrukčních scénářů srážky (tab. 6).



Obr. 12 Přehled konstrukčních celků, zajišťujících pasivní bezpečnost podle jednotlivých konstrukčních scénářů srážky

Pro první a druhý konstrukční scénář srážky, představující náraz do totožné resp. odlišné vlakové jednotky, se nejprve uplatňují deformační prvky sériově řazené za nárazníky (systém nárazník proti nárazníku) společně s tzv. „protišplhy“, zajišťujícími trvalý kontakt nárazníků během celé doby nárazu. Kabina strojvedoucího jako konstrukční prvek pasivní bezpečnosti, představuje prostor pro přežití obsluhujícího personálu pomocí procesu vlastní řízené deformace během nárazu, kdy se vozidla do sebe zaklesnou. Nabývá na významu, kdy akumulovaná kinetická energie překračuje možnosti deformačních prvků sériově řazených za nárazníky.

Pro třetí konstrukční scénář srážky, představující náraz do velkého silničního vozidla, je primární zájem na ochraně života obsluhujícího personálu. Obr. 14 ukazuje numerickou simulaci takového nárazu pro rychlost podle tab. 6 se zachováním prostoru pro přežití.

Čtvrtý konstrukční scénář srážky, představující náraz do malé překážky, je zaměřen na pojezdovou část hnacího vozidla. K zamezení před kontaktem pojezdu s překážkou slouží smetadla překážek. Požadavky na funkci smetadla jsou uvedeny v tab. 7.

Žádané od provozovatelů je všechny tyto konstrukční celky, podílející se na pasivní bezpečnosti řešit výrobci jako oddělitelné od vlastní hrubé stavby skříně vozidla. Při jejich poškození je oprava hnacího vozidla výměnným způsobem efektivnější z hlediska kratší doby opravy a také její ceny.

5.1 Stavba skříní s řízenou deformací

V rámci pevnostních požadavků, stanovených normou EN 12663-1 „Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy“ je nutno zajistit tyto předpoklady:

- skříně kolejových vozidel musí odolat maximálnímu zatížení podle jejich provozních požadavků po celou požadovanou dobu provozní životnosti a za běžných provozních podmínek;
- schopnost skříně kolejového vozidla odolat požadovaným zatížením bez trvalé deformace a poškození se musí prokázat výpočtem a zkouškami podle validačního programu.

Splnění těchto požadavků je založeno na použití kovových i jiných (nekovových) materiálů.

5.1.1 Pevnostní požadavky podle EN 12663-1

Prokázání statické pevnosti a stability konstrukce: (viz [5])

Statická pevnost konstrukce je prokazována výpočtem a/nebo zkoušením. Při předepsaných návrhových zatíženích nesmí dojít k významné trvalé deformaci nebo porušení konstrukce jako celku. Požadavek musí být splněn před dosažením meze pružnosti (R_E) nebo meze kluzu ($R_{p0,2}$) materiálu.

Konstrukce vozidla musí mít rezervu bezpečnosti proti nestabilitě, vedoucí k celkovému poškození při výjimečném zatížení.

Prokázání tuhosti: (viz [5])

Mezní hodnoty tuhosti zaručují, že skříň vozidla bude setrvávat ve svém vymezeném prostoru a nedojde k nepřijatelnému dynamickému chování.

Požadovanou tuhost lze definovat jako přípustnou deformaci při stanoveném zatížení nebo jako minimální frekvenci vibrací. Požadavky se vztahují na úplnou skříň vozidla nebo na určené konstrukční celky.

Prokázání únavové pevnosti: (viz [5])

Na konstrukci skříňe kolejového vozidla působí během provozní životnosti dynamická zatížení, která se nejvíce projevují v kritických místech, např. tvarové přechody se zvýšenou lokální koncentrací napětí, spoje (svary, šroubové spoje).

Únavová pevnost je prokazována:

- metodou trvalé mezní pevnosti; pro oblasti s dynamickým napětím při všech cyklech pod mezní hodnotou trvalé pevnosti materiálu (platí pro $N \geq 10^7$ cyklů Wöhlerovy křivky);
- metodou kumulativního poškození; alternativa k metodě trvalé mezní pevnosti. Časový průběh každého druhu zatížení je popsán velikostí zatížení a počtem cyklů, přičemž jsou brány v úvahu kombinace všech zatížení současně. Poté se každé poškození zpětně posoudí podle Wöhlerovy křivky daného materiálu.

5.1.2 Konstrukční zatížení podle EN 12663-1

Tab. 8 definuje druhy podélného statického zatížení, použitelné pro konstrukce skříňí hnacích vozidel.

Tab. 8 Hodnoty statických podélných sil, působících na konstrukci skříňe hnacích vozidel podle EN 12663-1 [5]

Podélná statická zatížení skříňe hnacího vozidla	
Podélné síly v prostoru nárazníků a spřáhel	
Tlaková síla v místech uchycení nárazníků	2000 kN
Tlaková síla působící na uchycení nárazníků úhlopříčně	500 kN
Tahová síla na uchycení spřáhla	1000 kN
Tlakové síly na čelní stěně	
Tlaková síla v oblasti čelníku 150 mm nad úrovní podlahy	400 kN
Tlaková síla ve výšce spodního rámu okna	300 kN

Poznámky k tab. 8 podle [5]:

- tlaková síla působící na uchycení nárazníků úhlopříčně se vztahuje pouze na normální nárazníky (tj. bez deformačních prvků);
- tahová síla pro uchycení spřáhla, může být u některých spřáhel až 1500 kN;
- tlaková síla v oblasti čelníku 150 mm nad úrovní podlahy a tlaková síla ve výšce spodního rámu okna platí pro čelní kabiny.

5.1.3 Pevnostní zkoušky hnacích vozidel

Při statické pevnostní zkoušce je hrubá stavba skříně zatěžována silami, uvedenými v tab. 8.

Cílem takové zkoušky je:

- ověření pevnosti konstrukce jejím namáháním maximálním zatížením;
- zjištění výskytu trvalé deformace po zrušení maximálního zatížení;
- stanovení napětí konstrukce při namáhání odpovídajícím druhům provozního zatížení;
- stanovení tuhosti konstrukce.

Ukázka statické pevnostní zkoušky je na obr. 13. Hrubá stavba skříně je umístěna ve zkušebním zařízení, které vyvíjí síly v místech, kde se mohou za provozu vyskytovat (hodnoty zkušebních sil viz tab. 8). Během vlastní zkoušky probíhá měření deformací pomocí tenzometrů [7].



Obr. 13 Statická pevnostní zkouška hrubé skříně – zatěžování podélnými a svislými silami [7]

Po vyhodnocení statické pevnostní zkoušky je konstrukce optimalizována z hlediska rozměrů, tvaru a materiálů. Statická pevnostní zkouška je podpořena numerickou metodou, které jsou ve vzájemné shodě.

Dynamická zkouška (crash test) podléhá konstrukčním scénářům srážky č. 1, č. 2 a č. 3 tab. 6 podle podmínek EN 15227. V případě ověřování deformační odolnosti vozidel pomocí numerické simulace se používá následující software:

- 1) LS-Dyna;
- 2) Pam-Crash (je součástí programového balíku „Virtual Performance Solution“);
- 3) Radioss;
- 4) SIMULIA Abaqus.

Všechny řešiče pro výpočty crashové odolnosti používají explicitní algoritmus řešení, neboť explicitní řešič je vhodný také pro rozsáhlé modely s velkým počtem elementů a pro silně nelineární úlohy s velkým počtem kontaktů. Pro výpočty v oboru kolejových vozidel se nejvíce používají první dva programy. Všechny uvedené programy mají návaznost na konstrukční CAD software.

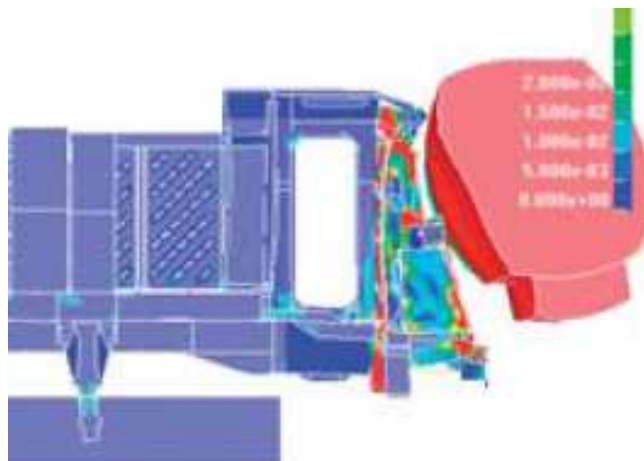
5.2 Kabina strojvedoucího

Střet hnacího vozidla podle konstrukčního scénáře srážky č. 3 (tab. 6) s velkou, deformovatelnou překážkou (obr. 9) je ověřován pouze numerickou metodou. Požadavkem je nezbytné zachování prostoru pro přežití obsluhujícího personálu se zachováním únikové cesty.

Vyhláškou UIC 617-5 „Zvláštní ustanovení k zajištění ochrany personálu na stanovištích strojvedoucího hnacích vozidel“ jsou stanoveny podmínky pro sedačku strojvedoucího, stěny, podlahu a střechnu kabiny při působení vnějších podélných sil.

Provedení deformačních prvků kabiny na lokomotivě ŠKODA 109E:

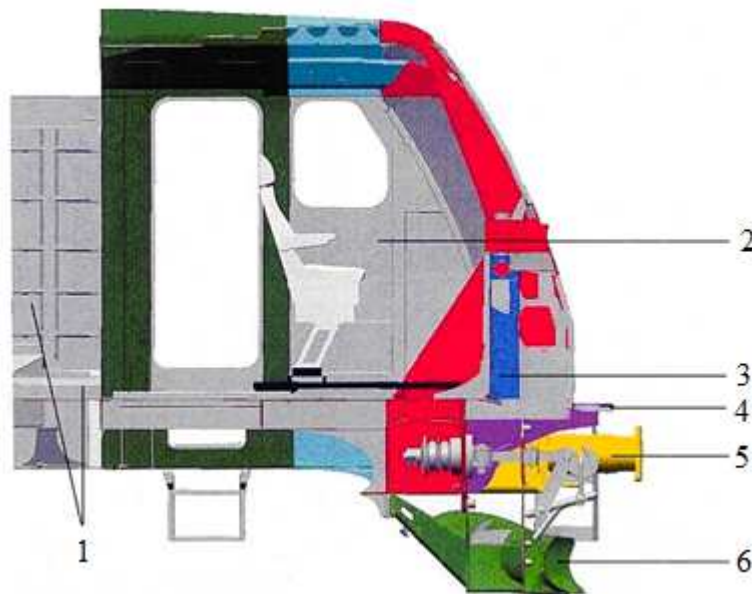
Speciální deformační zóna je po celém obvodu kabiny a na krátké podélné dráze absorbuje kinetickou energii vlastní řízenou deformací. V oblasti dveřního prostoru je zachován prostor pro přežití.



Obr. 14 Numerická simulace nárazu lokomotivy ŠKODA 109E do poddajné překážky o hmotnosti 15t v rychlosti 110 km/hod [9]

Provedení deformačních prvků kabiny na lok. TRAXX MS Bombardier Transportation:

Na obr. 15 je představena varianta uspořádání konstrukčních celků, chránících jak samotné hnací vozidlo při střetu, tak i obsluhující personál pomocí ochranného prvku proti vniknutí cizích těles do kabiny (antipenetrační stěna), bezpečnostního skla a prostoru pro přežití, definovaného EN 15227.



Obr. 15 Kabina hnacího vozidla TRAXX MS Bombardier Transportation [8]

Legenda k obr. 15:

1. Střední část skříně a podélná pevnost rámu;
2. Konstrukce kabiny zajišťující podélnou pevnost;
3. Antipenetrační stěna;
4. Ochrana proti šplhání vozidla;
5. Narážecí ústrojí s aplikací deformačních prvků;
6. Smetadlo překážek (pluh).

5.2.1 Ochranné čelní sklo

Provedení a výroba oken kabiny hnacího vozidla podléhá požadavkům vyhlášky UIC 617-4 „Provedení čelních, bočních a jiných oken stanoviště strojvedoucího elektrických hnacích vozidel“ a vyhlášky UIC 625-2 „Provedení čelních, bočních a jiných oken stanoviště strojvedoucího motorových hnacích vozidel a řídicích vozů.“

Těmto požadavkům vyhovují bezpečnostní skla, odolná při střetu s cizím tělesem ve vysoké rychlosti a při různé teplotě. Při tříštění do střípin nesmí způsobit těžká zranění. Doporučená

tloušťka čelních skel činí 6 mm. Podmínkou je též nezkreslování barev a neomezování výhledu.

Bezpečnostní vrstvené sklo SILA CARB:

Německý výrobce, firma SILA GmbH, Geretsried, vyvinul bezpečnostní dvouvrstvé sklo s vnější skleněnou vrstvou a vnitřní polykarbonátovou, zajišťující ochranu proti odletu a rozsypaní střepin do prostoru kabiny strojvedoucího.

5.2.2 Zábrana proti šplhání vozidel

Požadavky na zábranu proti šplhání vozidel jsou definovány EN 15227. Konstruktivním prvkem, zabráňujícím šplhání vozidel je tzv. „protišplh“ (obr. 16), který je umístěn v prostoru nad nárazníky.

Zamezením vzájemnému šplhání vozidel (též přenárzníkování) jsou eliminovány možné svislé síly a je tak zajištěn kontakt nárazníků s deformačními prvky během celé doby nárazu, které absorbují pouze síly podélné. V případě již vzniklého svislého vychýlení při střetu dvou vozidel přenášejí velké zatížení. Z těchto důvodů jsou robustní, tuhé konstrukce.

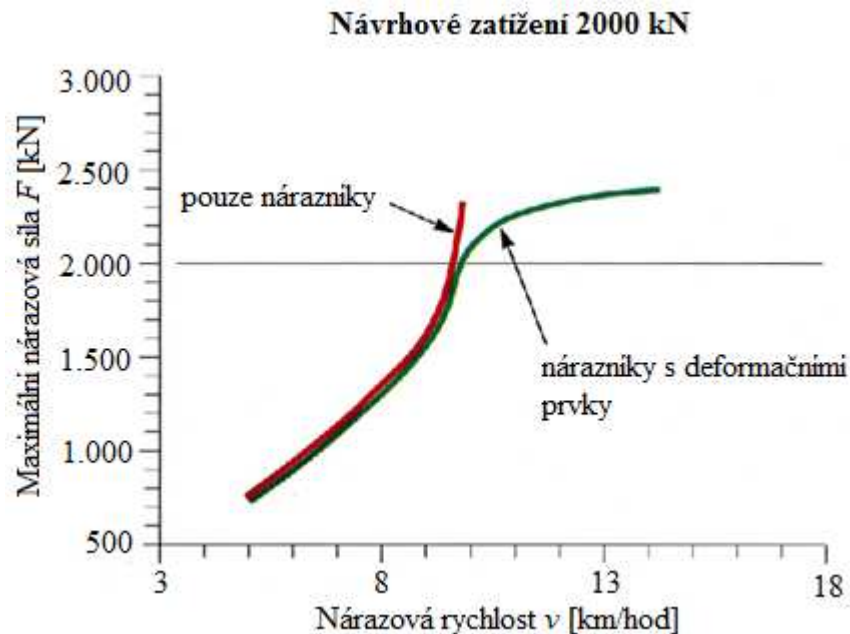


Obr. 16 Provedení „protišplhu“ na elektrické lokomotivě ŠKODA 109E [9]

5.3 Deformační prvky sériově řazené za nárazníky

Při střetu hnacího vozidla podle konstrukčního scénáře srážky č. 1 a 2 (tab. 6) EN 15227 v praxi je kinetická energie prvotně absorbována pracovním zdvihem nárazníku, kdy po jeho vyčerpání je aktivován deformační prvek, sériově řazený za nárazník. Takový deformační

prvek je schopen absorbovat část kinetické energie vlastní řízenou deformací a účinně tak ochránit hlavní rám hnacího vozidla před násilným poškozením v porovnání s klasickým nárazníkem (obr. 17).



Obr. 17 Závislost nárazové síly na rychlosti, působící na klasický nárazník v porovnání s nárazníkem s deformačním prvkem [8]

Aktivovaný deformační prvek bez ohledu na užitém principu absorbování kinetické energie je nutné vyměnit za nový. Proces vlastní řízené deformace je nevratný a poškozený deformační prvek se již neopravuje.

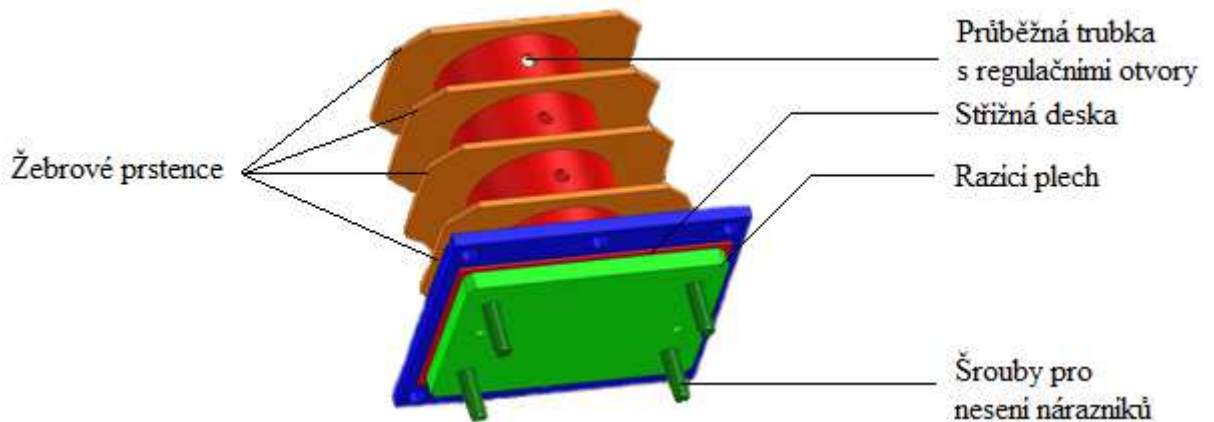
Samotná aktivace deformačního prvku je závislá na mnoha faktorech, jako například: charakter a stav traťového svršku, hmotnost lokomotivy a dopravované zátěže.

5.3.1 Deformační prvek výrobce ČKD

Od roku 1983 byl v Lokomotivce ČKD Praha vyvíjen jednoduchý konstrukční prvek, složený z trubkových segmentů s regulačními otvory a střížné desky. Geometrické a materiálové parametry deformačního prvku byly navrženy tak, aby absorbovaly větší množství deformační energie bez poškození hlavních konstrukčních celků hnacího vozidla.

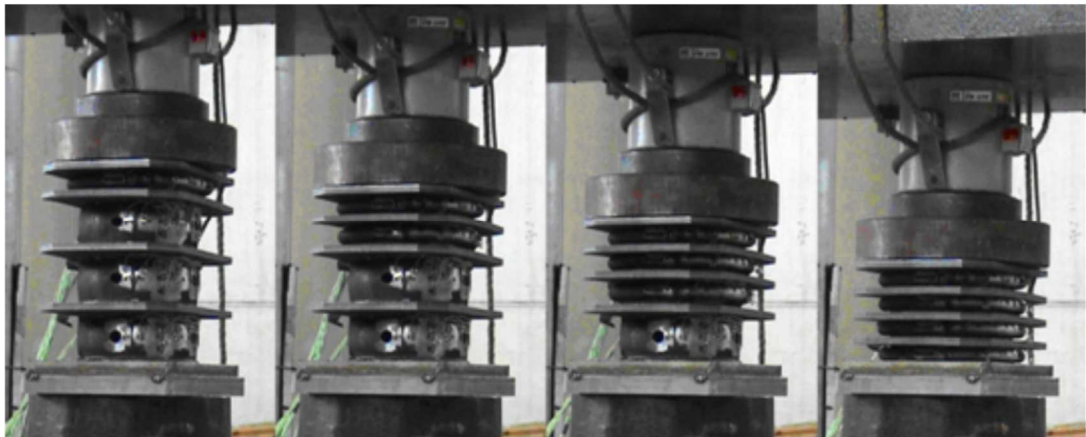
Po ověření deformačních účinků ve VÚKV na ŽZO Cerhenice jsou trubkové segmenty nahrazeny jedinou průběžnou trubkou v celku s navařenými žebrovými prstenci po obvodu pro minimalizaci vychýlení nárazníku z podélné osy při probíhající deformaci (obr. 18). Regulační otvory zůstaly zachovány. Mezi střížnou deskou o tloušťce 3,6 mm a přírubou nárazníku je nasazen opracovaný razící plech o tloušťce 25 mm s minimální vůlí (0,65mm až

1,35mm) k čelu deformačního prvku. Razícím plechem prochází šrouby, nesoucí vlastní nárazník [10].



Obr. 18 Deformační prvek výrobce ČKD resp. CZ LOKO [6]

Při působení podélné dynamické síly na rám hnacího vozidla do hodnoty $F = 1000$ kN na jeden nárazník není deformační prvek uveden v činnost. Po překročení této hodnoty dochází k nastřížení nebo prostřížení střížné desky razícím plechem a postupným stlačováním deformačního prvku je absorbována kinetická energie až do vyčerpání vůle (obr. 19). Další přenos podélných dynamických sil již působí na části hlavního rámu.



Obr. 19 Průběh deformace prvku při statické zkoušce [6]

První sériově vyráběné deformační prvky se dočkaly využití na motorové lokomotivě řady 731 výrobce ČKD. Po osvědčení deformačních prvků na těchto lokomotivách jsou dříve vyráběné lokomotivy ČKD řad T 478.1 až T 478.4 (dnes řada 749 až 754), přistavované k rekonstrukci, též osazovány deformačními prvky. Hlavní rám lokomotivy, vyvíjený v 60. letech 20. století, neměl v oblasti čelníku rámu úpravu pro uložení deformačních prvků. Vyříznutím otvorů v čelníku rámu pod pozičními světly vznikl prostor pro zavaření komor, do kterých jsou vlastní deformační prvky vloženy (obr. 20).



Obr. 20 Vyříznuté otvory v čelníku rámu lokomotivy řady 753, určené pro dosazení komor deformačních prvků [10]

Komora je navržena jako uzavřená s vnitřním čepem, navařeným na zadním čele pro vedení řízené deformace prvku. Na čele komory jsou otvory pro šrouby k uchycení vlastního deformačního prvku (obr. 21). Touto komorou je poškozený deformační prvek vyjímán z rámu lokomotivy [10].



Obr. 21 Komora pro deformační prvky [10]

Samotným zavařením komory do čelníku rámu bylo kontrolními pevnostními výpočty prokázáno zlepšení pevnosti v oblasti čelníku o 30 %.

Parametry deformačního prvku ČKD resp. CZ LOKO jsou uvedeny v tab. 9.

Tab. 9 Hodnoty aktivační síly a absorbované kinetické energie, pohlcené deformačním prvkem ČKD resp. CZ LOKO při srážce

Parametry deformačního prvku ČKD		
Plastická oblast		
$F_{\text{aktivační}}$	Průměrná $F_{\text{deformační}}$	$E_{\text{k-absorb}}$
< 1000 kN	není stanovena	850 kJ

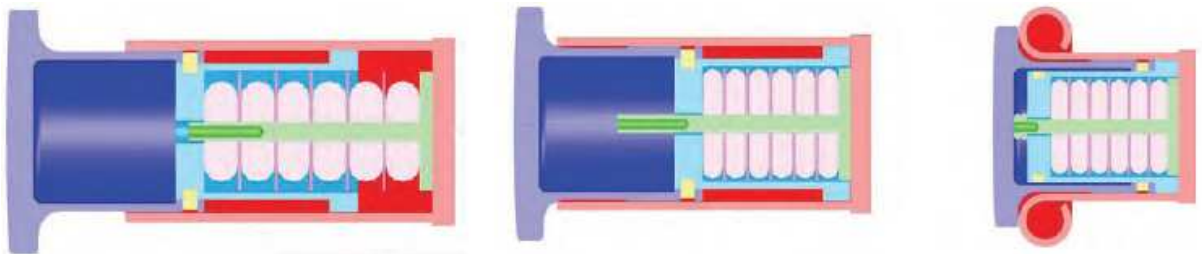
5.3.2 Deformační prvky výrobce EST

Vývojem a výrobou deformačního prvku EST v několika modifikacích se zabývá německá společnost EST (Eisenbahn – systemtechnik GmbH).

Crash nárazníky EST jsou aplikovány na lokomotivách výrobců Bombardier (TRAXX), Siemens Vectron AC, Škoda 109E.

Nárazník EST G1-200K:

Crash nárazník EST G1-200K pracuje v elastické oblasti, tj. v oblasti bez aktivace systému Crash, ve dvou fázích. V první fázi (obr. 22) se jedná o standardní práci s reverzní funkcí, ve druhé fázi dochází k maximálnímu stlačení (úroveň celého pracovního zdvihu, viz tab. 10) bez dalšího vypružení. Poté přechází do plastické oblasti s jednou fází, ve které po maximálním stlačení nárazníku dochází k destrukci jeho pouzdra. Hmotnost jednoho nárazníku činí 121 kg [11].



Obr. 22 Jednotlivé fáze (zleva: 1. – 3. fáze) stlačení nárazníku EST G1-200K. [11]

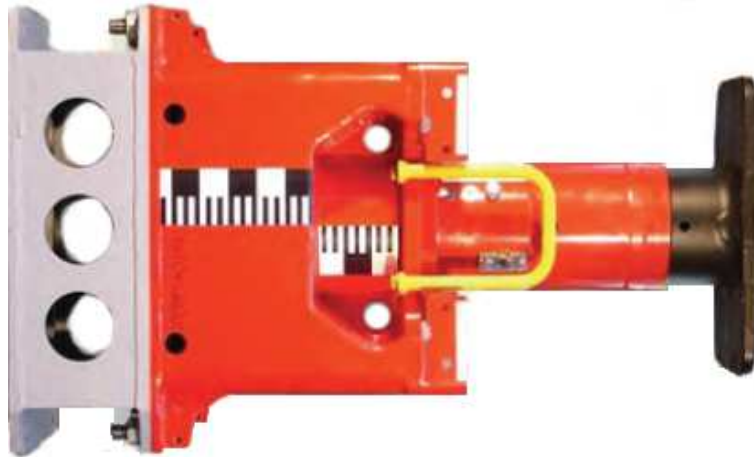
Parametry nárazníku EST G1-200K jsou uvedeny v tab. 10.

Tab. 10 Hodnoty aktivační síly a absorbované kinetické energie, pohlcené deformačním prvkem EST G1-200K [11]

Parametry nárazníku EST G1-200K				
Elastická oblast		Plastická oblast		
Pracovní zdvih	$E_{\text{k-reverzní}}$	$F_{\text{aktivační}}$	Průměrná $F_{\text{deformační}}$	$E_{\text{k-absorb}}$
105-5 mm	40 kJ	1500 kN	1000+/-100 kN	400 kJ

Nárazník EST G1 v kombinaci s pohlcovacím blokem EST A1:

Crash nárazník EST G1 v kombinaci s pohlcovacím blokem EST A1 (obr. 23) tvoří deformační systém Duplex EST G1.A1, který umožňuje navýšení absorbované kinetické (deformační) energie na hodnotu $E_{k-absorb} = 850 \text{ kJ}$. Tento systém představuje nadstavbu předchozího řešení. Hmotnost jednoho nárazníku s pohlcovacím blokem činí 263 kg [11].



Obr. 23 Crash nárazník EST G1 v kombinaci s pohlcovacím blokem EST A1 [11]



Obr. 24 Aktivovaný Crash nárazník EST G1 v kombinaci s pohlcovacím blokem EST A1 [11]

Deformační prvky výrobce EST jsou v modifikaci EST G2-200K též dodávány na kotlové vozy se systémem proti přenárazníkování, které vyhovují podmínkám přepravního řádu RID.

Parametry nárazníku Duplex EST G1.A1 jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Hodnoty aktivační síly a absorbované kinetické energie, pohlcené deformačním prvkem Duplex EST G1.A1 [11]

Parametry nárazníku Duplex EST G1.A1				
Elastická oblast		Plastická oblast		
Pracovní zdvih	$E_{k-reverzní}$	$F_{aktivační}$	Průměrná $F_{deformační}$	$E_{k-absorb}$
105-5 mm	40 kJ	1500 kN	1000+/-100 kN	850 kJ

5.3.3 Deformační prvky výrobce AXTONE

Od roku 2003 je polskou společností Axtone vyvíjen nárazník s deformačním prvkem Crash, využívající principu obrábění kovu během absorbování kinetické (deformační) energie.

Při aktivaci prvku dochází k trvalé plastické deformaci kovu vyřezávaného z vnějšího povrchu korpusu (pouzdra) nárazníku, kdy je během nárazu vnější plocha krytu nárazníku obráběna řeznými elementy. S požadavkem na malý zástavbový prostor v čelníku rámu umožňuje prvek potřebnou deformační dráhu se stabilní charakteristikou deformační síly.

Ověření deformačních účinků proběhlo při laboratorních výzkumech a testech v reálných podmínkách ve VÚKV Varšava a dále ve výzkumných pracovištích TÜV SÜD Gorlitz, firmy Bombardier a Alstom. Výsledky zkušebních testů prokázaly schopnost absorpce kinetické energie $E_{k-absorb} = 1300 \text{ kJ}$ působící na čelník rámu při účinku podélné dynamické síly v rozpětí hodnot $F = 100 \div 4000 \text{ kN}$ a odolnost proti mimoosovému zatížení. Nárazník tak splňuje požadavky evropských norem EN 15551 a EN 15227 [12].



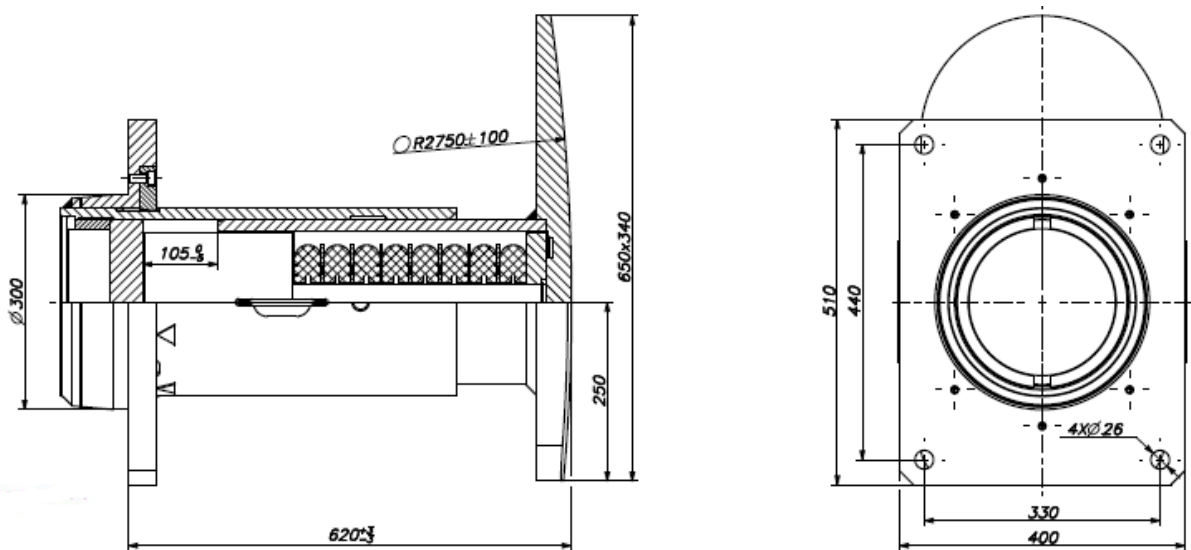
Obr. 25 Aktivovaný deformační prvek Keystone Bahntechnik s hydraulickým tlumičem Combigard [8]

Patentovaná technologie nárazníku s deformačním prvkem Crash byla poprvé použita na cisternových vozech určených pro přepravu nebezpečného nákladu. V dalších letech pak v různých modifikacích nachází uplatnění u nově vyráběných vagonů metra, tramvají a lokomotiv výrobců Bombardier, Siemens (Taurus), Stadler s potřebnou dodatečnou úpravou

počtu řezných elementů, a tím velikosti absorbované kinetické energie. V rámci rekonstrukce starších lokomotiv je možné užití tohoto deformačního prvku po adaptaci čelníku rámu vozidla.

Nárazník Crash AX-ZKC1:

Jako příklad výrobní modifikace nárazníku s deformačním prvkem Crash je verze AX-ZKC1 (obr. 26), která je vybavena soupravou tlumičů složených ze sady pružných vložek, vyrobených z pevného elastomeru EuroPad a hydraulického tlumiče Combigard E 105. Aktivační činnost deformačního prvku je garantována v rozmezí teplot -40°C až $+50^{\circ}\text{C}$ [12].



Obr. 26 Nárazník Crash AX-ZKC1 [12]

Parametry nárazníku Crash AX-ZKC1 jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 12 Hodnoty aktivační síly a absorbované kinetické energie, pohlcené deformačním prvkem Crash AX-ZKC1 [12]

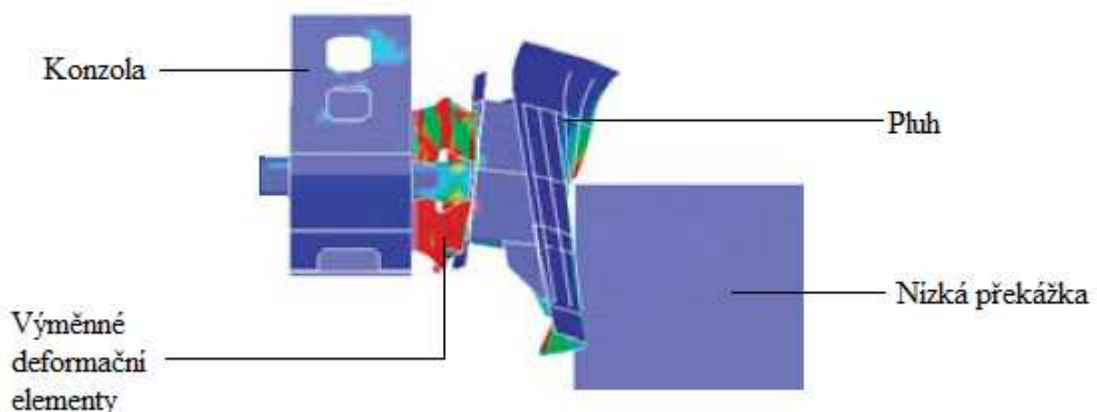
Parametry nárazníku Crash AX-ZKC1				
Elastická oblast		Plastická oblast		
Pracovní zdvih	$E_{k\text{-reverzní}}$	$F_{\text{aktivační}}$	Průměrná $F_{\text{deformační}}$	$E_{k\text{-absorb}}$
105-5 mm	75 kJ	1200+200 kN	1000+/-100 kN	420 kJ

5.4 Deformační dílce smetadla překážek (pluhu)

Při střetu hnacího vozidla podle statisticky nejčastějšího konstrukčního scénáře srážky č. 4 (tab. 6; malá, nízká překážka) EN 15227 je nejvíce zatíženým konstrukčním prvkem smetadlo překážek (pluh), který přenáší podélné síly od nárazu. Pomocí EN 15227 jsou též upřesněny pevnostní požadavky a uchycení ke konstrukci vozidla.

Provedení deformačního prvku pluhu na lokomotivě ŠKODA 109E:

Uchycení pluhu je řešeno jako odnímatelné bez nutných zásahů do konstrukce pomocí konzol, pevně spojených s rámem lokomotivy. Deformační elementy jsou řazené mezi konzolami a pluhem a jsou řešeny jako odnímatelné. Při střetu absorbují značnou část kinetické energie a chrání tak před poškozením ostatní konstrukční celky lokomotivy [9]. Na obr. 27 je patrná oblast bez deformace (konzola na rámu lokomotivy) a oblast s řízenou deformací (výměnný deformační element).



Obr. 27 Počítačová simulace nárazu lokomotivy ŠKODA 109E do nízké překážky [9]

Nově vyráběná hnací vozidla již disponují veškerými konstrukčními celky, splňující nejpřísnější požadavky evropských norem. Vývoj takových konstrukčních celků je však vysoce nákladný. Optimálním řešením jsou proto sofistikované počítačové programy, s jejichž pomocí lze navrhnout potřebnou odolnost proti deformaci případně samotnou řízenou deformaci s možností simulace kolizních scénářů srážky.

Vozidlový park však představují stále ještě hnací vozidla, jejichž vývoj byl ukončen ještě před širším uplatněním pravidel pro konstruování podle evropských norem. Pro tyto vozidla se při různé úrovni modernizace za účelem relativního zvýšení pasivní bezpečnosti nabízí možnost aplikace deformačních prvků, sériově řazených za nárazníky, které nepředstavují zásah do pevnosti konstrukce. Výše představení výrobci deformačních prvků proto nabízejí jejich různé úpravy podle konstrukčního uspořádání hnacího vozidla.

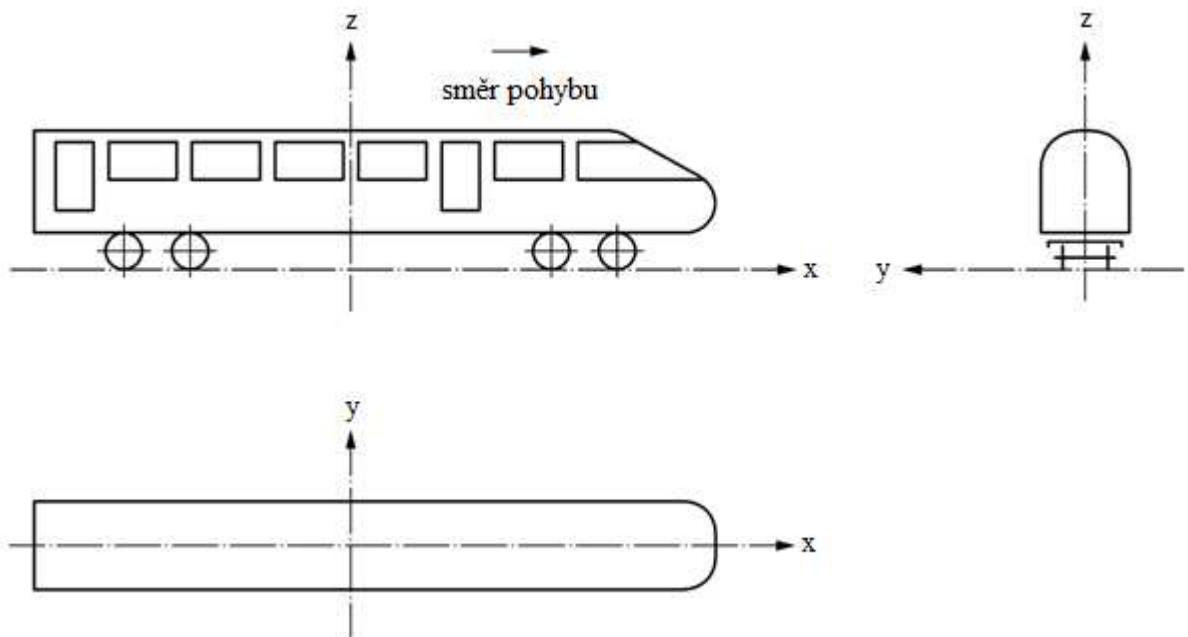
6. Rozbor vybraných příkladů srážky hnacích vozidel

V kapitole 6. jsou provedeny rozbor vybraných srážek hnacích drážních vozidel (HDV), kdy nás vždy zajímá hodnota kinetické energie v závislosti na rychlosti. Na základě modelace křivky této závislosti poté určíme vhodný deformační prvek, který je schopen absorbovat kinetickou energii bez další škody na HDV v závislosti na jejich rychlosti.

Jako příklady jsou zde uvedeny tři skutečné srážky, jejichž společným jmenovatelem je čelní náraz do stojící soupravy. HDV, zúčastněná na mimořádné události (MU), nemají žádné, v předchozí kapitole popsané deformační prvky. Vstupní údaje jsou získány ze závěrečných zpráv MU, šetřených Drážní Inspekcí.

Pro jednoduchost výpočtu je HDV resp. celá vlaková souprava nahrazena hmotným bodem, pohybujícím se po vodorovné přímce. Z hlediska metodiky výpočtu jsou vždy známy hodnoty veličin hmotností obou HDV resp. vlakových souprav a stejně tak jejich rychlosti před nárazem. Získaná hodnota absorbované kinetické energie, která slouží k dalším úvahám, tak představuje její přibližnou velikost. Pro účely této práce je však dostačující.

Pro úplnost je nutné zvolit pevný souřadný systém (obr. 28), použitý v rozboru třetího příkladu srážky HDV.



Obr. 28 Souřadný systém skříně vozidla [5]

Legenda k obr. 27:

X: orientace podélného směru;

Y: orientace příčného směru;

Z: orientace svislého směru.

6.1 Srážka motorové lokomotivy ř. 754 s motorovým vozem ř. 842

Dne 16. 2. 2009 na trati Ostrava hl. n. - Kojetín mezi stanicemi Vratimov a Paskov došlo ke srážce osobních vlaků Os 3101 a Os 3116, při které utrpělo újmu na zdraví celkem 57 osob a vznikla celková škoda na drážních vozidlech a infrastruktuře dráhy ve výši 14.073.507,61 Kč.



Obr. 29 Srážka motorové lokomotivy řady 754 s motorovým vozem řady 842 [1]

1. vlak - Os 3101: (viz [1])

- Motorový vůz 842 019-2 + dva přívěsné vozy Btax;
- Celková hmotnost vlakové soupravy: $m_1 = 92\text{ t} = 92000\text{ kg}$;
- Rychlost vlaku v okamžiku srážky: $v_1 = 41,7\text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 11,583\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- Rozsah poškození motorového vozu: Odštížení podélných profilů hlavního rámu v úrovni hlavního příčnicku a následné ohnutí celé kabiny strojvedoucího k zemi, vykolejení prvního podvozku ve směru jízdy vlaku (obr. 29).

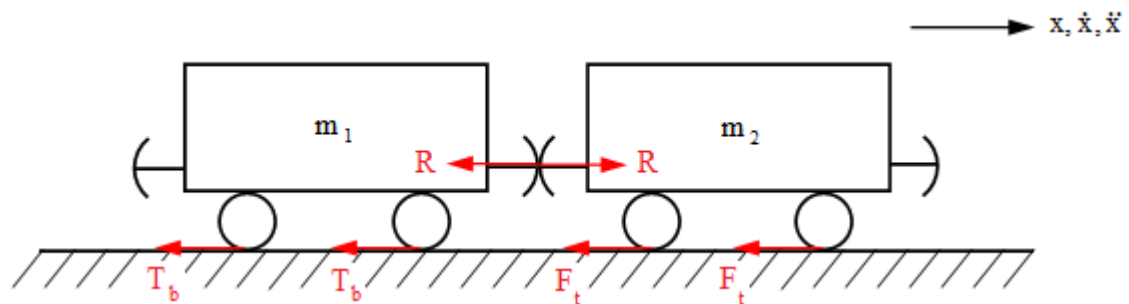
2. vlak - Os 3116: (viz [1])

- Motorová lokomotiva 754 040-4 + čtyři osobní vozy Bdt;
- Celková hmotnost vlakové soupravy: $m_2 = 243\text{ t} = 243000\text{ kg}$;
- Rychlost vlaku v okamžiku srážky: $v_2 = 0\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;

- Rozsah poškození motorové lokomotivy: Deformace kabiny strojvedoucího ve směru jízdy vlaku, poškození levého nárazníku a přední části rámu ve směru jízdy vlaku (obr. 29). Při následné dílenské opravě byl odřezán poškozený čelník s částí hlavního rámu až do podélné vzdálenosti celé kabiny a byl vyměněn za jiný ze zrušené lokomotivy téže řady.

Následkem nárazu byla dle [1] souprava vlaku Os 3116 odsunuta o 9 m zpět, čelo motorového vozu bylo vklíněno do kabiny motorové lokomotivy. Stojící vlaková souprava byla v okamžiku srážky zabrzděná průběžnou vlakovou brzdou. U vlaku Os 3101 bylo před nárazem zavedeno rychločinné brzdění, trvajícím i během nárazu.

Rozborem následků srážky vlakových souprav dospějeme ke shodě s teorií rázu těles dokonale plastických, kdy neplatí zákon zachování kinetické energie v důsledku trvalých deformací (obr. 29).



Obr. 30 Schematické znázornění průběhu srážky obou vlakových souprav. Obě soupravy se po nárazu spojí v jeden celek, kdy na soupravu vlaku Os 3101 o hmotnosti m_1 působí brzdná síla T_b mezi koly a brzdovými špalíky resp. kotouči v důsledku rychločinného brzdění a na soupravu vlaku Os 3116 o hmotnosti m_2 působí třecí síla F_t mezi zablokovanými koly, zabrzděnými průběžnou vlakovou brzdou a kolejnicí.

Podle obr. 30 je kinetická energie pohybujícího se celku po srážce rovna absorbované kinetické energii od rázových účinků, vyvolávající podélné dynamické síly a též energii absorbované účinkem brzdných a třecích sil.

Kinetická energie celku E_k se tedy rovná:

$$E_k = E_{k-absorb} + W_b + W_t \quad (42);$$

kdy:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \quad (43)$$

představuje kinetickou energii, udělenou celku soupravou vlaku Os 3101.

Rovnice (41) v našem případě s ohledem na počáteční podmínky ($v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) přejde do tvaru (44):

$$E_{k-absorb} = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) \quad (44).$$

Energii brzdných (W_b) a třecích (W_t) sil můžeme vyjádřit jako práci:

1) brzdných sil podle rovnice (45):

$$\frac{dW_b}{dx} = F_b \quad (45);$$

$$\int_0^{W_b} dW_b = F_b \int_0^x dx \quad (46);$$

$$W_b = F_b x \quad (47);$$

kdy brzdná síla F_b je určena rovnicí (48):

$$F_b = G_1 \mu = m_1 g \mu \quad (48).$$

V rovnici (48) nejprve stanovíme adhezní součinitel μ . Předpoklad podle obr. 29: $\mu = 0,3$.

Brzdná síla F_b mezi koly a brzdovými špalíky resp. kotouči se rovná:

$$F_b = 92\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \text{ [N]};$$

$$F_b = 270\,756 \text{ N}.$$

Energie W_b absorbovaná účinkem brzdných sil se poté rovná:

$$W_b = 270\,756 \cdot 9 \text{ [J]};$$

$$W_b = 2\,436\,804 \text{ J}.$$

2) třecích sil podle rovnice (49):

$$\frac{dW_t}{dx} = F_t \quad (49);$$

$$\int_0^{W_t} dW_t = F_t \int_0^x dx \quad (50);$$

$$W_t = F_t x \quad (51);$$

kdy třecí síla F_t je určena rovnicí (52):

$$F_t = G_2 f = m_2 g f \quad (52).$$

V rovnici (52) nejprve stanovíme součinitel smykového tření f . Předpoklad podle obr. 29: $f = 0,12$.

Třecí síla F_t mezi koly a kolejnicí se rovná:

$$F_t = 243\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,12 \text{ [N]};$$

$$F_t = 286\,059,6 \text{ N}.$$

Energie W_t absorbovaná účinkem třecích sil se poté rovná:

$$W_t = 286\,059,6 \cdot 9 \text{ [J]};$$

$$W_t = 2\,574\,536,4 \text{ J}.$$

Po dosazení rovnice (43) a (44) přejde rovnice (42) do tvaru:

$$\left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2\right) = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2\right)(1 - e^2) + W_b + W_t \quad (53);$$

ze které si vyjádříme součinitel restituce e pro naši srážku. Po krátké úpravě získáme vztah:

$$\sqrt{2 \frac{(W_b + W_t)}{m_1 v_1^2}} = e \quad (54);$$

$$\sqrt{2 \frac{(2\,436\,804 + 2\,574\,536,4)}{(92\,000 \cdot 11,58^2)}} = e;$$

$$0,9 = e.$$

Hodnota součinitele restituce, kdy: $e = 1$, prokazuje skutečnost rázu těles dokonale plastických, kdy: $E_{k-absorb} = 0 \text{ J}$. Příklad, kdy: $e \rightarrow 0$, prokazuje absorpci kinetické energie a přibližuje se rázu těles skutečných.

V našem příkladu, kdy $e \rightarrow 1$, je nutné vzít na zřetel, že přesnost vypočítané hodnoty je závislá na stanovení součinitele smykového tření f a též adhezního součinitele μ . Jedná se tak o hodnotu přibližnou.

Úpravou rovnice (42) získáme:

$$E_k = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2\right)(1 - e^2) + F_b x + F_t x \quad (55).$$

Pro získání závislosti kinetické energie na rychlosti určíme vztah, vyjadřující závislost dráhy na rychlosti pomocí rovnice (56):

$$\ddot{x} = \frac{dv^2}{2dx} \quad (56).$$

V rovnici (56) separujeme proměnné a následně integrujeme:

$$2\ddot{x} \int_0^x dx = \int_{v_{celk}}^{v_0} dv^2 \quad (57);$$

$$2\dot{x} \cdot x = v_0^2 - v_{celk}^2 \quad (58);$$

kde: $v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a $v_{celk} = v_1$.

Rovnici (58) upravíme a po dosazení za v_{celk} a obdržíme:

$$x = \frac{-v_1^2}{2\dot{x}} \quad (59).$$

V rovnici (59) určíme zrychlení \ddot{x} celku po srážce pomocí pohybové rovnice vlaku [13] po srážce podle obr. 30:

$$m_{celk} \ddot{x} = -F_b - F_t \quad (60);$$

kdy:

$$m_{celk} = m_{1-red} + m_2 \quad (61).$$

V rovnici (61), představující m_{celk} , jsou u vlaku Os 3101 o hmotnosti m_1 zohledněny součinitele rotačních hmot od rotačního pohybu dvojkolí motorového vozu řady 842 a dvou přívěsných vozů řady 010 Btax. Předpokládáme, že při účinku brzděné síly F_b nedošlo k zablokování kol, a proto píšeme $m_1 = m_{1-red}$ podle [13]. U vlaku Os 3116 o hmotnosti m_2 je v důsledku třecích sil F_t předpoklad opačný, proto zde součinitele rotačních hmot nezohledňujeme.

Po dosazení již známých vztahů (48) a (52) společně s (61) do rovnice (60) získáme konečný tvar pohybové rovnice vlaku po srážce:

$$(m_{1-red} + m_2) \cdot \ddot{x} = -m_1 g \mu - m_2 g f \quad (62).$$

Hmotnost m_{1-red} rozepíšeme na:

$$m_{1-red} = [m_{842}(1 + \rho_{842}) + 2 \cdot m_{010}(1 + \rho_{010})] \quad (63);$$

kde:

- $m_{842} = 52\,000 \text{ kg}$; představuje celkovou hmotnost motorového vozu řady 842;

- $\rho_{842} = 0,15$; představuje součinitel rotačních hmot motorového vozu řady 842;
- $m_{010} = 20\,000$ kg ; představuje celkovou hmotnost jednoho přívěsného vozu řady 010;
- $\rho_{010} = 0,05$; představuje součinitel rotačních hmot jednoho přívěsného vozu řady 010.

Hmotnost m_{1-red} se poté rovná:

$$m_{1-red} = [52\,000(1 + 0,15) + 2 \cdot 20\,000(1 + 0,05)] \text{ [kg]};$$

$$m_{1-red} = 101\,800 \text{ kg} .$$

Z rovnice (62) si vyjádříme vztah pro zrychlení \ddot{x} celku po srážce a dosadíme:

$$\ddot{x} = \frac{-g \cdot (m_1 \mu + m_2 f)}{m_{1-red} + m_2} \quad (64);$$

$$\ddot{x} = \frac{-9,81 \cdot (92\,000 \cdot 0,3 + 243\,000 \cdot 0,12)}{101\,800 + 243\,000} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]};$$

$$\ddot{x} = -1,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} .$$

Výslednou hodnotu zrychlení \ddot{x} celku po srážce z rovnice (64) dosadíme do rovnice (59):

$$x = \frac{-v_1^2}{2\ddot{x}} = \frac{1}{3,22} v_1^2 \quad (65).$$

Rovnice (65) vyjadřuje závislost dráhy na rychlosti pohybujícího se celku po srážce.

Rovnici (65) následně dosadíme spolu se všemi známými hodnotami do rovnice (55):

$$E_k = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) + F_b \cdot \frac{v_1^2}{3,22} + F_t \cdot \frac{v_1^2}{3,22} \quad (66);$$

$$E_k = \left(\frac{1}{2} \cdot 92\,000 \cdot v_1^2 \right) (1 - 0,9^2) + \frac{270\,756}{3,22} v_1^2 + \frac{286\,059,6}{3,22} v_1^2 \text{ [J]};$$

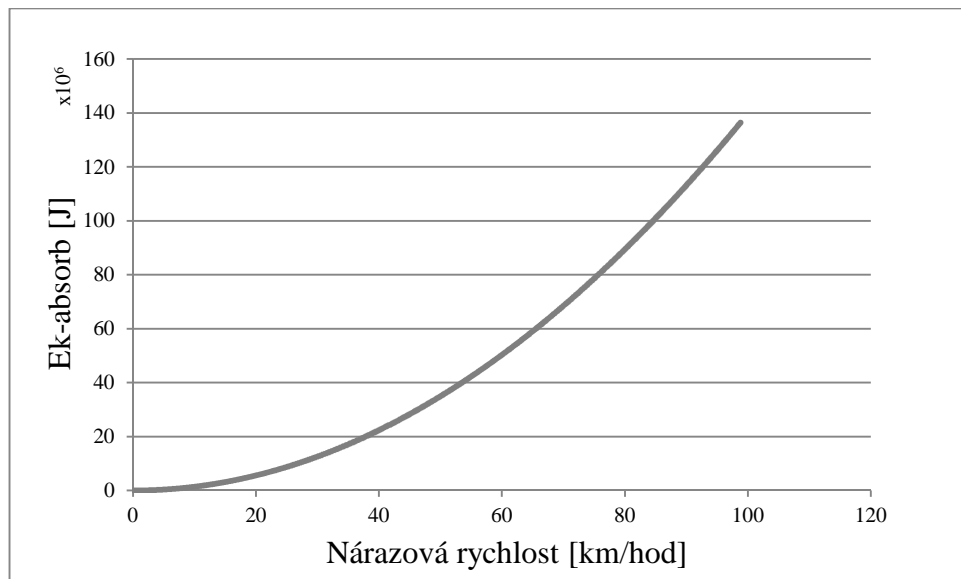
$$E_k = 181\,134,52 \cdot v_1^2 \text{ [J]} \quad (67).$$

Rovnice (67) představuje vztah pro závislost kinetické energie na rychlosti vlaku Os 3101, na který působí brzdná síla T_b mezi koly a brzdovými špalíky resp. kotouči v důsledku rychločinného brzdění při srážce s vlakem Os 3116, na který působí třecí síla F_t mezi zablokovanými koly, zabrzděnými průběžnou samočinnou brzdou a kolejnicí.

Pro nárazovou rychlost $v_1 = 41,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je hodnota této kinetické energie:

$$E_k = 24\,303\,472,6 \text{ J} .$$

Z grafu 6 je patrný exponenciální nárůst kinetické energie v závislosti na rychlosti.



Graf 6 Závislost absorbované kinetické energie na nárazové rychlosti podle rovnice (67). Pro možnost porovnání kinetické energie s následujícími příklady je rychlostní rozsah zvolený do $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Předpokládaný průběh srážky s užitím deformačních prvků na hnacích vozidlech:

Motorový vůz řady 842 není osazen deformačními prvky, sériově řazenými za nárazníky. Teoretickým předpokladem je dosazení deformačních prvků Crash AX-ZKC1 (Obr. 26) s $E_{k-absorb} = 420 \text{ kJ}$ na jeden nárazník (tab. 11), kterými je osazen např. motorový vůz ř. 840 „Stadler“. Celkově je tedy možná absorpce kinetické energie v hodnotě $E_{k-absorb} = 840 \text{ kJ}$ připadající na motorový vůz.

Motorová lokomotiva řady 754 taktéž nebyla osazena deformačními prvky. Tato lokomotivní řada je při větším stupni periodické opravy osazována deformačními prvky CZ LOKO (obr. 18) s $E_{k-absorb} = 850 \text{ kJ}$ na jeden nárazník (tab. 9). Celkově je tedy možná absorpce kinetické energie v hodnotě $E_{k-absorb} = 1700 \text{ kJ}$ připadající na lokomotivu.

V případě osazení těmito deformačními prvky u obou hnacích vozidel je možná hodnota $E_{k-absorb}$:

$$E_{k-absorb} = 840 + 1700 \text{ [kJ]} \quad (68);$$

$$E_{k-absorb} = 2540 \text{ kJ}.$$

Výslednou hodnotu $E_{k-absorb}$ rovnice (68) dosadíme do rovnice (67), ze které si vyjádříme mezní rychlost (platí tedy: $E_k = E_{k-absorb}$):

$$2\,540\,000 = 181\,134,52 \cdot v_1^2 \Rightarrow \sqrt{\frac{2\,540\,000}{181\,134,52}} = v_{1-mezní} \quad (69);$$

$$v_{1-mezní} = 3,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 13,48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}.$$

Při rychlosti $v_{1-mezní} = 13,48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by po aktivaci deformačních prvků na obou hnacích vozidlech nedošlo k dalším škodám. Předpokladem je i nadále podmínka $v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Tab. 13 představuje vybrané hodnoty E_k v závislosti na v_1 podle rovnice (67).

Tab. 13 Závislost absorbované kinetické energie na nárazové rychlosti soupravy vlaku o hmotnosti $m_1 = 92 \text{ t}$ do stojící soupravy vlaku o hmotnosti $m_2 = 243 \text{ t}$

Závislost kinetické energie na rychlosti							
v_1 [km/hod]	0	10	13,481	20	30	41,7	50
$E_{k-absorb}$ [kJ]	0,0	1 397,6	2 540,0	5 590,6	12 578,8	24 303,5	34 941,1

Oblast nárazových rychlostí do $v_{1-mezní} = 13,48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ představuje bezpečné hodnoty, kdy veškerá $E_{k-absorb}$ je pohlcena možnou aktivací deformačních prvků. Materiální škoda vznikne pouze na samotných deformačních prvcích, které je nutné vyměnit.

Mezní rychlost je v případě osazení deformačními prvky u obou hnacích vozidel v námi sledované srážce překročena trojnásobně. Při nárazové rychlosti $v_1 = 41,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by byla hodnota $E_{k-absorb}$ připadající na jiné, než k tomu určené konstrukční prvky obou lokomotiv snížena o 10,5 %.

Při překročení mezní rychlosti ($v_{1-mezní} = 13,48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) je v našem případě další poškození hnacích vozidel již nevyhnutelné.

6.2 Srážka elektrických lokomotiv řady 363 a řady 110

Dne 16. 10. 2009 v železniční stanici Přerov došlo ke srážce nákladních vlaků Rn 50 238 a Pn 61 121, při které byl lehce zraněn strojvedoucí a vznikla celková škoda na drážních vozidlech a infrastruktuře dráhy ve výši 4.348.036,23 Kč.



Obr. 31 Srážkou poškozená elektrická lokomotiva řady 363 [1]

1. vlak - Rn 50 238: (viz [1])

- Elektrická lokomotiva 363 010-0 + souprava 15 nákladních vozů Sgnss;
- Celková hmotnost vlakové soupravy: $m_1 = 598 \text{ t} = 598\,000 \text{ kg}$;
- Rychlost vlaku v okamžiku srážky: $v_1 = 42 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 11,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- Rozsah poškození elektrické lokomotivy: Ohnutí čelníku hlavního rámu, deformace kabiny strojvedoucího ve směru jízdy vlaku, ulomení obou předních nárazníků, utržení vzduchové jímky před prvním podvozkem ve směru jízdy vlaku a poškození hlavního tlakového potrubí (obr. 31).

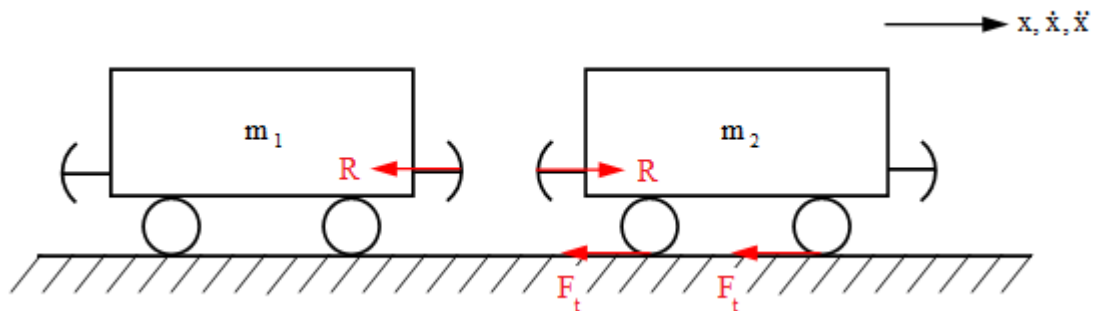
2. vlak - Pn 61 121: (viz [1])

- Elektrická lokomotiva 110 003-1 + souprava 3 nákladních vozů inventárních čísel: 33 87 9334 943-6, 21 54 2462 109-6 a 21 54 2462 091-6;
- Celková hmotnost vlakové soupravy: $m_2 = 202 \text{ t} = 202\,000 \text{ kg}$;

- Rychlost vlaku v okamžiku srážky: $v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- Rozsah poškození elektrické lokomotivy: Ohnutí čelníku hlavního rámu, poškození obou předních nárazníků, posunutí skříně kapoty (obr. 31).

Následkem nárazu byl dle [1] stojící a průběžnou samočinnou brzdou zabrzděný vlak Pn 61 121 odražen zpět do vzdálenosti 52 metrů od vlaku Rn 50 238.

Rozbor následků srážky vlakových souprav odpovídá teorii rázu těles skutečných (obr. 31).



Obr. 32 Schematické znázornění průběhu srážky. Na soupravu vlaku Pn 61 121 o hmotnosti m_2 po odražení působí třecí síla F_t mezi zablokovanými koly, zabrzděnými průběžnou samočinnou brzdou a kolejnicí.

Podle obr. 32 je kinetická energie pohybující se soupravy vlaku Pn 61 121 po odrazu rovna absorbované kinetické energii od rázových účinků, vyvolávající podélné dynamické síly a energii absorbované účinkem třecích sil.

Kinetická energie celku E_k se v této srážce rovná:

$$E_k = E_{k-absorb} + W_t \quad (70);$$

kdy:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \quad (43)$$

představuje kinetickou energii, udělenou odražené soupravě vlakem Rn 50 238.

Pro absorbovanou kinetickou energii $E_{k-absorb}$ shodně s předchozí úlohou ($v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) platí (44):

$$E_{k-absorb} = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) \quad (44)$$

a pro energii třecích sil W_t použijeme již odvozený vztah (51):

$$W_t = F_t x \quad (51);$$

kdy třecí síla F_t je určena rovnicí (52):

$$F_t = G_2 f = m_2 g f \quad (52).$$

V rovnici (52) stanovíme součinitel smykového tření f . Předpoklad podle obr. 31: $f = 0,12$.

Třecí síla F_t mezi koly a kolejnicí se rovná:

$$F_t = 202\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,12 \text{ [N]};$$

$$F_t = 237\,794,4 \text{ N}.$$

Energie W_t absorbovaná účinkem třecích sil se poté rovná:

$$W_t = 237\,794,4 \cdot 52 \text{ [J]};$$

$$W_t = 12\,365\,309 \text{ J}.$$

Po dosazení rovnice (41) a (43) přejde rovnice (71) do tvaru:

$$\left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2\right) = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2\right) (1 - e^2) + W_t \quad (71),$$

ze které si opět vyjádříme součinitel restituce e pro tuto srážku. Po krátké úpravě získáme vztah:

$$\sqrt{\frac{2 \cdot W_t}{m_1 v_1^2}} = e \quad (72);$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot 12\,365\,309}{598\,000 \cdot 11,6^2}} = e;$$

$$0,55 = e.$$

Hodnota součinitele restituce podle rovnice (72) se shoduje s jeho experimentálně stanovenou hodnotou, odvozenou v kapitole o rázu těles skutečných.

I v tomto příkladě je nutné vzít v úvahu, že přesnost výpočtu je závislá na stanovení součinitele smykového tření f a též adhezního součinitele μ .

Úpravou rovnice (70) získáme:

$$E_k = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2\right) (1 - e^2) + F_t x \quad (73).$$

Pro získání závislosti kinetické energie na rychlosti určíme vztah, vyjadřující závislost dráhy na rychlosti pomocí rovnice (56):

$$\ddot{x} = \frac{dv^2}{2dx} \quad (56);$$

ze které po známé úpravě z předchozího příkladu získáme závislost dráhy na rychlosti pohybující se odražené soupravy vlaku Pn 61 121:

$$x = \frac{-v_1^2}{2\ddot{x}} \quad (59).$$

V rovnici (59) určíme zrychlení \ddot{x} pomocí pohybové rovnice odražené soupravy vlaku Pn 61 121 podle obr. 33.

$$m_2\ddot{x} = -F_t \quad (74).$$

Dosazením rovnice (52) do rovnice (74) obdržíme:

$$m_2\ddot{x} = -m_2gf \quad (75).$$

Zrychlení \ddot{x} soupravy vlaku Pn 61 121 po odrazu (při působení třecí síly F_t mezi koly a kolejnicí) je dáno rovnicí (76):

$$\ddot{x} = -gf = \text{konst} \quad (76);$$

kteřou dosadíme do rovnice (59) a získáme tak závislost dráhy na rychlosti odražené soupravy vlaku Pn 61 121:

$$x = \frac{-v_1^2}{2\ddot{x}} = \frac{v_1^2}{2gf} \quad (77).$$

Rovnici (77) dosadíme do (73):

$$E_k = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) + F_t \cdot \frac{v_1^2}{2gf} \quad (78).$$

Po dosazení všech známých hodnot obdržíme:

$$E_k = \left(\frac{1}{2} \cdot 598\,000 \cdot v_1^2 \right) (1 - 0,55^2) + \frac{237\,794,4}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,12} v_1^2 \text{ [J]};$$

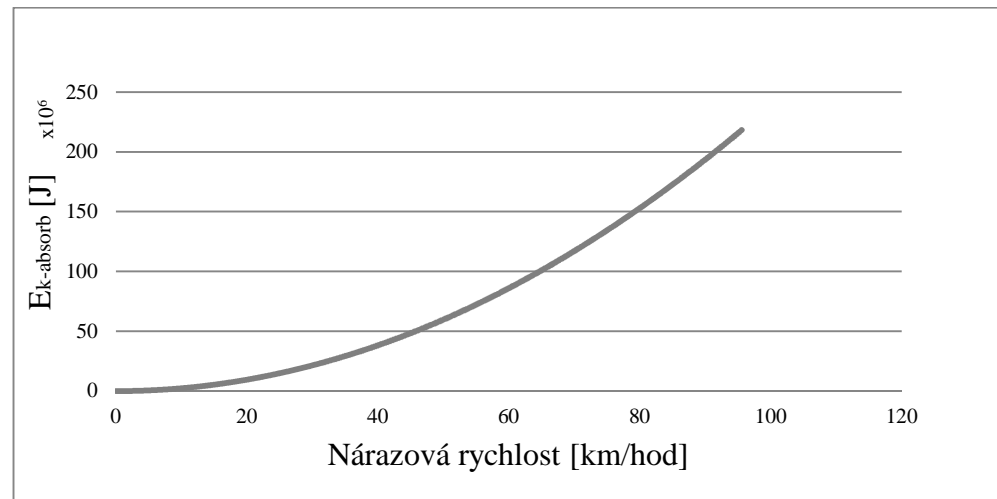
$$E_k = 309\,552,5 \cdot v_1^2 \text{ [J]} \quad (79).$$

Rovnice (79) představuje vztah pro závislost kinetické energie na rychlosti vlaku Rn 50 238 při srážce s vlakem Pn 61 121, na který působí třecí síla F_t mezi zablokovanými koly, zabrzděnými průběžnou samočinnou brzdou a kolejnicí.

Pro nárazovou rychlost $v_1 = 42 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je hodnota této kinetické energie:

$$E_k = 42\,133\,530 \text{ J}.$$

Graf 7 představuje závislost kinetické energie na rychlosti podle vztahu (79).



Graf 7 Závislost absorbované kinetické energie na nárazové rychlosti podle rovnice (79) nabízí srovnání grafem 6. Pro stejný rychlostní rozsah kinetická energie soupravy nákladního vlaku nabývá téměř dvojnásobných hodnot.

Předpokládaný průběh srážky s užitím deformačních prvků na hnacích vozidlech:

Elektrická lokomotiva ř. 110 resp. ř. 363 není osazena deformačními prvky, sériově řazenými za nárazníky. Teoretickým předpokladem při dosažení deformačních prvků Duplex EST G1.A1 (obr. 23) pro obě lokomotivy s $E_{k-absorb} = 850 \text{ kJ}$ na jeden nárazník (kapitola 5.3.2) je možná celková absorpce kinetické energie v hodnotě $E_{k-absorb} = 1700 \text{ kJ}$ připadající na každou lokomotivu. Tímto typem deformačních prvků je vybavena např. elektrická lokomotiva Škoda 109E.

V případě osazení těmito deformačními prvky u obou hnacích vozidel je možná celková hodnota $E_{k-absorb}$:

$$E_{k-absorb} = 2 \cdot 1\,700 \text{ [kJ]} \quad (80);$$

$$E_{k-absorb} = 3\,400 \text{ kJ}.$$

Hodnotu $E_{k-absorb}$ rovnice (80) dosadíme do rovnice (79), ze které si vyjádříme mezní rychlost:

$$3\,400\,000 = 309\,552,5 \cdot v_1^2 \Rightarrow \sqrt{\frac{3\,400\,000}{309\,552,5}} = v_{1-mezní} \quad (81);$$

$$v_{1-\text{mezni}} = 3,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 11,93 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}.$$

Při rychlosti $v_{1-\text{mezni}} = 11,93 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by po aktivaci deformačních prvků na obou hnacích vozidlech nedošlo k dalším škodám (za podmínky $v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

Tab. 14 představuje vybrané hodnoty E_k v závislosti na v_1 podle rovnice (79).

Tab. 14 Závislost absorbované kinetické energie na nárazové rychlosti soupravy vlaku o hmotnosti $m_1 = 598 \text{ t}$ do stojící soupravy vlaku o hmotnosti $m_2 = 202 \text{ t}$.

Závislost kinetické energie na rychlosti							
v_1 [km/hod]	0	10	11,931	20	30	42	50
$E_{k-\text{absorb}}$ [kJ]	0,0	2 388,5	3 400,0	9 554,1	21 496,7	42 133,5	59 713,1

Oblast nárazových rychlostí do $v_{1-\text{mezni}} = 11,93 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ představuje bezpečné hodnoty, kdy veškerá $E_{k-\text{absorb}}$ je pohlcena možnou aktivací deformačních prvků.

Mezní rychlost je v případě osazení deformačními prvky u obou hnacích vozidel v této srážce překročena téměř čtyřnásobně. Při nárazové rychlosti $v_1 = 42 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by byla hodnota $E_{k-\text{absorb}}$ připadající na jiné, než k tomu určené konstrukční prvky obou lokomotiv snížena o 8,07 %. K ohnutí čelníku rámu u obou lokomotiv by zřejmě došlo i v případě osazení deformačními prvky. Lze však očekávat menší rozsah jeho deformací s ohledem na % absorbované kinetické energie, připadající na deformační prvky.

Kinetická energie soupravy nákladního vlaku je v porovnání s předchozím příkladem téměř dvojnásobná při shodné nárazové rychlosti. Je tomu tak v důsledku několikanásobně vyšší hmotnosti m_1 u nákladního vlaku Rn 50 238 ve srovnání se soupravou vlaku Os 3101, tvořenou motorovým vozem a dvěma přívěsnými vozy.

Význam použití deformačních prvků tak v porovnání s předchozím příkladem mírně klesá. Přesto je však přínos deformačních prvků nezanedbatelný.

6.3 Srážka motorové lokomotivy ř. 754 s el. lokomotivou ř. 122

Dne 12. 12. 2014 v železniční stanici Ostrava hlavní nádraží došlo při posunu ke srážce motorové lokomotivy 754 076-8 s elektrickou lokomotivou 122.



Obr. 33 Srážkou poškozená motorová lokomotiva 754 odstavená v hale depa

1. posunový díl:

- Motorová lokomotiva 754 076-8;
- Hmotnost motorové lokomotivy: $m_1 = 74,4 \text{ t} = 74\,400 \text{ kg}$;
- Rychlost motorové lokomotivy v okamžiku srážky: $v_1 = 26 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 7,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;
- Rozsah poškození motorové lokomotivy: Ohnutý čelník hlavního rámu až do úrovně stupaček kabiny strojvedoucího (obr. 33).

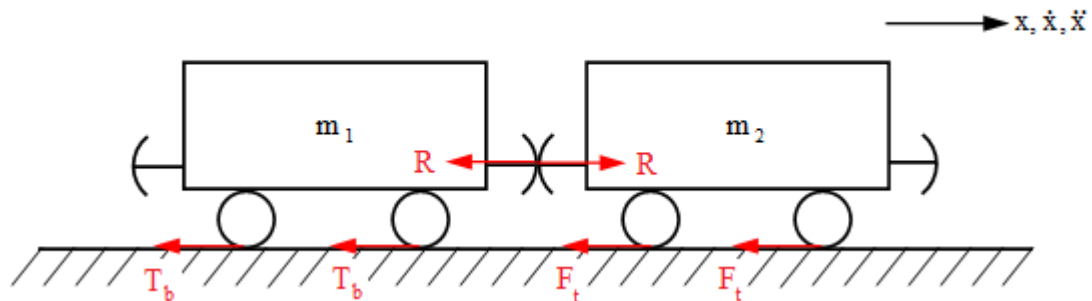
2. posunový díl:

- Elektrická lokomotiva 122 005-2;
- Hmotnost elektrické lokomotivy: $m_2 = 85 \text{ t} = 85\,000 \text{ kg}$;
- Rychlost elektrické lokomotivy v okamžiku srážky: $v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;

- Rozsah poškození elektrické lokomotivy: Bez zásadního poškození. Pro účely této kapitoly, která se věnuje výhradně deformacím na motorové lokomotivě 754, však není podstatné.

Následkem nárazu byla stojící, zabrzděná elektrická lokomotiva odsunuta o 4 metry zpět. Po srážce se obě lokomotivy pohybovaly jako celek. U lokomotivy řady 754 bylo před nárazem zavedeno rychločinné brzdění, trvajícím i během nárazu.

Rozbor následků srážky lokomotiv je shodný s teorií rázu těles dokonale plastických, jejíž průběh je schematicky znázorněn na obr. 34. Metodika výpočtu absorbované kinetické energie je proto shodná s prvním příkladem. Z tohoto důvodu je celý výpočet kinetické energie zkrácený na již odvozené vztahy.



Obr. 34 Schematické znázornění průběhu srážky lokomotiv. Obě lokomotivy se po nárazu spojí v jeden celek, kdy na lokomotivu řady 754 o hmotnosti m_1 působí brzděná síla T_b mezi koly a brzdovými špalíky v důsledku rychločinného brzdění a na lokomotivu řady 122 o hmotnosti m_2 působí třecí síla F_t mezi zablokovanými koly, zabrzděnými průběžnou vlakovou brzdou a kolejnicí.

Podle obr. 34 je kinetická energie pohybujících se lokomotiv po srážce rovna absorbované kinetické energii společně s energií, absorbovanou účinkem brzděných a třecích sil.

Kinetická energie lokomotiv E_k se tedy opět rovná:

$$E_k = E_{k-absorb} + W_b + W_t \quad (42);$$

kdy:

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 \quad (43)$$

představuje kinetickou energii, udělenou celku lokomotivou řady 754.

Rovnice (41) i v tomto případě s ohledem na počáteční podmínky ($v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) přejde do tvaru (44):

$$E_{k-absorb} = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) \quad (44).$$

Brzdnou sílu F_b mezi koly a brzdovými špalíky lokomotivy řady 754 vypočítáme podle rovnice (48):

$$F_b = G_1 \mu = m_1 g \mu \quad (48);$$

kde za adhezní součinitel μ dosadíme předpokládanou hodnotu $\mu = 0,3$:

$$F_b = 74\,400 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \text{ [N]};$$

$$F_b = 218\,959,2 \text{ N}.$$

Energie W_b absorbovaná účinkem brzdných sil se poté rovná:

$$W_b = F_b x \quad (47);$$

$$W_b = 218\,959,2 \cdot 4 \text{ [J]};$$

$$W_b = 875\,836,8 \text{ J}.$$

Třecí sílu F_t mezi koly zabrzděné stojící lokomotivy řady 122 a kolejnicí vypočítáme podle rovnice (52):

$$F_t = G_2 f = m_2 g f \quad (52);$$

kde za součinitel smykového tření f dosadíme předpokládanou hodnotu $f = 0,12$:

$$F_t = 85\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,12 \text{ [N]};$$

$$F_t = 100\,062 \text{ N}.$$

Energie W_t absorbovaná účinkem třecích sil se poté rovná:

$$W_t = F_t x \quad (51);$$

$$W_t = 100\,062 \cdot 4 \text{ [J]};$$

$$W_t = 400\,248 \text{ J}.$$

Z rovnice (54), odvozené v prvním příkladu, si vypočítáme součinitel restituice e této srážky:

$$\sqrt{2 \frac{(W_b + W_t)}{m_1 v_1^2}} = e \quad (54);$$

$$\sqrt{2 \frac{(875\,836,8 + 400\,248)}{74\,400 \cdot 7,2}} = e;$$

$$0,81 = e.$$

Hodnota součinitele restituice této srážky, kdy: $e \rightarrow 1$ opět prokazuje skutečnost rázu těles dokonale plastických.

Shodně s oběma předchozími příklady i zde platí, že přesnost vypočítané hodnoty součinitele restituice je závislá na stanovení součinitele smykového tření f a též adhezního součinitele μ .

Rovnice, vyjadřující závislost kinetické energie na rychlosti, odpovídá:

$$E_k = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) + F_b x + F_t x \quad (55);$$

kde:

$$x = \frac{-v_1^2}{2\ddot{x}} \quad (59)$$

a zrychlení \ddot{x} vypočítáme podle vztahu:

$$\ddot{x} = \frac{-g \cdot (m_1 \mu + m_2 f)}{m_{1-red} + m_2} \quad (64).$$

Předpoklad, že při účinku brzdné síly F_b nedošlo k zablokování kol, se v této úloze vztahuje k motorové lokomotivě řady 754, a proto píšeme $m_1 = m_{1-red}$ podle [13]. U lokomotivy řady 754 zohledňujeme součinitele rotačních hmot od rotačního pohybu dvojkolí a rotorů trakčních motorů. U elektrické lokomotivy řady 122 o hmotnosti m_2 v důsledku třecích sil F_t součinitele rotačních hmot nezohledňujeme.

Hmotnost m_{1-red} motorové lokomotivy řady 754 rozepíšeme na:

$$m_{1-red} = m_{754} (1 + \rho_{754}) \quad (82);$$

kde:

- $m_{754} = 74\,400$ kg ; představuje celkovou hmotnost motorové lokomotivy řady 754;
- $\rho_{754} = 0,12$; představuje součinitel rotačních hmot motorové lokomotivy řady 754.

Hmotnost m_{1-red} motorové lokomotivy řady 754 se poté rovná:

$$m_{1-red} = 74\,400(1 + 0,12) \text{ [kg]};$$

$$m_{1-red} = 83\,328 \text{ kg}.$$

Po dosazení výsledné hmotnosti m_{1-red} do rovnice (64) vypočítáme hodnotu zrychlení \ddot{x} lokomotiv po srážce:

$$\ddot{x} = \frac{-9,81 \cdot (74\,400 \cdot 0,3 + 85\,000 \cdot 0,12)}{83\,328 + 85\,000} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]};$$

$$\ddot{x} = -1,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}.$$

Výslednou hodnotu zrychlení \ddot{x} lokomotiv po srážce dosadíme do rovnice (59):

$$x = \frac{-v_1^2}{2\ddot{x}} = \frac{1}{3,8} v_1^2 \quad (83).$$

Rovnici (83), vyjadřující závislost dráhy na rychlosti obou lokomotiv po srážce, následně dosadíme spolu se všemi známými hodnotami do rovnice (55):

$$E_k = \left(\frac{1}{2} m_1 v_1^2 \right) (1 - e^2) + F_b \cdot \frac{v_1^2}{3,8} + F_t \cdot \frac{v_1^2}{3,8} \quad (84);$$

$$E_k = \left(\frac{1}{2} \cdot 74\,400 \cdot v_1^2 \right) (1 - 0,81^2) + \frac{218\,959,2}{3,8} v_1^2 + \frac{100\,062}{3,8} v_1^2 \text{ [J]};$$

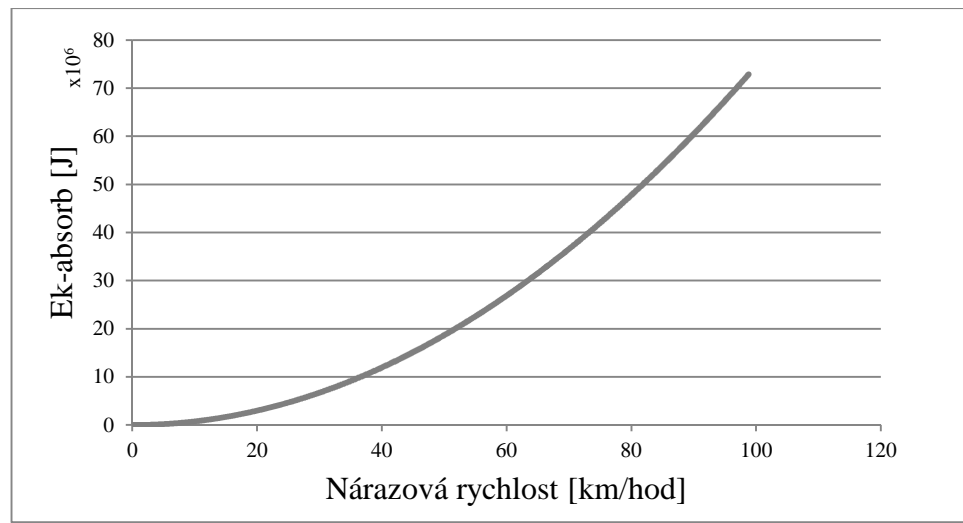
$$E_k = 96\,746,025 \cdot v_1^2 \text{ [J]} \quad (85).$$

Rovnice (85) představuje vztah pro závislost kinetické energie na rychlosti lokomotivy řady 754, na kterou působí brzdná síla T_b mezi koly a brzdovými špalíky při srážce s lokomotivou řady 122, na kterou působí třecí síla F_t mezi zablokovanými koly a kolejnicí.

Pro nárazovou rychlost $v_1 = 26 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je hodnota této kinetické energie:

$$E_k = 5\,046\,317,3 \text{ J}.$$

Graf 8 představuje závislost kinetické energie na rychlosti podle vztahu (85).



Graf 8 Závislost absorbované kinetické energie na nárazové rychlosti podle rovnice (85).

Při nárazové rychlosti $v_1 = 42 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, odpovídající oběma předchozím příkladům, lze odečtením z grafu získat hodnotu kinetické energie $E_k = 13 \cdot 10^6 \text{ J}$.

Hodnota kinetické energie samotné lokomotivy řady 754 by byla při srážce s lokomotivou řady 122 v nárazové rychlosti $v_1 = 42 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ téměř dvakrát nižší než v případě srážky motorového vozu řady 842 a dvěma přívěsnými vozy Btax s lokomotivou řady 754 a soupravou čtyř osobních vozů Bt a více jak třikrát nižší než v případě srážky lokomotivy řady 363 a soupravy nákladního vlaku o celkové hmotnosti $m_1 = 598 \text{ t}$ s lokomotivou řady 110 a soupravy nákladního vlaku o celkové hmotnosti $m_2 = 202 \text{ t}$.

Předpokládaný průběh srážky s užitím deformačních prvků na hnacích vozidlech:

Elektrická lokomotiva 122 není osazena deformačními prvky, sériově řazenými za nárazníky. Teoretickým předpokladem při dosazení deformačních prvků Duplex EST G1.A1 (obr. 23) s $E_{k-absorb} = 850 \text{ kJ}$ na jeden nárazník (kapitola 5.3.2) je možná celková absorpce kinetické energie v hodnotě $E_{k-absorb} = 1700 \text{ kJ}$ připadající na lokomotivu.

Motorová lokomotiva 754 nebyla osazena deformačními prvky, sériově řazenými za nárazníky. V případě osazení deformačními prvky CZ LOKO (obr. 18) s $E_{k-absorb} = 850 \text{ kJ}$ na jeden nárazník (tab. 9) je možná celková absorpce kinetické energie v hodnotě $E_{k-absorb} = 1700 \text{ kJ}$ připadající na lokomotivu.

V případě osazení těmito deformačními prvky u obou hnacích vozidel je možná hodnota $E_{k-absorb}$:

$$E_{k-absorb} = 2 \cdot 1\,700 \text{ [kJ]} \quad (86);$$

$$E_{k-absorb} = 3\,400 \text{ kJ}.$$

Hodnotu $E_{k-absorb}$ rovnice (86) dosadíme do rovnice (85), ze které si vyjádříme mezní rychlost:

$$3\,400\,000 = 96\,746,025 \cdot v_1^2 \Rightarrow \sqrt{\frac{3\,400\,000}{96\,746,025}} = v_{1-mezní} \quad (87);$$

$$v_{1-mezní} = 5,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 21,34 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}.$$

Při rychlosti $v_{1-mezní} = 21,34 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by po aktivaci deformačních prvků na obou hnacích vozidlech nedošlo k dalším škodám (Za podmínky $v_2 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

V případě osazení deformačními prvky pouze u lokomotivy 754 je hodnota $E_{k-absorb}$:

$$E_{k-absorb} = 1\,700 \text{ kJ} \quad (88).$$

Hodnotu $E_{k-absorb}$ rovnice (88) dosadíme do rovnice (85), ze které si opět vyjádříme mezní rychlost:

$$1\,700\,000 = 96\,746,025 \cdot v_1^2 \Rightarrow \sqrt{\frac{1\,700\,000}{96\,746,025}} = v_{1-mezní} \quad (89);$$

$$v_{1-mezní} = 4,19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 15,09 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}.$$

Získaná hodnota $v_{1-mezní}$ rovnice (89) odpovídá nárazové rychlosti podle obr. 17, na kterou byl otestován deformační prvek výrobce ČKD resp. CZ LOKO (kap. 5.2.1) při crashových zkouškách v 80. letech na ŽZO Cerhenice.

Tab. 15 představuje vybrané hodnoty E_k v závislosti na v_1 podle rovnice (85).

Tab. 15 Závislost absorbované kinetické energie na nárazové rychlosti lokomotivy řady 754 o hmotnosti $m_1 = 74 \text{ t}$ do stojící lokomotivy řady 122 o hmotnosti $m_2 = 85 \text{ t}$.

Závislost kinetické energie na rychlosti							
v_1 [km/hod]	0	10	15,0909	20	21,3415	26	30
$E_{k-absorb}$ [kJ]	0,0	746,5	1 700,0	2 986,0	3 400,0	5 046,3	6 718,5

Oblast nárazových rychlostí do $v_{1-mezní} = 15,09 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ představuje bezpečné hodnoty, kdy je celá kinetická energie pohlcena aktivací deformačních prvků, kterými je osazena pouze lokomotiva 754.

Při nárazové rychlosti $v_1 = 26 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ by byla hodnota $E_{k-absorb}$ připadající na jiné, než k tomu určené konstrukční prvky obou lokomotiv snížena o 33,7 %.

Oblast nárazových rychlostí do $v_{1-mezní} = 21,34 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ pak představuje bezpečné hodnoty, kdy je celá kinetická energie pohlcena aktivací deformačních prvků, kterými jsou osazena obě hnací vozidla.

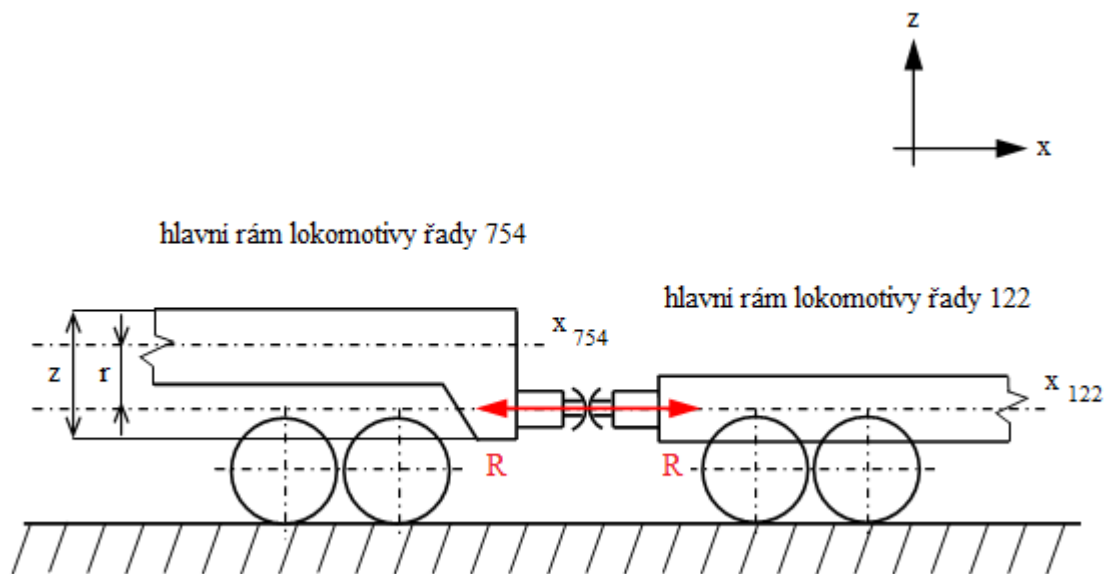
Mezní rychlost v případě osazení deformačními prvky u obou hnacích vozidel se blíží k nárazové rychlosti námi vyšetřované srážky. Pokud by jimi obě hnací vozidla byla vybavena, je vysoce pravděpodobné, že vyjma poškození deformačních prvků jejich aktivací by byl hlavní rám lokomotivy 754 ochráněn před ohybem. Rovnání hlavního rámu lokomotivy představuje nemalé finanční náklady v porovnání s cenou poškozeného deformačního prvku. V příloze 2, nabízející přehled vyčíslených škod na HDV při srážce, lze dohledat příslušnou výši škody na HDV v námi šetřených srážkách.

Rozborem energetických aspektů na základě poznatků z teorie rázu dvou těles na příkladech srážek dvou hnacích vozidel jsme prokázali, že:

- deformační prvky sériově řazené za nárazníky mají největší význam při srážce dvou samotných hnacích vozidel do nárazové rychlosti cca $v = 20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. V případě osazení deformačními prvky u obou hnacích vozidel je celá kinetická energie pohlcena jejich aktivací a nedochází tak ke škodám na jiných konstrukčních celcích, jako např. k poškození hlavního rámu (ohyb podélníku rámu, destrukce příčníku rámu a jeho výztuh);
- u vlakových souprav, jejichž akumulovaná kinetická energie je několikanásobně vyšší než u samotných hnacích vozidel, představuje deformační prvek účinný nástroj ke snížení stupně poškození samotného hnacího vozidla (v našich konkrétních příkladech deformační prvky absorbovaly zhruba 10 % akumulované kinetické energie).

Jak je již zmíněno v úvodu kapitoly 5.3, aktivace deformačního prvku závisí na charakteru a stavu traťového svršku, hmotnosti lokomotiv a dopravované zátěže. Proto $v_{1-mezní}$ může být u zdánlivě shodných typů srážek (stejná HDV se shodnou hmotností dopravované zátěže při stejné nárazové rychlosti, ale např. jiné adhezní podmínky trati) odlišná.

Z pohledu konstrukční problematiky je možné si pomocí obr. 35 vytvořit představu o namáhání hlavního rámu od rázového účinku, vyvolávajícího podélné dynamické síly při srážce lokomotivy řady 754 s lokomotivou řady 122.



Obr. 35 Namáhání hlavního rámu lokomotivy řady 754 a lokomotivy řady 122 od rázového účinku, vyvolávajícího podélné dynamické síly (reakční síly R) při srážce.

Na rám lokomotivy 122 působí reakční síla R v neutrální ose x_{122} , což představuje pouze tlakové napětí σ podle zjednodušeného vztahu:

$$\sigma = \frac{R}{S} \quad (90);$$

kde S se rovná ploše průřezů jednotlivých profilů hlavního rámu.

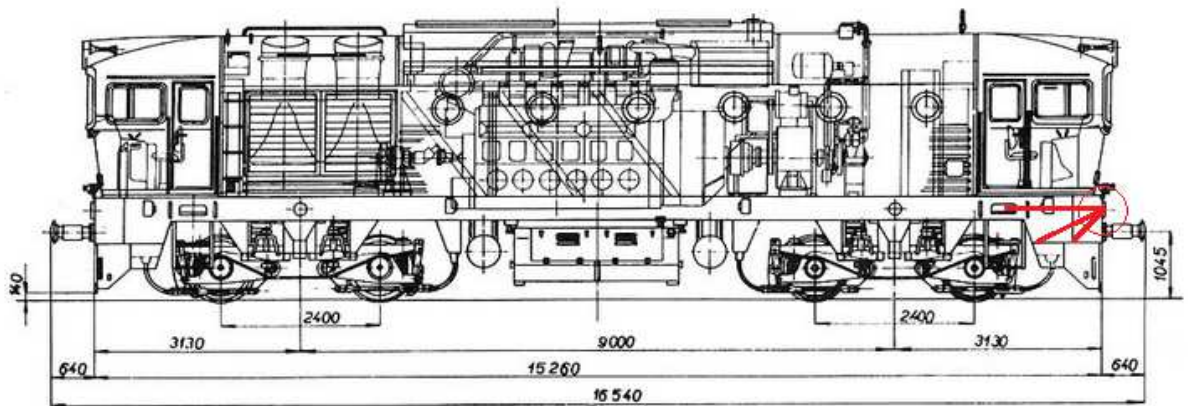
Na rám lokomotivy 754 působí reakční síla R mimo neutrální osu x_{754} hlavního rámu, což představuje kombinované namáhání v podobě mimostředního tlaku. Výsledné napětí σ je pak určeno zjednodušeným vztahem:

$$\sigma = \frac{R}{S} + \frac{R \times r}{J_x} z \quad (91);$$

kde J_x se rovná modulu průřezu v ohybu jednotlivých profilů hlavního rámu.

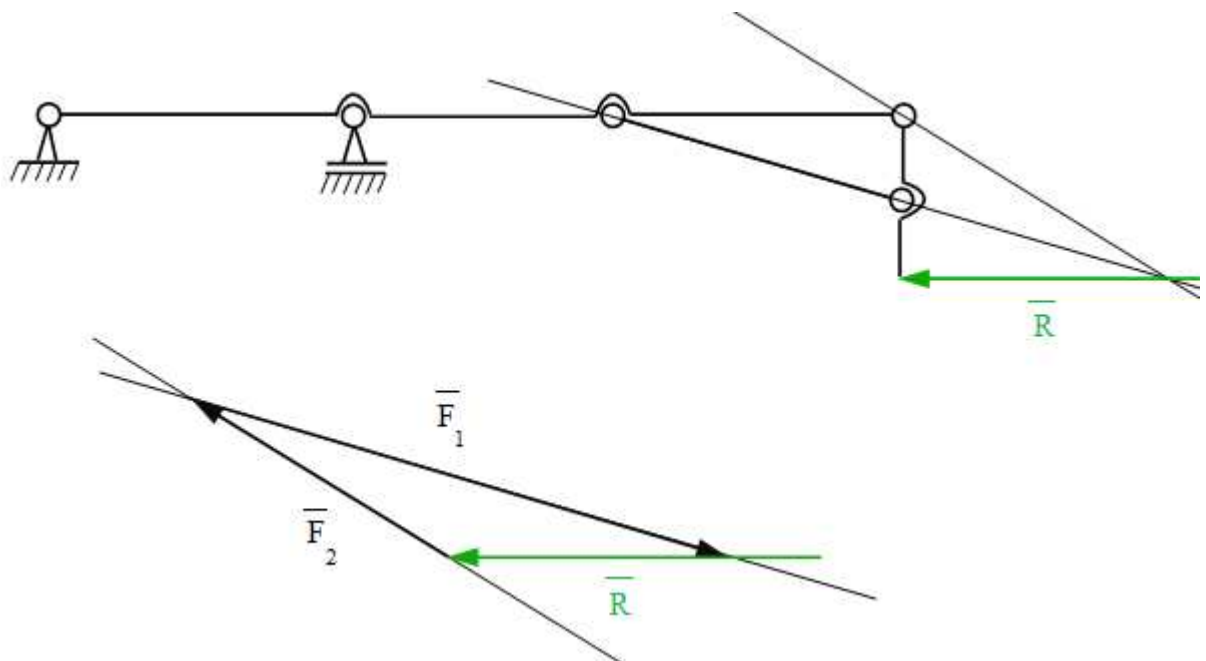
Hlavní rám lokomotivy 754 je tak více namáhán. Mimo tlakového napětí σ působí ještě přídavné ohybové napětí σ_o . Při větším nárazu lokomotivy je tak hlavní rám ohýbán.

Na obr. 36 jsou vyznačena místa, kde dochází k destrukci hlavního rámu lokomotivy 754 v případě působení velké kinetické energie.



Obr. 36 Konstrukční výkres lokomotivy 754. V pravé části obrázku jsou červeně znázorněny úsečky, představující svými konci směrem od čelníku rámu místa, kde dochází ke zborcení rámu při ohybu. Délka každé úsečky je přímo úměrná narůstající kinetické energii, která působí na lokomotivu při nárazu.

Obr. 37 znázorňuje působení vnitřních sil \bar{F}_1 a \bar{F}_2 na rám lokomotivy řady 754 spolu s reakční silou \bar{R} .



Obr. 37 Vnitřní síly, působící na jednotlivá konstrukční místa hlavního rámu lokomotivy 754 spolu s reakční silou

Konstrukčními uzly procházejí nositelky vnitřních sil \bar{F}_1 a \bar{F}_2 , vzniklých při ohybu rámu. Sestavením silového obrazce se lze přesvědčit o velikosti těchto sil, které jsou větší než reakční síla \bar{R} od nárazu druhé lokomotivy.

Bylo by zajímavé se problematikou vnitřních silových účinků, působících na hlavní rám hnacího vozidla, nadále podrobněji zabývat jako samostatným tématem a prokázat výhody případně nevýhody jednotlivých konstrukčních provedení rámců hnacích vozidel z hlediska jejich odolnosti při kolizních stavech.

7. Závěr

Na základě zvýšených nároků na cestovní rychlost v železniční dopravě nabývá na významu pasivní bezpečnost hnacích vozidel, tedy taková bezpečnost, která snižuje následky srážky v případě prvotního selhání lidského činitele.

Požadavky na pasivní bezpečnost hnacích vozidel jsou promítnuty do konstrukčních aplikací (jednotlivých konstrukčních celků), které upravuje legislativní soustava:

- Mezinárodní železniční unie UIC pomocí vyhlášek, týkajících se problematiky odolnosti skříně kolejových vozidel při srážce;
- Evropského výboru pro normalizaci CEN, vytvářející v oboru kolejových vozidel soustavu evropských norem EN, které vychází z vyhlášek UIC;
- Rady Evropy spolu s Evropským parlamentem, které samostatně vydávají směrnice TSI (Technické specifikace pro interoperabilitu), vyplývající z vyhlášek UIC a evropských norem EN.

Legislativní soustava je závazná pro výrobce nových kolejových vozidel a je též aplikována do interních zákonů a norem národní normalizační organizace zemí, které jsou členy CEN.

Podle požadavků evropské normy EN 15227 „Železniční aplikace – požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu“ je možné sestavit přehled konstrukčních celků, zajišťujících pasivní bezpečnost hnacích vozidel. Tyto konstrukční celky při srážce absorbují kinetickou energii a tím chrání nejen obsluhující personál (strojvedoucího) a cestující před ohrožením na životě, ale v neposlední řadě též samotné hnací vozidlo před násilným poškozením. Jsou to:

- deformační prvky, sériově řazené za nárazníky. Tyto prvky jsou dodávány na nově vyráběná hnací vozidla od všech výrobců spolu se zábranou proti šplhání vozidel, tzv. „protišplhy“, které zajišťují kontakt nárazníků během celé doby nárazu. Jedná se o systém nárazník proti nárazníku. Uplatní se zejména při srážce dvou hnacích vozidel. Pro hnací vozidla, vyráběná před stanovením pravidel pro konstruování podle evropských norem, se při jejich případné modernizaci nabízí možnost aplikace deformačních prvků, které nepředstavují zásah do pevnosti konstrukce;
- kabina strojvedoucího, po jejímž obvodu jsou deformační zóny. Po nárazu do pevné překážky (druhého kolejového vozidla nebo též velkého nákladního automobilu) musí být zachován prostor pro přežití se zachováním únikové cesty. Významným prvkem pasivní bezpečnosti hnacích vozidel je čelní sklo, které při střetu s cizím tělesem ve vysoké rychlosti nesmí způsobit těžká zranění při tříštění do střepin;
- smetadla překážek, zamezující kontaktu pojezdové části hnacího vozidla s malou překážkou.

Z fyzikálního hlediska představuje kolizní situace v praxi kolejových vozidel ráz těles dokonale plastických resp. ráz těles skutečných, kdy hnací vozidla do sebe narazí rychlostí, které odpovídá akumulovaná kinetická energie, překračující možnosti pracovního zdvihu nárazníků a vozidla se po nárazu vlivem deformace čelních partií hlavního rámu do sebe zaklesnou, resp. se od sebe odrazí zpět. Účinnou ochranu pro hlavní rám hnacího vozidla před násilným poškozením poskytuje deformační prvek, pro který jsme rozborem kinetické energie v závislosti na rychlosti u vybraných srážek dvou hnacích vozidel prokázaly, že:

- při srážce dvou samotných hnacích vozidel s deformačními prvky do nárazové rychlosti přibližně $v = 20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je absorbována celá kinetická energie aktivací těchto prvků. V takovém případě nedochází ke škodám na jiných konstrukčních celcích, (deformace kabiny, ohyb podélníku rámu, destrukce příčnicku rámu a jeho výztuh). Pro tyto případy deformační prvky plně prokazují své opodstatnění.
- u vlakových souprav, jejichž akumulovaná kinetická energie je několikanásobně vyšší než u samotných hnacích vozidel, představuje deformační prvek účinný nástroj ke snížení stupně poškození samotného hnacího vozidla

Cílem této bakalářské práce je seznámení se s legislativou, ovlivňující konstrukční provedení nově vyráběných hnacích vozidel a vytvoření souhrnných poznatků v oblasti konstrukčních prvků, zajišťujících jejich pasivní bezpečnost. Rozborem energetických poměrů na vybraných příkladech z podkladů statistického shrnutí a jejich modelováním je prokázán efektivní přínos těchto prvků.

8. Seznam použité literatury

- [1] <http://www.dicr.cz/>
- [2] KALOČ, R. Mechanika II. Dynamika. Dočasné vysokoškolské učebnice. Bratislava: Nakladatelství ALFA, n.p.
- [3] ZAJÍC, J. Fyzika 1. Skripta pro technické obory Dopravní fakulty Jana Pernera. Pardubice 2011
- [4] ČSN EN 15227+A1:2011. Železniční aplikace – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu. Praha: ÚNMZ, 2011
- [5] ČSN EN 12663-1:2010. Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy. Praha: ÚNMZ, 2010
- [6] JEŽDÍK, R., MALKOVSKÝ, Z. Zkušenosti z aplikace požadavků na pasivní bezpečnost kolejových vozidel podle normy EN 15227. In XIX. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2009, Sborník přednášek, 21. - 22. 9. 2009, Česká Třebová, Česká Republika. S. 87-94
- [7] MALKOVSKÝ, Z. Současný stav pasivní bezpečnosti kolejových vozidel a trendy do budoucna. Seminář Czech Raildays, Ostrava, 17. 6. 2008
- [8] LATA, M., ČÁP, J. Kolizní bezpečnost v konstrukci hnacích kolejových vozidel
- [9] ŠVĚD, S. Nová lokomotiva 109E - ojedinělé řešení pro celou střední Evropu, část 2, ŠKODOVÁK 18/2007, Informační časopis společnosti ŠKODA HOLDING, a.s.
- [10] MATYS, P. Deformační prvky na lokomotivách ČKD, DRÁHA 2/1996, Časopis
- [11] OTAJOVIC, M. Transport Logistic 2011, Informační buletin 2/2011
- [12] <http://www.axtone.eu/cs/aktuality,3.html>
- [13] MICHÁLEK, T., KOHOUT, M., ZELENKA, J. Mechanika dopravy. Studijní opora Dopravní fakulty Jana Pernera. Pardubice 2013

Příloha 1

<u>Střet hnacího drážního vozidla se silničním vozidlem</u>				
Řada HDV	Škoda na HDV	Celkový počet zraněných	Nárazová rychlost	Silniční vozidlo
130	25 000 Kč	0	80 km/hod	nákladní automobil
242	20 860 Kč	0	98 km/hod	osobní automobil
242	960 000 Kč	1	96 km/hod	nákladní automobil
350	2 503 000 Kč	0	159 km/hod	osobní automobil
742	58 489 Kč	0	75 km/hod	osobní automobil
742	12 084 Kč	1	10 km/hod	nákladní automobil
751	3 369 154 Kč	1	50 km/hod	nákladní automobil
843	55 000 Kč	0	68 km/hod	osobní automobil
843	468 493 Kč	0	45 km/hod	nákladní automobil
843	2 800 000 Kč	10	25 km/hod	nákladní automobil
943	8 200 000 Kč	10	25 km/hod	nákladní automobil
971	4 720 000 Kč	0	127 km/hod	osobní automobil

Příloha 2

<u>Srážka dvou hnacích drážních vozidel</u>				
Řada HDV	Škoda na HDV	Celkový počet zraněných	Nárazová rychlost	s HDV
110	445 000 Kč	1	42 km/hod	363
130	4 300 000 Kč	0	18 km/hod	742
471	21 500 000 Kč	5	45 km/hod	742
714	2 250 000 Kč	0	17 km/hod	TDV
751	60 000 Kč	0	28 km/hod	814
751	339 447 Kč	5	47 km/hod	814
754	2 120 000 Kč	1	42 km/hod	842
842	11 500 000 Kč	56	42 km/hod	754
854	4 000 000 Kč	11	30 km/hod	TDV
854	290 150 Kč	0	68 km/hod	SHV