

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor
v doktorském studijním programu: P2301 Strojní inženýrství
studijním oboru: Stavba strojů a zřízení

Crashová odolnost skříní kolejových vozidel

Autor: **Ing. Vladislav KEMKA**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Plzeň 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci, zpracovanou na téma „Crashová odolnost skříní kolejových vozidel“.

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří mě doposud v mém úsilí podporovali, zejména své rodině a svému školiteli doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc.

Upozornění

Podle Zákona o právu autorském č. 121/2000 Sb. § 12-17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků disertační práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora, firmy ŠKODA TRANSPORTATION, a.s. a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Anotace

Disertační práce se zabývá odolností proti nárazu skříní kolejových vozidel, jako významného prvku pasivní bezpečnosti. Důležitými aspekty pro přežití cestujících a posádky jsou integrita vozidla a pohlcování energie. Práce analyzuje legislativní požadavky a uvádí popis současného stavu techniky pro jednotlivé prvky konstrukce vozidla, které zajišťují v různých stupních odolnost proti nárazu. Získané znalosti jsou aplikovány při optimalizaci konstrukce skříně lokomotivy s cílem snížit hmotnost vlastní skříně, jejíž nárůst byl způsoben požadavky na odolnost proti nárazu. V závěru jsou popsána konkrétní opatření vedoucí ke snížení hmotnosti při zachování deformačního chování lokomotivy.

Tato práce vznikla za podpory výzkumného projektu MŠMT 1M0519 Výzkumné centrum kolejových vozidel.

Annotation

Dissertation thesis deals with crashworthiness of the railway vehicles bodies as a significant factor of a passive safety. Important aspects of occupant survival and protection are vehicle integrity and energy absorption. Thesis analyzes legislation requirements and describes the state of the art for component parts of the body design, which enable the vehicle crashworthiness in different levels. Acquired knowledge is applied in a design of the locomotive body to achieve a weight reduction of the vehicle body which was cause by the crashworthiness requirements. At the end is describing concrete measures of the weight reduction at keeping the deformation behaviour of the locomotive.

This thesis was supported by the Research Project MSMT 1M0519 Research Centre of Rail Vehicles.

Obsah

Anotace.....	III
Obsah.....	IV
1. Úvod	1
1.1 Cíle disertační práce	1
2. Kolejová vozidla	3
2.1 Kolejová vozidla železniční (1).....	3
2.2 Kolejová vozidla pro městskou hromadnou dopravu (1).....	4
3. Legislativa v kolejových vozidlech.....	6
3.1 TSI pro subsystém kolejová vozidla	7
3.2 Legislativa v oblasti pasivní bezpečnosti kolejových vozidel	8
3.3 Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel (3)	10
3.4 Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu (4)	21
4. Bezpečnost kolejové dopravy.....	32
4.1. Opatření pro bezpečnou infrastrukturu	32
4.2. Opatření pro bezpečné vozidlo.....	34
5. Odolnost proti nárazu kolejových vozidel	36
5.1. Mechanismus srážky	36
5.2 Bezpečná konstrukce vozidla	37
6. Aplikace požadavků na odolnost proti nárazu na vozidle.....	60
6.1 Vymezení oblastí odolnosti proti nárazu.....	60
6.2 Charakteristika lokomotivy	61
7. Výpočty rychlých dynamických dějů.....	63
7.1 Explicitní MKP	63
7.2 Princip explicitní MKP (28).....	63
7.3 Stanovení časového kroku.....	64
7.4 Hourglassing.....	65
7.5 Řešič MSC.Dytran	66
8. Výpočtový model lokomotivy.....	67
8.1 Popis konstrukce skříně.....	67
8.2 Základní parametry modelu	67
8.3 Počáteční a okrajové podmínky	69
8.4 Kontakty	69
8.5 Parametry materiálů	70
8.6 Výpočtová idealizace výzbroje lokomotivy.....	71

8.7 Výpočtová idealizace podvozků.....	72
9. Stávající řešení odolnosti proti nárazu lokomotivy.....	74
9.1 Stávající řešení překážky.....	74
9.2 Stávající řešení skříně lokomotivy	75
10. Návrh modelu překážky	80
10.1 Požadavky na model deformovatelné překážky	80
10.2 Výpočtový model	80
10.3 Materiálový model	84
10.4 Vlastnosti nově navržené překážky	88
11. Výpočet nárazu lokomotivy s nově navrženou překážkou.....	91
12. Návrh úprav skříně lokomotivy.....	94
12.1 Možnosti úprav skříně.....	94
12.2 Úpravy konstrukce skříně lokomotivy	95
12.3 Výpočet odolnosti proti nárazu po konstrukčních úpravách.....	98
12.4 Kontrola zachování prostoru pro přežití.....	101
12.5 Zhodnocení úprav skříně	102
13. Závěr.....	104
13.1 Shrnutí disertační práce	104
13.2 Shrnutí naplnění cílů a přínosů disertační práce	105
13.3 Pokračující vývoj.....	106
Seznam obrázků	107
Seznam tabulek	109
Bibliografie.....	111
Seznam prací autora	114
Vyjádření nositele a řešitelů projektu.....	116
Přílohy	117
Příloha č. 1: Pomocné skripty.....	117
Příloha č. 2: Výsledky simulace nárazu tuhé koule do překážky.....	118
Příloha č. 3: Výsledky zrychlení na místě strojvedoucího u stávající konstrukce	120
Příloha č. 4: Výsledky zrychlení na místě strojvedoucího u odlehčené konstrukce	121

1. Úvod

Předkládaná disertační práce se zabývá problémy v oblasti pasivní bezpečnosti kolejových vozidel. Konkrétně je práce zaměřena na odolnost proti nárazu skříní kolejových vozidel. Odolností proti nárazu se rozumí schopnost konstrukce vozidla nebo jeho části odolávat srážkám s ostatními účastníky provozu. Pasivní bezpečnost v kolejových vozidlech je poměrně novou oblastí a způsob řešení odolnosti proti nárazu se objevuje s příchodem zejména vysokorychlostních jednotek od 80. let 20. století.

Důležitými aspekty pro přežití cestujících a posádky jsou integrita vozidla a pohlcování energie. Posádka a cestující jsou obecně zranitelní porušením prostoru pro jejich přežití nebo prudkým zpomalením kolejového vozidla.

Rychlá, efektivní a především bezpečná přeprava osob a nákladu musí být hlavním atributem kolejové dopravy. Bezpečnost kolejové dopravy je zajištěna nejen pasivní, ale i neméně důležitou aktivní bezpečností. Aktivní bezpečnost pomáhá předejít vzniku nehody, pasivní bezpečnost snižuje následky již vzniklé nehody. V práci jsou uvedeny základní opatření v obou oblastech bezpečnosti.

Standardizace v oblasti scénářů srážek, ochrany proti najíždění, smetadel překážek, rozhraní mezi vozidly a odolnosti proti nárazu interiérů vozidel je velmi důležitá k dosažení rychlého a bezpečného provozu železniční sítě. Důležitým faktorem při řešení je tedy zvládnutí složitého legislativního systému směrnic, technických specifikací pro interoperabilitu a norem, které stanovují požadavky na vozidla v oblasti pasivní bezpečnosti. Podrobně je nutné se zabývat zejména požadavky norem ČSN EN 12663 a ČSN EN 15227, které mají největší vliv na konstrukci kolejového vozidla z hlediska pasivní bezpečnosti a požadavků na odolnost skříní proti nárazu. Správným rozbořením požadavků lze dosáhnout stanovené odolnosti proti nárazu bez výrazných dopadů na vlastnosti vozidla (hmotnost apod.).

1.1 Cíle disertační práce

Výzkum a vývoj v oboru kolejových vozidel je velmi ovlivňován legislativními požadavky, které je nutné splnit, aby mohlo být vozidlo schváleno pro provoz. Vyšetřování odolnosti kolejových vozidel proti nárazu je poměrně novou, složitou a v poslední době rozvíjející se součástí vývoje nových kolejových vozidel. Proto i nezávislému (nekomerčnímu) výzkumu a vývoji v této oblasti musí předcházet podrobná rešerše aktuálního stavu, tzn. poznání legislativních požadavků souvisejících s pasivní bezpečností i současného stavu techniky pro jednotlivé prvky konstrukce vozidla, které zajišťují na různých úrovních (pro různé kolizní situace) odolnost proti nárazu.

Cílem této disertační práce je právě takové shrnutí znalostí a jejich aplikace při návrhu nezbytných opatření na zvoleném kolejovém vozidle, která zajistí požadovanou odolnost proti nárazu. S výhodou mohla být zvolena lokomotiva 109E z výrobního portfolia ŠKODA TRANSPORTATION a.s., která byla jako jedna z prvních v Evropě navrhována v souladu s požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu. V návaznosti na komerční vývoj této lokomotivy je hlavní cíl práce zaměřen na optimalizaci konstrukce skříně lokomotivy, která povede ke snížení hmotnosti vlastní skříně, jejíž nárůst byl způsoben právě plněním požadavků na odolnost proti nárazu. Taková optimalizace je samozřejmě účelná, protože odráží nejen cenu vstupního materiálu, ale i skutečnost, že u moderních vozidel roste hmotnost nejrůznějšího vybavení lokomotivy, např. elektrického. Z toho plyne oprávněný požadavek na co nejnižší hmotnost skříně kolejového vozidla, ale samozřejmě při splnění podmínek všech směrnic, předpisů a norem.

Disertační práce popisuje aktivity a výstupy, kterými bylo postupně plněno několik navazujících dílčích cílů práce. Jedná se o tyto dílčí cíle:

- 1) Dokumentovat podstatné výsledky rešerše národní a evropské legislativy z pohledu pasivní bezpečnosti a požadavků na odolnost skříní proti nárazu, vč. přehledu pevnostních požadavků norem na konstrukce skříní kolejových vozidel a požadavků na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu.
- 2) Dokladovat hlavní poznatky z analýzy současného stavu techniky v oblasti pasivní (ale částečně i aktivní) bezpečnosti se zaměřením na jednotlivé prvky konstrukce vozidla zajišťující řízené deformace skříně kolejového vozidla za současného zachování adekvátního prostoru pro cestující a posádku (řízené pohlcení energie srážky).
- 3) Vytvořit v daném (dostupném) softwarovém prostředí výpočtový model lokomotivy Škoda 109E, který je vhodný pro ověření odolnosti proti nárazu dle platné legislativy (scénář srážky s normalizovanou překážkou předepsané geometrie a s mezní deformační charakteristikou) vč. všech počátečních a okrajových podmínek, definic materiálů atd.
- 4) Navrhnout výpočtový model normalizované překážky a tímto výpočtovým modelem co nejlépe vystihnout její tuhost (poddajnost) dle požadavků příslušné normy.
- 5) Rozebrat možnosti úprav skříní vozidel z různých hledisek, provést základní hodnocení a rozpracovat nejvhodnější variantu pro zkoumané vozidlo s ohledem na aplikační možnosti na straně výrobce.
- 6) Navrhnout konkrétní opatření, která povedou ke snížení hmotnosti skříně vozidla, porovnat chování upravené konstrukce skříně lokomotivy s původním řešením.
- 7) S využitím vytvořených výpočtových modelů, tedy na základě počítačové simulace, zhodnotit a ověřit navržená opatření a jeho dopady na zkoumané vozidlo.

Zadáním (úmyslem) dílčích cílů 1) a 2) je též to, aby dosažené výstupy byly uživatelské v pedagogickém procesu.

2. Kolejová vozidla

Kolejová vozidla jsou pozemní dopravní prostředky nesené a vedené dopravní cestou a jsou určeny pro přepravu osob a/nebo nákladu. Kolejovými vozidly se především rozumějí vozidla, která jsou provozována na dopravní cestě tvořené koleji. Kolej je složena ze dvou kolejnicových pásů vázaných obvykle pomocí upevňovadel k podpěrám – pražcům, betonovým blokům apod.

Nejvýznamnější a nejrozšířenější skupiny kolejových vozidel jsou:

- kolejová vozidla železniční
- kolejová vozidla pro městskou hromadnou dopravu

2.1 Kolejová vozidla železniční (1)

Železniční kolejová vozidla se dělí podle schopnosti vyvíjet tažnou sílu na:

- hnací vozidla – jsou schopna vyvodit hnací sílu
- tažená vozidla – vozy – nejsou schopna vyvodit hnací sílu
- speciální vozidla

2.1.1 Hnací vozidla

Hnací vozidla jsou vozidla schopná vyvozovat hnací sílu. Jsou vybavena hnacím agregátem, pomocnými zařízeními nutnými k chodu hnacího agregátu (např. chlazení, spouštěcí zařízení) a pomocnými zařízeními nutnými pro funkci vozidla a vlakové soupravy (zdroj elektrické energie, zdroj stlačeného vzduchu apod.).

Hnací vozidla lze členit z několika hledisek:

Trakční soustava – prvotní zdroj na vozidle

- parní trakce – parní stroj bezprostředně pohání dvojkolí
- motorová trakce - pístový spalovací motor
 - pohon dvojkolí prostřednictvím přenosu výkonu
 - mechanického
 - hydraulického (hydrodynamického, hydrostatického)
 - elektrického
 - smíšeného (např. hydromechanického)
- elektrická – elektromotor pohání dvojkolí

Přívod energie na vozidlo

- nezávislá trakce - na vozidle se nachází zásobník energie pro prvotní motor (zásoba paliva u vozidel parní a motorové trakce, akumulátorová baterie u vozidel nezávislé elektrické trakce)
- závislá trakce - energie pro motor je přiváděna kontinuálně (elektrická trakce závislá, napájení prostřednictvím trolejového vedení nebo napájecí kolejnice).

Důležitým rozlišovacím znakem je napěťová soustava, charakterizována napětím a frekvencí napájecího proudu Tab. 1.

Tab. 1. Napěťové soustavy

Napěťové soustavy		Použití
Stejnoseměrné	Střídavé	
600 V 750 V 1000 V		městská doprava
1500 V 3000 V	15 kV, 16 2/3 Hz 25 kV, 50 Hz	železniční doprava

Vozidla schopná provozu na více proudových soustavách se nazývají dvousystémová, resp. vícesystémová.

Koncepce hnacích vozidel

Lokomotivy - hnací vozidla, určená k přemístování jednotlivých vozidel nebo vlaků. Kromě hnacího agregátu a pomocných pohonů se na nich nachází pouze stanoviště pro obsluhu. Skříňové lokomotivy se stanovištěm obsluhy na obou koncích skříňe se uplatňují hlavně v traťové službě, kapotové lokomotivy s jedním stanovištěm pro obsluhu jsou určeny zejména pro posunovací službu.

Hnací vozy (elektrické, motorové) - hnací vozidla s prostorem pro cestující nebo náklad. Hnací agregát může být umístěn buď ve strojovně, zabírající část prostoru skříňe vozidla nebo pod podlahou.

Elektrické jednotky, motorové jednotky - v provozu nedělitelné soupravy, tvořené různými kombinacemi vozů hnacích, nemotorových, řídicích. Podobu jednotek mají nejčastěji vlaky pro příměstskou a regionální dopravu. Zvláštní skupinu tvoří vysokorychlostní jednotky vyžadující vysoké instalované výkony. Jsou sestaveny buď z hnacích a popřípadě nemotorových vozů (Shinkansen) nebo jsou složeny z tzv. hlavových vozidel (vlastně jednoúčelových lokomotiv) na čele vlaku a nemotorových vozů vložených mezi nimi (TGV, ICE).

2.1.2 Tažená vozidla – vozy

Vozy jsou vozidla, která nejsou schopny vyvinout hnací sílu. Vozy se podle určení dělí na osobní a nákladní.

Osobní vozy

Osobní vozy jsou určeny pro dopravu osob (vozy sedadlové, lehátkové, lůžkové) a pro poskytování služeb spojených s touto dopravou (např. vozy restaurační). Mezi osobní vozy patří také vozy zavazadlové, služební a poštovní, protože jejich konstrukce vychází z vozů osobních. V poslední době se uplatňují i vozy patrové pro jejich větší přepravní kapacitu.

Nákladní vozy

Nákladní vozy slouží k přepravě nákladů. Pro přepravu kusových nákladů se používají kryté i otevřené vozy. Pro přepravu tekutých nebo plyných látek se používají vozy cisternové. Stále větší podíl tvoří vozy vybavené pro manipulaci s přepravovaným materiálem (vozy s přesuvnými bočními stěnami, s přesuvnou střechou, vozy pro přepravu kontejnerů, vozy pro kombinovanou přepravu silnice – železnice atd.).

2.1.3 Speciální vozidla

Speciální vozidla se dělí na dvě hlavní skupiny:

- kolejová vozidla pro potřebu provozovatelů drah – např. mechanizační soupravy pro výstavbu, rekonstrukce a údržbu tratí, vozidla pro odstraňování následků nehod či nepřízně počasí, měřicí vozy atd.
- kolejová vozidla pro potřeby průmyslu – konstrukce vychází z požadavků technologie (např. hutní vozy, vozy pro koksovny, vozidla úzkorozchodných průmyslových, důlních a lesních drah atd.)

2.2 Kolejová vozidla pro městskou hromadnou dopravu (1)

Tato vozidla se používají téměř výhradně pro osobní dopravu v elektrické trakci. Doprava je vedena buď v úrovni terénu (pozemní doprava) nebo mimo úroveň terénu (podzemní a nadzemní doprava). V závislosti na uspořádání kolejové sítě mají vozidla uspořádání obousměrné nebo jednosměrné.

2.2.1 Koncepční členění vozidel MHD

- motorové vozy – hnací agregát, stanoviště strojvedoucího
- přípojné vozy - bez hnacího agregátu, brzděné,
 - motorové – hnací agregát, bez stanoviště strojvedoucího
- dvou i vícevozové – hnací agregát, pomocné zařízení rozložena do všech vozidel jednotky, jednotlivá vozidla nejsou schopna samostatného provozu
- článková vozidla – vozidlo členěno do několika kloubově spojených článků

2.2.2 Členění vozidel MHD z hlediska provozního určení

- tramvaje
- rychlodrážní tramvaje resp. vozidla lehkého metra
- vozidla metra resp. městské rychlodráhy

3. Legislativa v kolejových vozidlech

Legislativa v oblasti kolejových vozidel je velmi složitá a v platnosti je komplikovaná soustava předpisů. Mezi nejstarší systém předpisů patří předpisy v rámci Mezinárodní železniční unie (UIC). Členy UIC jsou železniční správy a správci infrastruktury nejen z Evropy, ale i z ostatních kontinentů. Vyhlášky jsou z větší části závazné pro dopravce a tím i pro výrobce kolejových vozidel.

Na základě směrnice Rady Evropy 96/48/ES o interoperabilitě transevropského vysokorychlostního železničního systému a směrnice Evropského parlamentu a Rady 2001/16/ES o interoperabilitě transevropského konvenčního železničního systému jsou pro jednotlivé subsystémy železniční dopravy vytvářeny Technické specifikace pro interoperabilitu (TSI). Tyto směrnice byly aktualizovány směrnicí 2004/50/ES. Směrnice 96/48/ES a 2001/16/ES byly nahrazeny směrnicí 2008/57/ES o interoperabilitě železničního systému ve Společenství, která sjednocuje základní právní rámec pro vysokorychlostní i konvenční železniční systém a současně deklaruje záměr vytvoření technicky jednotného evropského železničního systému.

Směrnice ES o interoperabilitě a bezpečnosti jsou pro členské státy ES závazné a ty je musí promítnout do své národní legislativy. V ČR se to týká zejména těchto předpisů:

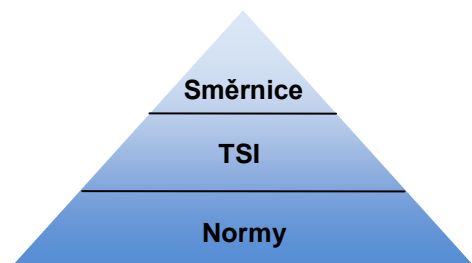
- Zákon 266/1994 Sb., o drahách ve znění pozdějších předpisů
- Nařízení vlády č. 133/2005 Sb. o technických požadavcích na provozní a technickou propojenost evropského železničního systému, ve znění pozdějších předpisů
- Vyhláška MD č. 352/2004 Sb. o provozní a technické propojenosti evropského železničního systému ve znění vyhlášky č. 377 /2006 Sb.
- Sdělení MD č. 111/2004 Sb., o výčtu železničních drah zařazených do evropského železničního systému

TSI jsou přímo platné právní předpisy (rozhodnutí Evropského parlamentu a Rady), není tedy nutné je promítat do národní legislativy, závaznost těchto předpisů vyplývá z Přístupové smlouvy k EU.

Směrnice TSI předepisují požadavky, jejichž splnění zajistí požadovanou míru bezpečnosti železničních kolejových vozidel a provoz vlaků v celé železniční síti.

Od 90. let 20. století jsou v rámci Evropského výboru pro normalizaci (CEN) vytvářeny evropské normy pro kolejová vozidla. Normy vycházejí z vyhlášek UIC a jsou obsažnější a v některých případech jsou ale v rozporu s vyhláškou UIC, které jsou i po zavedení evropských norem pro členské železnice platné.

Přehledně jsou jednotlivé úrovně předpisů znázorněny na Obr. 1. Nejvýše jsou postaveny směrnice Evropského parlamentu a Rady. Technické specifikace pro interoperabilitu (TSI) jsou uvedeny jako střední úroveň mezi směrnicemi a normami.



Obr. 1. Úrovně předpisů pro kolejová vozidla

Evropský železniční systém se člení na tyto subsystémy:

- a) strukturální oblasti:
1. infrastruktura,
 2. energetika,

3. traťové řízení a zabezpečení,
4. palubní řízení a zabezpečení,
5. kolejová vozidla;

b) funkční oblasti:

1. provoz a řízení dopravy,
2. údržba,
3. využití telematiky v osobní a nákladní dopravě.

Subsystem kolejová vozidla zahrnuje k vypracování odpovídajícího TSI prvky interoperability:

Struktura, systém řízení a zabezpečení všech vlakových zařízení, sběrače proudu, hnací vozidla a agregáty na přeměnu energie, palubní vybavení pro měření spotřeby elektrické energie, brzdové, spřáhlové a pojezdové ústrojí (podvozky, nápravy atd.) a zavěšení, dveře, rozhraní člověk/stroj (strojvedoucí, doprovod vlaku a cestující, včetně potřeb osob se sníženou pohyblivostí), pasivní a aktivní bezpečnostní zařízení a zařízení nezbytná pro ochranu zdraví cestujících a doprovodu vlaku.

3.1 TSI pro subsystem kolejová vozidla

2011/291/EU: Rozhodnutí Komise ze dne 26. dubna 2011 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystemu kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob transevropského konvenčního železničního systému

2011/229/EU: Rozhodnutí Komise ze dne 4. dubna 2011 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystemu „Kolejová vozidla – hluk“ transevropského konvenčního železničního systému

2008/232/ES: Rozhodnutí Komise ze dne 21. února 2008 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystemu Kolejová vozidla transevropského vysokorychlostního železničního systému

2006/861/ES: Rozhodnutí Komise ze dne 28. července 2006 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystemu Kolejová vozidla – nákladní vozy transevropského konvenčního železničního systému

2002/735/ES: Rozhodnutí Komise ze dne 30. května 2002 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystemu Kolejová vozidla transevropského vysokorychlostního železničního systému podle čl. 6 odst. 1 směrnice 96/48/ES.

Toto rozhodnutí je zrušeno. Jeho ustanovení se však nadále použijí, pokud jde o údržbu u projektů schválených v souladu se specifikací TSI, jež tvoří přílohu uvedeného rozhodnutí, a pokud jde o projekty týkající se nové trati a obnovení nebo modernizace stávající trati – projekty, které jsou již podstatně rozpracované nebo předmětem smlouvy, jejíž plnění k datu oznámení rozhodnutí 2008/232/ES probíhá.

Vliv na konstrukci kolejových vozidel mají i další TSI, která se ale prioritně týkají jiných subsystemů, ale s vozidly jsou spojena přes rozhraní subsystemů.

3.1.1 Základní pojmy

Transevropský železniční systém je transevropský konvenční železniční systém a transevropský vysokorychlostní železniční systém.

Interoperabilita je schopnost železničního systému umožnit bezpečný a nepřerušovaný provoz vlaků dosahujících stanovených úrovní výkonnosti na těchto tratích. Tato schopnost závisí na všech předpisových, technických a provozních podmínkách, které musí být dodrženy v zájmu splnění základních požadavků.

Vozidlo je železniční vozidlo, které může být provozováno po vlastní ose na železničních tratích, s trakcí nebo bez ní. Vozidlo se skládá z jednoho či více strukturálních a funkčních subsystemů nebo částí takových subsystemů.

Subsystém je výsledek rozčlenění železničního systému (viz. výše). Tyto subsystémy, pro něž musí být stanoveny základní požadavky, jsou strukturální a funkční.

Prvky interoperability jsou veškeré základní konstrukční části, skupiny konstrukčních částí, podestavy nebo úplné sestavy zařízení, která jsou nebo mají být v budoucnu zahrnuta do subsystému a na nichž přímo nebo nepřímo závisí interoperabilita železničního systému. Pojetí „prvku“ zahrnuje jak hmotné předměty, tak nehmotné předměty, jako je programové vybavení.

Základními požadavky jsou veškeré podmínky stanovené v příloze III směrnice 2008/57/ES, které železniční systém, subsystémy a prvky interoperability, včetně rozhraní, musí splňovat.

Evropská specifikace je společná technická specifikace, evropské technické schválení nebo vnitrostátní norma provádějící evropskou normu, jak je stanoveno v příloze XXI směrnice 2004/17/ES.

Technická specifikace pro interoperabilitu (TSI) je specifikace přijatá v souladu se směrnicí 2008/57/ES, která se vztahuje na každý subsystém nebo část subsystému tak, aby vyhověl základním požadavkům a zajišťoval interoperabilitu železničního systému.

Základními parametry jsou všechny předpisové, technické nebo provozní podmínky, které jsou rozhodující pro interoperabilitu a jsou upřesněny v příslušných TSI.

3.2 Legislativa v oblasti pasivní bezpečnosti kolejových vozidel

Úvahy o způsobu řešení deformační odolnosti kolejových vozidel souvisí zejména s vývojem vysokorychlostních jednotek TGV ve Francii v 80. letech 20. století. V ČR se ve stejné době ve VÚKV při vývoji hrubých staveb skříní uplatňuje strategie co nejvíce ochránit prostor pro cestující v případě nehody. Výsledkem těchto snah je např. vůz řady 842, kde byla zvolena strategie, že nejdůležitější je ochrana cestujících a pak až strojvedoucího. U všech dosavadních reálných nehod byla prokázána 100% ochrana prostoru pro cestující. Příkladem může být ukázka deformace skříně vozidla po nárazu rychlostí přibližně 55 km.h^{-1} do lokomotivy stojícího nákladního vlaku (Obr. 2).



Obr. 2. Skříní motorového vozu ř. 842 po nárazu rychlostí cca 55 km.h^{-1} (2)

Problematikou pasivní bezpečnosti kolejových vozidel se zabývaly projekty SafeTrain, SafeTram a Trainsafe v rámci 5. a 6. rámcového programu EU. Výsledky projektů byly promítnuty do 2. vydání vyhlášky UIC 660 a do evropské normy EN 15227. Vyhláška UIC se zabývá vozidly s maximální rychlostí vyšší než 250 km.h^{-1} . Nejkomplexněji se zabývá pasivní

bezpečností evropská norma EN 15227 s výjimkou nákladních vozů. Požadavky na určité typy nákladních vozů jsou uvedeny v předpisech RID (Řád pro mezinárodní železniční přepravu nebezpečných věcí), v evropské normě EN 12663-2 a EN 15551.

3.2.1 Směrnice TSI související s pasivní bezpečností

Směrnice TSI 2011/291/EU o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob transevropského konvenčního železničního systému stanovuje následující požadavky na pasivní bezpečnost:

Mechanická konstrukce vozidel musí zajišťovat ochranu osádky v případě kolize pomocí:

- omezení zpomalení,
- zachování prostoru pro přežití a konstrukční integrity obsazených prostor,
- snížení nebezpečí šplhání,
- snížení nebezpečí vykolejení,
- zmírnění následků nárazu do překážky na trati.

Za účelem splnění těchto funkčních požadavků musí jednotky splňovat podrobné požadavky stanovené v normě EN15227:2008 týkající se odolnosti proti nárazu kategorie C-I (podle tabulky 1 normy EN15227:2008 kapitoly 4), pokud není v textu uvedeno jinak.

Dále směrnice upravuje také mj. pevnost konstrukce vozidla, která úzce souvisí s pasivní bezpečností:

Statická a dynamická pevnost (únava) skříně vozidel je důležitá pro zajištění požadované bezpečnosti cestujících a konstrukční celistvosti vozů při vlakovém provozu a posunování.

Z toho důvodu musí konstrukce každého vozidla splňovat požadavky normy EN 12663-1:2010 Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy). Kategorie kolejových vozidel, ke kterým je nutno přihlídnout, musí odpovídat kategorii L pro lokomotivy a vozy s pohonem a kategorii PI nebo PII pro všechny ostatní typy vozidel v oblasti působnosti této TSI, jak je definováno v kapitole 5.2 normy EN 12663-1:2010.

Zejména lze výpočtem nebo zkouškami prokázat schopnost skříně vozidla odolávat trvalým deformacím a roztržením, a to podle podmínek stanovených v bodě 9.2.3.1 normy EN 12663-1:2010.

Směrnice 2008/232/ES: Rozhodnutí Komise ze dne 21. února 2008 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému Kolejová vozidla transevropského vysokorychlostního železničního systému definuje požadavky na pasivní bezpečnost:

Pevnost konstrukce vozidla

Statická a dynamická pevnost vozidlových skříní musí zajišťovat požadovanou bezpečnost osob ve vlaku.

V případě čelního nárazu, který je popsán v níže uvedených scénářích, musí mechanická konstrukce kolejových vozidel:

- omezit zpomalení,
- zachovat prostor pro přežití a konstrukční integritu obsazených prostorů,
- snížit nebezpečí vykolejení,
- snížit nebezpečí vzájemného najetí vozidel na sebe.

Deformace musí být řízená, aby přinejmenším pohltila energii srážky podle scénářů. Deformace musí být progresivní, bez celkové nestability nebo poruch a musí k ní dojít pouze v určených zónách zhroucení. Zónami zhroucení mohou být:

- vratné a nevratné deformovatelné součásti narážecího ústrojí a spřáhla,
- zařízení, která nejsou součástí konstrukce,
- deformační zóny vozidlové skříně,
- nebo libovolná kombinace výše uvedeného.

Deformační zóny musí být umístěny buď v neobsazených prostorech, které jsou v blízkosti konců každého vozidla, před kabinou a v přechodových zařízeních, nebo, není-li toto možné,

pak v přilehlých, dočasně obsazených prostorech (např. na toaletách nebo v nástupních prostorech) nebo v kabinách. Deformační zóny nejsou přípustné v prostorech, kde se nacházejí sedadla cestujících, včetně prostor vybavených sklápěcími (zvedacími) sedadly.

Specifikace (jednoduché případy zatěžovacího stavu a scénáře srážky):

a) Konstrukční prvky skeletu každého vozidla musí přinejmenším odolat podélnému a svislému statickému zatížení vozidlových skříní podle kategorie P II normy EN 12663:2000.

b) Uvažovány jsou čtyři scénáře srážky:

- čelní srážka dvou stejných vlaků,
- čelní srážka s vozidlem vybaveným bočními nárazníky,
- srážka s nákladním automobilem na úrovňovém přejezdu,
- srážka s nízko položenou překážkou.

Podrobnosti o výše uvedených scénářích, jakož i odpovídající kritéria jsou uvedena v příloze A této směrnice TSI. Podrobnosti uvedené v příloze A vycházejí z evropské normy EN 15227.

3.2.2 Normy v oblasti pasivní bezpečnosti

Podrobné požadavky na pasivní bezpečnost jsou uvedeny v ČSN EN 15227+A1. Tyto požadavky jsou ve shodě s ČSN EN 12663, která zajišťuje základní konstrukční celistvost prostorů pro cestující při nehodě kolizního typu požadavky na statické zatížení tlakovými silami na čelech vozů. Norma ČSN EN 15227+A1 rozšiřuje tyto základní pevnostní požadavky tím, že stanovuje požadavky na pasivní bezpečnost konstrukce s cílem zvýšit bezpečnost cestujících.

Požadavky kladené na kolejová vozidla jsou uvedeny v dalších kapitolách.

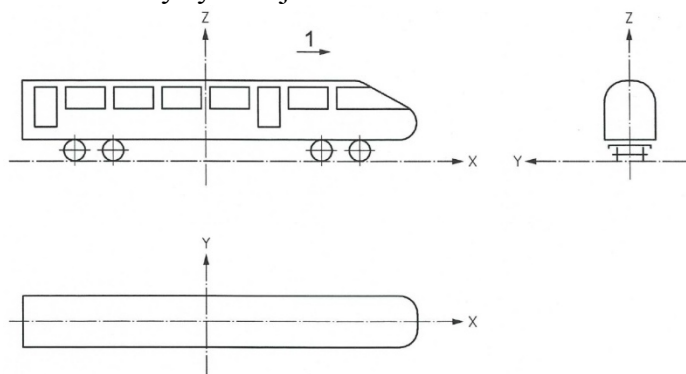
3.3 Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel (3)

Norma ČSN EN 12663 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel je rozdělena na 2 části. Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy) a část 2: Nákladní vozy.

Kromě požadavků této normy na konstrukci všech vozidel osobní dopravy se může běžně požadovat, aby vozidla měla takové úpravy, jaké chrání cestující v případě nehody. Takové požadavky jsou uvedeny ve výše uvedené ČSN EN 15227+A1.

3.3.1 Souřadnicový systém

Souřadnicový systém je uveden na Obr. 3.



Obr. 3. Souřadnicový systém skříně vozidla

1 - orientace směru jízdy, X - orientace podélného směru, Y - orientace příčného směru, Z - orientace svislého směru

3.3.2 Pevnostní požadavky

3.3.2.1 Všeobecně

Skříň kolejových vozidel musí odolat maximálnímu zatížení podle provozních požadavků po celou dobu požadované provozní životnosti za běžných provozních podmínek s odpovídající pravděpodobností přežití.

Schopnost skříň kolejového vozidla odolat trvalým deformacím a poškození se musí prokázat výpočtem a/nebo zkouškami podle validačního programu popsaného v kapitole 3.3.6.

Při hodnocení se musí vycházet z následujících kritérií:

- a) výjimečná zatížení, jimž odpovídají maximální zatížení, kterým musí odolávat při plně udržovaném provozním stavu;
- b) rezerva bezpečnosti definovaná v 3.3.2.4 části mezní poruchy a nestabilita, při které může být výjimečné zatížení výrazně překročeno, aniž by došlo ke katastrofálnímu zničení nebo poškození;
- c) odolnost proti provoznímu nebo cyklickému zatížení po stanovenou dobu životnosti bez snížení bezpečnosti konstrukce.

3.3.2.2 Kategorie kolejových vozidel

Konstrukční kategorie

Označení jednotlivých kategorií kolejových vozidel vychází pouze z pevnostních požadavků na skříň vozidel.

Podle typických charakteristik konstrukce kolejových vozidel jsou tři hlavní skupiny: lokomotivy (L), vozidla osobní dopravy (P) a nákladní vozy (F). Tyto tři skupiny lze dále rozdělit na kategorie podle konstrukčních požadavků.

Lokomotivy

Do této skupiny patří všechny typy lokomotiv a hnacích jednotek, jejichž hlavním účelem je vyvíjet tažnou sílu a nejsou určeny pro přepravu cestujících.

- Kategorie L např. lokomotivy a hnací jednotky

Vozidla osobní dopravy

Sem patří všechny typy kolejových vozidel určených pro přepravu cestujících, v rozsahu od vozidel celostátních drah, přes kolejová vozidla příměstské a městské dopravy až po tramvaje.

Vozidla osobní dopravy jsou z hlediska pevnosti rozčleněna do pěti kategorií:

- Kategorie P-I např. osobní vozy;
- Kategorie P-II např. ucelené vlakové jednotky a osobní vozy;
- Kategorie P-III např. vozidla metra, rychlodrážní a lehké konstrukce;
- Kategorie P-IV např. lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy;
- Kategorie P-V např. tramvajová vozidla.

Nákladní vozy

Jsou definovány dvě kategorie vozů používaných pro přepravu zboží.

- Kategorie F-I např. vozidla bez omezení při posunu;
- Kategorie F-II např. vozidla se zákazem posunu odrazem a jízdy přes svážný pahrbek.

Další typy vozidel

Některá kolejová vozidla nemusí odpovídat popisu některých z výše uvedených kategorií (např. standardní nekrytý podvozkový vůz pro přepravu motorových vozidel může být považován za vozidlo P-I).

3.3.2.3 Nejistoty návrhových parametrů v oblasti kolejové dopravy

Nejistoty popsané v normě lze při návrhu využít pro stanovení mezních hodnot parametrů nebo zavedením bezpečnostního součinitele. Tento bezpečnostní součinitel, označovaný S, se pak musí použít při porovnávání vypočítaných napětí s napětími přípustnými.

3.3.2.4 Prokázání statické pevnosti a stability konstrukce

Výpočtem a/nebo zkoušením se musí prokázat, že při předepsaných návrhových zatíženích nedojde k významné trvalé deformaci nebo porušení konstrukce jako celku, kteréhokoli prvku nebo úchytu vybavení. Požadavek musí být splnitelný před dosažením meze pružnosti nebo kluzu. Jestliže je návrh vymezen podmínkami mezní pevnosti a/nebo stability, musí se tyto podmínky rovněž dodržet.

Při porovnání vypočítaného nebo změřeného napětí s napětím přípustným musí být využití prvku nejvýše 1 podle rovnice:

$$U = \frac{R_d S}{R_L} \leq 1$$

kde je

- U využití prvku;
- R_d hodnota stanovená výpočtem nebo zkouškou;
- S konstrukční bezpečnostní součinitel;
- R_L přípustná nebo mezní hodnota.

Mez pružnosti nebo kluzu

Pokud se návrh ověřuje pouze výpočtem, musí být S_1 pro každý druh zatížení roven 1,15. V případě, že se konstrukční zatížení ověřují zkouškou a/nebo byla shoda mezi zkouškou a výpočtem potvrzena, může se pro S_1 použít 1,0.

$$U = \frac{\sigma_c S_1}{R} \leq 1$$

kde je

- U využití prvku;
- S_1 bezpečnostní součinitel meze pružnosti nebo kluzu;
- R mez pružnosti (R_{eH}) nebo 0,2% smluvní mez kluzu (R_{p02}) v N/mm² (podle definice v EN 10002-1) při respektování všech příslušných vlivů popsanych v 3.3.2.3;
- σ_c vypočítané napětí, v N/mm².

Mezní poruchy

Rezervu bezpečnosti mezi výjimečným a konstrukčním zatížením a zatížením, při kterém dojde k poruše konstrukce, je nutné zajistit zavedením bezpečnostního součinitele S_2 .

$$U = \frac{\sigma_c S_2}{R_m} \leq 1$$

kde je

- U využití;
- R_m mezní zatížení materiálu v N/mm² (podle definice v EN 10002-1) při respektování všech příslušných vlivů popsanych v 3.3.2.3;
- σ_c vypočítané napětí, v N/mm² při výjimečném zatížení.

Obvykle se $S_2 = 1,5$, hodnotu $S_2 = 1,3$ lze použít v případě, že se konstrukční zatížení mají ověřovat zkouškou, a/nebo když korelace mezi zkouškou a výpočtem byla dostatečně potvrzena.

Kritérium pro mezní poruchy neplatí pro konstrukční části, které jsou navrženy jako zničitelné řízeným způsobem.

Nestabilita

Pro místní nestability v oblasti pružné deformace je přípustné zajistit alternativní cesty šíření daného zatížení, splňující kritéria pro mez pružnosti nebo kluzu.

Konstrukce vozidla musí mít rezervu bezpečnosti proti nestabilitě vedoucí k celkovému poškození konstrukce při výjimečném zatížení, která je zajištěna bezpečnostním součinitelem pro nestabilitu S_3 .

$$U = \frac{\sigma_c S_3}{\sigma_{cb}} \leq 1 \text{ nebo } U = \frac{L_c S_3}{L_{cb}} \leq 1$$

kde je

U	využití;
S_3	bezpečnostní součinitel pro nestabilitu;
σ_{cb}	kritické deformační napětí, v N/mm^2 ;
σ_c	vypočítané napětí, v N/mm^2 ;
L_{cb}	kritické deformační zatížení, v N;
L_c	vypočítané zatížení, v N.

Bezpečnostní součinitel se musí volit $S_3 = 1,5$.

Kritérium nestability se nepoužívá pro konstrukční části, které jsou navrženy jako zničitelné řízeným způsobem.

3.3.2.5 Prokázání tuhosti

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

3.3.2.6 Prokázání únavové pevnosti

Na konstrukce skříní kolejových vozidel působí po dobu jejich životnosti velký počet dynamických zatížení s proměnlivou velikostí.

Vlivy těchto zatížení se nejvíce projevují v kritických prvcích konstrukce skříně vozidla, například:

- působíště zatížení (včetně úchytů vybavení),
- spoje konstrukčních prvků (např. svary, šroubové spoje),
- tvárové přechody vyvolávající zvýšené koncentrace napětí (např. rohy dveří a oken).

Únavová pevnost se musí prokázat např. některou z následujících metod:

- metoda mezní trvalé pevnosti,
- metoda kumulativního poškození.

Metoda mezní trvalé pevnosti

Metodu lze použít pro všechny oblasti, kde dynamické napětí při všech cyklech je pod mezní hodnotou trvalé pevnosti materiálu. Pokud evropská nebo národní norma nebo ekvivalentní zdroj uvádí mezní hodnotu trvalé pevnosti pro 10^7 cyklů nebo méně, musí se pro zatížení stanovené v 3.3.3.5 až 3.3.3.7 použít tato mezní hodnota. Jestliže není mezní hodnota trvalé pevnosti definována, nebo je uvedena pro více než 10^7 cyklů, lze pro zatížení stanovená v 3.3.3.5 až 3.3.3.7 jako dovolené napětí použít únavovou pevnost materiálu pro 10^7 cyklů.

Požadovaná únavová pevnost je prokázána, pokud napětí vyvolaná všemi kombinacemi druhů únavových zatížení definovaných v 3.3.3.5 až 3.3.3.7, nebo výsledky měření jsou nižší než mezní hodnota trvalé pevnosti.

Metoda kumulativního poškození

Je to alternativní metoda k metodě mezní trvalé pevnosti.

Požadovaná únavová pevnost je prokázána, pokud je výsledné poškození kteréhokoli kritického prvku vlivem všech kombinací druhů únavových zatížení menší než jedna (1,0). Kumulativní poškození stanovené podle cyklů zatížení změřených v průběhu zkoušek musí být u takových prvků rovněž menší než jedna.

3.3.3 Konstrukční zatížení

Pro každou kategorii vozidla jsou jmenovité hodnoty každého zatížení uvedeny v tabulkách. Hodnoty vyjadřují minimální požadavky. Hodnoty zatížení pro nákladní vozy, uvedené v tabulkách a souvisejících vysvětleních, nejsou v EN 12663-2 uvedeny.

Tab. 2. Definice konstrukčních hmotností

Definice	Značka	Popis
Konstrukční hmotnost skříně vozidla v provozním stavu	m_1	Konstrukční hmotnost skříně vozidla v provozním stavu podle EN 15663 bez hmotnosti podvozků.
Konstrukční hmotnost jednoho podvozku nebo pojezdu	m_2	Hmotnost všech zařízení pod vypružením skříně, včetně hmotnosti tohoto vypružení. Hmotnost spojovacích prvků mezi skříní vozidla a podvozkem nebo pojezdem se rovnoměrně rozděluje do m_1 a m_2 .
Normální konstrukční užitečné zatížení	m_3	Hmotnost normálního konstrukčního užitečného zatížení podle EN 15663
Výjimečné užitečné zatížení	m_4	Hmotnost výjimečného užitečného zatížení podle EN 15663.

Kromě druhů zatížení uvedených v následujících tabulkách a všech dalších požadavků nebo úprav uvedených ve specifikaci, musí konstrukce odolat všem dalším statickým nebo dynamickým zatížením, která se mohou vyskytovat.

3.3.3.1 Podélná statická zatížení skříně vozidla

Spolu se zatíženími uvedenými v tabulkách 3 až 9 se musí brát v úvahu zatížení vyvolané hmotností m_1 při svislém zrychlení 1 g.

Podélné síly v prostoru nárazníků a/nebo spřáhel

Tab. 3. Tlaková síla v místech uchycení nárazníků a/nebo spřáhel [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
2 000	2 000	1 500	800	400	200	2 000	1 200

Tab. 4. Tlaková síla pod úrovní nárazníků a/nebo spřáhel [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-II	P-IV	P-V	F-I	F-II
-	-	-	-	-	-	1 500	900

Tab. 5. Tlaková síla působící na uchycení úhlopříčně (pokud jsou nárazníky umístěny na jednom nebo obou koncích samostatného vozidla) [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
500	500	500	-	-	-	400	400

Tab. 6. Tahová síla na uchycení spřáhla [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
1 000	1 000	1 000	600	300	150	1 500 1 000	1 500 1 000

Tlakové síly na čelní stěně

Tlaková síla podle tabulek 7, 8 a 9 musí být zachycena na úrovni spřáhla/nárazníků na opačném konci skříně vozidla.

Pokud je konstrukce řešená jako nárazuvzdorná podle EN 15227, lze použít zatížení čelní stěny konstrukce vozidla buď před, nebo za navrženými deformačními oblastmi.

Tab. 7. Tlaková síla v oblasti čelníku 150 mm nad úroveň podlahy [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V	Kategorie F-I	Kategorie F-II
400	400	400	-	-	-	-	-

Tab. 8. Tlaková síla ve výšce spodního rámu okna (dolního okraje okna) [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V	Kategorie F-I	Kategorie F-II
300	300	300	300	-	-	-	-

Tab. 9. Tlaková síla v úrovni vaznice [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V	Kategorie F-I	Kategorie F-II
-	300	300	150	-	-	-	-

3.3.3.2 Svislá statická zatížení skříně vozidla

Maximální provozní zatížení

Maximální provozní zatížení uvedené v tab. 10 je výjimečným zatížením vozidla.

Tab. 10. Maximální provozní zatížení [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V	Kategorie F-I	Kategorie F-II
$1,3 \times g \times m_1$	$1,3 \times g \times (m_1 + m_4)$					$1,3 \times g \times (m_1 + m_3)^a$	

Zdvihání a zvedání

Síly uvedené v tabulkách 11 a 12 představují tíhu zvedaných hmotností. Rovnice platí pro dvoupodvozkové vozidlo. Stejně zásady se musí použít pro kolejová vozidla s jiným uspořádáním vypružení.

Zvedaná hmotnost je hmotnost prázdného vozidla (kromě nákladních vozů zvedaných v loženém stavu). Podle některých provozních požadavků nemusí zahrnovat podvozky nebo plně užitečné zatížení. V těchto případech se musí hodnoty m_2 a/nebo m_3 v následujících tabulkách dosadit jako nulové nebo snížené na určitou hodnotu. Je-li nutné zvedat vozidla třídy P-I až P-V v loženém stavu, musí to být uvedeno ve specifikaci.

Tab. 11. Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci vozidla [kN]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V	Kategorie F-I	Kategorie F-II
$1,1 \times g \times (m_1 + m_2)$						$1,1 \times g \times (m_1 + m_2 + m_3)$	

POZNÁMKA Druhý konec vozidla má být v běžné provozní poloze.

Tab. 12. Zdvihání a zvedání celého vozidla ve stanovených místech

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie L	Kategorie P-I	Kategorie P-II	Kategorie P-III	Kategorie P-IV	Kategorie P-V	Kategorie F-I	Kategorie F-II
$1,1 \times g \times (m_1 + 2 \times m_2)$						$1,0 \times g \times (m_1 + 2 \times m_2 + m_3)$	

POZNÁMKA Druhý konec vozidla má být v běžné provozní poloze.

3.3.3.3 Kombinace druhů statických zatížení skříně vozidla

Pro účely prokázání dostatečné statické pevnosti se musí brát v úvahu minimální kombinace druhů statických zatížení, uvedené v tab. 13.

Tab. 13. Kombinace druhů statických zatížení skříní vozidel [kN]

Kombinace	Lokomotivy Kategorie L	Kolejová vozidla osobní dopravy Kategorie P-I, P-II, P-III, P-IV, P-V	Nákladní vozy Kategorie F-I, F-II
Tlaková síla a svislé zatížení	-	Tabulka 2 a $g \times (m_1 + m_4)$	Tabulka 2 a $g \times (m_1 + m_3)$
			Tabulka 3 a $g \times (m_1 + m_3)$
Tahová síla a svislé zatížení	-	Tabulka 5 a $g \times (m_1 + m_4)$	Tabulka 5 a $g \times (m_1 + m_3)$

3.3.3.4 Mezní statická zatížení vazeb

Druhy mezních zatížení spojení skříně s podvozkem

Spojení skříně s podvozkem musí odolat zatížení podle 3.3.3.2. V kombinaci se zatíženími vyvolanými hmotou m_1 při svislém zrychlení skříně vozidla $1 g$ musí každý spoj vydržet také zatížení vyvolaná:

- maximálním zrychlením podvozku ve směru osy x odpovídajícím kategorii podle tabulky posunovaných za těžkých podmínek (např. při spouštění ze svážného pahrbku) se musí brát v úvahu vyšší hodnoty;
- příčnou silou na každém podvozku, odpovídající výjimečné příčné síle podle definice v EN 13749, nebo silou vyvolanou na podvozku hmotou m_2 při $1 g$, podle toho, která je větší.

Druhy mezních zatížení v místech uchycení zařízení

Při výpočtu sil v místech uchycení vybavení za provozu vozidla se musí hmotnosti prvků vynásobit hodnotami zrychlení, stanovenými v tabulkách 14, 15 a 16. Zatížení se musí použít jednotlivě.

Minimálním požadavkem je, že každé zatížení vyvolané zrychlením uvedeným v tabulkách 14, 15 a 16 se musí individuálně posuzovat v kombinaci s maximálními zatíženími, jaká může vyvolat vlastní vybavení. Pro kombinace se zatížením vyvolaným svislým zrychlením $1 g$ se musí brát v úvahu zrychlení uvedená v tabulkách 14 a 15. Zatížení uvedená v tabulce 16 se týká vlastní hmotnosti vybavení. Pokud může hmotnost vybavení nebo způsob jeho uchycení měnit dynamické vlastnosti vozidla, musí se přezkoumat vhodnost stanovených hodnot zrychlení.

Tab. 14. Zrychlení ve směru osy x [m/s^2]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 3 g$	$\pm 5 g$	$\pm 3 g$	$\pm 3 g$	$\pm 2 g$	$\pm 2 g$	$\pm 5 g$	

Tab. 15. Zrychlení ve směru osy y [m/s^2]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 1 g$							

Tab. 16. Zrychlení ve směru osy z [m/s^2]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$(1 \pm c) \times g^a$							
^a $c = 2$ na konci vozidla a lineárně klesá na 0,5 ve středu vozidla.							

Druhy mezních zatížení otočných uložení článkových jednotek

Otočná uložení musí odolat maximálnímu zatížení vozidel podélným, příčným a svislým zatížením a požadavkům na zvedání. Druhy zatížení se musí odvodit rozбором druhů zatížení v této oblasti podle druhu spoje a způsobu otočného uložení skříní vozidel. Pro otočná uložení a konstrukce sousedních vozidel se musí použít síly a momenty vyvolávané v prvcích vazeb při maximálním natočení. Natočení musí odpovídat minimálnímu poloměru oblouku v provozované koleji. Kromě toho se musí brát v úvahu natočení vyvolávaná změnami sklonu.

Druhy mezních zatížení stanovených prvků nákladních vozů

Mezní konstrukční zatížení stanovených prvků nákladních vozů jsou uvedena v EN 12663-2.

3.3.3.5 Druhy základních únavových zatížení skříně vozidla

Zdroje zatížení

Musí se popsat všechny zdroje cyklického zatížení, které mohou vyvolat únavové poškození. Při posuzování únavových poškození konstrukce vozidla se musí brát v úvahu následující stanovené vstupy.

Spektrum užitečného zatížení

Pokud se užitečné zatížení významně nemění, lze pro kategorie P-I až P-V, F-I a F-II použít normální konstrukční užitečné zatížení m_3 za celou dobu provozní životnosti.

Pokud se užitečné zatížení významně mění, musí se ve formě vhodné pro výpočet ve specifikaci definovat užitečná zatížení a příslušná doba jejich trvání na každé úrovni.

Významné změny užitečného zatížení se mohou vyskytovat nejčastěji v rychlé dopravě/metru a v některých případech nákladní dopravy.

Cykly stavů ložený/prázdný

Únavové poškození vyvolané cykly stavů ložený/prázdný lze považovat za významné v případech, kdy vozidla mají vysoký poměr hmotnosti v loženém stavu k hmotnosti v prázdném stavu a dochází u nich k častým změnám užitečného zatížení.

Zatížení vyvolaná kolejí

Zatížení vyvolaná svislými a příčnými nerovnostmi a zborcením koleje lze stanovit na základě:

- dynamického modelování (s využitím údajů týkajících se geometrie a nerovnosti koleje);
- údajů změřených na určené nebo podobné trati; nebo vycházejících z
- empirických údajů (zrychlení, výchylek atd.).

Charakter údajů se bude lišit podle toho, zda se pro konstrukční únavu použije metoda kumulativního poškození nebo metoda trvalé pevnosti.

V tab. 17 a 18 jsou uvedeny empirické úrovně svislých a příčných zrychlení, vhodné pro metodu trvalé pevnosti.

Pro ekvivalentní dynamické zatížení lze při analýze kumulativního poškození použít příslušné úrovně zrychlení v tab. 17 a 18 a v obou případech zvolit jejich působení po dobu 10^7 cyklů.

Tab. 17. Zrychlení ve směru osy y [m/s^2]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 0,2 g$	$\pm 0,15 g$					$\pm 0,2 g$	$\pm 0,4 g$

^a Platí pro úchyty vybavení, ale pro podvozková vozidla a dvouúpravové vozy se zdokonaleným vypružením může být nižší.

Tab. 18. Zrychlení ve směru osy z [m/s^2]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$(1 \pm 0,25) \times g$	$(1 \pm 0,15) \times g$			$(1 \pm 0,15) \times g^a$		$(1 \pm 0,3) \times g^b$	

^a $(1 \pm 0,18) \times g$ pro provoz na žlábkových kolejích.

^b Pro nákladní vůz s dvoustupňovým vypružením $(1 \pm 0,25) \times g$. Jestliže provoz vykazuje vyšší činitel dynamického zatížení (např. vlivem dynamických účinků nebo stavu ložení), musí se použít vyšší hodnota definovaná ve specifikaci.

Aerodynamická zatížení

Významná aerodynamická zatížení se vyskytují v případech:

- vlaky jedoucí vysokou rychlostí;
- projíždění tunelem;
- působení silného bočního větru.

U těchto zatížení se musí brát v úvahu jejich závažnost a v případě nutnosti se pro účely analýzy musí vhodným způsobem vyjádřit jejich účinek.

Vyvíjení tažné síly a brzdění

Ve specifikaci se musí definovat počet a velikost zatěžovacích cyklů vyvolaných rozjížděním a zastavováním. V úvahu se musí brát neplánovaná přerušení.

Pokud nejsou k dispozici určité údaje, musí se použít úrovně zrychlení v tab. 19, působící po dobu 10^7 cyklů.

V případě vozidel vybavených magnetickými kolejnicovými brzdami se jako mezní zatížení musí brát v úvahu maximální hodnoty zrychlení při nouzovém brzdění.

Musí se posoudit výskyt podélných zrychlení v důsledku vzájemného dynamického působení vozidel a jím vyvolaných účinků, pokud jsou příčinou významných zatížení.

Tab. 19. Zrychlení ve směru osy x [m/s^2]

Lokomotivy	Kolejová vozidla osobní dopravy					Nákladní vozy	
Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie	Kategorie
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 0,15 g$	$\pm 0,15 g$			$\pm 0,15 g^a$	$\pm 0,2 g$	$\pm 0,3 g^b$	

^a V případě, že vozidla mají přecházet do pouličního provozu, musí být navržena pro $\pm 0,2 g$.

^b Platí pouze pro úchyty vybavení.

3.3.3.6 Únavová zatížení vazeb

Musí být zahrnuta všechna odpovídající zatížení vazeb, včetně příslušného počtu cyklů.

Spojení skříň/podvozek

Hlavní únavová zatížení jsou vyvolávána vyvíjením trakční síly, brzděním a vzájemným dynamickým působením vozidel.

Úchyty vybavení

Úchyty vybavení musí odolat zatížení vyvolanému zrychlením z dynamického chování vozidla a všem přídatným zatížením vyplývajícím z činnosti vybavení. Úrovně zrychlení se stanoví podle popisu 3.3.3.5 – Zatížení vyvolaná kolejí. Empirické úrovně zrychlení pro části vybavení kopírující pohyby konstrukce skříně při běžném provozu jsou uvedeny v tabulkách 17, 18, 19. Počet zatěžovacích cyklů musí být 10^7 .

Spřáhla

Pokud může docházet k únavovému poškození, musí se posoudit cyklická zatížení úchytů spřáhel, vyplývající ze stanovených provozních požadavků.

Únavová zatížení otočných uložení článkových jednotek

Při prokazování únavové pevnosti otočných uložení skříní vozidel se musí brát v úvahu minimálně všechny druhy únavových zatížení konstrukcí skříní vozidel, uvedené v 3.3.3.5 a 3.3.3.7.

Kromě výše definovaných zatížení se musí brát v úvahu síly a momenty vznikající na/v prvcích vazeb otočných uložení při vzájemném natáčení sousedních vozidel.

3.3.3.7 Kombinace druhů únavových zatížení

Kombinace druhů únavových zatížení musí být přesně popsány a konstrukční požadavky pro tyto případy musí být splněny. V některých případech je nutno zahrnout celková zatížení vyvolávaná cykly vyvíjení trakční síly a brzdění a další zatížení od podélných zrychlení (ve směru osy x) vyvolávaných zrychleními působícími svisle (ve směru osy z) a příčně (ve směru osy y).

Analýza mezní hodnoty trvalé pevnosti musí zahrnovat druhy zatížení odpovídající reálným kombinacím zatížení popsaných v 3.3.3.5 a 3.3.3.6. Při sestavování kombinací lze velikosti jednotlivých druhů zatížení zmenšit oproti druhům zatížení uvedeným v tab. 17 až 19.

3.3.3.8 Vibrace

Skříň vozidla

Vlastní vibrace skříní vozidel v provozním stavu se mají vhodně izolovat nebo se mají jiným způsobem oddálit od kmitočtů vypružení tak, aby se vyloučily nežádoucí odezvy a byla dosažena přijatelná jakost chodu.

Vybavení

Základní vibrace jednotlivých částí vybavení na jejich úchytech a při všech provozních podmínkách se mají dostatečně izolovat nebo jiným způsobem oddálit od vibrací konstrukce skříně a vypružení, aby se vyloučily nežádoucí odezvy.

3.3.4 Přípustné zatížení materiálů

Formulace zatížení

Při stanovování hodnot napětí podle konstrukčních norem se musí zásadně vycházet z údajů uvedených v evropských nebo národních materiálových normách. Důkladná pozornost se musí věnovat popisu stanovování napětí metodou konečných prvků nebo měřením.

Statická pevnost

Za mezní statické vlastnosti materiálů se musí považovat minimální meze kluzu/pružnosti a mezní pevnosti podle materiálových specifikací. Použitelné hodnoty se mají volit z odpovídajících evropských, mezinárodních nebo národních norem. Pokud takové normy neexistují, musí se použít nejvhodnější alternativní zdroje údajů.

Únavová pevnost

Údaje popisující chování materiálů při únavovém zatížení se musí čerpat z platných evropských, mezinárodních nebo národních norem nebo alternativních zdrojů ekvivalentní úrovně. Volit se musí ověřené údaje, pokud nejsou dostupné, musí se stanovit zkouškami.

3.3.5 Požadavky na pevnostní zkoušky

Zkoušky se musí vykonávat podle požadavků ve specifikaci, aby bylo zajištěno prokázání pevnosti a stability. Zkoušky se nemusí vykonávat, pokud jsou k dispozici dostatečně ověřené údaje z předchozích zkoušek podobných konstrukcí, které lze považovat za použitelné pro daný případ, nebo byla dostatečně potvrzena korelace mezi zkušebními a výpočetními metodami.

Stanovené cíle zkoušek:

- ověřit pevnost konstrukce při jejím namáhání maximálním zatížením;
- ověřit, zda se po zrušení maximálního zatížení nevyskytují významné trvalé deformace;
- stanovit napětí konstrukce při namáhání odpovídajícím druhům provozního zatížení;
- stanovit tuhost konstrukce.

V závislosti na účelu musí zkoušky zahrnovat:

- statické simulace vybraných druhů konstrukčních zatížení;
- měření deformací/napětí tenzometry nebo jinými vhodnými metodami;
- měření deformací konstrukce při zatížení.

3.3.5.1 Zkoušky při mezním zatížení

S vozidly nové konstrukce se pro kontrolu, zda nedochází k trvalým deformacím skříně vozidla nebo jednotlivých prvků, musí vykonat minimálně zkoušky při následujících druzích mezních zatížení:

- a) tlaková zatížení podle tabulky 3,
- b) tahová zatížení podle tabulky 6,
- c) svislá zatížení podle tabulky 10,
- d) zatížení při zvedání podle tabulek 11 a 14,
- e) nejnejpříznivější kombinace druhů zatížení podle tabulky 13.

Je přípustné tyto druhy zatížení ověřovat účelovými kombinacemi výsledků jednotlivých zkoušek.

Všechny požadavky na přídatné zkoušky musí být uvedeny ve specifikaci.

Validace ostatních druhů zatížení lze vykonat analyticky nebo zkoušením, popřípadě obojím.

3.3.6 Validační program

Účelem validačního programu je ověřit, zda navržená konstrukce skříně vozidla vydrží maximální zatížení v souladu s odpovídajícími provozními požadavky po požadovanou dobu provozní životnosti v běžných provozních podmínkách s odpovídající pravděpodobností přežití. Výpočty, zkoušením nebo kombinací obojího se musí prokázat, že nedojde k významným trvalým deformacím nebo porušení konstrukce jako celku nebo jednotlivých prvků vlivem stanovených druhů konstrukčních zatížení. Obsah validačního programu závisí na úrovni původnosti konstrukce a na změnách použití.

Tab. 20. Stručný obsah validačního programu

	Úplná konstrukční analýza	Dílčí nebo celková srovnávací konstrukční analýza	Statické zkoušky	Únavové a/nebo provozní zkoušky
Nová konstrukce	ano	nevztahuje se	ano	vyžadují se pouze v případě, že jiné metody neumožňují prokázat dostatečnou bezpečnost
Upravená konstrukce a/nebo jiné použití	ne	ano	ne, popřípadě zkouška s redukováným programem	vyžadují se pouze v případě, že jiné metody neumožňují prokázat dostatečnou bezpečnost

Původní konstrukce a jiné použití				
Upravená konstrukce, podobné použití	ne	ano	ne, popřípadě zkouška s redukovaným programem	ne
POZNÁMKA Novou konstrukci je výrobek (vozidlo nebo konstrukční část), který je nově vyvinut a nemá přímou spojitost s jakýmkoli podobným výrobkem. Upravená konstrukce je výrobek (vozidlo nebo konstrukční část), který vychází ze stávajícího podobného výrobku a má na něj návaznost.				

3.4 Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu (4)

Pro nové konstrukce lokomotiv a osobních kolejových vozidel platí od července 2008 (zapracovaná změna A1 v roce 2011) národní norma ČSN EN 15227+A1 Železniční aplikace – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu, která je českou verzí evropské normy EN 15227:2008+A1:2010.

Účelem této normy je chránit cestující zachováním konstrukční celistvosti při kolizi kolejového vozidla s jiným kolejovým vozidlem, jiným dopravním prostředkem nebo jiným předmětem.

Tato norma platí pro nové konstrukce lokomotiv a osobních kolejových vozidel podle definic v kategoriích C-I až C-IV.

3.4.1 Konstrukční kategorie odolnosti proti nárazu u kolejových vozidel

Pro účely normy jsou železniční vozidla zařazena do konstrukčních kategorií odolnosti proti nárazu C-I až C-IV.

Tab. 21. Konstrukční kategorie odolnosti proti nárazu u kolejových vozidel

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

3.4.2 Konstrukční scénáře srážky

Norma definuje 4 scénáře srážky. Tyto scénáře představují nejtýpější kolizní situace a současně i situace, při kterých dochází k největšímu počtu smrtelných zranění.

1. Čelní srážka dvou totožných vlakových jednotek
2. Čelní srážka s odlišným typem železničního vozidla
3. Náraz čela vlakové jednotky do velkého silničního vozidla na úrovnovém přejezdu
4. Náraz vlakové jednotky do nízké překážky (např. auta na úrovnovém přejezdu, zvířete, odpadlého materiálu).

Tab. 22. Scénáře srážky a překážky působící srážky

Konstrukční scénář srážky	Překážka působící srážku	Charakteristika provozu, na který se požadavek vztahuje	Rychlost nárazu – km/h				Narážející vozidlo a podmínky
			C-I	C-II	C-III	C-IV	
1	totožná vlaková jednotka	všechny systémy	36	25	25	15	totožná vlaková jednotka
2	nákladní vůz 80 t	smíšená doprava s vozidly vybavenými bočními nárazníky	36	není k dispozici	25	není k dispozici	ohledně specifikace nákladního vozu viz 3.4.7.1 Obr. 7
	regionální vlak 129 t	smíšená doprava s vozidly se středním spřáhlem	není k dispozici	není k dispozici	10	není k dispozici	ohledně zobrazení regionálního vlaku viz 3.4.7.2
3	deformovatelná překážka 15 t	transevropská síť a podobný provoz s úroňovými přejezdy	$V_{lc} - 50 \leq 110$	není k dispozici	25	není k dispozici	ohledně zobrazení velké překážky viz 3.4.7.3
	pevná překážka 3 t	městská trať neoddělená od silniční dopravy	není k dispozici	není k dispozici	není k dispozici	25	ohledně zobrazení překážky viz 3.4.7.4
4	malá, nízká překážka	předepsané požadavky na smetadlo překážek	Viz Tab. 23	není k dispozici	Viz Tab. 23	není k dispozici	viz též 3.4.3.5 Smetadlo překážek

Pravidla pro postup podle tab. 22:

- vlakové jednotky a překážky, které se srazí, stojí odbrzděné na přímé rovné trati,
- při posuzování vlakové jednotky s různými vozidly na každém konci musí být podle scénáře 1 uvažovány pouze nárazy mezi totožnými vozidly, musí však být uvažovány oba konce;
- těžkotonážní lokomotivy používané pouze pro nákladní přepravu a vybavené centrálním spřáhlem konstruovaným podle Willisonova (např. SA3) nebo Janneyho (norma AAR) principu nemusejí splňovat požadavky scénářů 1 a 2.

Tab. 23. Požadavky na funkci smetadla překážek

Provozní rychlost ^a	≥ 160 km/h	140 km/h	120 km/h	100 km/h	≤ 80 km/h
statické zatížení v ose ^b	300 kN	240 kN	180 kN	120 kN	60 kN
statické zatížení v příčné vzdálenosti 750 mm od osy ^b	250 kN	200 kN	150 kN	100 kN	50 kN

^a Pro provozní rychlosti odlišné od daných hodnot mohou být hodnoty sil interpolovány
^b Podrobnosti o aplikaci těchto zatížení a charakteristiky požadované pro funkci smetadla překážek jsou uvedeny v 3.4.3.5 Smetadlo překážek

3.4.3 Pasivní bezpečnost konstrukce

3.4.3.1 Obecné zásady

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;
- snížení nebezpečí vykolejení a omezení následků srážky s překážkou na trati.

3.4.3.2 Šplhání

Šplhání musí být potlačeno na koncích vlakové jednotky a vzájemně mezi jednotlivými vozidly tvořícími vlakovou jednotku. Zábrana proti šplhání se musí při srážce vypořádat s tendencí k vychýlení vlakových jednotek do svislé polohy.

Ověřovací simulace podle scénáře 1 musí prokázat, že pro počáteční svislé vychýlení 40 mm v bodě nárazu (kdy stojící vlaková jednotka je níže než jedoucí vlaková jednotka) jsou splněna kritéria ohledně zpomalení a prostoru pro přežití.

Kromě toho

- minimálně jedno dvojkolí každého podvozku si musí udržet účinný kontakt s tratí po celou dobu trvání kolizní simulace (vertikální posun nad kolej max. 75 % jmenovité výšky okolku),

nebo pokud toho nelze dosáhnout,

- je přípustné nadzvednutí kola max. 100 mm, pokud zařízení proti šplhání zůstane 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. Musí se rovněž doložit, že tato zařízení proti šplhání, stejně jako další moduly pro pohlcování energie ze srážky, pohlcují požadované množství energie.

Důkaz se provede výpočtem s využitím detailního modelu deformačních zón na čelech vozidel. U reziduálních částí vozidla je dovoleno použití modelování zjednodušené ekvivalentní hmotnosti a tuhosti za předpokladu, že bude správně zobrazeno, jakým způsobem se chová prostor pro cestující.

3.4.3.3 Prostor pro přežití, předměty zaražené a vyražené

Konstrukce vytvářející prostory pro přežití musí odolat maximálním silám ve fázi úplného zničení energií pohlcujících prvků. Lokální deformace a vyboulení jsou přípustné, pokud se prokáže, že jsou natolik omezené, že nezmenšují prostory pro přežití nad hodnoty stanovené níže.

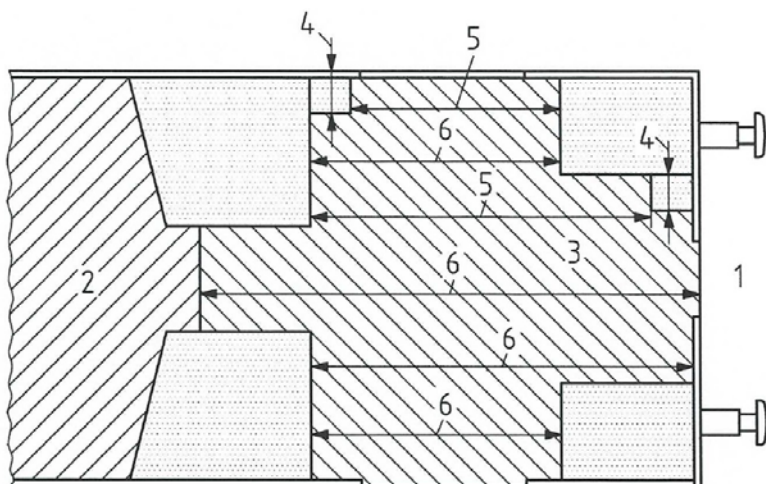
Zmenšení délky prostoru pro přežití cestujících musí být omezeno max. na 50 mm v každém jednotlivém úseku dlouhém 5 m nebo musí být plastické namáhání v těchto prostorech omezeno na 10 %. Pokud je délka 5 m těsně na čele vozidlové konstrukce, může se podélně snížit až o 100 mm. V prostorech obsazených dočasně, např. v 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 %.

Musí být zajištěn prostor pro přežití strojvedoucího. Tento prostor:

- obklopí každé pevné sedadlo minimálním volným prostorem před sedadlem,

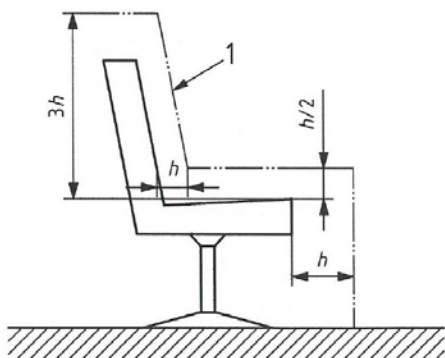
nebo

- vytvoří v přilehlé blízkosti kolem hlavní sedací polohy délku a šířku minimálně 0,75 m a minimálně 80 % původní výšky mezi jmenovitou úrovní podlahy a stropem.



Obr. 4. Příklad požadavku volného prostoru u deformačních zón v oblasti dočasné obsazenosti (např. nástupní prostor)

1 - konec vozidla, 2 - prostor sedících cestujících (prostor pro přežití), 3 - oblast dočasné obsazenosti (např. nástupní prostor), 4 - maximální příčný rozměr 250 mm, 5 - podélný volný prostor se nevyžaduje, 6 - podélný volný prostor se vyžaduje



Obr. 5. Volný prostor okolo sedadla strojvedoucího
 $h = 300$ mm, 1 - předepsaný profil volného prostoru

Vnitřní strana okenního skla musí být uchycena po svém okraji překrytím přes konstrukci kabiny strojvedoucího s cílem minimalizovat pronikání střepeň v případě srážky.

Každý prostor na přežití musí mít minimálně jednu únikovou cestu. Deformace konstrukce podle definovaných scénářů srážky nesmí bránit použití únikových cest.

3.4.3.4 Mezní hodnota zpomalení / kolizní puls

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

Způsob stanovení průměrného zpomalení pro každé uvažované vozidlo vlakové jednotky musí odpovídat době od okamžiku, kdy čistá kontaktní síla na vozidle překročí nulu, do okamžiku, kdy opět klesne na nulu.

Maximální pevnost úchytek zařízení musí odpovídat nejvyšší průměrné velikosti zpomalení, kterou vozidlo dosáhne při výše uvedených scénářích.

3.4.3.5 Smetadlo překážek

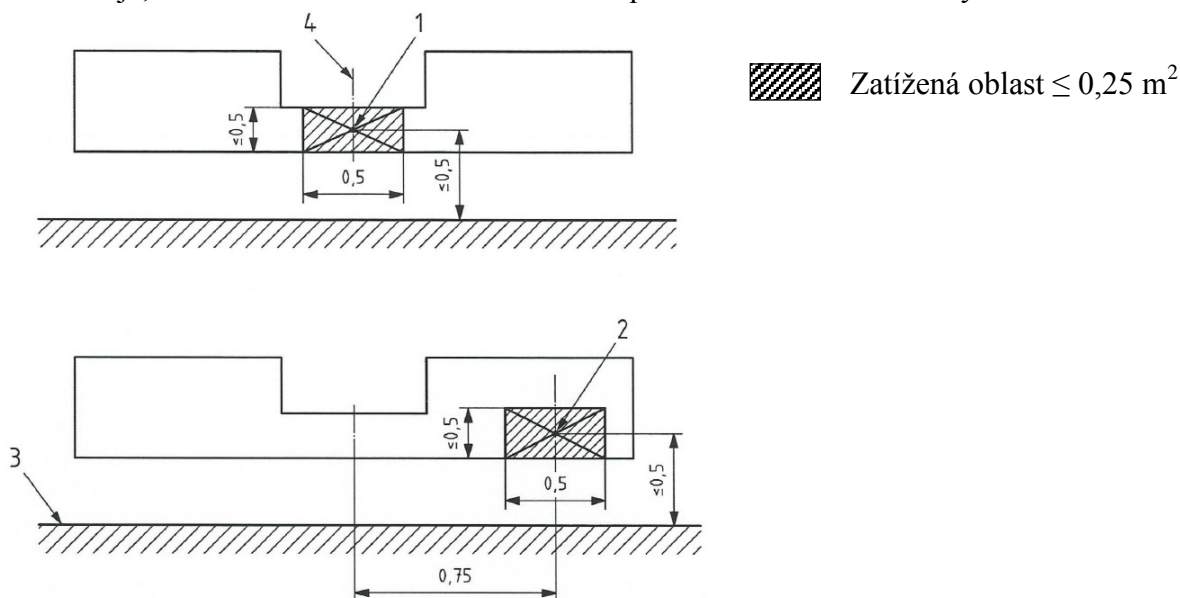
Vedoucí vozidla kategorie C-I musí být opatřena smetadlem překážek. U ostatních kategorií bude smetadlo překážek instalováno, pokud konstrukce hlavního vozidla nebude dostatečně nízká na to, aby plnila stejnou funkci, anebo pokud nebezpečí dané tímto scénářem není celkově přijatelné.

Smetadlo překážek musí být tak velké, aby odstraňovalo překážky z dráhy podvozku. Musí mít souvislou konstrukci a musí mít takový tvar, aby nesmetalo překážky směrem nahoru nebo dolů. Spodní okraj smetadla překážek musí být tak blízko trati, jak to pohyby a průjezdní profil vozidla dovolují.

Pevnostní požadavky na funkci smetadla překážek a jeho upevnění ke konstrukci vozidla jsou specifikovány v Tab. 23 a níže, zejména:

- každé statické zatížení musí působit nezávisle v podélném směru vozidla. Síla bude vedena na plochu širokou 0,5 m a vysokou až 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;
- nesmí se vyskytnout žádná výrazná trvalá deformace (dle EN 12663) smetadla překážek a jeho upevnění ke skříni vozidla vlivem jednotlivých, samostatně zaváděných statických zatížení;
- pokud je smetadlo překážek přetížené, nesmí se plasticky zdeformovat tak, že by se odtrhlo nebo samo začalo představovat nebezpečí. Toto lze doložit např. důkazem, že smetadlo je schopno pohltit energii, která odpovídá působení statického centrického zatížení na dráze 120 mm.

V případě, že se smetadlo překážek vlivem zatížení v rozsahu požadovaném touto normou zdeformuje, nesmí zasáhnout do tratě a ostatních prvků místní infrastruktury.



Obr. 6. Zatěžování smetadla překážek

1 - výsledná poloha středového zatížení, 2 - výsledná poloha bočního zatížení (obě strany), 3 - temeno kolejnice, 4 - volný prostor spřáhla (použije-li se)

3.4.4 Ověřování odolnosti proti nárazům

Cíle pasivní bezpečnosti jsou stanoveny pro vlakovou jednotku jako celek. Není účelné vyhodnocovat chování celé vlakové jednotky pomocí zkoušek, 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. Avšak pro oblasti, kde dochází pouze k rozsáhlejší deformaci, musí ověřovací program obsahovat i ověřování numerických modelů pomocí vhodných zkoušek (kombinovaná metoda). Požadavky na toto ověřování modelů jsou podrobněji popsány v kapitole 3.4.6.

Splnění požadavků podle scénáře 4 lze prokázat přímo zkouškou.

Hlavní postupové kroky při této kombinované metodě vytváření nové konstrukce jsou uvedeny níže.

Krok 1: Zkouška zařízení na pohlcování energie a deformačních zón:

Zkouška se musí provést na zkušebním vzorku v původní velikosti za účelem zjištění funkce nárazuvzdorných prvků a získání vstupních údajů pro kalibraci modelů.

Zkušební sestava bude definována se zřetelem na tyto cíle:

- co nejvěrněji napodobit vybraný scénář;
- usnadnit kalibraci;
- využít maximální schopnost pohlcovat energii;
- ukázat podstatné/zvláštní rysy chování konstrukce.

Je přípustné ověřit funkci mezivozových zařízení, prvků pohlcování energie a zařízení nebo úprav proti šplhání pomocí vhodných samostatných zkoušek v původní velikosti.

Krok 2: Kalibrace numerického modelu konstrukce:

Po provedení zkoušek v původní velikosti podle kroku 1 musí dodavatel provést kalibraci numerického modelu na základě porovnání výsledků zkoušky a odpovídající numerické simulace.

Při ověření modelu se musejí použít dvě základní podmínky pro porovnání mezi zkušební a numerickou simulací:

- chování zařízením pohlcování energie odzkoušených deformačních zón a sled jevů při pohlcování energie;
- podrobná analýza všech zkušebních výsledků, konkrétně velikostí sil a posunů důležitých prvků konstrukce.

Krok 3: Numerická simulace konstrukčních scénářů srážky:

Je třeba vytvořit model jednotlivých typů konstrukce vozidla ve 3D, které bude vystaveno trvalé deformaci.

Dále je v čl. A.1 Přílohy A normy ČSN EN 15227+A1 popsáno, co bude tento model obsahovat a jak mohou být znázorněna ostatní vozidla vlakové jednotky, kdy je přípustné použít zkrácený ověřovací program atd.

3.4.5 Parametry konstrukčních scénářů srážky

Aby požadavky na odolnost proti nárazu mohly být vymezeny a posouzeny, je zapotřebí určit konstrukční scénáře srážky z hlediska rychlosti nárazu a typu a hmotnosti možných překážek. Parametry konstrukčních scénářů srážky a s nimi související požadavky na odolnost proti nárazu platí pro běžné provozní podmínky v Evropě.

Scénář 1 byl zvolen proto, že srážky dvou vlaků vedou k nejvyššímu počtu vážných zranění. Srážka se uvažuje mezi dvěma shodnými vlakovými soupravami.

Scénář 2 představuje srážku s běžným kolejovým vozidlem s klasickým narážecím ústrojím, které je provozováno v prostředí se smíšenou dopravou.

Scénář 3 je typem nehody, které se aktivními opatřeními ke zvýšení bezpečnosti dá zabránit obtížněji. Význam tohoto typu scénáře je závislý na výskytu úrovnových přejezdů, provozní rychlosti a rychlosti nouzového brzdění vlaku a na dohledové vzdálenosti.

Scénář 4 se uplatní tehdy, když se vlaková jednotka srazí s překážkou mající své těžiště hmotnosti pod úrovní čelníku vlakové jednotky. Existuje přitom zvýšené nebezpečí vykolejení, které však lze snížit za předpokladu, že vlaková jednotka je opatřena smetadlem překážek.

3.4.6 Požadavky na ověřovací program

3.4.6.1 Zkušební specifikace

Zkušební program

Účelem zkušebního programu je ověření numerického modelu při závěrečném předvedení. Zkoušky musejí splňovat požadavky na pohlcování energie podle scénáře 1 či scénáře 2,

pokud se týkají konstrukce, tento požadavek však NEVYŽADUJE, aby byl daný scénář při zkouškách přesně reprodukován.

V čl. B.1.1 Přílohy B normy ČSN EN 15227+A1 se dále uvádí konstrukční skupiny, u kterých se musejí provádět kalibrační zkoušky, kolik procent maximální energie musí být pohlceno zkoušeným mechanismem a další parametry zkušebního programu.

Kritéria přejímky u kalibračních/ověřovacích zkoušek

K ověření numerického modelu vozidla je nutné provést zkoušky s odpovídající úrovní přesnosti, změřit srovnatelné parametry a v plném rozsahu zdokumentovat výsledky.

Podrobný obsah a parametry řádných zkoušek viz čl. B.1.2 Přílohy B ČSN EN 15227+A1.

3.4.6.2 Numerické simulace

Ověření numerického modelu

Modely, které se při simulacích používají k prokazování shody se scénáři, musejí být založeny na stejných modelovacích postupech, jaké se používají pro porovnání se zkouškami. Modelování se považuje za přijatelné, pokud jsou – při porovnání se zkouškami – splněna následující hlediska:

- v průběhu srážky se odehraje stejný sled událostí (tzn. že když se odehraje několik fází pohlcení energie, odpovídají);
- pozorované deformace se odehrávají podle stejného vzorce;
- množství energie, kterou model rozptýlí, se pohybuje v rozmezí 10 % zkušební hodnoty;
- při simulaci se vytvoří souhrnná křivka síly, (se špičkami, sedly a úrovněmi atd.), které vykazují stejné obecné charakteristiky, jaké se naměřily při zkoušce. (Přítomnost vysokofrekvenčních přechodových jevů se při tomto porovnávání musí odstranit filtrováním odezvy dolnopropustným filtrem s frekvencí 180 Hz.)

Pokud dojde k pohlcení nárazové energie více různými mechanismy nebo postupně po etapách, pak se na ně jednotlivě i na jejich celek použijí tato srovnávací kritéria:

- celkový posun (zdvih) simulace se pohybuje v rozmezí 10 % zkušební hodnoty;
- hlavní síla, určená na základě grafu posunu síly, se musí pohybovat v rozmezí 10 % zkušební hodnoty.

Případné nejistoty v měřeních provedených během zkoušek a také při numerickém modelování musí být číselně vyjádřeny a vyloženy v ověřovací zprávě. Případné předtím zjištěné odchylky pozorované u kalibračních parametrů, musejí být číselně vyjádřeny, odůvodněny a vysvětleny (spolu s rozdíly mezi případnými původními simulacemi a výsledky zkoušek).

POZNÁMKA

Dobrá shoda mezi výsledky zkoušky a simulace je závislá především na kvalitě numerického modelu a přesnosti zkušební kinematiky. Vlastnosti materiálů deformačních zón musejí odrážet skutečné chování použitých materiálů. V dalších částech modelu lze použít nominální hodnoty materiálu. V ideálním případě by se při simulaci měly upravovat jediné hmotnost a rychlost, aby se zajistila shoda s výsledky kalibrační zkoušky.

Simulační modelování

Simulace referenčních scénářů musejí být prováděny s numerickými modely, které věrně kopírují geometrii konstrukcí a zařízení pro pohlcování energie. Je třeba zobrazit účinky spřáhel a nárazníků na chování při srážce. Aby je bylo možno pokládat za průkazné, modelování oblastí pohlcujících energii (deformační zóny vozidel) hlavních vozidel referenčních scénářů musí být založeno na stejných postupech modelování, na stejném stupni podrobnosti a přesnosti zobrazení, jaké jsou použity při simulaci zkoušek.

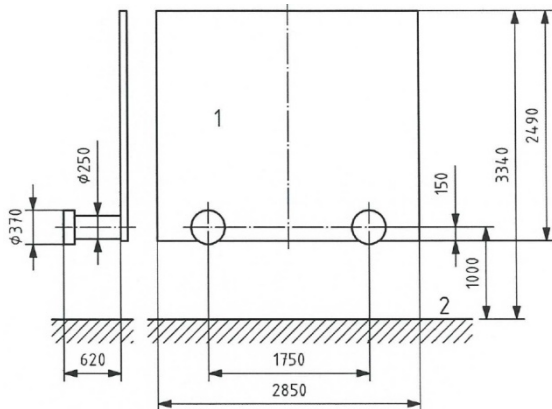
V případě všech simulací scénářů musí být vypracována zpráva o výpočtu, která bude obsahovat popis daných scénářů a podrobné popisy modelování překážky i kolejového vozidla. Součástí bude i postup při ověřování modelu (přímo nebo odkazem na další dokumentaci).

Potvrzení o splnění každého scénáře pomocí simulace musí být doloženo v podobě prokazatelných měřitelných výsledků, jakož i celkovým chováním kolejového vozidla podle zadaných specifikací.

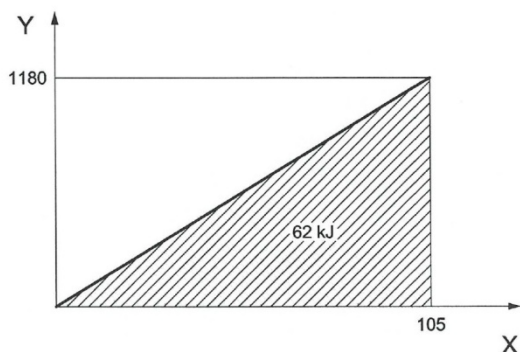
3.4.7 Definice referenční překážky

3.4.7.1 Nákladní vůz 80 t

Pro srážky vlakové jednotky s nákladním vozem o hmotnosti 80 t s nárazníky, s jedním stupněm volnosti ve směru osy x a geometrií rozhraní podle Obr. 7. Nákladní vůz musí být vybaven nárazníky podle vyobrazení, zdvihem 105 mm a charakteristikou posunu síly uvedenou na Obr. 8.



Obr. 7. Rozhraní vozu s nárazníky
1 - konec vozu, 2 - temeno kolejnice

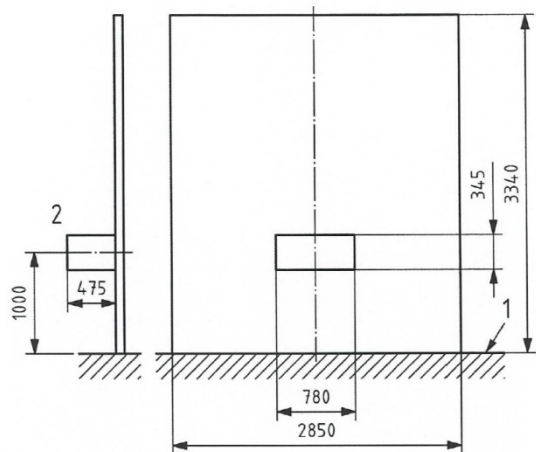


Obr. 8. Charakteristika nárazníku nákladního vozu
X - posun [mm], Y - síla – 2 nárazníky [kN]

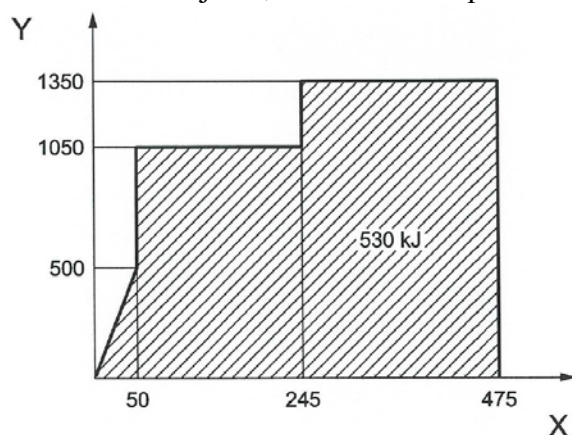
3.4.7.2 C-III Referenční překážka

Regionální vlak představuje tuhá hmota 129 t s jedním stupněm volnosti ve směru posunu x, s tuhým svislým čelem a centrálním spřáhlem o rozměrech podle Obr. 9.

Výška spřáhla vlaku je ve středu 1000 mm nad kolejnicí. Spřáhlo se schopností pohltit energii 530 kJ má charakteristiku znázorněnou na Obr. 10.



Obr. 9. Překážka příměstské tramvaje
1 - temeno kolejnice, 2 - zobrazení spřáhla



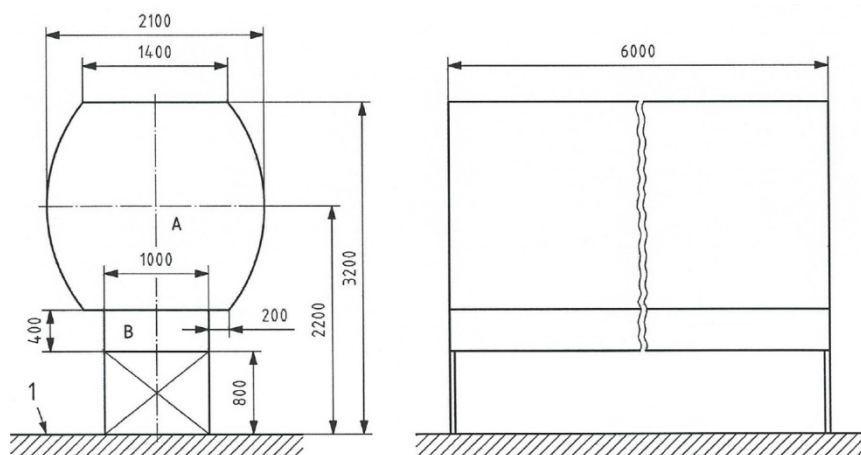
Obr. 10. Charakteristika spřáhla
X – posunutí [mm], Y - síla [kN]

3.4.7.3 Velká deformovatelná překážka

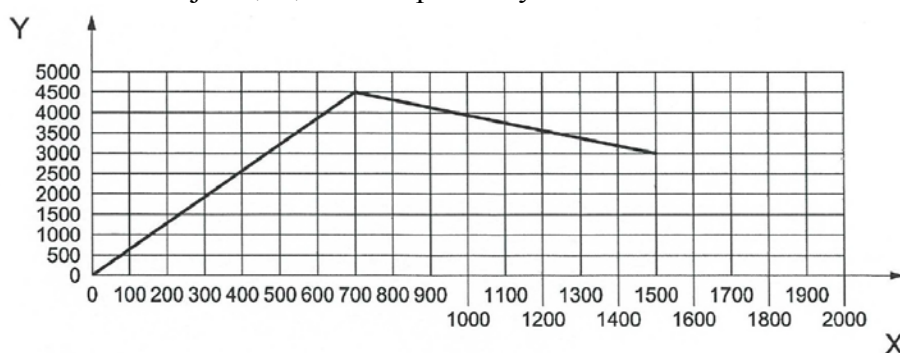
Pro srážky vlakové jednotky s velkou a těžkou překážkou na úrovnovém přejezdu musí mít ekvivalentní deformovatelná překážka tvar kompletního numerického modelu zobrazeného v konkrétním softwaru pro simulaci překážky.

Použitá překážka, znázorněná na Obr. 11, nemá omezení stupňů volnosti. Charakteristické rysy překážky:

- geometrie podle Obr. 11;
- hmotnost = 15 000 kg;
- těžiště hmotnosti ve výši 1 750 mm nad úrovní kolejnice;
- části A a B mohou být modelovány s krycím plechem nebo bez něho;
- rovnoměrné a spojité rozložení hmoty a tuhosti v podélném směru;
- nulové tření s podkladem;
- pokud se modeluje tření na povrchu překážky, musí mít hodnotu 0,2;
- centrální spřáhlo vlaku na čele s kabinou strojvedoucího se ze simulace s touto překážkou vypustí.



Obr. 11. Geometrie deformovatelné překážky
1 - temeno kolejnice, A,B - části překážky

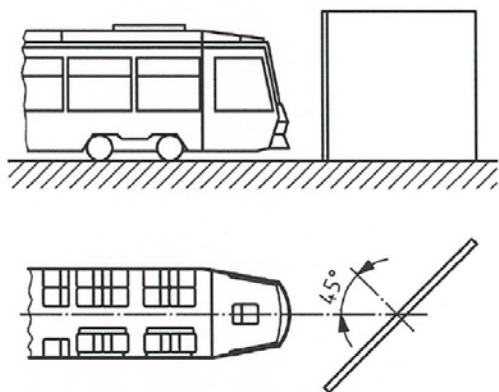


Obr. 12. Tuhost deformovatelné překážky
X - pohyb koule (směr x) [mm], Y - podélná síla [kN]

Tuhost překážky musí odpovídat alespoň charakteristice křivky podélného posunu síly podle Obr. 12, když na ni v jejím prostředku narazí pevná, homogenní koule definovaná níže:

- tvár nárazecího předmětu – pevná homogenní koule o průměru 3 m (těžiště 1,5 m nad temenem kolejnice)
- hmotnost nárazecího předmětu – 50000 kg
- rychlost nárazu – 30 m/s
- nárazecí předmět musí mít volnost posunu pouze v podélném směru (směr x)
- charakteristika podélného posunutí síly musí ležet nad minimální křivkou uvedenou na Obr. 12.

3.4.7.4 C-IV Rohová kolizní přepážka



Obr. 13. Kolizní přepážka pro roh tramvaje

Přepážka musí úplně vykryvat průřez vozidla a musí být tuhá. Překážka má dva stupně volnosti – posunutí ve směru x a y (bez rotace). Hmotnost překážky 3 000 kg.

3.4.7 Definice referenčního vlaku – definice sestav

3.4.7.1 Referenční vlaky pro konstrukce lokomotiv, hlavových hnacích vozidel, řídicích vozů a osobních vozů

Pro tato vozidla, která netvoří součást pevného řetězce vozidel, se musí použít referenční vlak. Níže jsou stanoveny požadavky na referenční vlak pro různé typy vozidel.

Při simulacích s referenčními vlaky je nutno se řídit pravidly pro modelování uvedenými v kap. 3.4.6 Požadavky na ověřovací program.

3.4.7.2 Konstrukce lokomotiv

Referenčním vlakem pro konstrukci lokomotiv používaných v nákladní i osobní přepravě musí být tuhý nákladní vůz (Obr. 14).



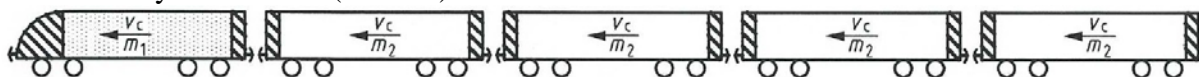
Obr. 14. Referenční vlak pro lokomotivy

m_1 - skutečná hmotnost posuzované lokomotivy při srážce, m_2 - 80 t

Nákladní vůz se předpokládá jako tuhý s charakteristikou podle 3.4.7.1 (Obr. 7).

3.4.7.3 Konstrukce hlavového hnacího vozidla a řídicího vozu

Referenčním vlakem pro konstrukci těchto vozidel musí být sestava čtyř vozidel za konstruovaným vozidlem (Obr. 15).



Obr. 15. Referenční vlak pro hlavové hnací vozidlo/řídicí vůz

m_1 - skutečná hmotnost posuzovaného vedoucího vozidla při srážce,

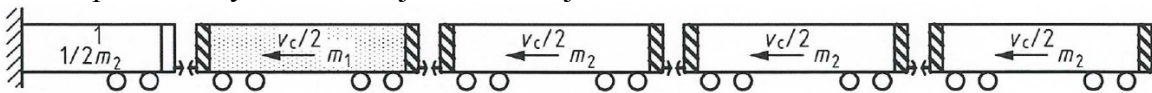
m_2 - průměrná hmotnost nejtěžší třídy provozovaných osobních vozů při srážce. Pokud pro m_2 nejsou k dispozici žádné údaje, lze předpokládat, že se rovná m_1 . Pokud m_1 platí pro hlavové hnací vozidlo o hmotnosti vyšší než 50 t, pak u většiny provozů na hlavních tratích v Evropě lze pro m_2 předpokládat 50 t.

3.4.7.4 Konstrukce samostatného osobního vozu

Referenčním vlakem pro konstrukci samostatného osobního vozu musí být sestava vozidel. Zkonstruovaný samostatný osobní vůz musí být možné zařadit na libovolné místo vlakové sestavy. Jako nejhorší případ lze předpokládat zařazení za vedoucí vozidlo. Vhodná aproximace uspořádání referenčního vlaku znázorňuje Obr. 16.

Referenční vlak pro konstrukci samostatných vložených osobních vozů se musí skládat ze:

- stojícího polovičního vozidla, zapřené o pevnou zeď;
- čtyř nárazecích osobních vozů (včetně posuzovaného vozu), které nárazejí poloviční rychlostí uvedenou ve scénáři 1;
- posuzovaný osobní vůz je vedoucím jedoucím vozidlem.



Obr. 16. Zjednodušené posouzení osobního vozu

1 - stojící poloviční vozidlo

m_1 - skutečná hmotnost posuzovaného osobního vozu při srážce

m_2 - Průměrná hmotnost nejtěžší třídy provozovaných osobních vozů při srážce. Pokud pro m_2 nejsou k dispozici žádné údaje, lze předpokládat, že pro většinu provozů na hlavních tratích v Evropě se rovná m_1 nebo 50 t, podle toho, která veličina je větší.

Předpokládaná charakteristika posunu síly u referenčního vozidla musí odpovídat provedení spřahování a třídě uvažovaných vozidel. Pokud nejsou k dispozici jiné údaje, lze použít charakteristiky posuzovaného vozidla i pro referenční vozidlo.

4. Bezpečnost kolejové dopravy

Smyslem kolejové dopravy je přepravovat osoby a náklad rychle, efektivně a bezpečně jak je to jen možné. Pro složitost kolejové dopravy a množství vzájemně se ovlivňujících subsystémů je nezbytný plán komplexního a systematického přístupu pro zlepšení bezpečnosti s ohledem na všechny další aspekty kolejové dopravy.

Dosažení bezpečného provozu kolejových vozidel lze rozdělit do dvou základních oblastí:

- aktivní bezpečnost
- pasivní bezpečnost

Aktivní bezpečnost zahrnuje všechna opatření, která pomáhají zamezit vzniku nehodové události. Na aktivní bezpečnost v kolejové dopravě má velký vliv infrastruktura kolejové dopravy. Úkolem bezpečné infrastruktury je zejména poskytovat a zajistit

- bezpečný provoz kolejové dopravy
- bezpečný systém signalizace
- bezpečnou integraci mezi ostatní druhy dopravy

Naproti tomu pasivní bezpečnost zahrnuje všechna opatření, která pomáhají snížit následky již vzniklé nehodové události.

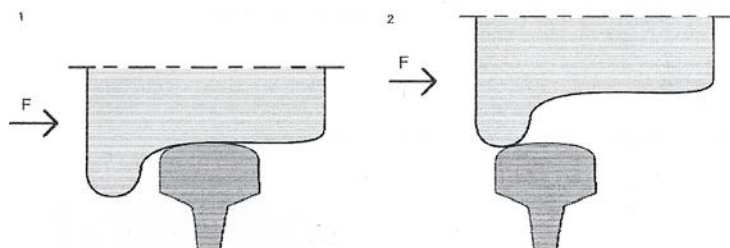
4.1. Opatření pro bezpečnou infrastrukturu

4.1.1 Opatření proti vykolejení

Vykolejení je velmi nebezpečná situace, kdy vozidlo již není dále vedeno tratí a jeho další pohyb je nekontrolovaný. Na vykolejení může mít vliv mnoho faktorů, např. geometrie trati (zakřivení, průhyb atd.), konstrukce vozidla (počet dvojkolí, vzdálenost mezi dvojkolími, délka vozu atd.), profil kola a kolejnice, degradace komponent, železniční spodek a kvalita trati.

Příčiny vykolejení jsou nejčastěji

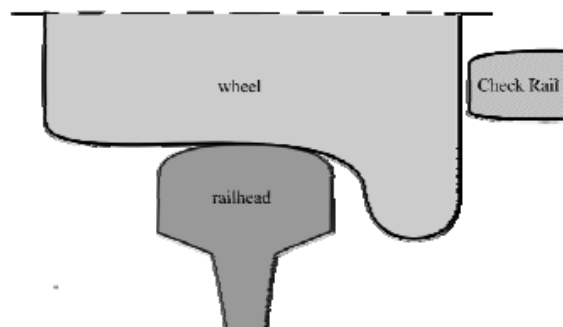
- šplhání okolku kola po kolejnici vlivem velkých bočních sil při průjezdu obloukem nebo při nepřiměřené rychlosti
- porucha výhybky
- různá tuhost podloží trati
- odchylka rozchodu koleje
- změna v dynamickém zatížení dvojkolí – svislý pohyb (nadskakování) vozidla
- materiálová nebo mechanická porucha trati



Obr. 17. Šplhání okolku kola na kolejnici jako příčina vykolejení (5)

Důležitým prvkem k zajištění dostatečného stupně bezpečnosti proti vykolejení je dobré dynamické chování mezi kolem a kolejnicí.

Zvýšené nebezpečí vykolejení hrozí zejména v potřebě změny trasy, tj. výhybek a křížení tratí nebo tam, kde by byly důsledky vykolejení závažné (např. na mostech nebo při stavebních pracích) – zde se používají např. přidržovací kolejnice (Obr. 18). Tyto kolejnice zabraňují bočnímu pohybu kolejového vozidla. Jsou umístěny rovnoběžně s kolejnicemi v určité vzdálenosti a jsou obvykle ocelové, ale mohou to být i dřevěné trámy.

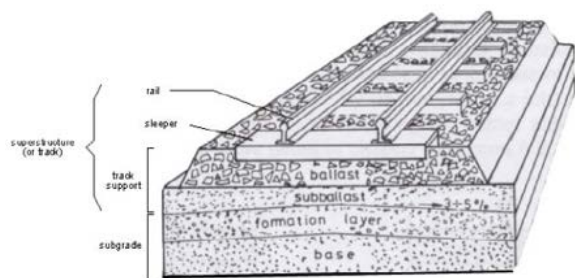


Obr. 18. Přidržovací kolejnice (5)

4.1.2 Trať

Běžné železniční trati (Obr. 19) se skládají ze železničního svršku a železničního spodku. Železniční spodek je uměle upravený povrch, jehož horní částí je železniční pláň. Železniční svršek tvoří kolej, skládající se ze dvou kolejnicových pásů uložených na pražcích a štěrkové lože. Železniční tratě jsou rozděleny na úseky podle nejvýše přípustné hodnoty zatížení na nápravu a podle přípustných hodnot hmotnosti vozidla na jednotku jeho délky.

Mezi aspekty bezpečnosti související s tratí patří např. otázky degradace tratí (vznik poruch a předcházení vzniku), technika svařování kolejí, kontrola tratí (identifikace a klasifikace defektů a určení potřebných oprav) a algoritmus degradace tratě (hodnocení stavu tratí a predikce opotřebení tratě k zajištění optimální údržby).



Obr. 19. Tradiční konstrukce trati (5)

4.1.3 Styk kola s kolejnicí - adheze vozidla

Velmi důležitým prvkem aktivní bezpečnosti jsou i dobré adhezní poměry mezi kolem a kolejnicí, zejména s ohledem na minimalizaci brzdné dráhy vozidla. Na adhezní poměry má velký vliv počasí (sucho, mokro), znečištění trati apod.

4.1.4 Železniční přejezdy

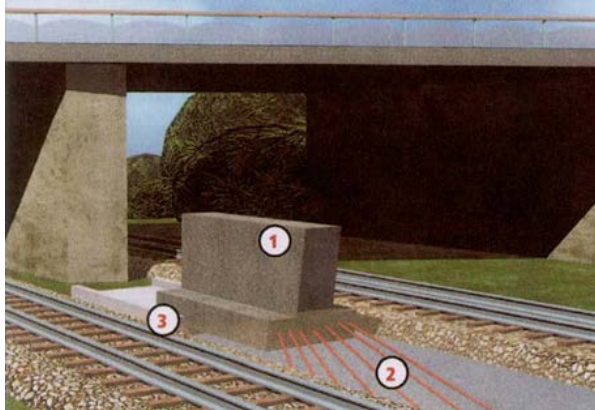
Železniční přejezd je jeden z nejnebezpečnějších prvků kolejové dopravy z důvodu pohybu osob nebo silničních vozidel, které křižují trať. Standardní zabezpečení přejezdů tvoří světelné zařízení a u některých automatické závory. Mnoho nehod je způsobeno vozidly nebo chodci, kteří riskují a přejíždějí trať navzdory varování, protože předpokládají, že vzdálenost vlaku je dostatečná nebo že se vlak pohybuje pomalu.

4.1.4 Traťové zařízení

V případě vykolejení může hrát velmi důležitou roli na vážnost nehody i různá traťová zařízení. Mezi tato zařízení patří např. elektrické pylony, které mohou být navrženy jako tuhé a pomoci s vedením vykolejeného vozidla a tím ho chránit před dalšími riziky (stavby, mosty atd.) nebo jako deformovatelné a tím pohltit určité množství energie při nárazu vozidla. To také může redukovat poškození vozidel, která nejsou navržena s odolností proti nárazu (zejména bok a střecha vozidla).

4.1.5 Ochranné zařízení při kolizi

Tyto ochranná zařízení mohou chránit okolní zařízení a stavby (např. sloupy mostů apod.) před poškozením vykolejeného vozidla. Tuhé pozemní konstrukce nejsou obvykle schopny pohlcovat velké množství energie. Jeden z příkladů takového zařízení je uveden na Obr. 20 a je tvořen ocelovým nebo betonovým blokem ukotveným do země. Při nárazu jsou kotvy tohoto zařízení vytaženy předem definovanou silou a vedou ke zpomalení vozidla.



Obr. 20. Příklad ochranného zařízení při kolizi (5)
1 – kolizní blok, 2 – lana pohlcující energii, 3 – kluzná plocha

4.1.6 Zarážedlo

Zarážedla jsou zařízení, které mají zajistit zastavení vlaku na konci trati při přejetí. Mohou být použita také jako dočasná uzávěra trati. Zarážedla jsou tvořena betonovým blokem se dvěma běžnými nárazníky nebo tlumiči nárazu. Nevýhodou je jejich malá schopnost pohltit energii. Moderní konstrukce nárazníků mohou zajistit větší schopnost pohltit energii (např. až 40 MJ za předpokladu dostatečně dlouhé trati). Příkladem může být třecí nárazník, který je upevněn k trati a absorpci energie zajišťuje tření.



Obr. 21. Zarážedlo s tlumiči nárazu (Saint-Rémy-lès-Chevreuse, Francie) (6)

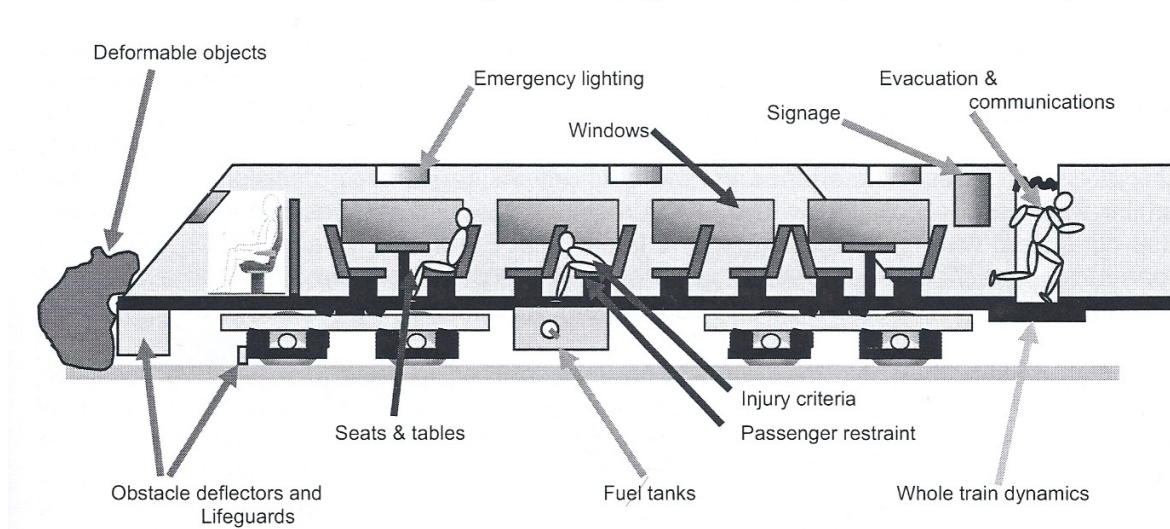
Se všemi opatřeními v rámci infrastruktury souvisí i harmonizace vyhlášek, norem a nařízení pro interoperabilní provoz.

4.2. Opatření pro bezpečné vozidlo

Na Obr. 22 jsou znázorněny hlavní prvky pasivní bezpečnosti kolejových vozidel. Cílem pasivní bezpečnosti je hlavně redukovat zranění posádky a cestujících:

- v první řadě eliminace rizika zranění – prevence vykolejení nebo kolize (prevent derailment)
- pokud nastane nehoda – vozidlo musí být schopno pohltit energii srážky do takové míry, že neohrozí posádku a cestující (absorb energy)
- pohyb vozidla musí být kontrolován ve svislém směru i ve směru pohybu tak, aby mohly být síly působící na cestující řízeny (keep upright)
- interiér vozidla musí být navržen tak, aby chránil cestující jak je to jen možné (protect people)
- jestliže vše selže, vozidlo a provozní opatření musí být navrženy k ulehčení úniku a záchraně (facilitate escape)

Prevent derailment Absorb energy Keep upright Protect people Facilitate escape



Obr. 22. Opatření pro bezpečné vozidlo (7)

Prevent derailment (prevence vykolejení) – Obstacle Deflectors and Lifeguards (smetadlo překážek a zábrany u podvozků); Absorb energy (pohlčení energie) – deformační prvky na vozidle; Keep upright (kontrola pohybu) – Whole train dynamics (dynamika pohybu soupravy); Protect people (ochrana cestujících) – Seats & tables (sedadla a stoly), Injury kriteria (kriteria poranění), Passenger restraint (zádržné systémy pro cestující); Facilitate escape (usnadnění úniku) – Emergency lighting (nouzové osvětlení), Windows (okna), Signage (značení úniku), Evacuation & communications (evakuace a komunikace)

Podrobněji jsou opatření pro bezpečné vozidlo popsány v kapitole 5. Odolnost proti nárazu kolejových vozidel.

5. Odolnost proti nárazu kolejových vozidel

Výrazem „odolnost proti nárazu“ popř. „crashová odolnost“ (angl. crashworthiness) se rozumí schopnost konstrukce vozidla popř. jeho součásti odolávat vnějším vlivům při srážce s ostatními účastníky provozu a tím poskytnout posádce a cestujícím ochranu. Mezi ostatní účastníky provozu patří jak kolejová vozidla, tak i vozidla silniční popř. různé druhy překážek (zvěř, odpad apod.). Obecně jsou tyto deformační schopnosti vozidla určeny několika společnými rysy:

- zajištění řízené deformace skříně kolejového vozidla za současného zachování adekvátního prostoru pro cestující a posádku (řízené pohlcení energie srážky)
- omezení působení nárazových sil a zrychlení na určitou přípustnou mez, tak aby nebyly překročeny biomechanické limity cestujících a posádky
- ochrana cestujících při srážce – minimalizace zranění cestujících a posádky při sekundárním nárazu (náraz cestujících do vnitřního vybavení vozidla, zabránění proniknutí malých částí do prostoru cestujících)
- ochrana cestujících a posádky před nehodovými riziky (požár apod.)

Odolnosti proti nárazu lze dosáhnout takovým konstrukčním a projekčním řešením vozidla, při kterém se konstrukce skříně kolejového vozidla a jejích přidružených částí bude chovat řízeným a předvídatelným způsobem. Vozidla vyrobená podle současných platných norem týkající se konstrukce skříně a dalších částí vozidla v sobě zahrnují řadu opatření, která vedou k řízené deformaci během srážky vozidla s ostatními účastníky provozu. Mezi tato opatření lze zahrnout následující opatření:

- ustřížení spřáhel pro zajištění čistého kontaktu obou konců vozidel
- protišplhové a protinajízdečící zařízení
- deformační oblasti na koncích vozidel, která zajišťují pohlcení části energie nárazu řízeným a předvídatelným způsobem
- robustní skříň vozidla pro udržení integrity prostoru pro přežití cestujících a posádky
- navržení interiérů vozidel pro zmírnění účinků sekundárních srážek cestujících a pro usnadnění výstupu v případě nouze

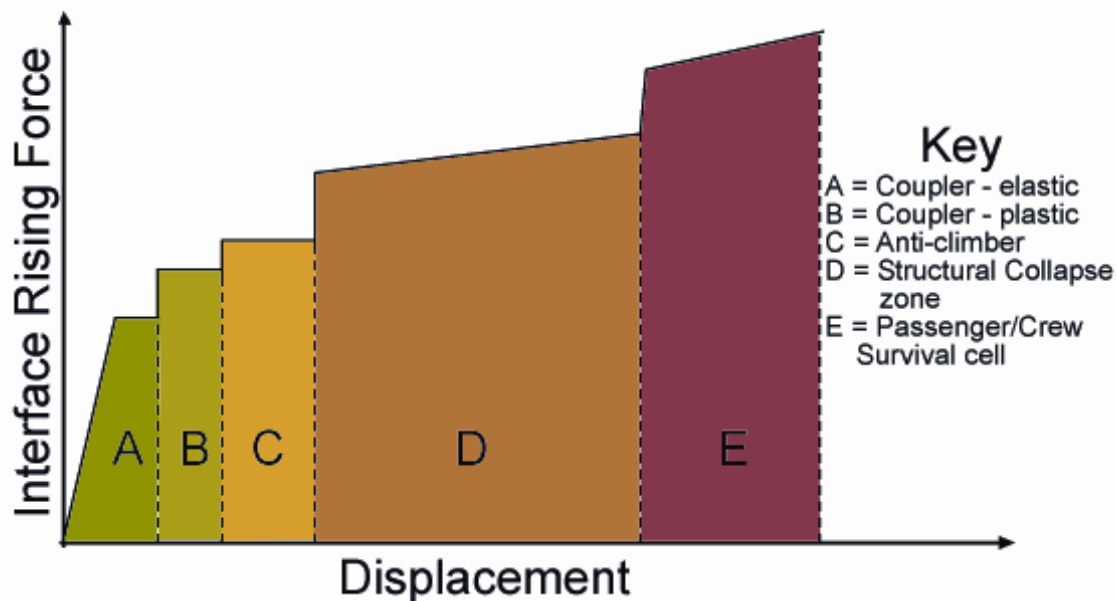
Kromě těchto obecných výše vyjmenovaných opatření existuje řada dalších rysů, které lze využít pro zmírnění účinků při určitých specifických typech srážky popř. vykolejení:

- smetadlo překážek upevněné na čelní stranu vozidla, kvůli odstranění předmětů střední velikosti a zabránění jeho proniknutí pod vozidla, čímž se minimalizuje riziko vykolejení
- zábrany upevněné na čelní stranu podvozku pro odstranění malých objektů a tím zabránění proniknutí pod dvojkolí, čímž se snižuje riziko vykolejení
- čelní ochrana strojvůdce proti letícím předmětům
- boční a střešní ochrana cestujících proti letícím předmětům

5.1. Mechanismus srážky

Mechanismus srážky lze obecně rozčlenit do pěti fází (Obr. 23).

1. fáze (A) – energie je nejdříve absorbována pružně (nárazníky) – to zejména minimalizuje následné náklady spojené s opravou poškozeného vozidla
2. fáze (B) – deformace prvků absorbující dodanou energii, které lze snadno vyměnit (deformační členy v náraznících nebo za nárazníky)
3. fáze (C) – protišplhové zařízení (v případě vážnějších nehod)
4. fáze (D) – řízená deformace v předem stanovených deformačních zónách skříně vozidla (v případě vážných nehod)
5. fáze (E) – zachování prostoru pro přežití posádky a cestujících při nejtěžších srážkách (programovaná deformace celé soupravy)



Obr. 23. Idealizovaná charakteristika deformační odolnosti vozidla (5)

Interface Rising Force – síla v kolizním rozhraní, Displacement – posunutí, deformace; A – nárazník nebo spřáhlo – elastická deformace, B – nárazník nebo spřáhlo – plastická deformace, C – protišplhové zařízení, D – deformace skříně vozidla, E – deformace prostoru pro přežití posádky a cestujících

Současné přístupy k odolnosti proti nárazu lze rozdělit do dvou základních oblastí:

- bezpečná konstrukce vozidla – opatření pro prvotní srážku vozidla s ostatními účastníky provozu tj. odolnost proti nárazu skříně vozidla
- bezpečný interiér vozidla – opatření pro sekundární srážky cestujících a posádky s vnitřním vybavením interiéru vozidla tj. ochrana cestujících

Vzhledem k zadání této práce se budou další kapitoly zabývat pouze prvním prvkem odolnosti proti nárazu, tj. bezpečnou konstrukcí skříně vozidla proti nárazu.

5.2 Bezpečná konstrukce vozidla

Při prvotní srážce se kolejové vozidlo dostává do kontaktu s jiným předmětem (vozidlem, jiný druh překážky apod.). Zde dochází k přímému kontaktu konstrukce kolejového vozidla s kolizním partnerem. V další části budou uvedeny klíčové aspekty a jednotlivé části konstrukce kolejového vozidla, které ovlivňují chování vozidla během srážky.

Prvním prvkem kolejového vozidla, který přichází do styku s kolizním partnerem v případě nehody jsou buď nárazníky v případě použití táhlového ústrojí ke spojení vozidel nebo spřáhlo. V případě, kdy nárazník nebo spřáhlo nedokáže pohltit energii nárazu je vhodné využít protišplhové zařízení, které zabraňuje najetí a šplhání jednoho vozidla po druhém. Současně s tímto zařízením může být na vozidle aplikováno speciální zařízení (deformační člen) umístěný až za nárazníky, spřáhlem a protišplhovém zařízením, které je schopno absorbovat větší množství energie a tím chránit další konstrukci skříně vozidla. Při těžších srážkách, kdy množství energie je již značně vysoké, je nutné navrhnout vlastní skřín kolejového vozidla tak, aby byla schopna pohltit takové množství energie. Zde je také nutné uvažovat a navrhnout skřín vozidla tak, aby zajistila prostor pro přežití posádky a cestujících. Při velmi těžkých srážkách je již nutné uvažovat o rozdělení energie nárazu do celé vlakové soupravy. Jako deformační části vozidel jsou zde kromě čela soupravy uvažována i rozhraní mezi jednotlivými vozidly soupravy, která jsou schopna pohltit určité množství energie.

Kromě výše uvedených prvků, které se podílejí na bezpečné konstrukci vozidla, mohou být na vozidle použity i další doplňkové prvky, které přispívají ke zvýšení bezpečnosti při

specifických srážkách vozidel. Paří mezi ně zejména smetadla překážek a různé zábrany u kol a podvozků. Současně je nutné uvažovat i nebezpečí vniknutí různých malých předmětů dovnitř vozidla.

5.2.1 Nárazníky

Nárazníky se používají u vozidel, která jsou určena ke spojování pomocí táhlového ústrojí. Táhlové ústrojí je semi-permanentní a nemůže být rozpojeno, dokud není vlaková souprava v depu a není umožněn přístup ke spodní části vozu. Obvykle se používá mezi vozy ve vícevozových jednotkách nebo u nákladních vozů, které jsou ve stálých soupravách. Spojení je tvořeno svorníkovým spojením.

Nárazníky slouží k přenosu tlačných sil a běžné nárazníky slouží i jako tlumící prvky při posunu vozidel a velmi lehkých srážkách a jako vodící prvky při jízdě vozidla.

Nárazník je tedy potom prvním prvkem kolejového vozidla, který přichází do styku s kolizním partnerem v případě nehody. Nárazník lze po úpravě využít jako prvotní deformační člen pro ochranu vozidla v případě lehčích kolizí.

Příkladem může být nárazník od firmy EST Eisenbahn-Systemtechnik GmbH, který kombinuje standardní nárazník pro kolejová vozidla a deformační element schopný pohltit energii do jediné komponenty. Deformační člen je umístěn v nárazníku, jehož rozměry jsou shodné s běžným nárazníkem podle UIC 526-1 (nárazník EST G1), popř. nárazník R1 podle UIC 528. Tento nárazník může být použit i na starších vozidlech, která používají běžné nárazníky pro zvýšení bezpečnosti při nárazu.

Funkce deformačního elementu nárazníku zabraňuje přetížení konstrukce a komponent vozidla během silného nárazu a kolize vozidla. Takový nárazník je schopen absorbovat 10 až 20x více energie než běžný nárazník. To zvyšuje i maximální kolizní rychlost na přibližně 30 km.h⁻¹ oproti běžnému nárazníku, kde je maximální kolizní rychlost přibližně 10 km.h⁻¹. Maximální rychlost samozřejmě závisí na mnoha faktorech, jako např. hmotnosti vozidel, použití brzd apod.

Základem tohoto crash nárazníku je běžný nárazník s elastomerovým pružícím systémem, doplněný spouštěcím mechanismem (přestřížení vnitřní kruhové desky) při dosažení určité velikosti kontaktní síly. Následně dochází k pohlcení energie deformací vnější trubky nárazníku (roztážení trubky radiálním směrem a následné svinování v několika segmentech).



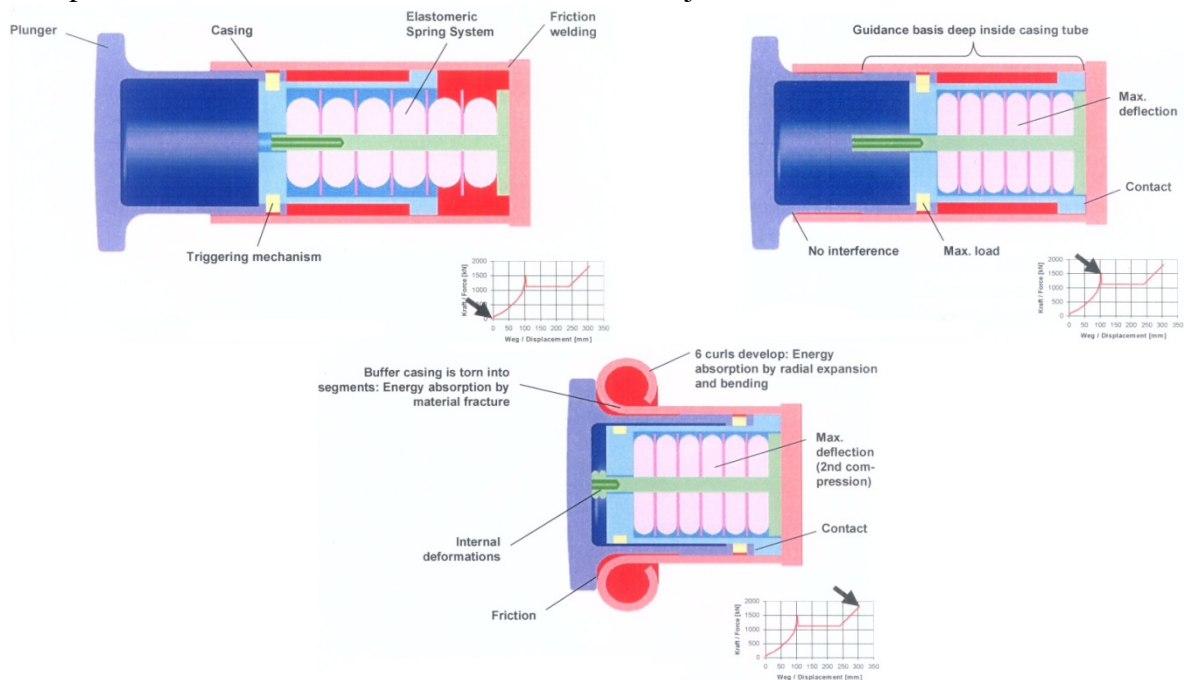
Obr. 24. EST crash nárazník upevněný na lokomotivě BR 185.1 (DB) (8)

Vnější deformovatelná trubka je označena červeně. Žlutý trojúhelník označuje výchozí stav nárazníku.



Obr. 25. EST Crash nárazník (vlevo) po nárazovém testu dvou lokomotiv (9)
Zde je dobře vidět deformace vnější trubky nárazníku svinováním jednotlivých segmentů.

Princip funkce EST nárazníku s deformačním členem je uveden na Obr. 26.



Obr. 26. Princip funkce EST nárazníku G1 (10).

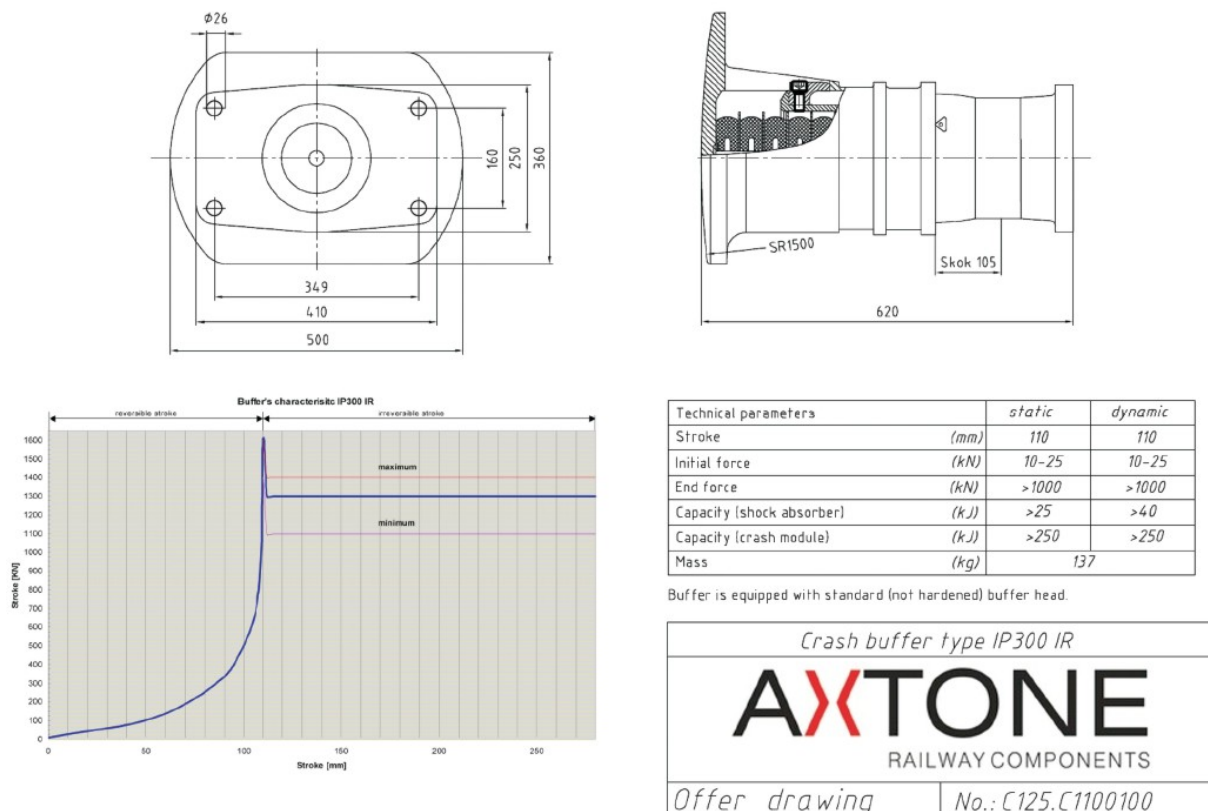
Vlevo – nestlačený stav, vpravo – stav při maximálním elastickém stlačení, dole – stav při maximální plastické deformaci

Vícefázový deformační systém EST Duplex G1.A1 (Obr. 27) kombinuje EST nárazník G1 s dalším deformačním blokem A1 (viz Obr. 27). Kolizní rychlost u tohoto nárazníku je až 51 km.h^{-1} a schopnost pohltit energii na jeden konec vozidla je až 1,7 MJ. Dalším příkladem je nárazník s deformačním elementem Duplex G2.A2, který je schopen pohltit až 2,0 MJ energie na jeden konec vozidla (kolizní rychlost až 55 km.h^{-1}). Tento nárazník je použit např. u nové třísystemové lokomotivy Škoda 109E.



Obr. 27. Vícefázový deformační systém EST Duplex G1.A1 (11)

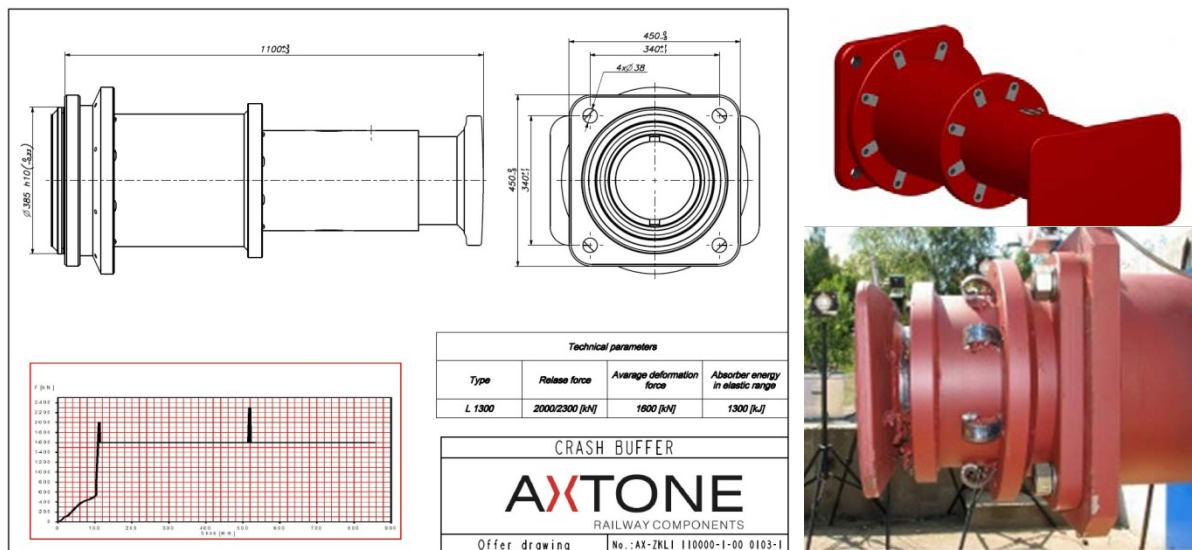
Příklad crash nárazníku pro osobní vozy je na Obr. 28. Jedná se o nárazník Axton IP 300 IR. Je to běžný nárazník doplněný o deformační modul. V případě dosažení iniciační síly přibližně 1500 kN dojde k deformaci vnější trubky nárazníku. Pohlcená energie je větší než 250 kJ.



Obr. 28. Crash nárazník Axtone IP 300 IR (12)

Dalším příkladem crash nárazníků je dvoustupňový nárazník Axtone AX-ZKL1 (Obr. 29) určený pro lokomotivy. Je vybaven soupravou tlumičů z pevného elastomeru a hydraulického tlumiče. Princip činnosti modulu Crash spočívá v obrábění kovu řeznými elementy z vnějšího povrchu tělesa nárazníku. Dodatečným navýšením počtu řezných elementů existuje možnost navýšení absorbované energie v závislosti na potřebách zákazníka. Iniciační síla crash modulu

nárazníku je 2000 kN pro první stupeň a 2300 kN pro druhý stupeň. Absorbovaná energie je až 1300 kJ.

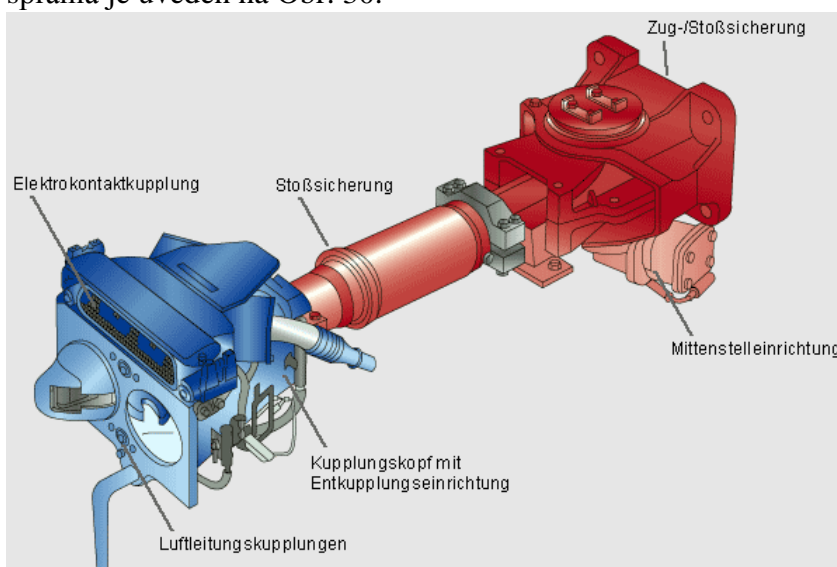


Obr. 29. Nárazník Axtone AX-ZKL1 s deformační charakteristikou (13)

5.2.2 Spřáhla

Centrální spřáhla jsou prvky, které umožňují mechanické spojení mezi dvěma kolejovými vozidly jak v tahu, tak v tlaku. Zajišťují také pneumatické a elektrické spojení. Centrální spřáhla se používají zejména u tramvajových vozidel, vozidel metra a těžkých vlakových souprav jako alternativa k tažným hákům a postranním nárazníkům. Většina současných centrálních spřáhel je automatická. Díky různorodosti vozidel, která využívají tato zařízení lze specifikovat široké spektrum podélných přípustných zatížení pro různá centrální spřáhla v rozmezí 200 kN až 2000 kN.

Centrální spřáhlo je první element kolejového vozidla, který přichází do styku s kolizním partnerem v případě nehody. Proto tedy může být využit jako prvotní absorbér energie, což je výhodné pro ochranu vozidla v případě lehkých kolizí. Typický představitel tohoto druhu spřáhla je uveden na Obr. 30.



Obr. 30. Spřáhlo Scharfenberg (14)

Elektrokontaktkupplung – elektrické spojení, Luftleitungskupplungen – vzduchové spojení, Kupplungskopf mit Entkupplungseinrichtung – spojovací hlava spřáhla, Stoßsicherung – deformační prvek, Zug-/Stoßsicherung – připojení k vozidlu, Mittenstelleinrichtung – středící zařízení

Starší konstrukce spřáhel zajišťovaly pouze ochranu před těžkými posuny. V současné době se u centrálních spřáhel zvyšuje schopnost pohlcovat energii použitím různých prvků a lze je rozdělit do dvou skupin:

- vratné absorbéry energie, např. plynokapalinové nebo elastomerové prvky
- nevratné absorbéry energie - deformační prvky

Do první skupiny patří vratné prvky schopné pohltnout síly při spřahování a energii při malých nárazech. Funkcí těchto spřáhel je omezit síly na určitou mez a tlumením zastavit vlak s určitou charakteristikou síla – zdvih. Spřáhly s vhodnou charakteristikou lze omezit maximální zrychlení vlaku během srážky vlaků.

Do druhé skupiny patří centrální spřáhla s určitým deformačním zařízením, které pracuje až po dosažení určité úrovně nárazové síly a využije se v případě nehody. Hlavní funkcí těchto prvků je pohlcení co největšího množství energie a omezení maximální přenesitelné síly. Toto zařízení umožňuje podélné uzamčení vozidel do soupravy, což je výhodou z hlediska odolnosti proti nárazu tím, že zajistí správnou funkci protišplhového zařízení (viz 5.2.3) a zároveň poskytuje lepší celkový energetický management.

Schopnost pohltnout energii v centrálním spřáhle je omezena dvěma faktory

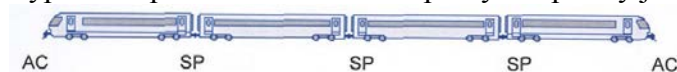
- síla potřebná k deformaci spřáhla by měla být menší než síla potřebná k deformaci skříně vozidla, aby při lehkých srážkách nedocházelo k deformaci skříně vozidla
- spřáhla jsou obecně štíhlé prvky, proto je množství pohlcené energie limitované jejich sklonem k nestabilní deformaci

U tramvajových vozidel se používají automatická spřáhla s podélným zatížením v rozmezí 200 až 400 kN v závislosti na požadavcích na pevnost skříně a se schopností pohltnout energii až 50 kJ. Důležitou vlastností moderních spřáhel je možnost jejich zatažení, čímž se snižuje pravděpodobnost zranění chodců a většího poškození silničních vozidel v případě srážky. V zatažené poloze jsou spřáhla krytá měkkým nárazníkem. Proto spřáhla u tramvají fungují hlavně jako ochranný systém mezi vozy v soupravě nebo při spřahování vozidel.

Moderní spřáhla jsou navržena na poměrně velkou sílu zborcení, která zajistí ochranu při nízkých rychlostech nárazu. Ale při vysokých rychlostech nárazu tato síla zborcení může generovat velký zdvihací moment díky vertikálnímu přesazení nárazové síly působící na spřáhle vůči těžišti vozidla. Také jakékoli boční přesazení těžiště vozidla a nárazové síly působící na spřáhle, které může být způsobeno mnoha vlivy, jako např. přesazení při srážce, obloukem trati, nebo nesymetrickou pevností vozidla generuje také moment bočního vychýlení. Tyto oba momenty mohou být velmi významné a mohou vést k nadzvednutí dvojkolí nad kolejnice.

Proto je nutné hledat kompromis mezi protichůdnými požadavky při nízké a vysoké rychlosti srážky omezením množství pohlcené energie ve spřáhle, které může přinést zvýšení stability vozidla při srážkách za vysokých rychlostí a pokusit se maximalizovat pohlcení energie pomocí protišplhových prvků, které mohou poskytnout dostatečnou ochranu skříně vozidla při srážkách za nízkých rychlostí.

Typické uspořádání vlakové soupravy se spřáhly je ukázáno na Obr. 31.



Obr. 31. Uspořádání soupravy se spřáhly (15)

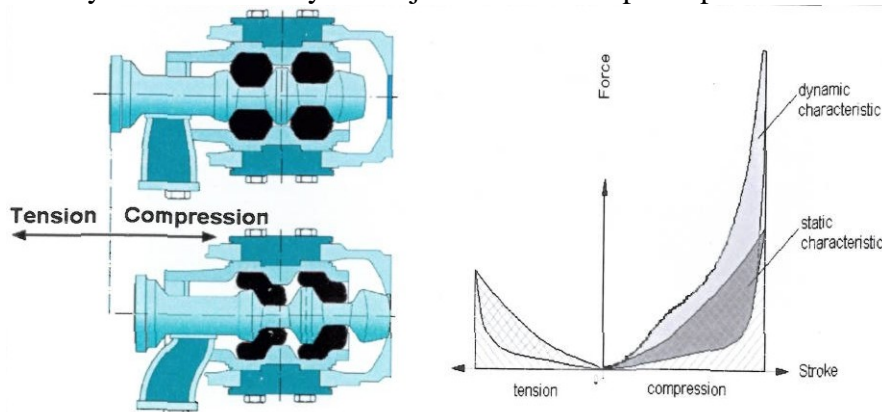
AC – automatické spřáhlo, SP – semi-permanentní spřáhlo

5.2.2.1 Vratné absorbéry energie

Pryžová elastomerová hlava spřáhla

Pryžový elastomerový prvek je integrován do sestavy uložení spřáhla. Pryžový prvek je proveden tak, že je schopen tlumit v obou směrech, jak při tahu tak při tlaku. Charakteristika pryžového prvku je exponenciální. Schopnost pohlcovat energii je přibližně 30 až 40% (vztaženo k maximu 100% $E = F \cdot s$). Na Obr. 32 je schéma spřáhla Scharfenberg type 2 vč.

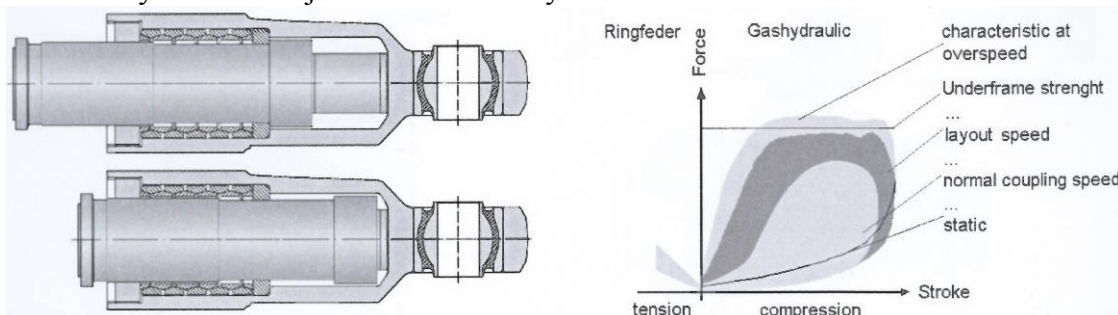
jeho charakteristiky. Tento typ spřáhla lze použít při spřahování vozidel za nízkých rychlostí (do $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Výhodou tohoto spřáhla je tlumení při tahu i tlaku, umožnění měkkého rozjezdu s exponenciální charakteristikou (kritická síla je dosažena na konci zdvihu) a nízké náklady na údržbu. Nevýhodou je omezená schopnost pohlcovat energii.



Obr. 32. Spřáhlo s pryžovou elastomerovou hlavou vč. charakteristiky tlumení (15)

Plynokapalinový tlumicí systém

Plynokapalinový systém je integrován obvykle mezi uložení spřáhla a hlavu spřáhla. Běžná konstrukce plynokapalinového tlumiče se používá k tlumení tlačných sil vznikajících při spřahování nebo při malých nárazech. Plynokapalinový tlumič je doplněn sadou kroužkových pružin, které tlumí tažné síly. Schopnost pohlcovat energii je přibližně 80 až 85 % (vztaženo k maximu $100\% E = F \cdot s$). Na Obr. 33 je schéma spřáhla Scharfenberg s plynokapalinovým tlumícím systémem vč. jeho charakteristiky.



Obr. 33. Plynokapalinový tlumicí systém spřáhla (15)

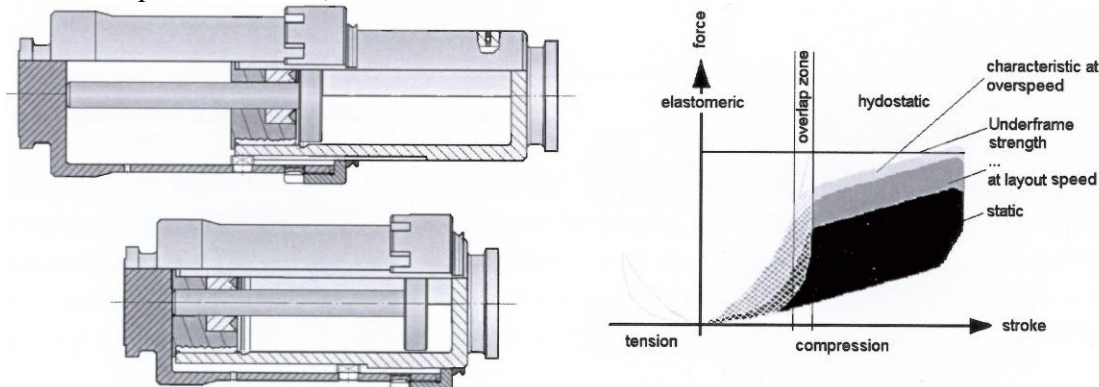
Jiné provedení je Scharfenberg TwinStrok, kde je i pro tlumení tažných sil využit plynokapalinový tlumič a není nutné použití kroužkových pružin.

Tento systém se používá v případech, kdy je požadována větší schopnost pohlcení energie (rychlost spřahování 10 až 15 km/h). Možná je kombinace i s deformačním prvkem. Při nízkých rychlostech je u tohoto typu i nízká tlumicí křivka. Při spřahování nebo při nehodě, kdy je rychlost nad maximální návrhovou rychlostí, stoupne prudce síla a přesáhne úroveň pevnosti pomocného rámu na začátku zdvihu tlumiče.

Hydrostatický tlumicí systém

Hydrostatický systém tlumení se používá v případech, kde je požadován vratný absorbér energie při malých nárazech. Tento systém tlumení je nutné kombinovat s dalším systémem, který je schopen tlumení na nízké úrovni. Typická je kombinace s elastomerovým uložením spřáhla nebo kombinace s třecími pružinami. Systém se používá při stlačování. Schopnost pohlcovat energii je přibližně 55 až 65 % (vztaženo k maximu $100\% E = F \cdot s$) pro návrhovou rychlost. Na Obr. 34 je celkové schéma hydrostatického tlumicího systému spřáhla Scharfenberg vč. jeho charakteristiky.

Tento systém zvyšuje spodní úroveň tlumícího systému vratného absorbéru energie. Malá závislost charakteristiky na rychlosti způsobuje, že maximum energie je pohlceno v případě vyšších rychlostí. Maximální tlumící síla je dosažena na konci zdvihu, proto se často využívá u nízkopodlažních vozidel s nízkou pevností pomocného rámu. Díky této charakteristice je možné omezit maximální zpomalení kolidujícího vozidla na úroveň, kdy je minimalizováno poranění cestujících (např.: max. 1G při 10km/h, srážka 12 vozové soupravy s celkovou hmotností přibližně 800 t).

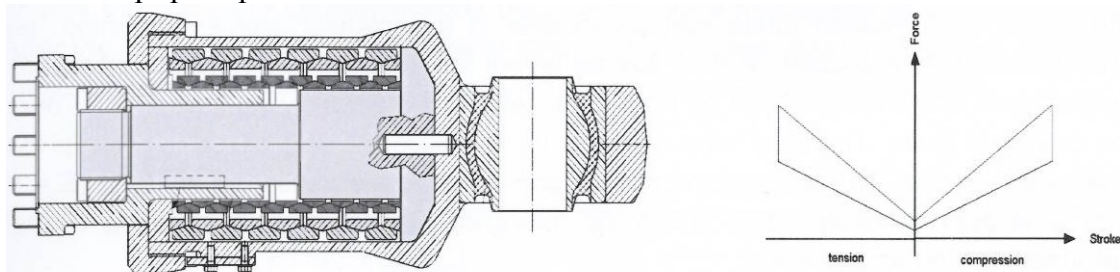


Obr. 34. Hydrostatický tlumící systém spřáhla (15)

Kroužkové pružiny

Kroužkové pružiny mohou být použity jak pro tah, tak i pro tlak. Pružiny jsou umístěny v tělese spřáhla a jsou schopny absorbovat energii při spřáhování vozidel. Charakteristika tohoto tlumiče není závislá na rychlosti. Tlumící síla dosahuje maxima na konci zdvihu (Obr. 35).

Třecí pružiny se používají v případech, kde je požadována malá absorpce energie. Díky velkému zdvihu je délka tlumiče velmi velká. Hlavní výhodou tohoto tlumiče je jeho dobré chování v případě požáru.



Obr. 35. Tlumení pomocí kroužkových pružin (15)

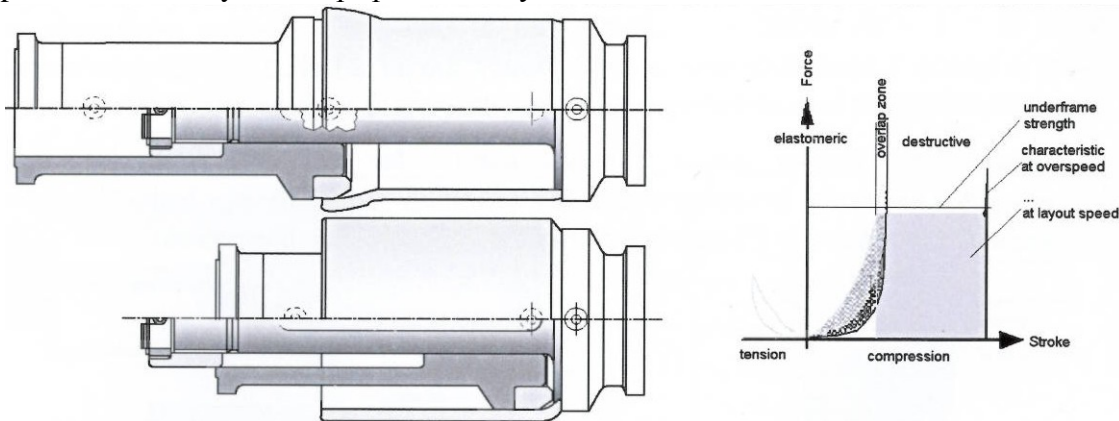
5.2.2 Nevratné absorbéry energie - deformační prvky

Deformovatelná trubka

Hlavním prvkem tohoto deformačního prvku je kovová trubka, která se deformuje v případě nehody. Tato deformace nad určitou mez se využívá k pohlcení energie. Deformovatelná trubka je umístěna v tělese spřáhla nebo za uložení spřáhla popř. za celým spřáhlem. Deformace trubky začíná až po dosažení přesně určeného zatížení a síla může být udržena (s určitou tolerancí) bez špiček zatížení během celého zdvihu. Průměr ocelové trubky může být zvětšen nebo zmenšen pro dosažení absorpce energie. Schopnost pohlcovat energii je až 100 % (vztaženo k maximu $100\% E = F \cdot s$). Typická sestava deformovatelné trubky je na Obr. 36.

Mimo vratného absorbéru energie zvyšuje deformace schopnost spřáhla pohltit energii v případě nehody. Při všech rychlostech nárazu má deformovatelná trubka nezávislou charakteristiku. Schopnost trubky pohltit energii je dostačující pro ochranu konstrukce vozidla při velkých nárazech. Současné systémy jsou schopny pohltit energii přibližně 1MJ. Typické

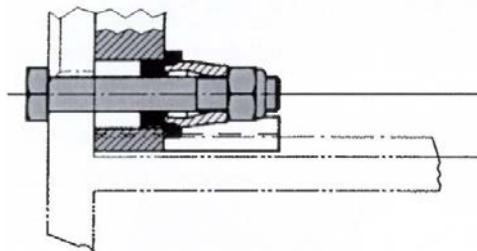
spřáhlo kombinuje elastomerový prvek v uložení spřáhla s deformovatelnou trubicí pro pohlcení nárazových sil v případě nehody.



Obr. 36. Deformovatelná trubka (15)

Trhací prvek

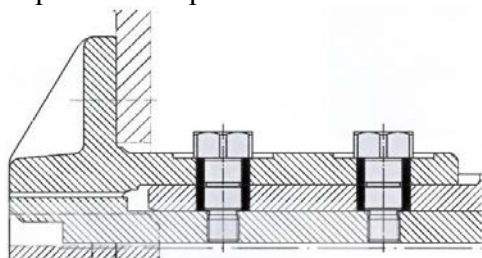
Tento prvek pracuje podobně jako deformovatelná trubka. V případě více kroků absorpce energie kdy spřáhlo a specializovaný deformační prvek v konstrukci vozidla pracují společně, spřáhlo se oddělí předtím, než se zapojí deformační prvek vozidla nebo protišplhové zařízení. Trhací prvek je umístěn na rozhraní, kde je spřáhlo upevněno ke konstrukci vozidla. S definovaným uvolňovacím zatížením se malá trubka deformuje a umožní posun celého spřáhla vzad do volného prostoru pomocného rámu. Po uvolnění následuje obvykle další krok pohlcování energie. Obvykle tento prvek působí v případě, kdy je absorpční kapacita spřáhla vyčerpána nebo při srážkách za vyšších rychlostí.



Obr. 37. Trhací prvek (15)

Stříhové šrouby

Stříhové šrouby mají stejnou hlavní funkci jako trhací prvek. Rozdíl je v tom, že tyto šrouby se přestříhnou při definované stříhové síle.



Obr. 38. Stříhové šrouby (15)

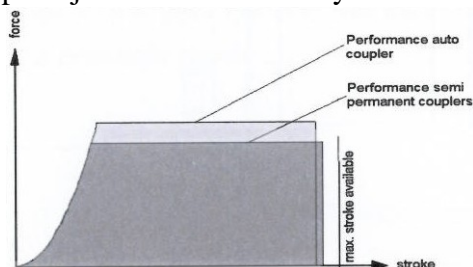
Na výběr správného prvku ve spřáhle je kladeno mnoho různých požadavků, které mají vliv na potřebné chování:

- konfigurace soupravy / počet vozů v soupravě
- typ soupravy / použití standardních nebo Jacobových podvozků
- hmotnost vozidel
- maximální síla přenášená do pomocného rámu

- požadavky na nárazovou rychlost, vratná a nevratná absorpce ve spřáhle
- uvažovaný scénář srážky
- požadavek na maximální zpomalení k zajištění ochrany cestujících

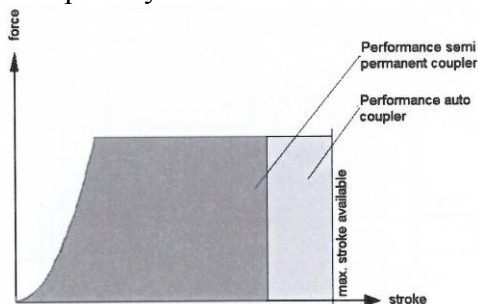
Nejen množství absorbovatelné energie je důležité pro výběr spřáhla. Také charakteristika síla – zdvih má velký vliv na chování během nárazu.

V případě velmi tuhé křivky s vysokým poměrem síla zdvih na předním spřáhle kolidující soupravy přinese ten efekt, že velké množství energie se přeneso do dalších spojení mezi jednotlivými vozy (semipermanentní spřáhla nebo kloubové spojení). Protože semipermanentní spřáhla pracují na nižší úrovni síly, energie může být rozdělena do celého systému. Výsledkem je, že systém pracuje paralelně. Přední spřáhlo nedosáhne svého limitu. Obr. 39 ukazuje popsanou charakteristiku. Výsledkem je to, že automatické i semipermanentní spřáhlo používají stejnou délku zdvihu, zatímco semipermanentní spřáhlo pracuje na nižší úrovni síly.



Obr. 39. Charakteristika spřáhel („tuhé“ přední spřáhlo) (15)

V případě měkké křivky s nízkým poměrem síla zdvih na předním spřáhle kolidující soupravy přinese efekt, že velké množství energie bude pohlceno v předním spřáhle. Ostatní spřáhla absorbují jen zbytek energie. Měkká charakteristika udržuje maximální zpomalení na nízké úrovni. Nevýhodou je, že absorpční schopnost předního spřáhla definuje i schopnost absorpce celého systému. Přední spřáhlo je tedy kritickým prvkem systému. Obr. 40 ukazuje popsanou charakteristiku. Výsledkem je to, že přední spřáhlo plně využije svojí zdvihovou kapacitu, protože oba druhy spřáhel pracují na stejné úrovni síly a kapacita semipermanentního spřáhla není plně využita.



Obr. 40. Charakteristika spřáhel („měkké“ přední spřáhlo) (15)

5.2.3 Ochrana proti šplhání

Šplhání znamená, že tuhý, pevný rám jednoho kolidujícího vozidla stoupá po druhém vozidle tak, že pronikne do méně tuhé skříně tohoto druhého vozidla (požadované zatížení ve výšce nárazníků je typicky mnohem vyšší než požadované zatížení v úrovni čelního okna). Při absenci konkrétních opatření, svislá síla generovaná v předním nárazovém rozhraní je obvykle omezena pouze třecí silou na postranních náraznících. Navíc jsou tyto nárazníky pravidelně mazány z důvodu snížení sil vedoucích k vykolejení během průjezdu obloukem. Výzkumy ukázaly, že síly vznikající mezi kolidujícími vozidly mohou krátkodobě stoupnout až na 1 MN. Je tedy nutné snížit tyto svislé síly a zatížení ze srážky směřovat do konstrukce, která pohlcuje energii. Tato svislá vychýlení a zatížení vznikají vlivem přesazení mezi

kontaktními místy obou kolidujících vozidel a vlivem setrvačných sil vyplývajících ze zpomalení vozidla.

Ochrana proti šplhání nebo protišplhové zařízení má tedy zabránit vychylování vozidel ve svislém směru a lze je minimalizovat následujícími opatřeními a zařízeními:

- použití zařízení proti šplhání, např. žebrovaných desek (Obr. 41 vlevo) k zajištění těsného vertikálního kontaktu mezi kolidujícími vozidly. Tato zařízení nemohou být použita v kombinaci s postranními nárazníky, protože nárazníky musí umožnit boční a svislý pohyb a tím předejít možnosti vykolejení zejména při průjezdu obloukem
- použití technologie kužel-miska a táhlového ústrojí (Obr. 41 vpravo) omezující pohyb mezi vozidly
- použití absorbérů energie, které vedou ke snížení kontaktní síly ve srovnání s dovoleným zatížením a dovolují široký kontakt mezi kolidujícími vozidly. Absorbéry energie mohou být umístěny na nebo za postranními nárazníky nebo centrálním spřáhle
- zajistit co nejmenší výškový rozdíl mezi nárazníky vozidel, které je způsobeno kýváním vozidla, rozdíly ve vertikálních zatíženích vozidla, různým opotřebením kol obou kolidujících vozidel apod.
- vhodným sestavením vlakové jednotky (např. článkovými vozidly na vložených rozhraních)

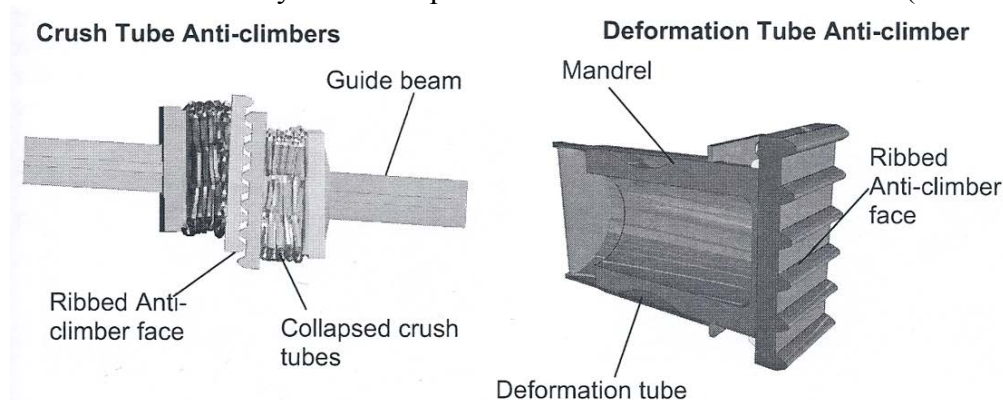


Obr. 41. Protišplhové zařízení (5)

Vlevo – žebrované desky, vpravo – technologie kužel-miska

5.2.3.1 Žebrované desky

Žebrované desky jsou nejpoužívanějším prvkem pro zajištění vertikálního kontaktu mezi kolidujícími vozidly. Za vlastní žebrovanou deskou následuje deformační modul, který pohlcuje energii nárazu. Provedení tohoto modulu může být různé. Používá se buď deformační modul čtyřhranného průřezu nebo deformovatelná trubka (Obr. 42).



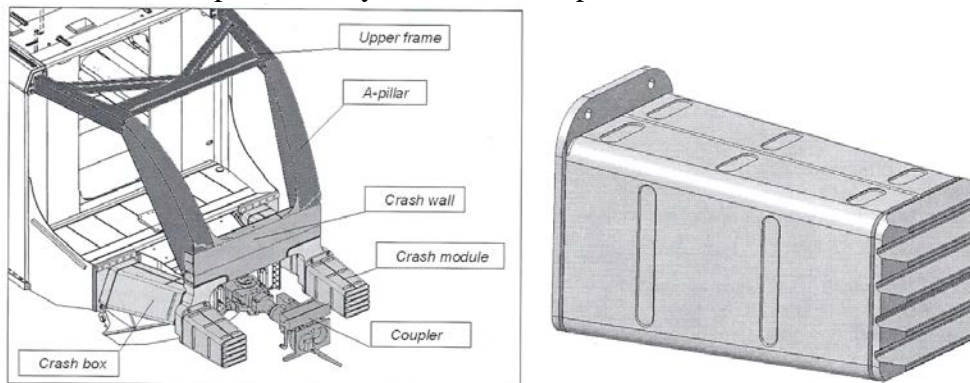
Obr. 42. Protišplhové zařízení s deformačními moduly (7)

Na konci vozidel uvnitř soupravy se také protišplhové zařízení podílí na pohlcení energie kompenzující relativně nízkou schopnost spřáhel mezi vozy pohlcovat energii. Vzhledem k omezenému prostoru mezi vozy je obvykle použita deformovatelná trubka. Deformovatelná trubka je zapuštěna do předního nosníku a poskytuje plný zdvih trubky dříve, než se zapojí deformační zóny vozidel. Deformovatelné trubky také dovolují větší toleranci přesazení sil než ostatní deformační členy.

Oba deformační moduly jsou navrženy na co největší pohlcení energie a kompenzují redukovanou schopnost pohlcení energie ve spřáhle. Toto také zajistí, že protišplhové zařízení začne působit dříve a tím se snižuje riziko najetí jednoho vozidla na druhé a redukují se také momenty vybočení generované spřáhlem.

Deformační modul pro vozidlo Stadler GTW ARRIVA

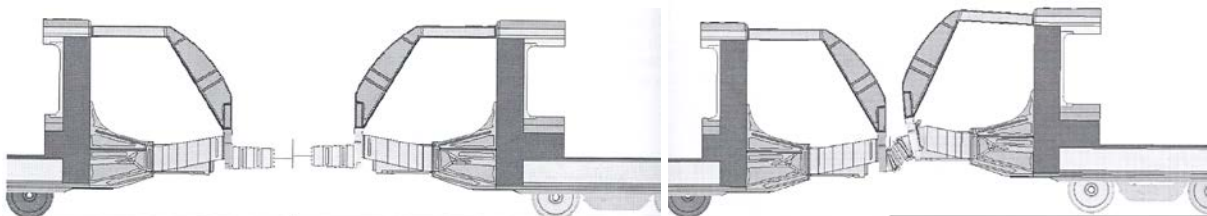
Deformační moduly jsou navrženy na absorpci energie na relativně nízké úrovni a deformují se před dosažením meze kluzu dalších komponent konstrukce vozidla. Proto se tedy deformační elementy nechovají jako tradiční nárazníky a nejsou navrženy s odolností na statické zatížení podle normy EN 12663 bez pružení.



Obr. 43. Přední konstrukce vozidla Stadler GTW ARRIVA a deformační modul s protišplhovým zařízením (16)

Deformační modul je vyroben z hliníkové slitiny AW-5754, která má nízkou mez kluzu a dobrou charakteristiku plastické deformace, která dovoluje velké deformace bez porušení. Deformační element je zužující se trubka čtvercového průřezu. Trubka je rozdělena do komor pomocí přepážek, což zajišťuje lepší stabilitu proti excentrickým silám. Na povrchu trubky je několik inicializačních otvorů k omezení počáteční silové špičky. Vpředu je žebrovaná deska s roztečí žebér 70 mm a hloubkou žebér 40 mm. Celý modul je přivařen k zadní desce, která slouží k připevnění šrouby ke konstrukci vozidla, což umožňuje v případě lehkých kolizí rychlou výměnu.

Numerická simulace funkce tohoto protišplhového prvku při srážce dvou vozidel s vertikálním přesazením 40 mm je na Obr. 44.



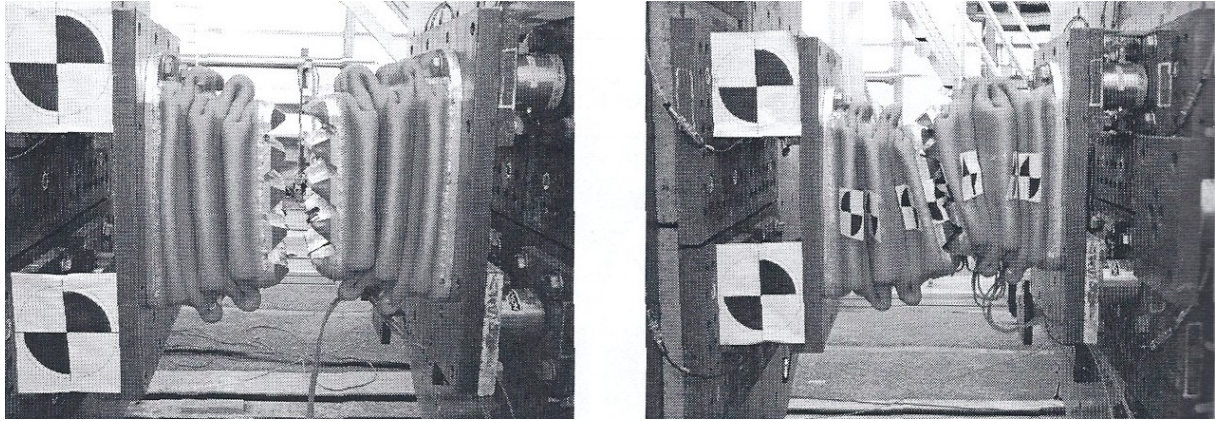
Obr. 44. Numerická simulace funkce deformačního elementu DMU Stadler (16)

Výsledkem simulace je dobré chování prvku a bez známek nestability. Nicméně došlo k vertikálnímu posunutí mezi oběma vozidly a tím došlo k nadzvednutí přední části podvozku a dvojkolí. Přední dvojkolí se nadzvedlo o 63mm, zadní o 36 mm. K nadzvednutí došlo

relativně dlouho v deformačním procesu, když už byla velká část deformační energie (~75%) absorbována.

Protože protišplhové prvky zůstaly v kontaktu během srážky je naplněn požadavek normy EN 15227.

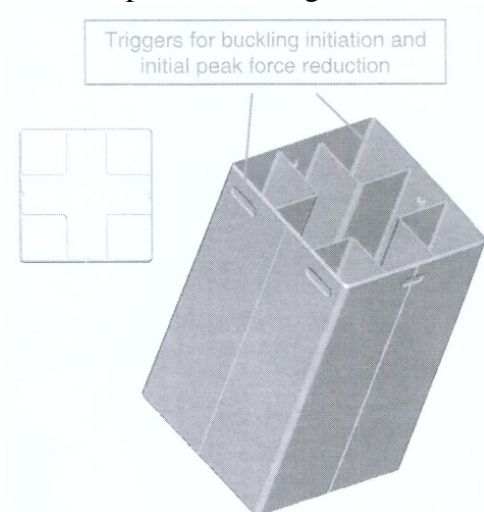
Ověření chování těchto prvků praktickým testem je ukázáno na Obr. 45. Rychlost při srážce byla 28,3 km/h. Bylo dosaženo dobré schody mezi numerickou simulací a dynamickým testem. Rozdíl ve zjištěných hodnotách byl max. 9%.



Obr. 45. Protišplhové zařízení po testu s přesazením 0 mm (vlevo) a 53 mm (vpravo) (16)

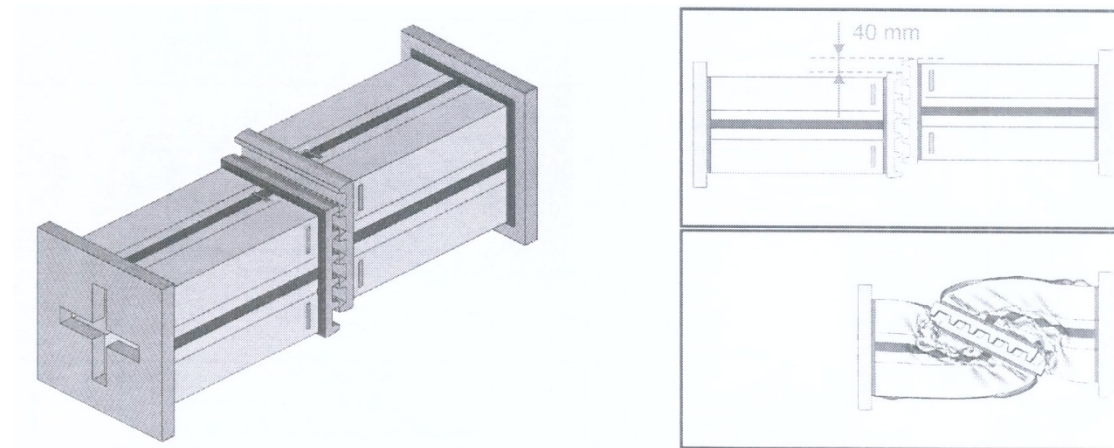
Deformační modul SIEMENS

Jedná se o deformační prvek připojený ke konstrukci vozidla, čtvercového tvaru s několika komorami a žebrovanou deskou (Obr. 46). Deformační zdvih je ~290 mm, deformační síla ~550 kN a pohlcená energie ~160 kJ.



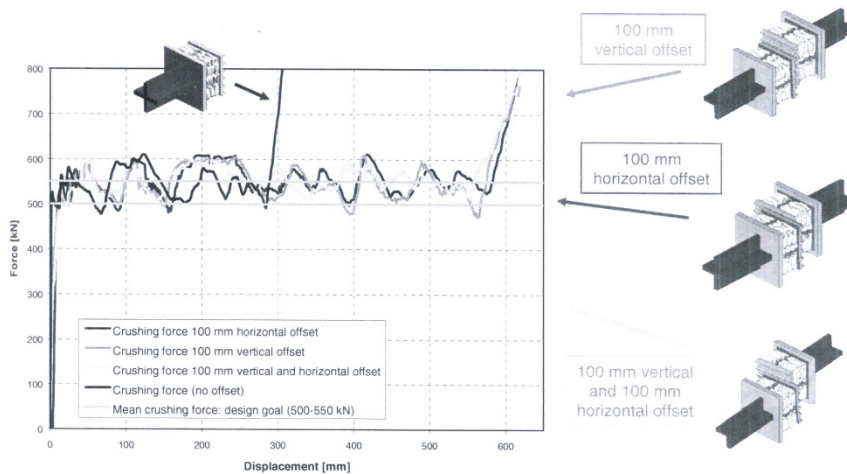
Obr. 46. Deformační modul SIEMENS (17)

Modul je navržen buď bez nebo s vodícím mechanismem. V případě modulu bez vodícího mechanismu a přesazeného střetu modul vyhovuje, ale vykazuje tendenci k najetí vozidel, tím tedy není plně zajištěna funkce modulu (Obr. 47).



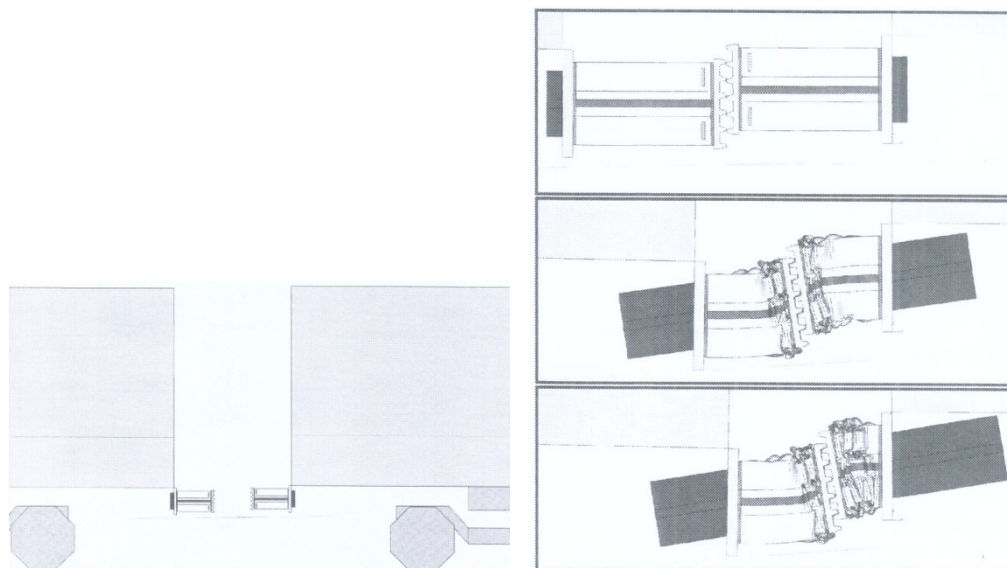
Obr. 47. Simulace deformace modulu s vertikálním přesazením 40 mm (17)

Modul s vodícím mechanismem navíc obsahuje vnitřní vodící profil, který je přivařen k žebrované desce a může se pohybovat skrz základní desku deformačního modulu směrem dozadu. Výsledky testů s tímto vodícím mechanismem a různými přesazeními jsou na Obr. 48.

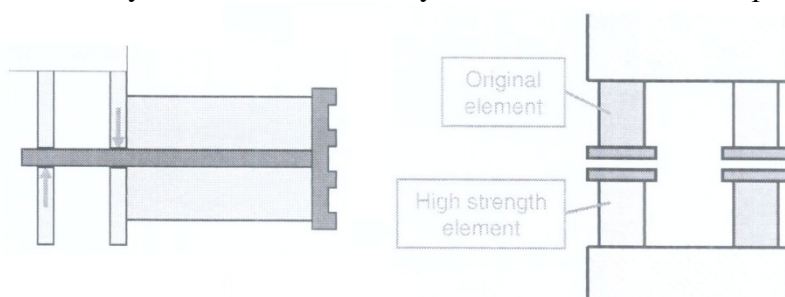


Obr. 48. Simulace deformace modulu s vedením pro různé přesazení (17)

Dynamická simulace celých vozidel s deformačními elementy s vodícím mechanismem jsou na Obr. 49. Relativní pohyb mezi vozidly není i v tomto případě nezanedbatelný. Směr deformace modulu je dána vodícím mechanismem, ale svislý pohyb není plně omezen (až do sevření vodícího mechanismu - Obr. 49). To lze odstranit zamezením rotace vodícího mechanismu nebo nesymetrickou pevností narážejících deformačních elementů (Obr. 50).



Obr. 49. Dynamická simulace celých vozidel s vertikálním přesazením 50 mm(17)



Obr. 50. Opatření k omezení svislého pohybu během deformace modulu (17)

5.2.4 Specializovaná zařízení pohlcující energii

Úkolem specializovaného zařízení pohlcujícího energii je maximalizovat výši pohlcené kinetické energie vozidla jak je to možné a omezit zatížení přenášené na cestující v případě kolize a kontrolovat dynamiku srážky vozidla. Tato specializovaná zařízení mají také výhodu ve snižování nákladů na opravu vozidla při běžných srážkách, protože energie se pohlcuje pouze v tomto zařízení bez poškození zbytku vozidla.

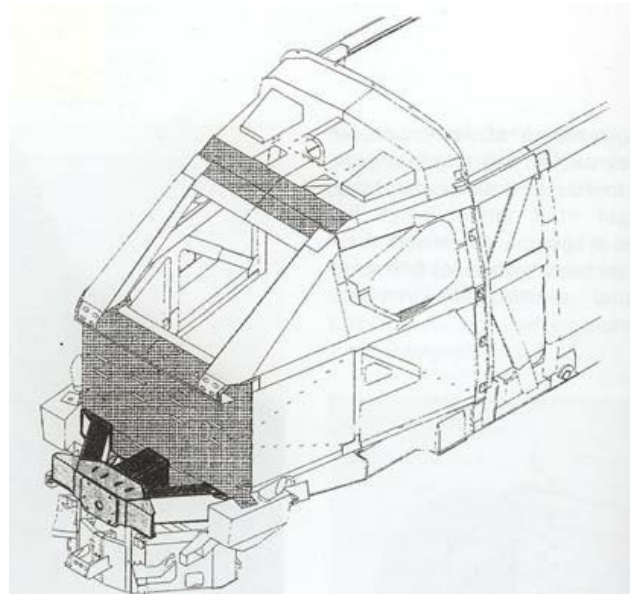
Zařízení pohlcující energii může být umístěno na vnější stranu skříně vozidla (vnější specializované zařízení) nebo může být integrováno uvnitř nosné konstrukce skříně vozidla (vnitřní deformační zóna). Vnější zařízení pohlcující energii může být buď vratná, založená na elastické deformaci nebo nevratná, kde je energie absorbována plastickou deformací.

Příklad takového prvku je uveden na Obr. 51. Jedná se o hliníkový profil Alusuisse integrovaný do přední konstrukce jednotky Pendolino Britannico. Deformovatelná délka prvku je přibližně 1 m, pohltitelná energie je přibližně 3,5 MJ.



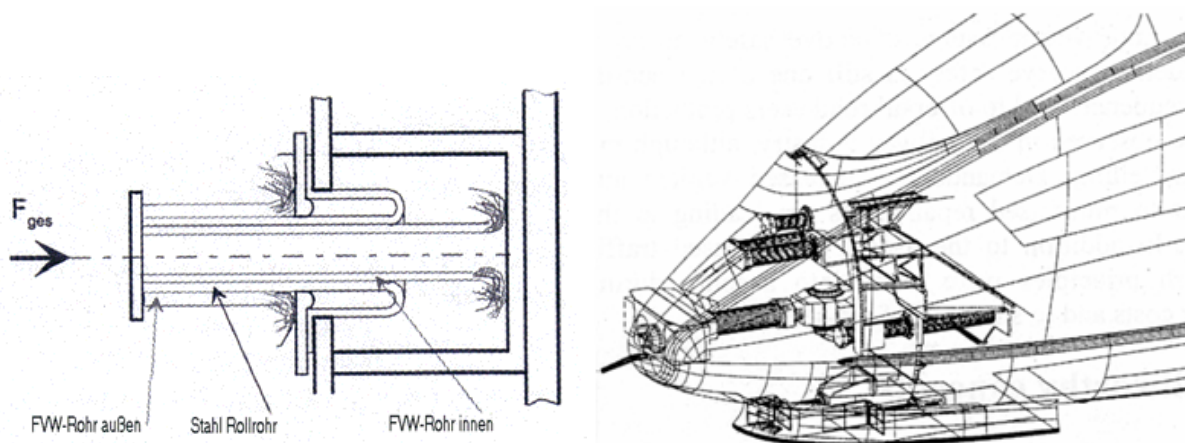
Obr. 51. Hliníkový deformační prvek Alusuisse uvnitř přední konstrukce jednotky Pendolino Britannico (5)

Na Obr. 52 je dynamické testování deformačního prvku pro TGV, který pohltí energii přibližně 0,6 MJ. Tento prvek je součástí voštinové konstrukce přední části TGV, která je schopna pohltit energii přibližně 2 MJ.



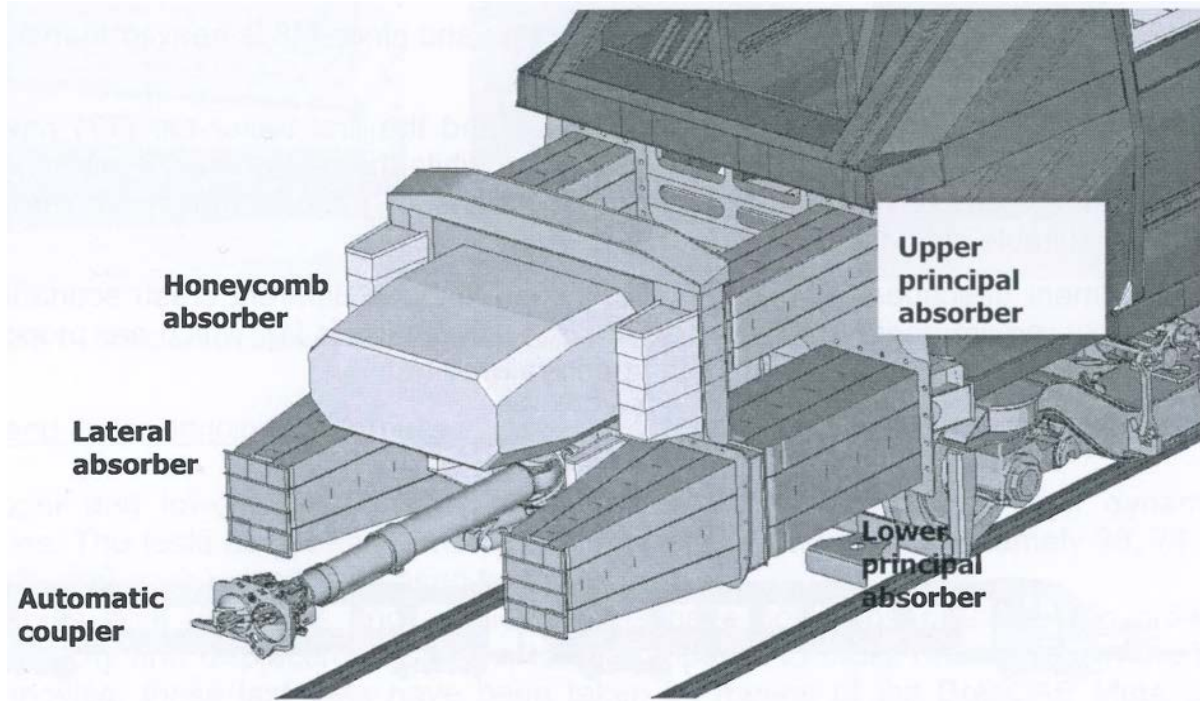
Obr. 52. Dynamické testování deformačního prvku TGV a voštinová konstrukce přední části TGV (5)

Jiný příklad deformačního prvku je absorbér energie vyvinutý firmou DaimlerChrysler pro systém pohlcení nárazu jednotky ICE3 (Obr. 53).



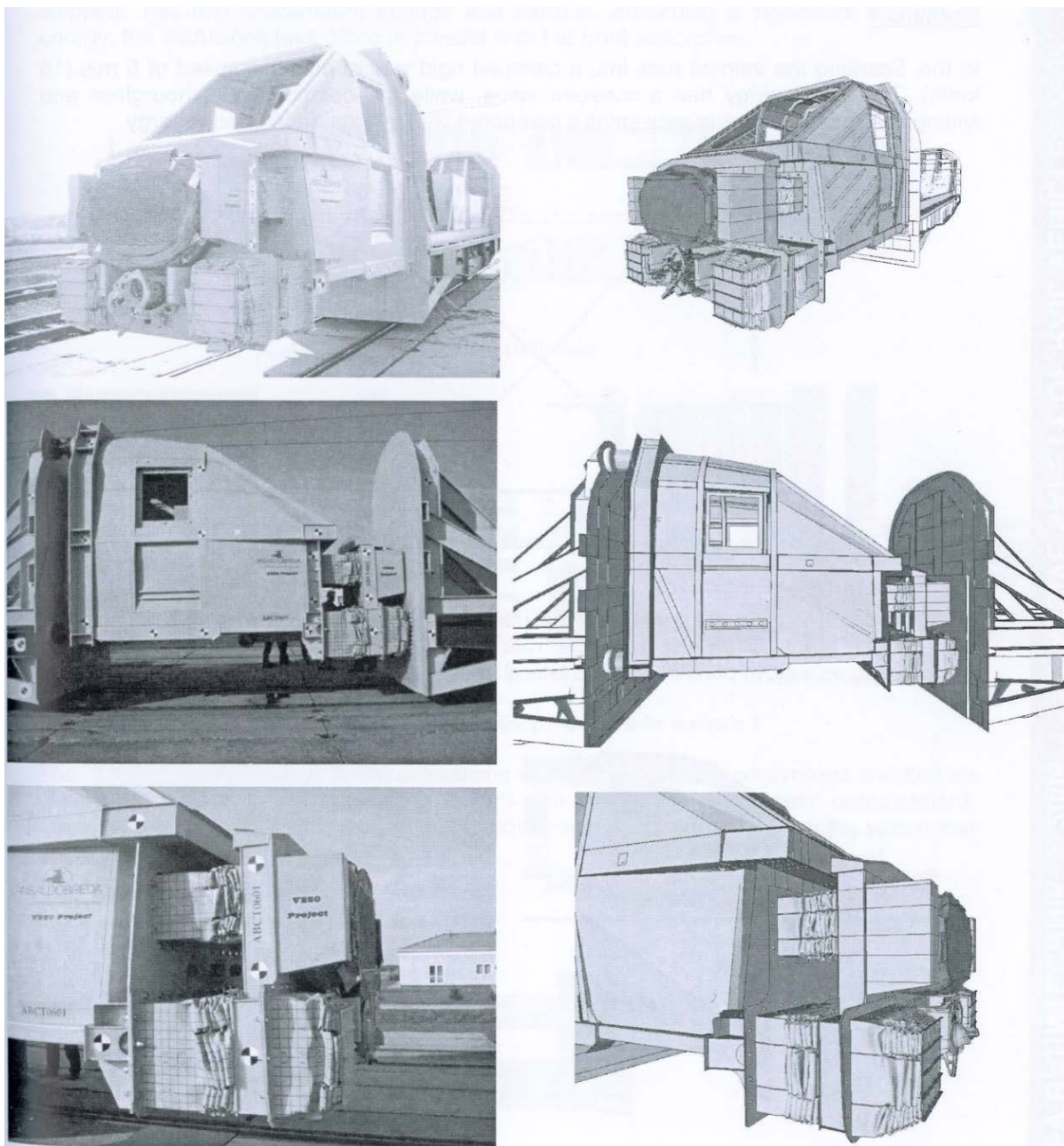
Obr. 53. Absorbér energie pro systém pohlcení nárazu jednotky ICE3 (5)

Na Obr. 54 je kompletní přední část vysokorychlostní jednotky AnsaldoBreda. Přední část obsahuje několik deformačních prvků pro pohlcení energie – boční absorbéry, hlavní absorbéry, voštinový absorbér, automatické spřáhlo a protišplhové zařízení mezi jednotlivými vozy.



Obr. 54. Přední část vysokorychlostní jednotky AnsaldoBreda (18)

Na Obr. 55 je porovnání reálné zkoušky přední části jednotky se simulací metodou konečných prvků.



Obr. 55. Porovnání deformací reálné zkoušky se simulací (18)

5.2.5 Deformace vlastní skříně vozidla

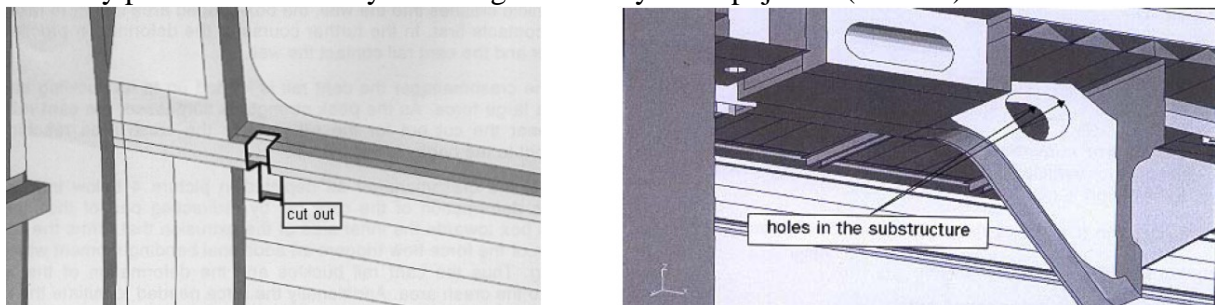
U všech výše uvedených prvků odolnosti proti nárazu se předpokládalo, že nedojde k deformaci vlastní skříně vozidla. Kolejové vozidlo je postaveno tak, aby samozřejmě odolalo všem běžným namáháním během provozu a musí být navrženo také tak, aby v případě překročení běžného zatížení se konstrukce vozidla deformovala řízeným, předvídatelným a bezpečným způsobem. Aby toho bylo dosaženo, je požadována synergie mezi integritou materiálu a absorbovanou energií.

Při těžkých srážkách by měla skříň vozidla pohltnout co nejvíce energie pomocí řízené deformace. Pro optimalizaci deformace musí být také kontrolováno porušení spojů, tak aby byla konstrukce schopna podpořit navržené prvky pro pohlcení energie. Pokud by nastalo porušení některého spoje, prostor pro pohlcení energie se ohromně redukuje a zvětšuje se závažnost kolize.

Návrh deformačních oblastí skříňe vozidla se často nazývá „crash management – management nárazu“. Návrh deformačních oblastí managementu nárazu obecně uvažuje následující pravidla:

- k deformaci by mělo docházet v oblastech vozidla, kde je obsazení cestujícími méně pravděpodobné
- energie nárazu by měla být pohlcena nejdříve deformací na koncích vozidla
- hlavní část každého vozidla by měla mít dostatečnou pevnost, aby při deformaci byl zachován prostor pro přežití cestujících
- deformace by měla probíhat i se zahrnutím všech výše uvedených deformačních zařízení

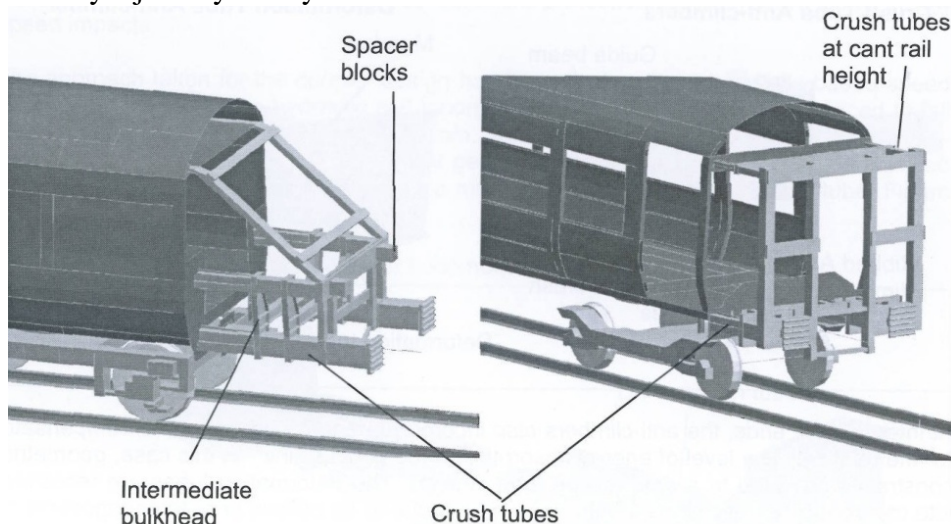
Obvykle jsou deformační vlastnosti vozidel řízeny lokálním deformačním chováním nosné struktury pomocí materiálových nebo geometrických nespojitostí (Obr. 56).



Obr. 56. Geometrické nespojitosti v konstrukci skříňe vozidla (19)

5.2.5.1 Příklad deformačně odolného konce čelního a vloženého vozu

Na Obr. 57 jsou příklady návrhu deformačně odolné přední části prvního vozu a deformačně odolné koncové části vložených vozů soupravy. Konce vozidel jsou navrženy s ohledem na náklady a jsou vyrobeny z běžné oceli.



Obr. 57. Deformačně odolné konce čelního a vloženého vozu (7)

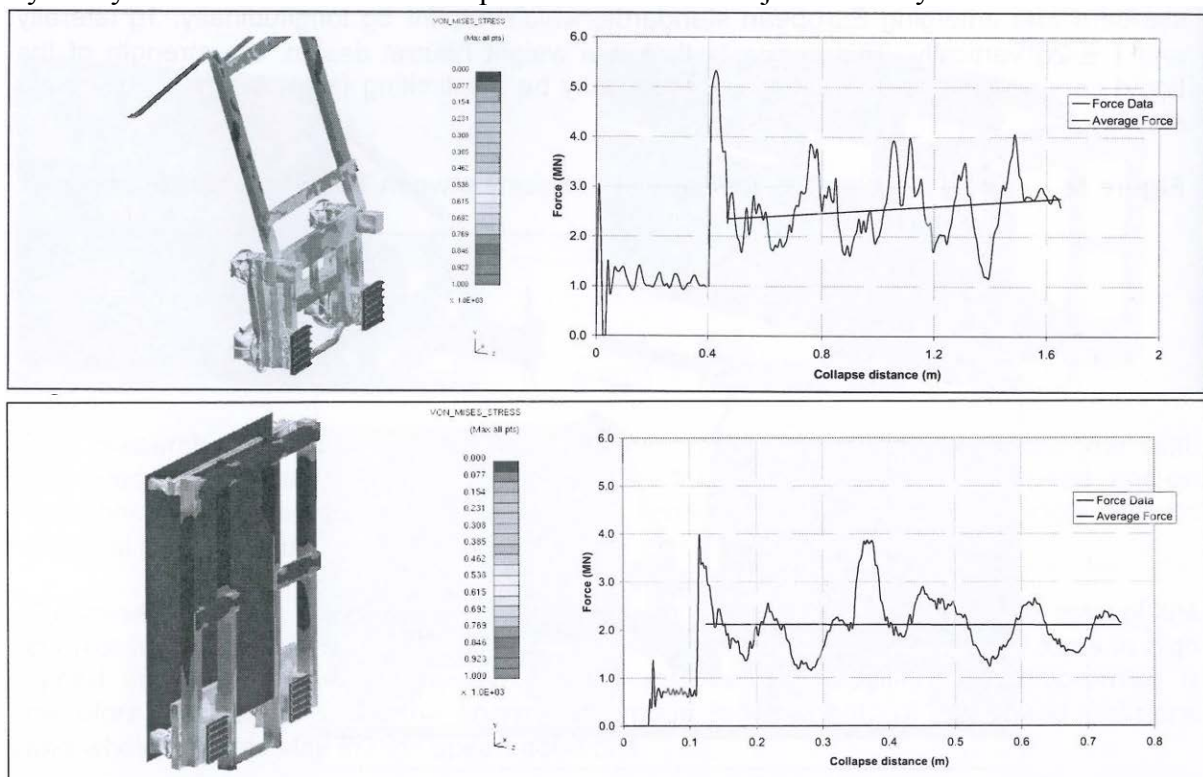
Základem odolného čela vozu jsou tři za sebou umístěné deformační prvky schopné společně se zbylou konstrukcí čela pohltit velké množství energie. Pro lokomotivu jsou deformační prvky umístěny přímo za protišplhovým zařízením a dále pak ve střední části výšky vozidla. Spodní deformační prvky zachycují většinu energie směřující do hlavního rámu. Deformační prvky ve střední části zajišťují lepší ochranu strojvedoucího a zvyšují celkovou schopnost absorpce energie v případě těžkých srážek nebo zajišťují ochranu v případech, kdy dochází ke srážce nad prostorem protišplhového zařízení. Deformační charakteristika členů přispívá k minimalizaci momentu k těžišti během deformace čela vozidla a k lepšímu vedení podvozků a tím redukuje riziko vykolejení během srážky. Součástí konstrukce skříňe je i oddělovací

přepážka, která poskytuje opěru jednotlivým deformačním členům ve svislém i podélném směru. Tím je i redukován vznikající moment a deformační členy se deformují rovnoměrněji a přispívají ke stabilitě deformace. Součástí čela jsou i distanční bloky, které jsou ve střední části a jsou stejné délky jako protišplhové zařízení po deformaci, čímž zachovávají svislou rovinu při větší deformaci. Zadní deformační prvky zahrnují také vnější výztuhy, které zajišťují dvě funkce:

- zvyšují ohybovou pevnost spodní části konstrukce čela a tím zlepšují účinnost prvních dvou deformačních elementů
- lehce zvyšují deformační sílu zadních deformačních elementů k zajištění deformace od přední k zadní části a tím zvyšují stabilitu deformace

Deformační zóny konců vložených vozů jsou složeny z deformačních prvků za protišplhovým zařízením a v horní části skříně vozidla. Čtyři deformační elementy jsou umístěny přímo za protišplhovým zařízením a zachycují energii směřovanou do hlavního rámu vozu. Toto uspořádání deformačních prvků přispívá ke zvýšení stability deformace.

Výsledky simulací obou konců vozů po nárazu do tuhé zdi jsou ukázány na Obr. 58.



Obr. 58. Simulace nárazu konce čelního a vloženého vozu do tuhé zdi (7)

5.2.5.2 Konstrukce přední části skříně lokomotivy Bombardier TRAXX

Na Obr. 59 je zobrazena přední část skříně lokomotivy Bombardier TRAXX s odolností proti nárazu. Absorpce energie probíhá ve třech stupních:

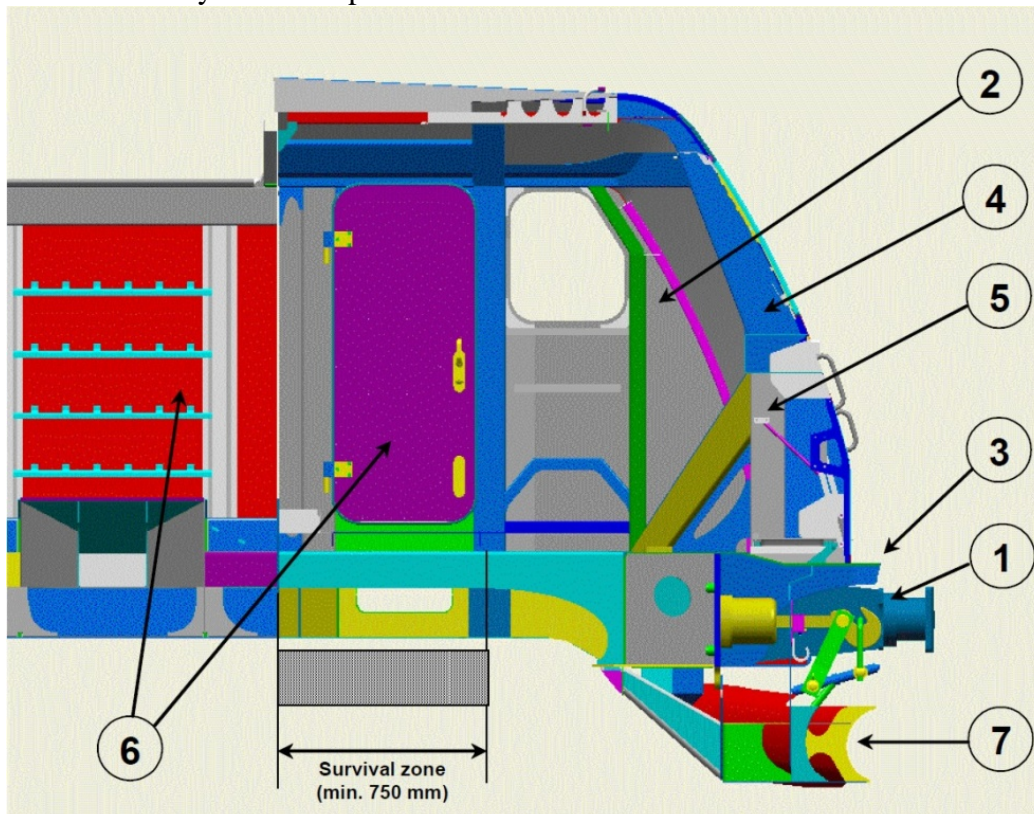
1. stupeň: Nárazníky s elastomerovým vratným pružícím systémem – více než 0,06 MJ pohltitelné energie na jeden konec vozidla - pro běžné provozní zatížení a nárazy při posunu,
2. stupeň: šroubované vnější deformační nárazníky EST Duplex G1.A1 – až 1,7 MJ pohltitelné energie na jeden konec vozidla - pro srážky s jinými kolejovými vozidly,
3. stupeň: Deformační zóny v přední části skříně vozidla na přední části kabiny strojvedoucího - až 3 MJ pohltitelné energie na jeden konec vozidla - důležité pro těžké kolize, např. s nákladním silničním vozidlem.

Skřín lokomotivy je provedena jako modulární s ohledem na vyšší použitelnost a snížené náklady a časovou náročnost případné opravy vozidla. Střední část lokomotivy je provedena jako nedeformovatelná pro všechny kolizní scénáře. Kabina strojvedoucího je navržena

s odolností proti nárazu se schopností pohltit energii při střetu s 15 tunovým nákladním silničním vozidlem. Deformační zóny kabiny jsou umístěny v přední části před strojvedoucím, pro zvýšení ochrany strojvedoucího a zachování prostoru pro přežití strojvedoucího. Přední část kabiny je navržena jako ochranná klec, obsahující pevné nosníky s deformačními částmi a tvárnými nosníky mezi nimi.

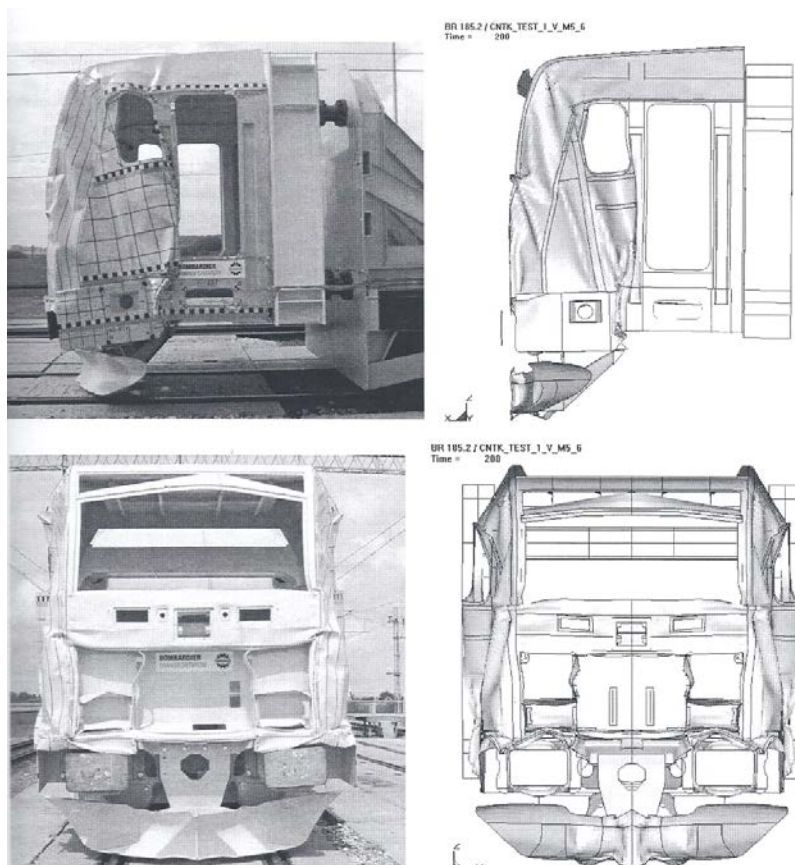
Konstrukce přední části skříně lokomotivy (Obr. 59) se skládá z následujících částí:

- protišplhové zařízení (poz. 3) schopné spolupracovat s běžnými nárazníky konvenčních kolejových vozidel navržené na přenos 150 kN svislé síly
- masivní přední ochranná klec (poz. 4) integrovaná do konstrukce kabiny. Obsahuje příčný nosník pod oknem (min. statické zatížení 700 kN), příčný nosník nad oknem (min. statické zatížení 300 kN) a dva svislé „kolizní sloupky“)
- protiprůniková deska (poz. 5) uzavírá mezeru mezi rámem lokomotivy a podokenním nosníkem k zamezení průniku dovnitř kabiny
- zadní část kabiny – od dveří (délka 750 mm) až k prostoru výbavy lokomotivy tvoří prostor k přežití pro strojvedoucího (poz. 6). Další zpevnění před dveřmi (deformační bariéra) zajišťuje celkové využití struktury pro pohlcení energie. Je tedy zajištěn přístup a výstup do vozidla v případě nehody.
- Kombinace sněžného pluhu a smetadla překážek (poz. 7) je také integrována do struktury odolnosti proti nárazu vozidla.



Obr. 59. Konstrukce přední části lokomotivy Bombardier TRAXX (20)

Ukázka verifikace výpočtového modelu a skutečného experimentu je ukázána na Obr. 60. Srážka proběhla mezi strukturou přední části lokomotivy TRAXX připevněné na testovacím vozu s celkovou hmotností 86 t a druhé vozidlo bylo vybaveno tuhou nárazovou stěnou o celkové hmotnosti 46 t. Rychlost lokomotivy při nárazu byla 62 km/h. Energie pohlcená během nárazu byla kolem 4,5 MJ. Výsledky vykazují vysokou shodu (rozdíl do 5%).

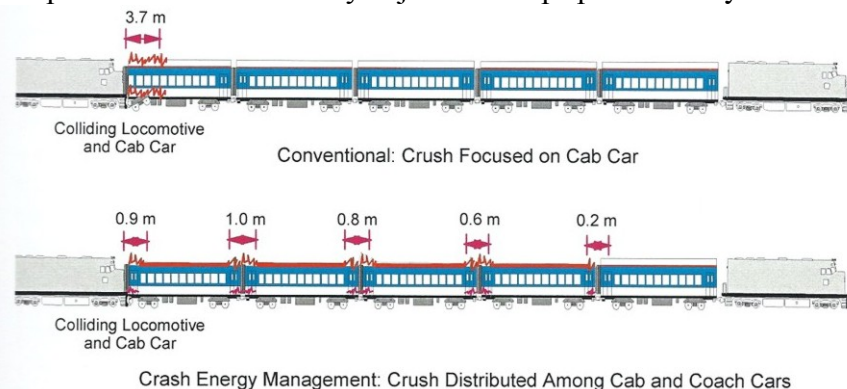


Obr. 60. Porovnání experimentu a výpočtového modelu přední části lokomotivy TRAXX (21).

5.2.6 Rozdělené deformační zóny

Teorie rozdělených deformačních zón znamená makro pohled a uvažování celé vlakové soupravy jako pohlcovače energie na rozdíl od uvažování pouze prvního vozu (Obr. 61). Toto zvyšuje čistou energii, kterou lze pohltit v případě srážky a tím zprůměrovat deformaci mezi jednotlivými vozy. Tato technika je nejčastěji využívána ve vícevozových jednotkách s rozděleným pohonem, kde hlavové a vložené vozy jsou běžně využívány pro přepravu cestujících.

Při návrhu tohoto způsobu pohlcování energie je nutné brát v úvahu vlastnosti celé vlakové soupravy – hmotnost, počet vozů, počet podvozků, druh spojovacího zařízení apod. Současně je nutné uvažovat také charakter konce vozidla a celkové cíle bezpečnosti. Další oblastí, kterou je nutné při použití rozdělených deformačních zón vzít v úvahu jsou zvýšené náklady na opravu těchto vícevozových jednotek v případě nehody.



Obr. 61. Dva možné pohledy na management srážky vozidel (22)

5.2.7 Smetadlo překážek

Smetadlo překážek slouží jako ochrana při střetech s malými objekty na kolejích (automobily, zvěř apod.). Tyto malé objekty mohou způsobit až vykolejení vozidla a to vlivem zvedacího účinku nebo vlivem úlomků ze srážky, které mohou vniknout do rozhraní kolo – kolejnice.

Smetadlo překážek musí být umístěno co nejbližší čela vozidla a musí překážky odstraňovat do stran a tím snížit možnost zapadnutí pod smetadlo do dráhy kol. Spodní okraj smetadla musí být co nejbližší trati, jak to pohyby vozidla a průjezdní profil dovolí. Dále je nutné u smetadla překážek uvažovat skutečnost, že při přetížení se samo smetadlo nesmí stát překážkou a nesmí tedy zasahovat do jízdny dráhy nebo ostatních prvků infrastruktury.

Zvláštní pozornost je nutné věnovat smetadlu překážek u vozidel s naklápěcí skříní. Smetadlo musí být zkoseno, aby se zabránilo kontaktu s hlavou kolejnice při naklápění skříně. To zvětšuje vzdálenost mezi smetadlem a tratí při přímé jízdě.

5.2.8 Zábrany u podvozků

Účelem těchto zábran je chránit rozhraní kolej - kolejnice před malými úlomky u vedoucího podvozku, které by mohly způsobit vykolejení vozidla. Prostředí, ve kterém se zábrany vyskytují je velmi nepříznivé, protože je umístěno před prvním dvojkolím a pod primárním vypružením. Existují i případy, kdy došlo k utržení této zábrany a ta ohrozila styk kola s kolejnicí. Vzdálenost mezi zábranou a hlavou kolejnice by v ideálním případě neměla být větší než je výška okolku kola. Toto je opatření, které by mělo snížit možnost vykolejení.

Tyto zábrany jsou typicky navrhovány, aby odolaly dlouhotrvajícímu dovolenému zatížení 20 kN a příčnému zatížení 10 kN. Zábrany by měly odolat meznímu zatížení 35kN při plastické deformaci. Zábrany by se měly deformovat takovým způsobem, aby neohrozily vlastní trať nebo nezpůsobily vykolejení vozidla.

5.2.9 Proniknutí předmětů do vnitřního prostoru vozidla

Velké nebezpečí pro posádku i cestující představuje i možnost průniku různých malých letících předmětů čelním oknem, které bývají velmi často způsobeny vandalismem. Kromě čelní ochrany je nutné také uvažovat ochranu posádky a cestujících od předmětů, které dopadnou na střechnu vozidla nebo mohou proniknout bočními okny vozidla.

6. Aplikace požadavků na odolnost proti nárazu na vozidle

6.1 Vymezení oblastí odolnosti proti nárazu

Jak je uvedeno v předchozích kapitolách, oblast kolejových vozidel je postupně rozšiřována o nový obor, který se zabývá pasivní bezpečností kolejových vozidel. Cílem požadavků pasivní bezpečnosti kladených na konstrukci kolejových vozidel je snížit následky nehod způsobených srážkou. Podrobné požadavky na nově schvalovaná vozidla z hlediska pasivní bezpečnosti kolejových vozidel stanovuje zejména norma ČSN EN 15227+A1 Železniční aplikace – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu.

V kapitole 3.3.2 a v tab. 3 jsou uvedeny čtyři scénáře srážky a rychlosti nárazu vč. dalších parametrů pro jednotlivé druhy vozidel podle této normy.

Jak je uvedeno v tab. 3 scénáře srážek 1 a 2 stanovují čelní srážku dvou totožných vlakových jednotek a čelní srážku s odlišným typem železničního vozidla. Jedná se tedy typově o podobné srážky, které jsou vedeny přes nárazníky kolidujících vozidel. K pohlcení energie těchto srážek se využívají tzv. crash nárazníky, často ještě doplněné přidavným deformačním modulem pro zvýšení absorpce energie. Tyto nárazníky tedy naplňují požadavky normy a zároveň zabraňují poškození vlastní konstrukce vozidla při tomto druhu srážky. V kapitole 5.2.1 je uvedeno několik příkladů crashových nárazníků. Tyto nárazníky jsou na trhu běžně dostupné a např. crashové nárazníky EST byly v roce 2009 nasazeny na více než 2500 vozidlech po celém světě.

Scénář srážky č. 4 definuje náraz vlakové jednotky do nízké překážky. Tyto nízké překážky by v případě vniknutí pod konstrukci vozidla do rozhraní kolo – kolejnice mohly vést až k vykolejení vozidla. K pohlcení energie srážky se používají tzv. smetadla překážek, která jsou tvořena čelním plechem (radlicí) upevněnou obvykle přes deformační element k rámu vozidla. Deformační element slouží k řízené deformaci během srážky.

Vzhledem ke skutečnostem uvedeným v předchozích odstavcích jsou hlavním směrem zájmu práce zejména v oblasti pasivní bezpečnosti kolejových vozidel podle scénáře č. 3 a to i s ohledem na to, že v tomto scénáři, zejména u vozidel kategorie C-I (lokomotivy atd.) musí dojít k pohlcení velkého množství energie. Scénář srážky stanovuje požadavek na odolnost čela vozidla při srážce s velkou deformovatelnou překážkou o hmotnosti 15 t. Deformovatelná překážka představuje velké silniční vozidlo na úrovnovém přejezdu. Po srážce s touto překážkou je normou stanoven minimální prostor pro přežití, který musí v prostoru kabiny strojvedoucího zůstat zachován a je požadováno maximální průměrné zpomalení během srážky (7,5 g). Tuhost deformovatelné překážky je dána normou v diagramu podélné posunutí - síla, přičemž tuhost překážky, která se použije při výpočtu, musí odpovídat alespoň této charakteristice (23),(24).

Vzhledem k tomu, že tuhost překážky, která se použije při výpočtu podle scénáře č. 3, je z velké části rozhodující pro návrh konstrukce kabiny vozidla, je nutné správně navrhnout překážku. Příliš nízká tuhost by samozřejmě nenaplnovala požadavky normy, naopak příliš tuhá překážka by vedla k velmi hmotné konstrukci vozidla, což by způsobilo zbytečný nárůst vlastní hmotnosti skříně vozidla. Je tedy nutné provést optimalizaci tuhosti překážky na co nejnížší přípustnou tuhost (24), (25), (26).

Dalším úkolem k naplnění scénáře č. 3 je vytvoření dostatečně odolné konstrukce čela vozidla. Zde se nabízí možnost návrhu univerzálního deformačního modulu na čele vozidla. Jednalo by se o modul s deformačními prvky s předem definovanou deformační charakteristikou. Tento deformační modul by měl pohltit energii srážky a zajistil by řízenou deformaci části skříně kolejového vozidla v případě tohoto druhu srážky. Tento navrhovaný deformační modul se ovšem dostává do kolize s již patentovaným řešením ŠKODY TRANSPORTATION a.s (dále jen Š-TR). Š-TR má patentované řešení s názvem

Kabina železničního vozidla s definovanou deformací (č. dokumentu 298757). Toto řešení sestává z čela kabiny, deformačního prstence a prostoru pro přežití. Čelo kabiny je navrženo jako tuhé a kompaktní. Mezi čelem a prostorem pro přežití je vytvořen deformační prstencetvořený spodními, bočními a horními deformačními členy. Toto řešení zajišťuje stabilní průběh deformace v předem stanovené části konstrukce kabiny. Deformační členy prstence mají pro iniciaci deformace lokálně zeslabený průřez, např. otvory, změnou rozměrů nebo změnou tloušťky, popř. může být deformační prstencetvořený nebo jeho část tvořena kovovou voštinou (27).

Dopady do konstrukce vozidla vlivem požadavků na jeho odolnost proti nárazu jsou poměrně velké. Výše popsaný (patentově chráněný) přístup k pohlcení energie při srážce kolejového vozidla poněkud omezuje spektrum případných konkurenčních konstrukčních řešení čela vozidla s vyhovující odolností proti nárazu. Komerční posouzení odolnosti proti nárazu u vícesystémové univerzální elektrické lokomotivy ŠKODA 109E v operativním režimu zajistila ŠKODA VÝZKUM s.r.o. (dnes VZÚ Plzeň s.r.o.). Přesto pro výrobce bylo pokračování výzkumu odolnosti tohoto vozidla proti nárazu atraktivní a to zejména proto, že hmotnost kabinového modulu narostla právě na základě nutnosti splnit rychle požadavky nově formulovaného evropského předpisu. V průběhu vývoje lokomotivy se tak výrobce dostával v predikci předpokládané celkové hmotnosti tohoto vozidla nad povolenou mez. Proto byly požadavky na další výzkum směřovány zejména na snižování hmotnosti při zachování všech požadavků na odolnost proti nárazu. Také disertační práce je proto zaměřena na optimalizaci hmotnosti a deformačního chování s aplikací na skříň, resp. kabinový modul lokomotivy 109E. Významná část práce je věnována zlepšení výpočetního modelu normalizované překážky. S ohledem na současný stav techniky v oblasti zabezpečování odolnosti proti nárazu a z výše uvedeného vymezení pro zvolené vozidlo jsou v dalších kapitolách rozpracovány jednotlivé dílčí úkoly, které vedou k naplnění dílčích cílů práce.

6.2 Charakteristika lokomotivy

Lokomotiva 109E (Obr. 64) je moderní vícesystémová univerzální čtyřnápravová elektrická lokomotiva z produkce ŠKODA TRANSPORTATION a.s.



Obr. 62. Lokomotiva ŠKODA 109E

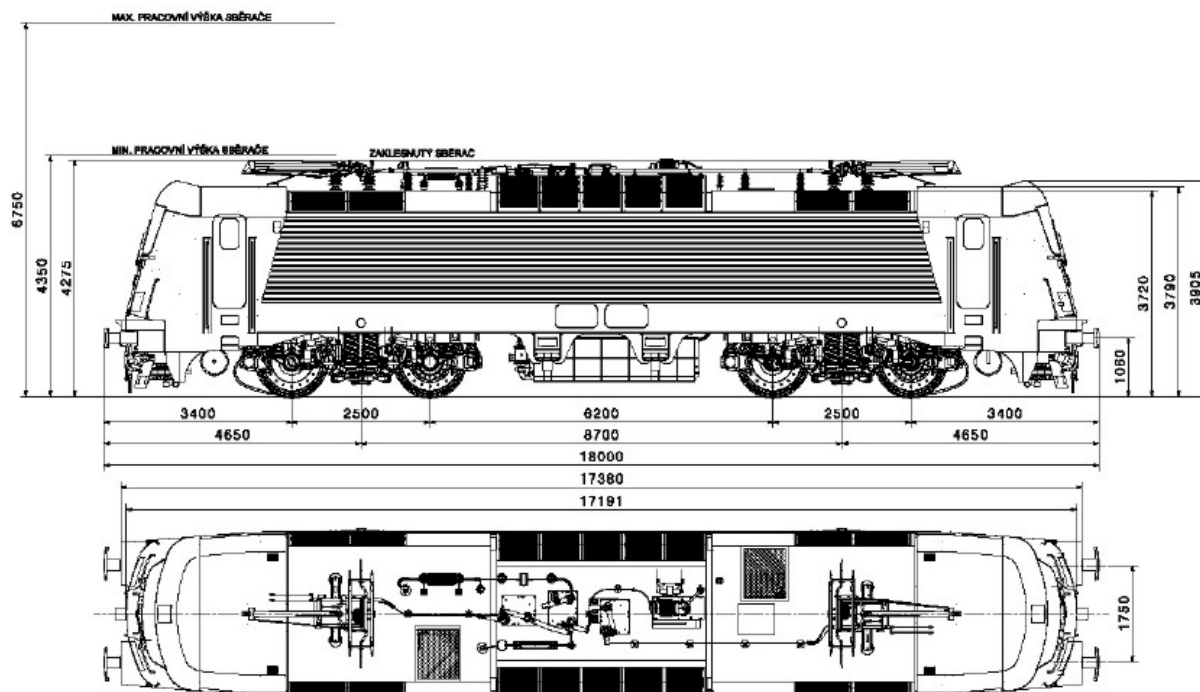
Lokomotiva umožňuje provoz na třech základních napájecích systémech používaných v Evropě a je určena pro provoz na elektrických tratích na území ČR, Slovenska, Německa,

Rakouska, Polska, Maďarska i dalších koridorech Evropské unie. Lokomotiva splňuje veškeré náročné technologické parametry i nejnovější evropské bezpečnostní předpisy TSI a je připravena na využití jednotného evropského zabezpečovacího systému ECTS. Tvar skříně je navržen tak, aby minimalizoval vznik aerodynamického hluku a velikost čelního odporu při vysokých rychlostech.

Lokomotiva je provozována Českými drahami – řada 380. Základní technické parametry jsou uvedeny v Tab. 24, typový výkres je zobrazen na Obr. 63.

Tab. 24. Základní technické parametry lokomotivy 109E

Rozchod	1435 mm
Nejvyšší provozní rychlost	200 km.hod ⁻¹
Hmotnost lokomotivy	87,6 t
Maximální šířka	3080 mm
Maximální výška	4280 mm
Délka přes nárazníky	18000 mm
Rozvor podvozku	2500 mm
Vzdálenost středů otáčení podvozků	8700 mm
Jmenovitý průměr kola	1250 mm
Uspořádání dvojkolí	B' o B' o
Jmenovité trolejové napětí	3 kV DC 25 kV AC, 50 Hz 15 kV AC, 16,7 Hz
Výkon na háku při trvalé rychlosti	6050 kW
Tažná síla na háku při trvalém výkonu	213 kN
Maximální tažná síla na háku	274 kN



Obr. 63. Typový výkres lokomotivy 109E

7. Výpočty rychlých dynamických dějů

Pro posouzení deformačního chování navrhované konstrukce lze s výhodou využít různých výpočetních programů pro řešení rychlých dynamických jevů. Základem všech výpočetních programů jsou algoritmy, umožňující řešení soustavy rovnic – tzv. řešiče. Základní dělení těchto řešičů je na implicitní a explicitní.

Řešiče založené na implicitní a explicitní metodě konečných prvků (MKP) používají rozdílné metody z pohledu časové integrace při řešení dynamických úloh. Řešení MKP úlohy pomocí implicitní metody je rychlé a přesné. Tuto metodu lze využít u většiny analýz. Pro řešení kolizí vozidel je však jednoznačně vhodnější využití explicitní metody.

7.1 Explicitní MKP

Počátky vývoje explicitních řešičů sahají až do šedesátých let. V té době započal vývoj zejména v univerzitním prostředí. Nejvyužívanějším řešičem té doby se stal program HEMP. Z počátku byl použitelný pouze pro 2D (plošné) úlohy. Tento řešič vznikl na základě spolupráce kalifornské univerzity a armády Spojených států amerických. Další vývoj tohoto řešiče umožnil řešit i 3D (prostorové) úlohy. To bylo umožněno zejména výrazným zlepšením výpočetních prostředků, které prošly v sedmdesátých letech bouřlivým rozvojem. Z programu HEMP, který měl volně přístupný kód, začali postupně vznikat dnes používané softwary. Mezi neznámější výpočetní programy pro řešení rychlých dynamických dějů patří zejména:

- ABAQUS
- LS-Dyna
- Pam-Crash
- RADIOSS
- MSC Dytran
- Deform

Explicitní časová integrace je vhodná pro simulaci dějů s velkými deformacemi a přetvořeními. Tato metoda má rovněž lepší výsledky při simulaci nelineárního vzpěru. Umožňuje také lepší možnost podchycení nelineárního chování materiálu a jeho porušování. Explicitní řešiče jsou obecně vhodnější pro úlohy se složitými kontaktními situacemi. Tyto vlastnosti předurčují explicitní řešiče k řešení kolizních úloh v dopravě tzv. crashů. U tohoto typu výpočtů bylo již dříve prokázáno značné snížení výpočetních nároků při použití explicitní integrace, protože řešené rovnice jsou vzájemně samostatné a proto mohou být řešeny přímo. Není tedy nutné během časové integrace iterovat. Rovněž zde nemusí být kontrolována konvergence během časové integrace. Velkého zrychlení výpočtu je rovněž dosaženo tím, že není prováděna inverze matice tuhosti. Všechny nelinearity jsou při tomto výpočtu zahrnuty v hodnotách vnitřních uzlových sil.

7.2 Princip explicitní MKP (28)

Explicitní kód ve své podstatě vychází z druhého Newtonova pohybového zákona. Jedná se o rovnici pohybu zapsanou v maticovém tvaru. Tato rovnice je definovaná v daném časovém okamžiku. Aby platila rovnováha dynamických sil, musí být splněn vztah uvedený níže. Konečně prvkové rovnice jsou:

$$M\dot{v} = f^{ext} - f^{int}$$

kde je

M matice hmotnosti,
 f^{int} a f^{ext} matice uzlových sil vyplývajících z příslušnosti k vnějším a vnitřním odporům prvku,

\dot{v} zrychlení.

Tento vztah lze zapsat v maticovém tvaru a může být definován v daném časovém okamžiku. Po formálních úpravách pak může být vyjádřeno zrychlení.

$$\{a_t\} = [M]^{-1}(\{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\})$$

kde je

$\{a_t\}$ vektor zrychlení (v čase t),
 $[M]$ matice hmotnosti,
 F_t^{ext} vektor vnějších sil působících na těleso,
 F_t^{int} vektor vnitřních sil.

Po vyjádření interních sil a doplnění některých základních prvků lze zapsat rovnici pro numerické řešení v následujícím tvaru.

$$\{F_t^{int}\} = \Sigma \left(\int_{\Omega} [B]^T \{\sigma_n\} d\Omega + \{F^{houg}\} \right) + \{F^{cnt}\} \quad (3)$$

kde je

$\{F^{houg}\}$ prvek pro zamezení hourglassingu,
 $\{F^{cnt}\}$ vektor kontaktních sil,
 $\{\sigma_n\}$ matice vnitřních napětí,
 $[B]$ matice prvků přetvoření.

Nyní lze rozepsat vztah pro vyjádření rychlostí.

$$\left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} = \left\{v_{t-\frac{\Delta t}{2}}\right\} + a_t \frac{\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t}}{2}$$

kde je

v_t vektor rychlostí v čase t
 Δt časový krok.

Dále lze vyjádřit posunutí.

$$\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} \Delta t_{t+\Delta t}$$

kde je

u_t vektor posunutí v čase t .

Pokud pak známe přetvoření, můžeme určit změny geometrie v následujícím časovém kroku. Ze změn geometrie pak lze pomocí konstitutivních vztahů určit napětí.

$$\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, \varepsilon_{t+\Delta t})$$

kde je

σ_t napětí v čase t
 $\varepsilon_{t+\Delta t}$ poměrná deformace v čase $t + \Delta t$.

7.3 Stanovení časového kroku

Řešiče založené na explicitním kódu jsou podmíněně stabilní, ovšem pouze při dodržení určitých podmínek. Jedná se především o velikost časového kroku. To souvisí se šířením napět'ových vln v materiálu. Kritický časový krok tak lze stanovit z času, za který čelo napět'ové vlny překoná element.

$$t_{krit} = \frac{2}{\omega}$$

kde je

ω největší vlastní frekvence elementu, pro kterou platí následující vztahy
 $\omega = \frac{2c}{l}$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

kde je

- c rychlost šíření vln v materiálu,
- l charakteristický rozměr elementu,
- E modul pružnosti materiálu,
- ρ je hustota materiálu.

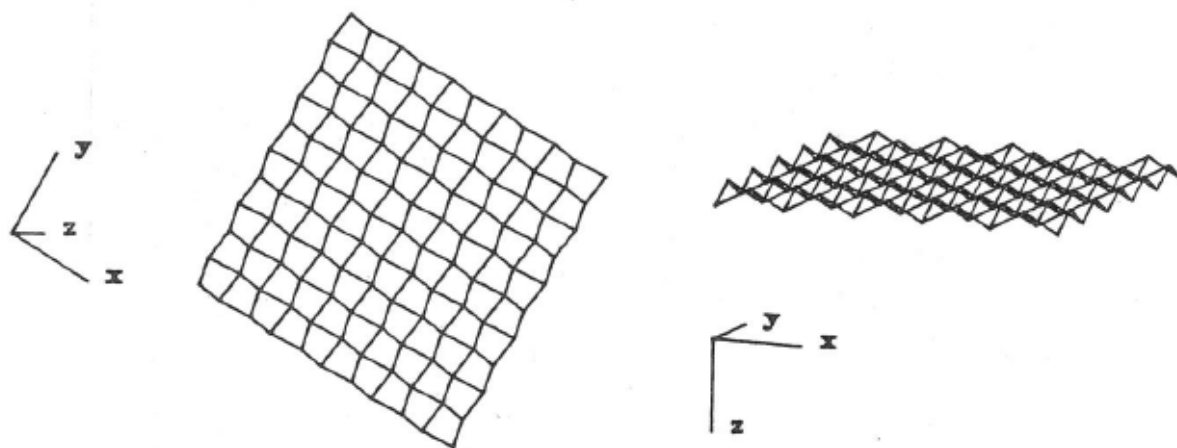
Velikost výpočtového časového kroku pak musí být menší nebo rovna velikosti kritického časového kroku. Jeho velikost lze pak získat dosazením uvedených vztahů.

$$t_{výp} \leq t_{krit} = \frac{l}{c} = l \sqrt{\frac{\rho}{E}}$$

Z tohoto vztahu vyplývá, že pro největší časový krok a tedy nejrychlejší výpočet je vhodná úloha s co největšími elementy, nejvyšší hustotou a nejmenším modulem pružnosti. Z pohledu časového kroku je tedy účelné vytvářet co nejrovnoměrnější síť, protože velikost časového kroku závisí na nejmenším rozměru nejmenšího elementu.

7.4 Hourglassing

Velkou výhodou u explicitní metody je využití prvků s jediným integračním bodem (tzv. podintegrované prvky). Tyto prvky jsou vhodné pro velké deformace a jejich použití vede ke snížení výpočetního času. Energie a napětí prvku jsou vyhodnocovány pouze v jediném integračním bodě. Výhody této metody jsou však vykoupeny sníženou stabilitou výpočtu. Pokud se prvek deformuje symetricky, nedochází k odpovídající změně vnitřní energie. Ve výsledku výpočtu pak dochází k typické nerovnováze mezi kinetickou a vnitřní energií systému. Tato numerická chyba se říká hourglassing. V reálu se projevuje typicky vlnitými deformacemi sítě, které nemají vliv na změnu vnitřní energie. Těleso se tak chová jako materiál s nulovou tuhostí.



Obr. 64. Projevy hourglassingu ve výsledku výpočtu (28)

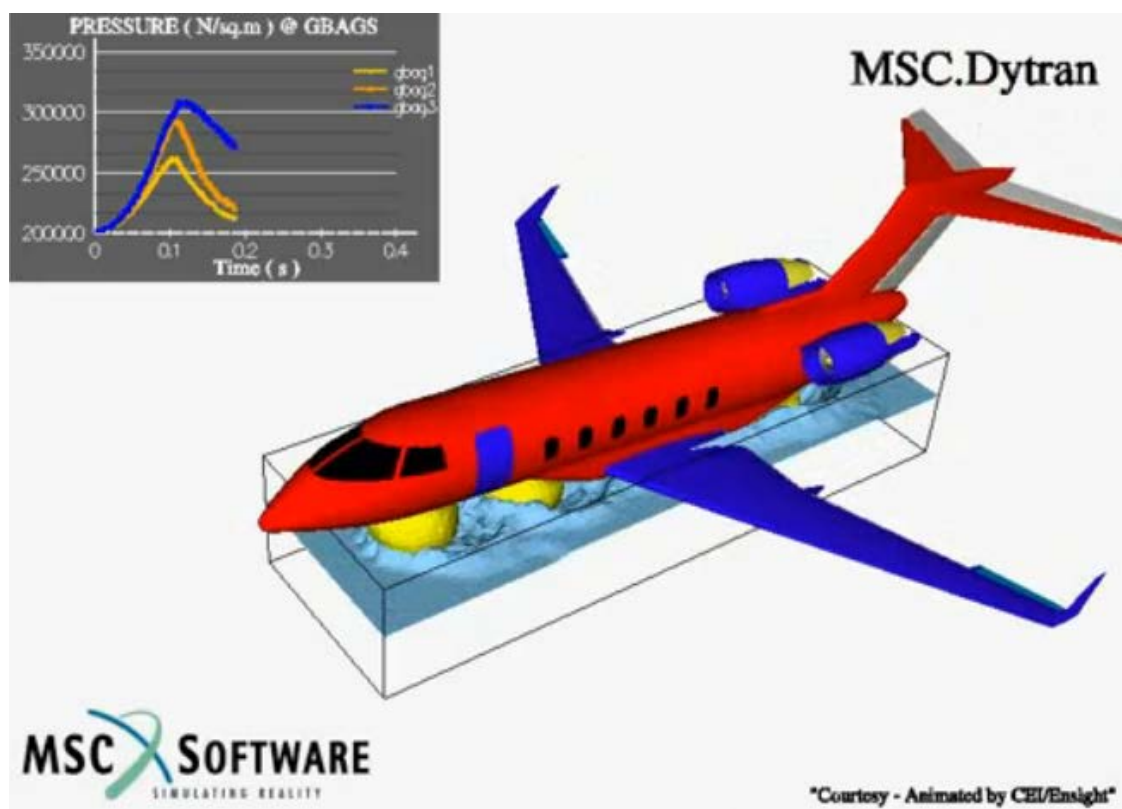
Výskytu hourglassingu by mělo být vždy zamezeno. Je tedy zřejmé, že při dynamických výpočtech musí být vždy kontrolována celková energie. Za kritickou je považován nárůst hourglassingové energie nad 5% celkové energie systému. V extrémních případech nárůstu hourglassingu může dojít i ke zhroucení výpočtu. Pro omezení výskytu hourglassingu, slouží následující metody.

- zjemnění sítě
- použití plně integrovaných prvků
- vyvarování se bodovým zatížením

- tuhostní metoda prevence hourglassingu (založená na posuvech)
- viskozni metoda prevence hourglassingu (založená na rychlostech)

7.5 Řešič MSC.Dytran

Pro výpočty rychlých dynamických dějů byl využit řešič MSC.Dytran s preprocesorem MSC.Patran. MSC.Dytran je univerzálně použitelný softwarový nástroj pro třídímní explicitní analýzu metodou konečných prvků (MKP). Umožňuje simulaci a analýzu rychlých dynamických dějů zahrnujících výrazné deformace konstrukčních materiálů a interakce tekutin a struktur. Software je možné využít pro analýzu komplexního nelineárního chování, ke kterému při těchto dějích dochází. MSC.Dytran umožňuje studium strukturální integrity konstrukce tak, aby mohlo být dosaženo lepší bezpečnosti, spolehlivosti a shody s normami. MSC.Dytran poskytuje komplexní a robustní řešení umožňující multimateriálové simulace nárazů, crashů, průniků těles, explozí a dalších FSI (Fluid structure interaction) aplikací. První komerční verze tohoto software byla vydána roku 1993 firmou MSC Software Corporation. Software byl vyvinut na základě explicitního integračního algoritmu Dyna3D od které zdědil rovněž bohatou knihovnu materiálových modelů. Oproti stávajícím softwarovým řešením se MSC.Dytran vyznačuje možností použití Lagrangeových i Eulerových prvků. MSC.Dytran využívá unikátní spojovací funkci, která umožňuje integrovanou analýzu konstrukčních prvků s kapalinami a vysoce deformovanými materiály v jediné simulaci. Díky tomu vyniká především v možnosti provázání klasického MKP s analýzami typu FSI.



Obr. 65. Typická aplikace software MSC.Dytran – náraz letadla na vodní hladinu (29)

8. Výpočtový model lokomotivy

8.1 Popis konstrukce skříně

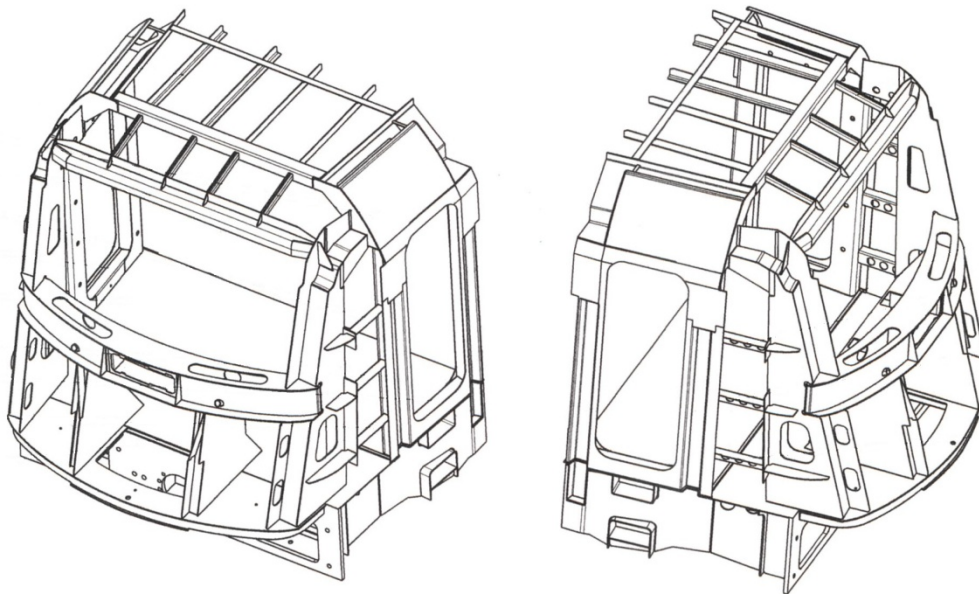
Nosnou část lokomotivy tvoří hlavní rám, na kterém je přivařena vlastní skříň lokomotivy a v přední a zadní části kabinový modul s čelníkem (Obr. 66). Z hlediska odolnosti proti nárazu jsou na lokomotivě nejdůležitější kabinové moduly s čelníky, které musejí pohltit většinu deformační energie.

Čelník je prostorový svařenec z tlustých plechů. V přední části čelníku jsou otvory pro spřáhlo a nárazníky s deformačními prvky. Zadní část čelníku je přivařena k hlavnímu rámu lokomotivy.

Kabinový modul je svařovaná ocelová konstrukce z plechů tloušťky 2 až 8 mm. Čelo kabinového modulu je tvořeno dvěma bočními svislými panely, ke kterým jsou přivařeny v horní části nadokenní nosník a uprostřed podokenní nosník. Ve spodní části jsou boční panely přivařeny k čelníku. Mezi čelníkem a podokenním nosníkem jsou přivařeny dvě pomocné svislé výztuhy.

Čelo kabinového modulu je přes podélné nosníky tvaru L přivařeno k zadní části kabinového modulu. Podélné nosníky tvaru L mají na svislém rameni několik otvorů, které slouží jako inicializační otvory pro deformaci při střetu vozidla s překážkou.

Zadní část kabinového modulu je prostorový svařenec z plechů. Ve svislých bočních stěnách jsou otvory pro dveře strojvedoucího. Výchozí konstrukce skříně a kabinových modulů lokomotivy je provedena z konstrukční oceli S355J2G3.



Obr. 66. Kabinový modul skříně lokomotivy 109E

8.2 Základní parametry modelu

Celá úloha je řešena s využitím výhod symetrické geometrie vozidla. Model lokomotivy je možné příčně rozdělit na dvě symetricky shodné podélné poloviny. Konečně prvková síť je pak řešena pouze jako jedna polovina s následným dodefinováním příslušných okrajových podmínek, zamezující pronikání dvou pomyslných polovin. Díky tomu je možné snížit výpočtové nároky přibližně na polovinu. Základem modelu je síť, která byla získána od firmy Škoda Výzkum s.r.o.

Jednotky fyzikálních veličin byly pro vytváření modelu zvoleny dle běžných konvencí zavedených v oblasti řešení rychlých dynamických dějů. Jejich přehled je uveden v Tab. 25.

Tab. 25. Zvolené jednotky fyzikálních veličin

Veličina	Jednotka
Délka	mm
Čas	ms
Hmotnost	kg
Síla	kN

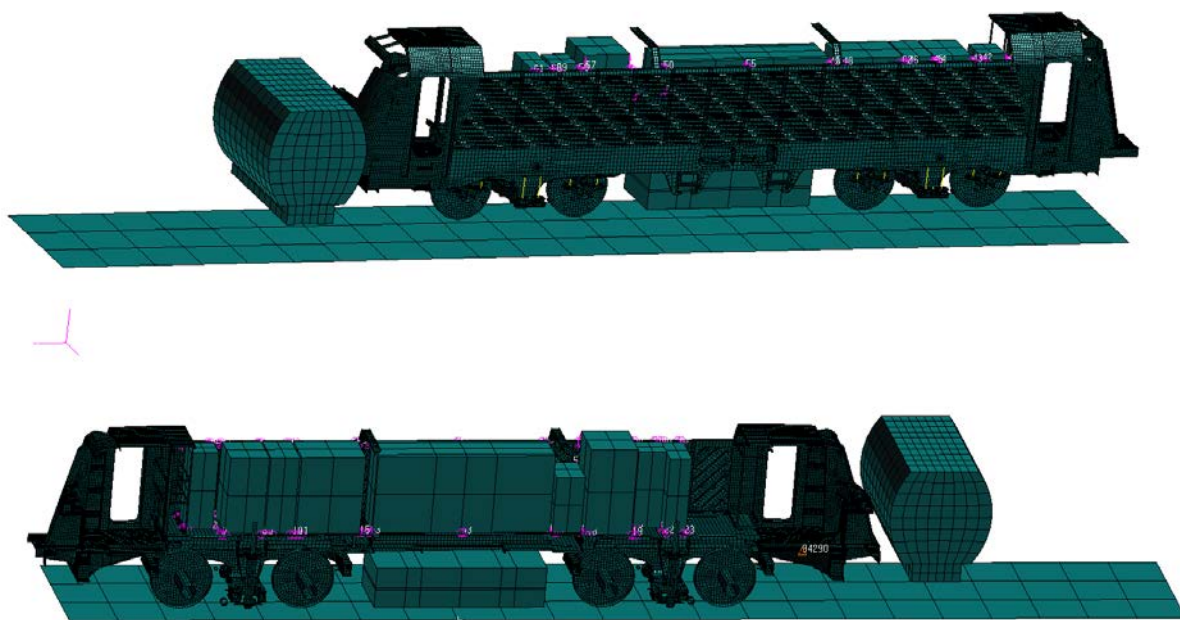
Velikost časového kroku byla stanovena dle požadavku na stabilitu při šíření napěťových vln (viz kap. 7.3). Kritický časový krok, který limituje největší možný použitelný časový krok výpočtu je stanoven následovně:

$$t_{výp} \leq t_{krit} = l \sqrt{\frac{\rho}{E}} = 12,76 \sqrt{\frac{7,8 \cdot 10^{-6}}{210}} = 2,33 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad (10)$$

kde je

- l velikost nejmenšího prvku
- ρ hustota materiálu nejmenšího prvku
- E modul pružnosti nejmenšího prvku.

Minimální časový krok byl pro výpočet zvolen nižší než kritický zaokrouhlením na hodnotu $t_{výp} = 2 \cdot 10^{-3}$ s. Ve výpočtu bylo definováno gravitační zrychlení ve směru osy $y = -0.00981 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$, což odpovídá vertikálnímu směru. Výpočet je řešen v čase 200 ms, kdy dojde ke všem významným dějům. Jako prevence hourglassingu byla použita hourglass kontrola pro solidy a shelly s koeficientem 0,1. Pro urychlení výpočtu byl aktivován mass-scaling s maximálním 100 % přírůstkem hmotnosti. Na místě strojvedoucího byl vytvořen bodový prvek s definovanou hmotností 35 kg, což odpovídá polovině hmotnosti strojvedoucího. Lokomotiva je polohována vůči globálnímu souřadnicovému systému tak, že směr x odpovídá směru pohybu lokomotivy, směr y je kolmý na pomyslnou dělicí rovinu symetrie a směr z odpovídá svislému směru s kladnou orientací směrem nahoru. Jedná se tedy o pravotočivý souřadnicový systém.



Obr. 67. Náhled výpočtu (nahore – z vnější strany, dole - ze strany symetrie)

8.3 Počáteční a okrajové podmínky

Nejvýznamnější počáteční podmínkou je počáteční rychlost. Jedná se o rychlost ve směru pohybu lokomotivy. Tato rychlost je definována na všechny uzly modelu lokomotivy. Velikost této rychlosti je předepsána normou a musí odpovídat maximální rychlosti lokomotivy snižené o 50 km.h^{-1} maximálně však 110 km.h^{-1} . Vzhledem k maximální konstrukční rychlosti lokomotivy 109E je zřejmé, že rychlost nárazu je 110 km.h^{-1} . Ve výpočtu je definována v příslušných jednotkách viz kap. 8.2 jako $30,55 \text{ mm.ms}^{-1}$. Kromě této počáteční rychlosti posuvné, je definována počáteční rychlost rotační na všechna kola lokomotivy. Tato rychlost odpovídá odvalování jednotlivých kol a je aplikována prostřednictvím pole se stanoveným bodem rotace ve středu příslušného kola a její velikost je $0,0489 \text{ rad.s}^{-1}$.

Je modelována pouze polovina lokomotivy s využitím výhod symetrie. Symetrie modelu pak musí být ošetřena okrajovou podmínkou. Proto je na všech uzlech náležících pomyslné dělicí rovině lokomotivy zakázán posuv ve směru kolmém na rovinu symetrie a rotace kolem obou os náležících rovině symetrie. Vzhledem ke globálnímu souřadnicovému systému lze konstatovat, že je zakázán posuv ve směru y a rotace kolem os z a x .

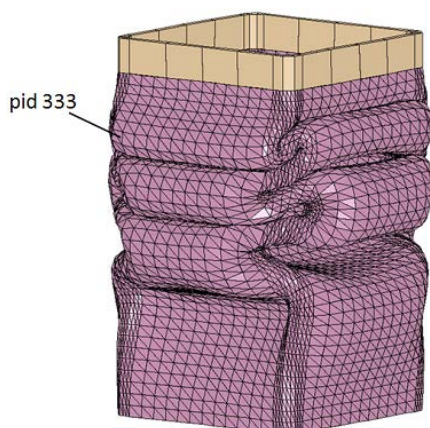
Hmota strojvedoucího je definována prostřednictvím *mass prvku* na jeho místě. Tento 0D prvek rovněž slouží k vyhodnocení zrychlení na místě strojvedoucího. Hmotnost strojvedoucího je předpokládána 70 kg. Vzhledem k symetrii má tedy prvek definovanou hmotnost 35 kg.

Železnice, po které se lokomotiva pohybuje, je uvažována jako tuhá a je tvořena pouhou rovinou ($z = 0$). Tato rovina má definovanou vlastnost *rigid-wall* a je tvořena hrubou sítí. Rovina má zakázány posuvy a rotace ve všech směrech.

8.4 Kontakty

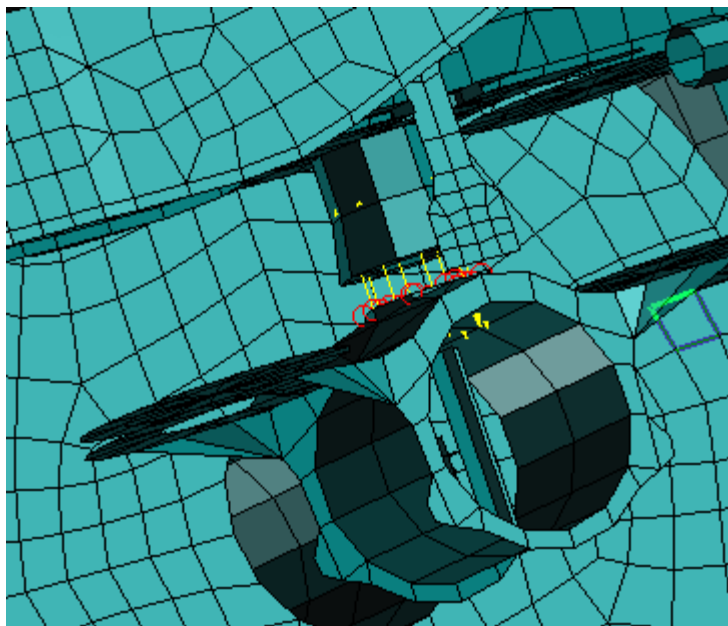
Hlavní kontakt je definován mezi kabinou lokomotivy a překážkou. Jedná se o kontakt typu *master-slave* pro poddajná tělesa. Jako *master* je uvažována překážka a *slave* je kabina lokomotivy. Koeficient tření mezi tělesy je nastaven na hodnotu 0,1.

Dalším kontaktem je *self kontakt* definovaný na celou kabinu lokomotivy. Tento kontakt zajišťuje interakci bortících se prvků kabiny mezi sebou. Koeficient tření je zde nastaven na hodnotu 0,2. Princip použití *self kontaktu* je patrný z Obr. 68.



Obr. 68. Příklad použití *self kontaktu* (30)

Poslední kontakt je kontakt mezi dorazy v podvozkové části. Zde je definováno více kontaktů pro každý podvozek. Jedná se o kontakty v primárním a sekundárním vypružení. Tyto kontakty zajišťují správnou funkci dorazů podvozku lokomotivy. Jedná se o kontakty typu *master-slave* s koeficientem tření 0,1. Náhled jednoho z kontaktů je na Obr. 69.



Obr. 69. Kontakt dorazu primárního vypružení

8.5 Parametry materiálů

V modelu je využito velké množství materiálů. Pro deformovatelné 2D a 3D prvky lokomotivy je použito bilineárních materiálů. Pro tuhé části modelu je použit jednoduchý lineární materiál. Konkrétní parametry jednotlivých materiálů shrnují následující tabulky (Tab. 26 až Tab. 32).

Tab. 26. Materiál použitý pro deformovatelné SHELL elementy lokomotivy

Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$7.8 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	210 GPa
Mez kluzu	$0,355 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečný modul	$0,732 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Maximální plastická deformace	0,8

Tab. 27. Materiál použitý pro RIGID SHELL elementy dvojkolí a rámu

Parametr materiálu	Hodnota
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	210 GPa

Tab. 28. Materiál použitý pro ostatní RIGID SHELL elementy lokomotivy

Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$7.8 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	210 GPa

Tab. 29. Materiál použitý pro SOLID elementy čepů podvozku

Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$7.8 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	196 GPa
Mez kluzu	$0,785 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečný modul	$0,732 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Maximální plastická deformace	0,8

Tab. 30. Materiály použité pro SOLID elementy komponentů výzbroje a pro TrakTrafo

Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$2.782 \cdot 10^{-6}, 1.403 \cdot 10^{-6}, 3.5 \cdot 10^{-6}, 1.765 \cdot 10^{-6}, 1.241 \cdot 10^{-6}, 1.1 \cdot 10^{-6}, 6.4 \cdot 10^{-7}, 3.779 \cdot 10^{-7}, 3.348 \cdot 10^{-7}, 3.754 \cdot 10^{-7}, 3.314 \cdot 10^{-7}, 2.885 \cdot 10^{-7}, 2.274 \cdot 10^{-7}, 2.715 \cdot 10^{-7}, 2.14 \cdot 10^{-7}, 1.239 \cdot 10^{-7}, 1.758 \cdot 10^{-7}, 2.479 \cdot 10^{-7}, 3.516 \cdot 10^{-7}, 1.559 \cdot 10^{-7}, 1.729 \cdot 10^{-7}, 3.238 \cdot 10^{-7}, 3.59 \cdot 10^{-7}, 1.253 \cdot 10^{-6}, 4.1 \cdot 10^{-7}, 8.105 \cdot 10^{-7}, 2.653 \cdot 10^{-7}, 2.84 \cdot 10^{-7}, 3.792 \cdot 10^{-7}, 3.091 \cdot 10^{-7}, 3.072 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	210 GPa

Tab. 31. Materiál použitý pro deformovatelné SHELL elementy překážky

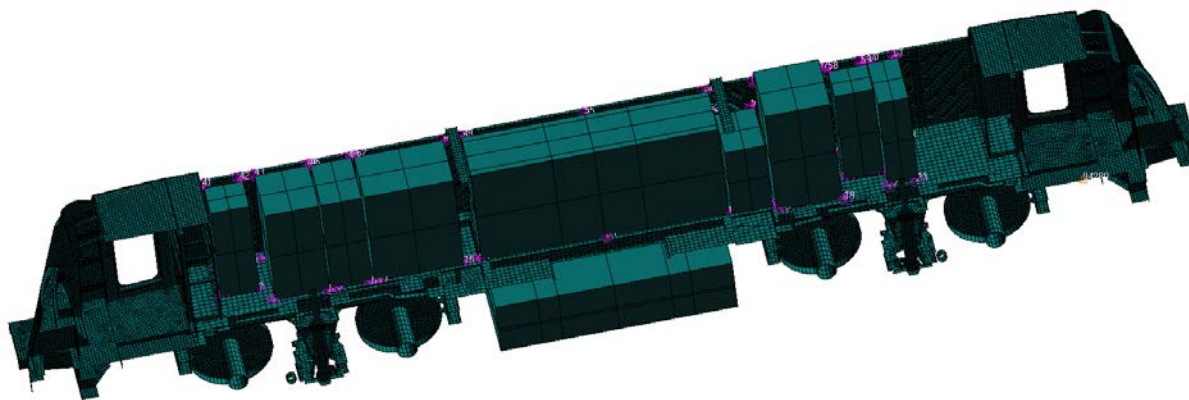
Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$1,6045 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	207 GPa
Mez kluzu	$0,355 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečný modul	$0,732 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Maximální plastická deformace	0,8
Cowper-Symonds koeficienty	$d = 4.96$ $p = 9.11$

Tab. 32. Materiál použitý pro SOLID elementy horní i spodní části překážky:

Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$6,03864 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	0,21 GPa
Mez kluzu	$5 \cdot 10^{-4} \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečný modul	0
Maximální plastická deformace	1000

8.6 Výpočtová idealizace výzbroje lokomotivy

Elektrická výzbroj významně ovlivňuje chování lokomotivy při nárazu díky své značné hmotnosti. Vzhledem ke skutečnosti, že tato výzbroj leží daleko od zón deformace, není třeba ji modelovat detailně. Proto je tato výzbroj modelovaná jako jednotlivá tuhá tělesa s materiálem definovaným výše viz (8.5). Protože elektrická výzbroj působí především svou hmotností, je zde důležitá především hustota. Hustota materiálů jednotlivých částí je volena tak, aby hmotnost každé skříně odpovídala realitě (Tab. 30). Připevnění skříní je pak realizováno prostřednictvím *multi-point constraints* v bodech, které odpovídají místům skutečného upevnění šrouby. Místa upevnění jsou zvýrazněny na Obr. 70.



Obr. 70. Uchycení výzbroje lokomotivy pomocí MPC

8.7 Výpočtová idealizace podvozků

Podvozky tvoří významnou hmotu lokomotivy a zároveň jejich tuhost částečně ovlivňuje pohyb skříně při kolizi. Samotné podvozky a jejich části však nejsou významně deformovány, neboť deformace čela lokomotivy nepřesáhne oblast kabinového modulu. Je tedy výhodné provést zjednodušení podvozků lokomotivy prostřednictvím systému tuhých těles. Podvozek je idealizován jako soustava tuhých těles s definovanou geometrií a hmotnostními parametry. Parametry jednotlivých konstrukčních celků použitých ve výpočtovém modelu jsou uvedeny v následujících tabulkách (Tab. 33 a Tab. 34).

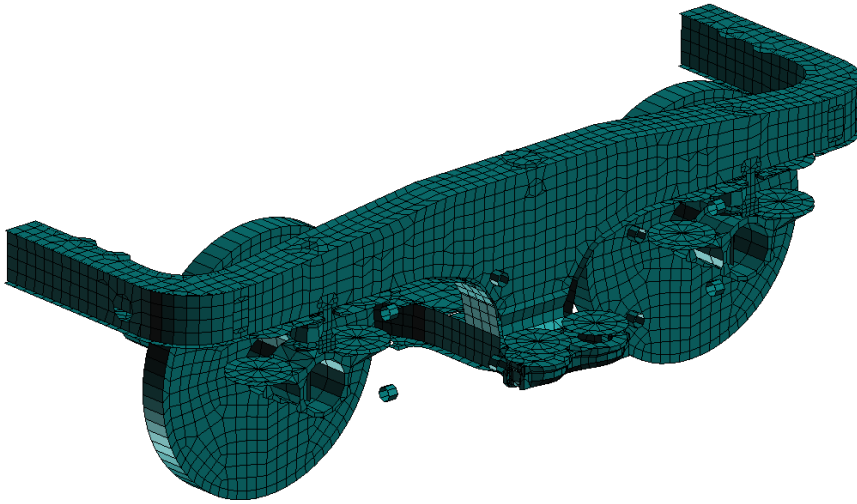
Tab. 33. Hmotnost a momenty setrvačnosti dvojkolí

Parametr	Hodnota
Hmotnost	2610 kg
J_x	1903 kg.m ⁻²
J_y	348 kg.m ⁻²
J_z	1921 kg.m ⁻²

Tab. 34. Hmotnost a momenty setrvačnosti rámu podvozku

Parametr	Hodnota
Hmotnost	9907 kg
J_x	4115 kg.m ⁻²
J_y	9717 kg.m ⁻²
J_z	12640 kg.m ⁻²

Celá soustava dvojkolí s ložiskovými domky a rámem je vyobrazena na Obr. 71. Je zřejmé, že kvalita MKP sítě podvozku nemá vliv na výsledky výpočtu, neboť se jedná o tuhá tělesa. Stejně jako celá úloha je i podvozek modelován s využitím výhod symetrie.



Obr. 71. Model podvozku

Spojení jednotlivých částí podvozku je realizováno pomocí posuvných a rotačních vazeb. Dále je nutné definovat parametry primárního a sekundárního vypružení. V simulaci je využito 1D prvků typu *spring* a *damper* s parametry uvedenými v následujících tabulkách (Tab. 35 až Tab. 37).

Tab. 35. Parametry primární pružiny

Parametr	Hodnota
Volná délka	219,4 mm
Stlačená délka	180 mm
Statická síla	46238 N

Tab. 36. Parametry sekundární pružiny

Parametr	Hodnota
Volná délka	630 mm
Stlačená délka	503 mm
Statická síla	68359 N

Tab. 37. Parametry primárního a sekundárního tlumiče (tah / tlak)

Parametr	Hodnota
Primární tlumič (tah / tlak)	$(45/30) \cdot 10^3 \text{ Ns.m}^{-1}$
Sekundární tlumič (tah / tlak)	$(100/100) \cdot 10^3 \text{ Ns.m}^{-1}$

9. Stávající řešení odolnosti proti nárazu lokomotivy

V této kapitole je popsáno stávající řešení odolnosti proti nárazu lokomotivy 109E včetně definice velké deformovatelné překážky podle scénáře č. 3 návrhu normy EN 15227. Stávající řešení samozřejmě respektovalo všechny požadavky známé v době zpracování opatření proti nárazu.

9.1 Stávající řešení překážky

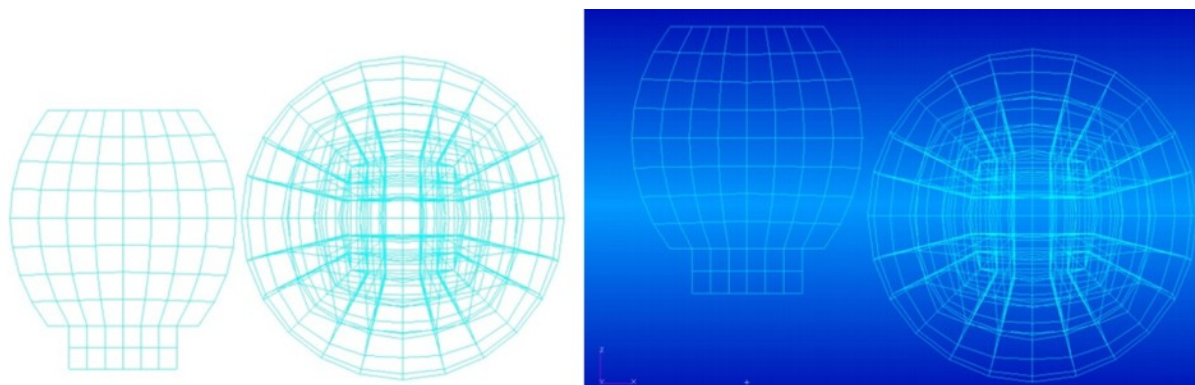
Definice překážky je znázorněna na Obr. 11, kde pevná homogenní koule naráží do definované překážky. Tuhost překážky musí odpovídat alespoň charakteristice křivky podélného posunu síly podle Obr. 12, když na ni v jejím prostředku narazí pevná, homogenní koule. Parametry výpočtového modelu stávající překážky a pevné, homogenní koule jsou uvedeny v Tab. 38 a Tab. 39.

Tab. 38. Materiál použitý pro SOLID elementy horní i spodní části překážky

Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$6,03864 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo	0,3
Youngův modul	0,21 GPa
Mez kluzu	$5 \cdot 10^{-4} \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$
Tečný modul	0
Maximální plastická deformace	1000

Tab. 39. Materiál použitý pro SOLID elementy koule

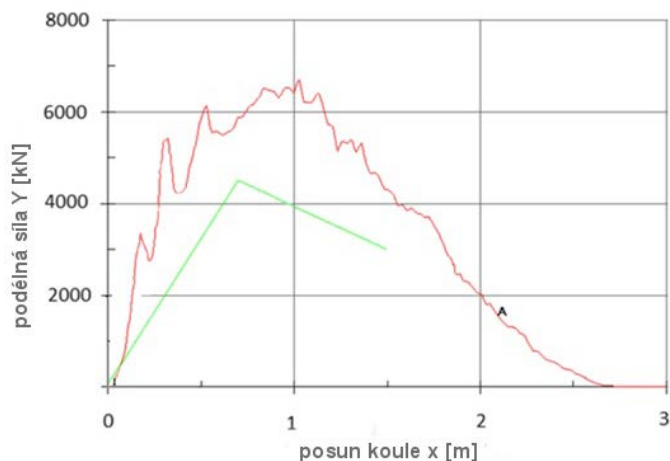
Parametr materiálu	Hodnota
Hustota	$3,64166 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-3}$
Hmotnost	50000 kg



Obr. 72. Pozice obou těles dle původní (vlevo) a platné normy ČSN EN 15227+A1 (vpravo)

Na Obr. 72 je patrný hlavní rozdíl v definici deformační charakteristiky překážky, kdy do ní narazí pevná, homogenní koule podle návrhu normy a platné normy. V návrhu normy docházelo ke kontaktu tuhé koule s překážkou v její ose, kdežto u platné normy je rozdíl mezi osou překážky a osou koule 700 mm (směrem dolů).

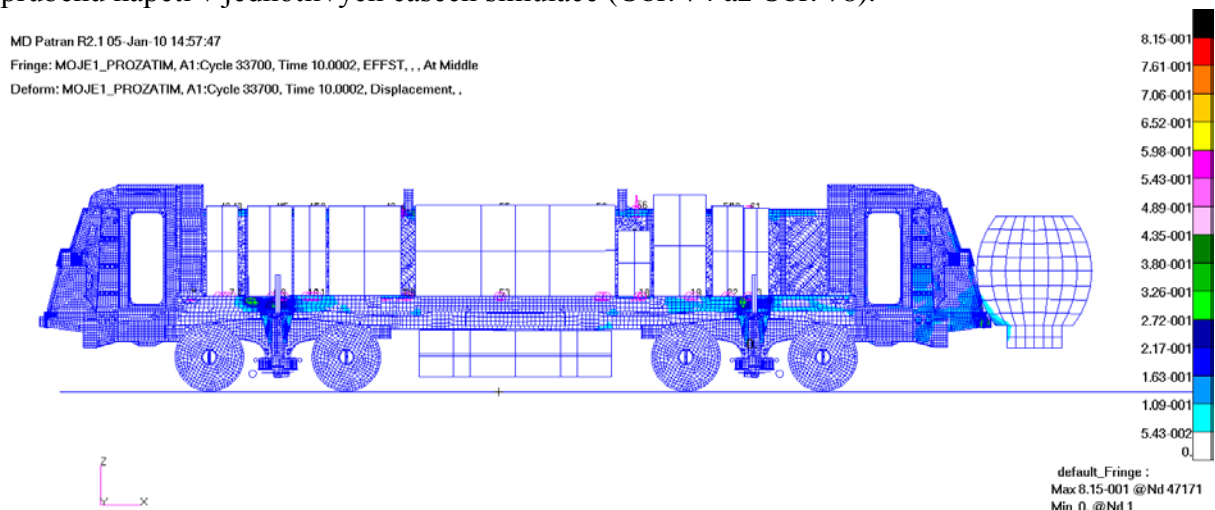
Rozhodující vlastností překážky je pak chování při validačním testu dle ČSN EN 15227+A1. Výsledná deformační charakteristika překážky (tuhost překážky) je popsána závislostí síly na posunutí na Obr. 73.



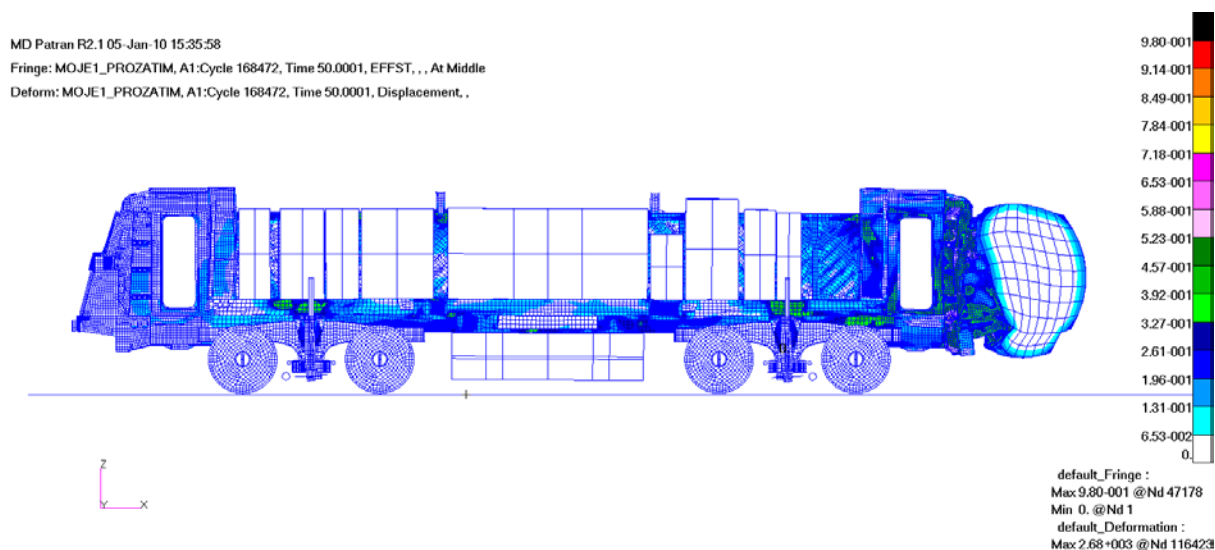
Obr. 73. Charakteristika stávající překážky

9.2 Stávající řešení skříně lokomotivy

Chování stávající konstrukce skříně lokomotivy při aplikaci stávající překážky (kap. 8.1) při kolizním scénáři č. 3 za splnění všech požadavků daných návrhem normy EN 15227 je zobrazeno na Obr. 74 až Obr. 82. Za významné výstupy výpočtu lze považovat náhled průběhu napětí v jednotlivých časech simulace (Obr. 74 až Obr. 78).



Obr. 74 Effective stress v čase 10 ms

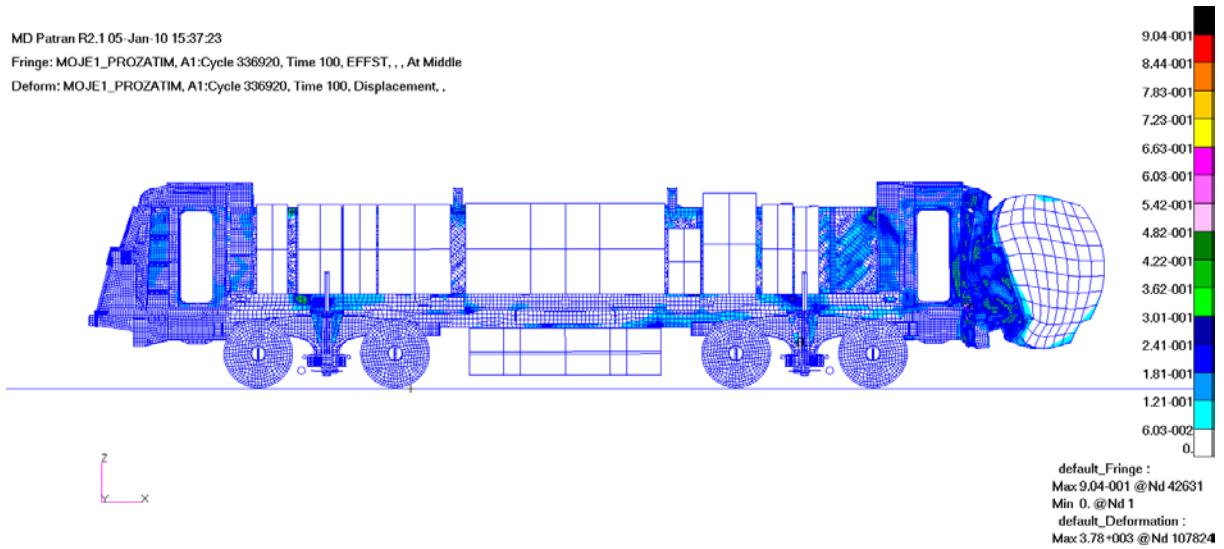


Obr. 75 Effective stress v čase 50 ms

MD Patran R2.1 05-Jan-10 15:37:23

Fringe: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 336920, Time 100, EFFST, , , At Middle

Deform: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 336920, Time 100, Displacement, .

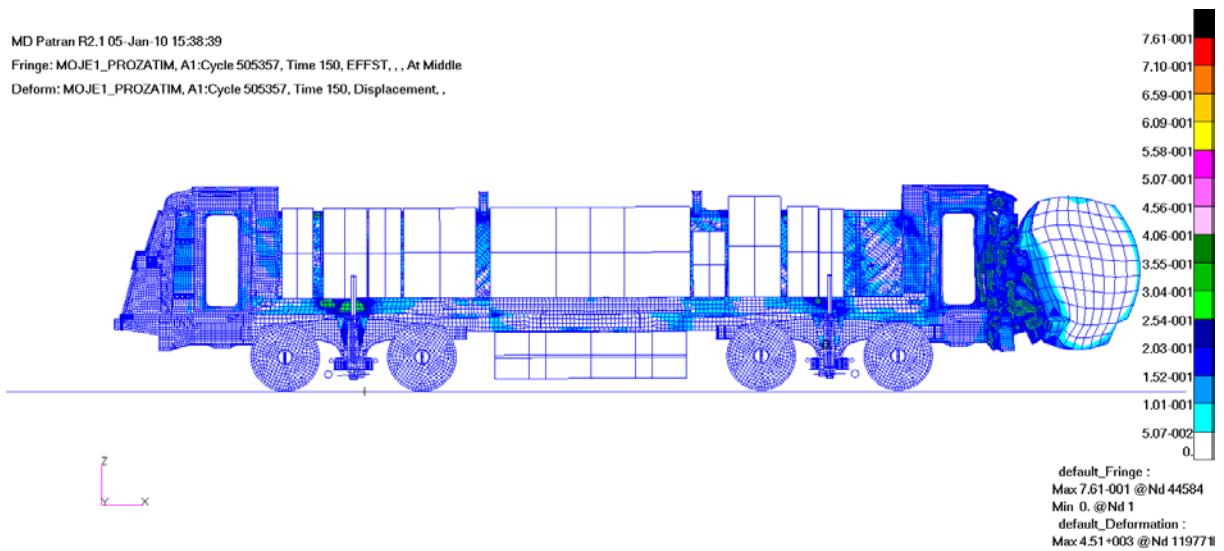


Obr. 76 Effective stress v čase 100 ms

MD Patran R2.1 05-Jan-10 15:38:39

Fringe: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 505357, Time 150, EFFST, , , At Middle

Deform: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 505357, Time 150, Displacement, .

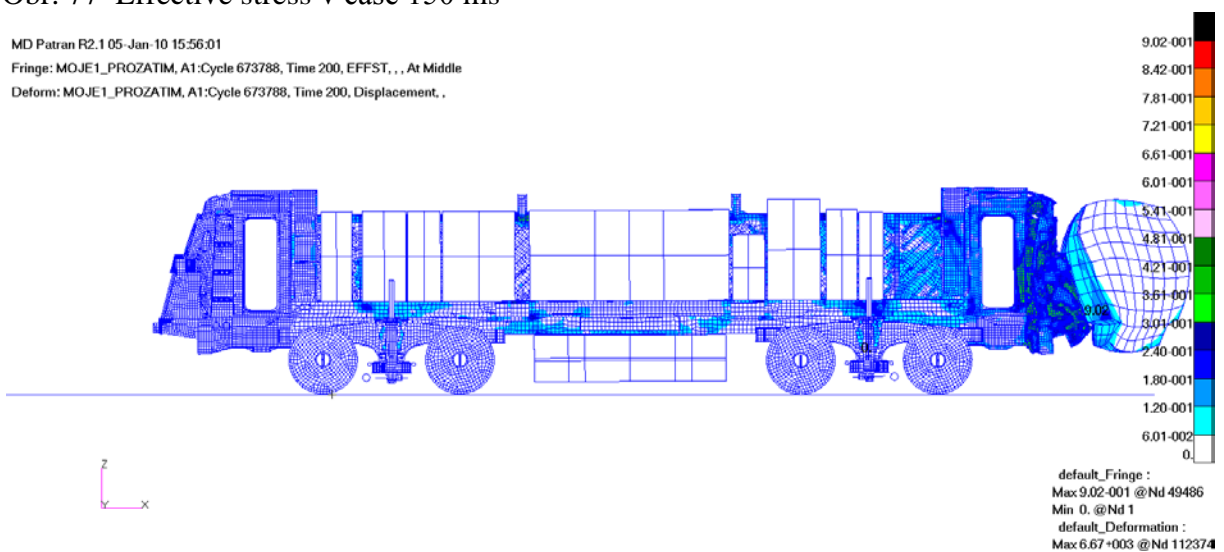


Obr. 77 Effective stress v čase 150 ms

MD Patran R2.1 05-Jan-10 15:56:01

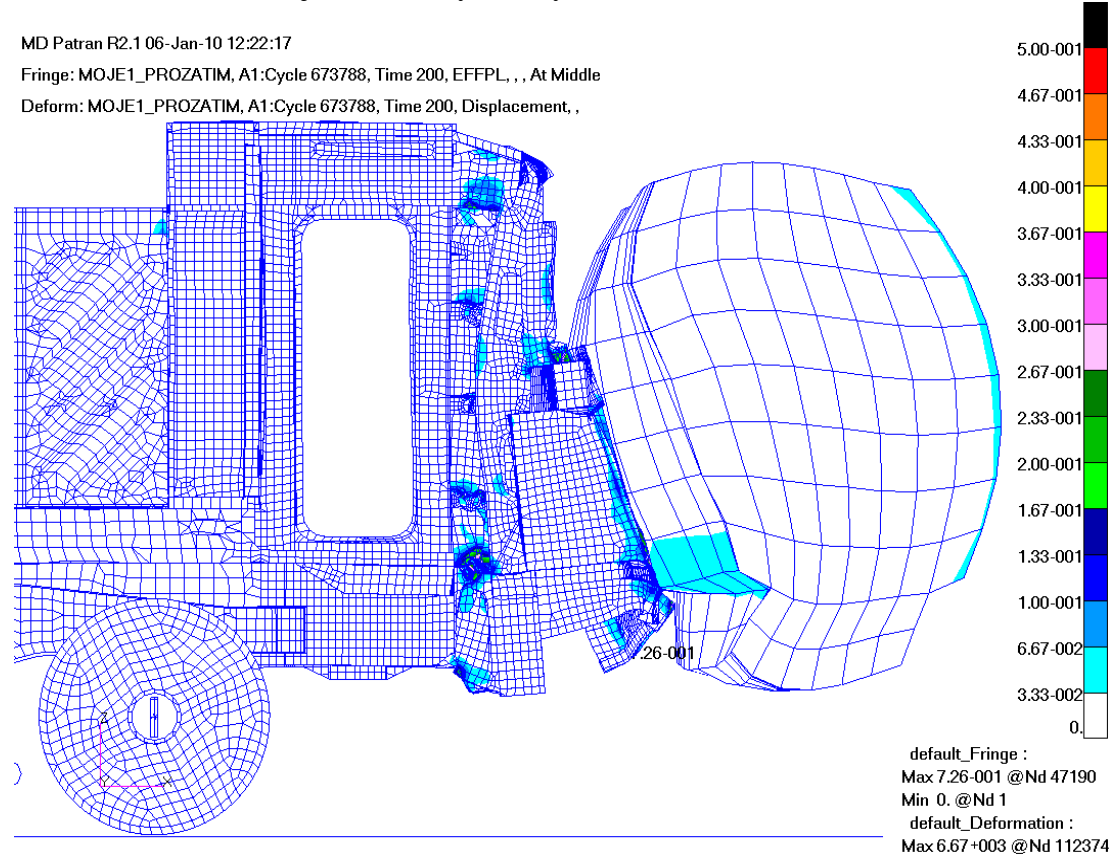
Fringe: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 673788, Time 200, EFFST, , , At Middle

Deform: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 673788, Time 200, Displacement, .

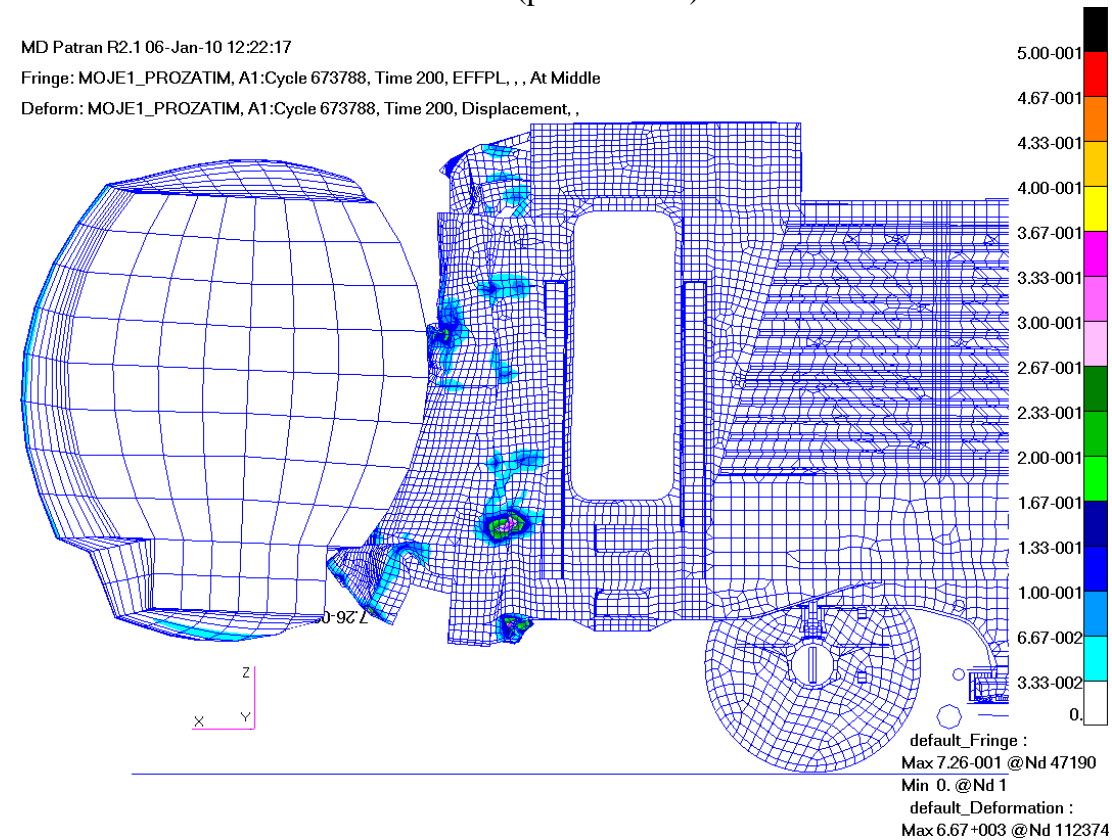


Obr. 78 Effective stress v čase 200 ms

Na Obr. 79 až Obr. 82 jsou uvedeny detaily deformace kabinového modulu v čase 200 ms.



Obr. 79 Effective strain v čase 200 ms (pohled zleva)

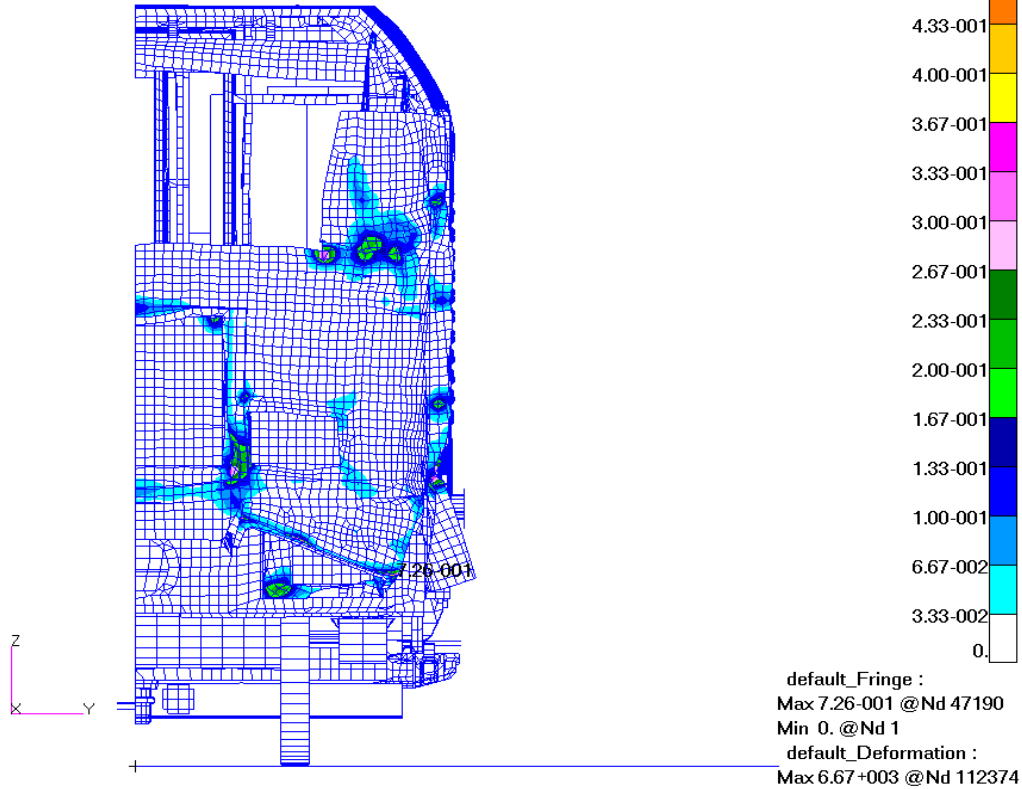


Obr. 80 Effective strain v čase 200 ms (pohled zprava)

MD Patran R2.1 06-Jan-10 13:05:11

Fringe: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 673788, Time 200, EFFPL, , , At Middle

Deform: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 673788, Time 200, Displacement, ,

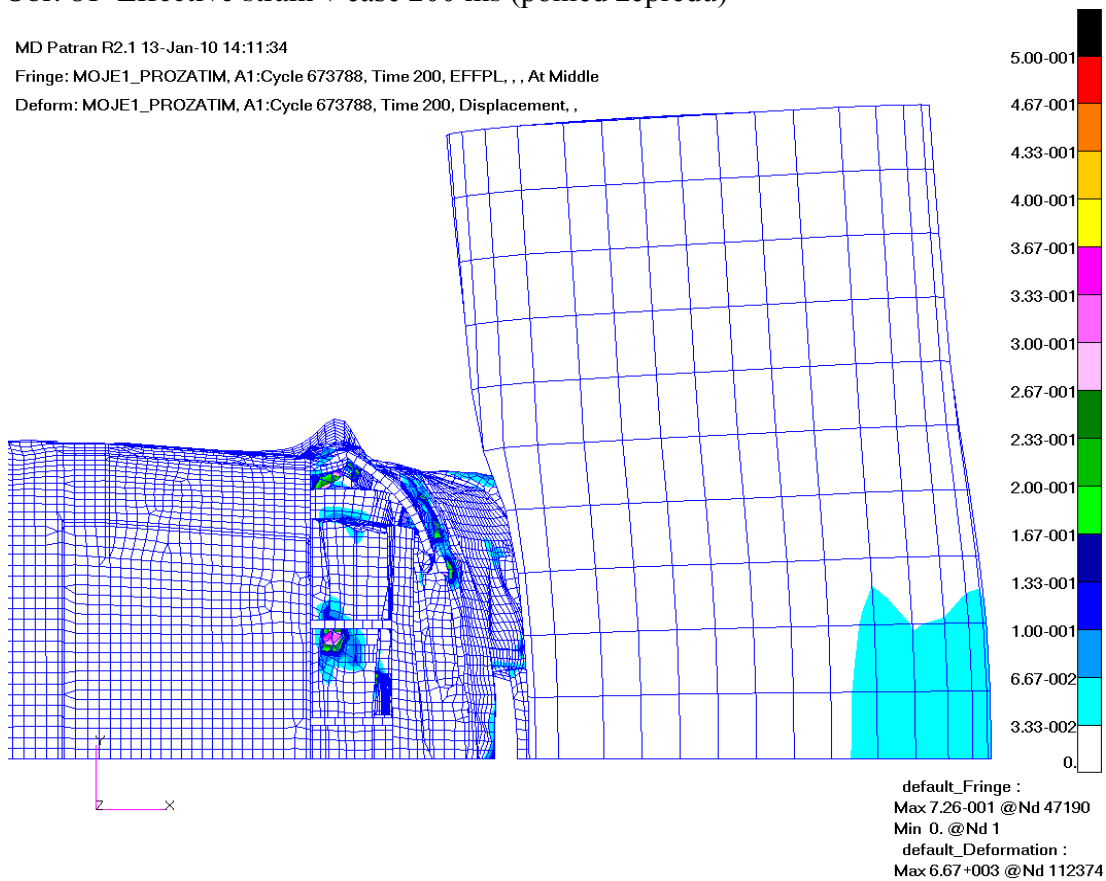


Obr. 81 Effective strain v čase 200 ms (pohled zepředu)

MD Patran R2.1 13-Jan-10 14:11:34

Fringe: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 673788, Time 200, EFFPL, , , At Middle

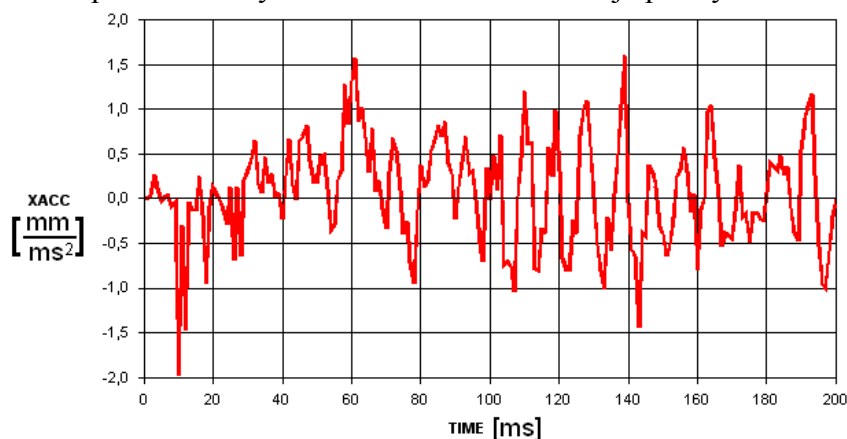
Deform: MOJE1_PROZATIM, A1:Cycle 673788, Time 200, Displacement, ,



Obr. 82 Effective strain v čase 200 ms (pohled shora)

Na předchozích obrázcích jsou deformace kabiny v čase 200 ms, kdy již proběhly všechny výrazné plastické deformace skříně lokomotivy spojené s nárazem, což je zřejmé z velkého oddálení překážky. Z výsledků je patrné, že k nejvýraznějším deformacím dochází v určených deformačních zónách – deformačním prstenci (kap. 6.1). Tímto výpočtem je tedy potvrzeno správné chování navržené konstrukce skříně a odolnost proti nárazu je dostatečná, protože nedošlo k významnému omezení prostoru strojvedoucího.

Dalším významným výsledkem výpočtu je stanovení podélného zrychlení na místě strojvedoucího, které dle návrhu EN 15227 nesmí překročit povolenou průměrnou hodnotu. Průběh podélného zrychlení v závislosti na čase je patrný z Obr. 83.



Obr. 83. Zrychlení v podélném směru v závislosti na čase

Graf na Obr. 83 je vyneseno v jednotkách, ve kterých byl zpracován model. Po jednoduchém převodu do základních jednotek je patrné, že špička zrychlení dosahuje $2000 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, což odpovídá 204 g. Pro výsledné porovnání je nutné vypočítat aritmetický průměr jednotlivých zrychlení a_{PR} dle následující rovnice:

$$a_{PR} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n} = \frac{1189,44}{200} = 5,95 \text{ g}$$

kde je

a_i jednotlivé výsledné zrychlení z výstupního *.ths souboru.

Počet všech zrychlení záleží na počtu kroků a nastaveném vzorkovacím kroku. V tomto případě je počet jednotlivých výsledných zrychlení $n = 200$. Celková suma zrychlení je stanovena pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel. Tabulka všech hodnot je s ohledem na velikost umístěna v příloze č. 3. Výsledné průměrné zrychlení na místě strojvedoucího je $a_{PR} = 5,95 \text{ g}$. Toto zrychlení je nižší než maximální hodnota daná normou, která je stanovena pro kolizní scénář č. 3 na 7,5 g (kap. 3.4.3.4). Lze tedy konstatovat, že konstrukce požadavkům normy vyhovuje.

10. Návrh modelu překážky

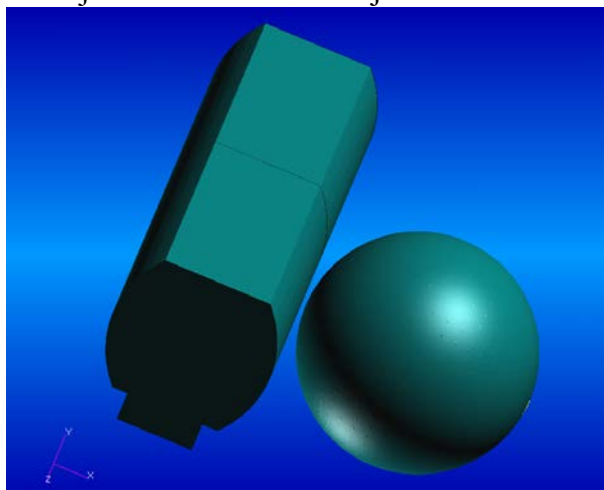
Základním cílem návrhu modelu překážky je vytvoření deformovatelného modelu velkého silničního vozidla (idealizovaného cisternového vozidla), který musí splňovat požadavky ČSN EN 15227+A1. Tento model je využíván při simulaci nárazu podle kolizního scénáře č. 3, který odpovídá nárazu vlakové soupravy do velkého silničního vozidla na úrovňovém přejezdu. Protože tento model slouží pouze pro numerickou simulaci, není u něj vyžadováno použití reálných materiálů. Překážka je uvedenou normou definována pomocí deformační charakteristiky, která v podstatě podchycuje rozhodující parametry při simulaci nárazu. Parametry modelu překážky jsou tedy limitovány minimální křivkou, jíž musí model odpovídat. Z této podmínky je zřejmé, že čím měkčí bude charakteristika modelu překážky, tím lepší bude chování lokomotivy při samotném kolizním scénáři. Klíčovou otázkou při návrhu deformačního modelu bude tedy návrh materiálu této překážky.

10.1 Požadavky na model deformovatelné překážky

Pro srážky mezi vlakem a velkou těžkou překážkou na úrovňovém železničním přejezdu bude mít model deformovatelné překážky podobu kompletního numerického modelu reprezentovaného v konkrétním software pro simulace nárazů. Požadavky na model překážky jsou definovány vlastnostmi uvedenými v kap. 3.4.7.3, tvar překážky je zobrazen na Obr. 11 a požadovaná tuhost překážky na Obr. 12.

10.2 Výpočtový model

Jedná se o typickou dynamickou úlohu, při které tuhá koule narazí do poddajné překážky. Pro výpočet byl použit software MSC.Dytran. Jako preprocesor a postprocesor byl použit software MSC.Patran. Část geometrie překážky je tvořena s využitím software NX 6.0. Celá úloha je řešena v základních jednotkách SI. Jednoduchý náhled úlohy je na Obr. 84.

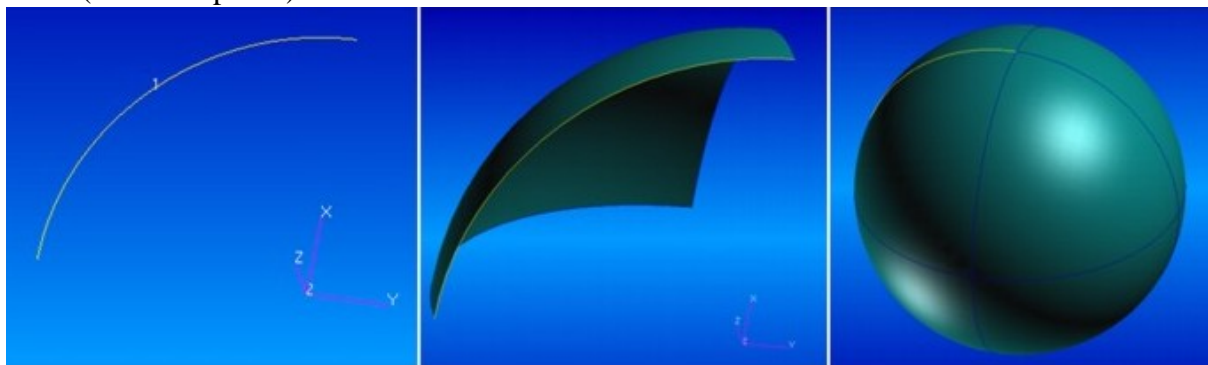


Obr. 84. Náhled úlohy

10.2.1 Geometrie modelu

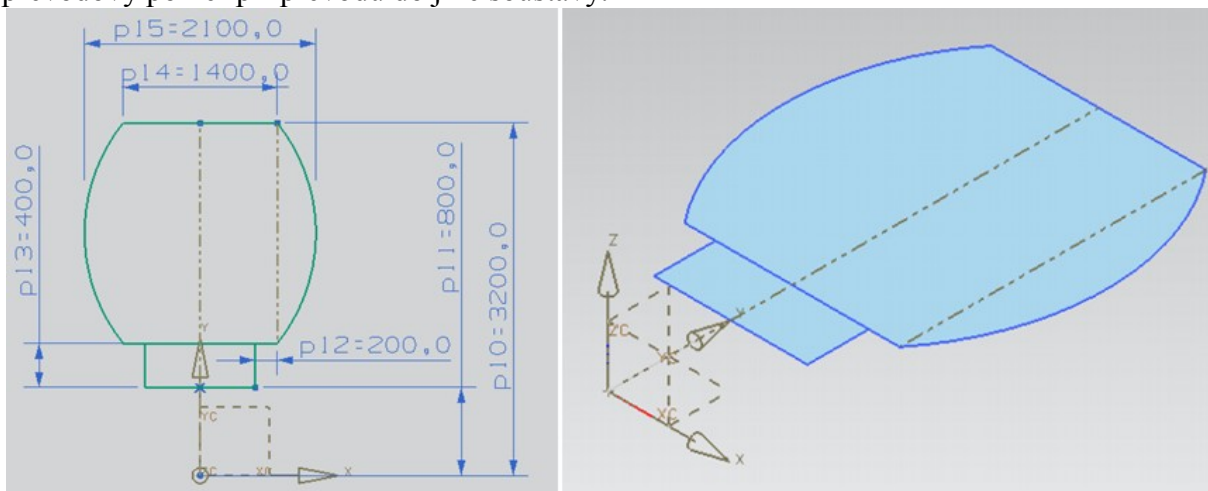
Aby mohla být vytvořena na této geometrii síť přijatelné kvality, musí být věnována zvýšená pozornost tvorbě shellové struktury koule. Proto je tato geometrie vytvářena již od počátku v samotném preprocesoru. Nejprve je vytvořen souřadnicový systém ve středu koule. Tento systém je určen třemi body a to bodem počátku, bodem ležícím na ose z a bodem ležícím v rovině xz . Následovně je v novém souřadnicovém systému vytvořen bod. Rotací tohoto bodu o 90° v novém souřadnicovém systému je vytvořena křivka (Obr. 85 vlevo). Rotací vytvořené křivky o 90° vytvořena plocha odpovídající jedné osmině koule (Obr. 85 uprostřed). Na nově vytvořené hraně koule vznikne opět křivka, jejíž rotací lze vytvořit další

plochu koule. Opakováním tohoto postupu je vytvořena celá polovina koule. Druhá polovina koule je vytvořena zrcadlením polokoule okolo roviny yz . Takto je vytvořena celá geometrie koule (Obr. 85 vpravo).



Obr. 85. Postup tvorby koule

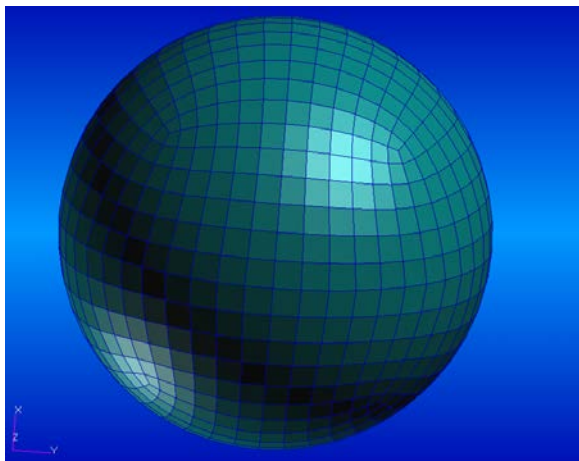
Pro vytvoření základní geometrie překážky byl vytvořen jednoduchý náčrt tvaru překážky. Tento náčrt (Obr. 86 vlevo) je složen ze dvou uzavřených křivek, které reprezentují část A a část B překážky. Celý náčrt byl okótován dle rozměrů uvedených v normě ČSN EN 15227+A1 a doplněním příslušných vazeb byl jednoznačně určen jeho tvar. Samotná poloha vůči počátku pak byla stanovena tak, aby po exportu korespondovala s již vytvořenou geometrií koule. Vysunutím tohoto náčrtu o nulovou vzdálenost je získána geometrie potřebná pro vytvoření sítě cisterny (Obr. 86 vpravo). Tato dvojice ploch je dále exportována jako součást typu *parasolid* a následně importována do software MSC.Patran. Při této operaci je především velmi důležité zachovat správný převod jednotek, popřípadě zvolit správný převodový poměr při převodu do jiné soustavy.



Obr. 86. Geometrie cisterny

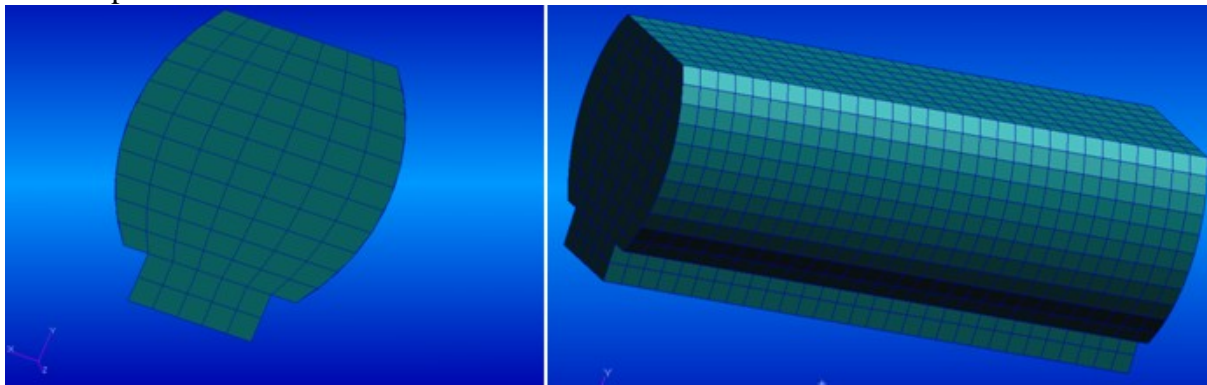
10.2.2 Síť modelu

Síť koule byla vytvořena pomocí prvků *Quad4* se čtyřmi uzly. Velikost prvku byla zvolena 0,2. Pro vytvoření sítě bylo použito funkce *IsoMesh*, kde byla v nastavení povolena mírná degenerace prvků. Celkový pohled na síť koule je uveden na Obr. 87.



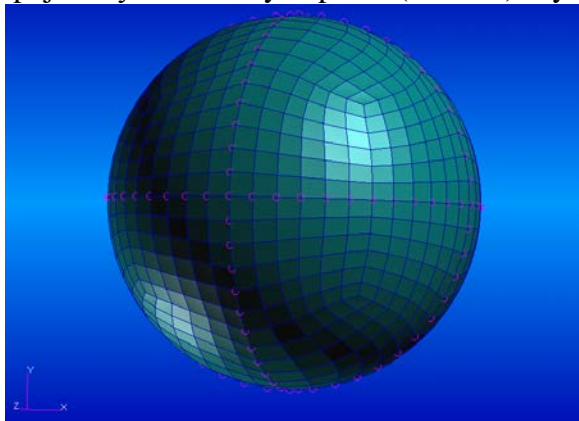
Obr. 87 Síť koule

U sítě překážky musí být vytvořena nejprve 2D síť. K tomuto účelu bylo použito prvku *Quad4* se čtyřmi uzly a s velikostí 0,2 (Obr. 88 vlevo). Protože se geometrie skládá ze dvou ploch, je možné použít funkci *IsoMesh* s defaultním nastavením. Při tomto postupu je však nutné používat velikost elementu 0,2 nebo jejich celočíselných podílů. Vysunutí 2D sítě do 3D sítě překážky (Obr. 88) je použito funkce *sweep element extruze* pomocí vektoru směru vysunutí $\langle 0 \ 0 \ 3 \rangle$ a velikosti elementu 0,2. Pro vytvoření druhé poloviny překážky byla tato funkce opakována s vektorem $\langle 0 \ 0 \ -3 \rangle$.



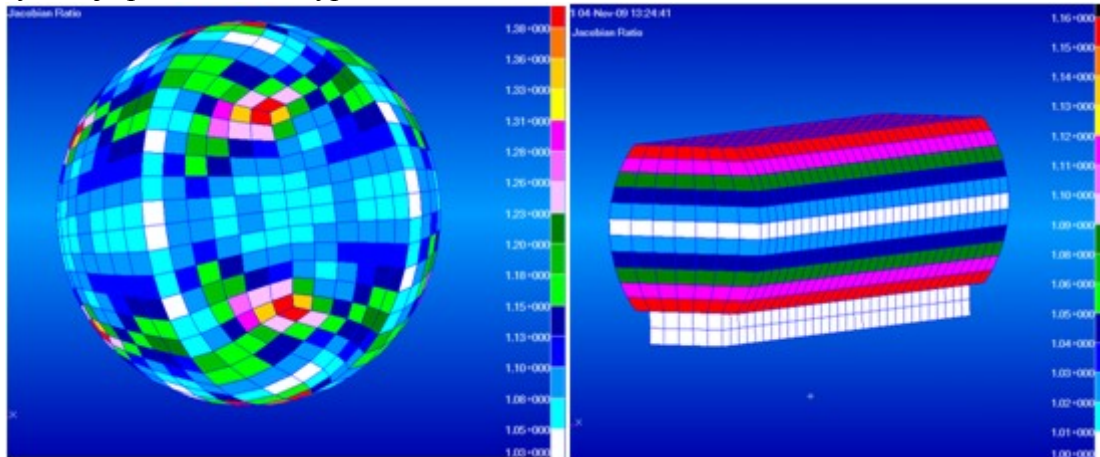
Obr. 88. Náhled 2D (vlevo) a 3D (vpravo) sítě překážky

Po vytvoření sítě je vhodné provést její kontrolu. První provedená kontrola se týká výskytu duplicitních uzlů. Tato kontrola byla provedena pomocí funkce *Equivalence*, kde byla zvolena tolerance 0,005. Touto metodou bylo nalezeno 150 duplicitních uzlů, které se nacházely ve spojích výsečí kulových ploch (Obr. 89). Tyto duplicitní uzly byly smazány.



Obr. 89 Duplicitní uzly modelu

Následně byla provedena kontrola tvaru prvků pomocí funkce *Jacobian ratio*. Tato hodnota vyjadřuje odchylku tvaru skutečného elementu od tvaru ideálního elementu. Kontrola byla provedena zvláště pro 2D a 3D prvky. U 2D prvků by měl tento poměr ležet v rozmezí 1 - 2,5 a u 3D prvků 1 - 10. Na Obr. 90 je patrné rozložení deformovaných prvků, kde je maximální hodnota u 2D prvků 1,38 a u 3D prvků 1,16. Z těchto hodnot vyplývá, že kvalita sítě plně vyhovuje požadavkům výpočtu.

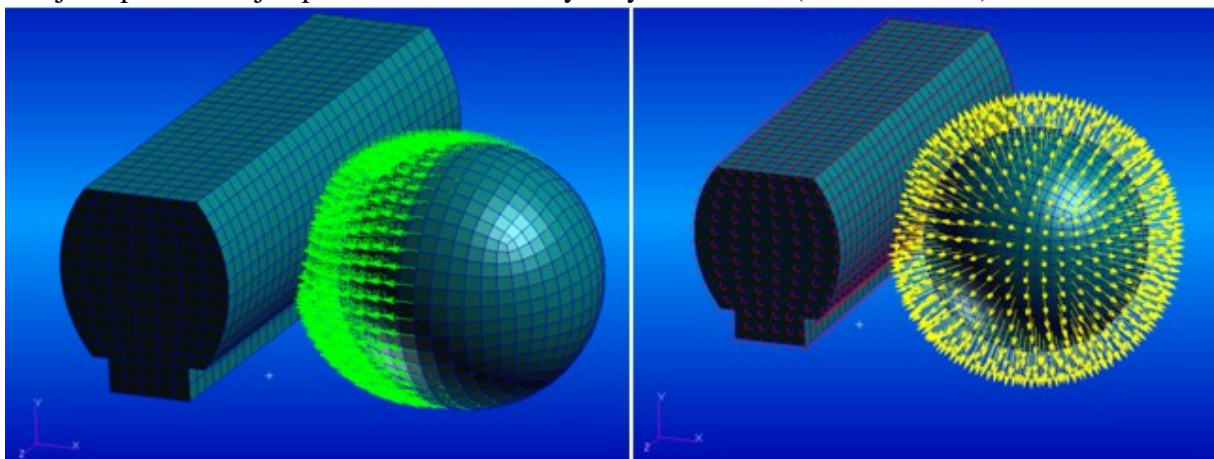


Obr. 90 Jacobian ratio 2D (vlevo) a 3D (vpravo) prvků

10.2.3 Okrajové podmínky

Jako fyzikální vlastnost byla všem 2D prvkům (koule) přiřazena tloušťka 0,001 a nekonečně tuhý (rigidový) materiál s definovanou celkovou hmotností 50000 kg. Protože software MSC.Patran vyžaduje definování všech materiálů prostřednictvím fyzikálních vlastností, je třeba přiřadit fyzikální vlastnost i 3D prvkům (překážka).

Počáteční rychlost koule, která narazí do překážky je definována pomocí funkce *initial velocity*. Její velikost i směr jsou jednoznačně určeny jediným vektorem $\langle -30 \ 0 \ 0 \rangle$. Tato okrajová podmínka je aplikována na všechny uzly tuhé koule (Obr. 91 vlevo).



Obr. 91. Okrajové podmínky (počáteční rychlost – vlevo, *master-slave* kontakt – vpravo)

Protože je normou ČSN EN 15227+A1 vyžadována volnost posunu koule pouze v podélném směru, je třeba aplikovat vhodnou okrajovou podmínku. Na první pohled se může jevit jako nejjednodušší použití funkce *displacement*, která zamezuje pohyb v potřebných směrech. Nicméně řešič MSC.Dytran při kontrole vstupních dat neumožní výpočet modelu, ve kterém je definována rychlost na vetknutém tělese, i když by bylo vetknuto ve směru, který nekoliduje s definovanou rychlostí. Proto je třeba použít funkci *Rigid Body Object*, která slouží k zamezení pohybu absolutně tuhých objektů. Touto funkcí je zamezen pohyb ve všech směrech kromě směru x , ve kterém je aplikována počáteční rychlost.

Protože se předpokládá, že deformace cisterny nebude tak rozsáhlá, aby docházelo ke kontaktu překážky sama se sebou (*self-contact*), je definován pouze *Master-slave contact*. Tření v kontaktu je uvažováno nulové, protože ho norma nevyžaduje a bez tření lze očekávat lepší chování při nárazu. Jako *Master object* je zvolena tuhá koule. U tohoto typu povrchu je třeba zadat, jaká strana elementů bude v kontaktu s druhým tělesem. Jednoduchým náhledem je pak možné ověřit, že se jedná opravdu o vnější stranu koule (Obr. 91 vpravo). Jako *Slave object* je zvolena síť cisterny.

10.2.4 Velikost kroku

Počet kroků, ve kterých má být úloha řešena byl nejprve nastaven na odhadnutou hodnotu a později zpřesněn na 8000. V těchto krocích dojde k pohybu překážky o cca 2 m, což plně postačuje k simulaci normou předepsaného scénáře. Kritická velikost počátečního kroku je stanovena jednoduchým výpočtem dle velikosti nejmenšího elementu, modulu pružnosti a hustoty:

$$\Delta t_{krit} = \frac{L}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} = \frac{0,2}{\sqrt{\frac{4,8 \cdot 10^{12}}{416}}} = 1,86 \cdot 10^{-6} \text{ s}$$

Skutečná velikost kroku je pak zvolena $1 \cdot 10^{-8}$. Velikost nejmenšího kroku je pak zvolena o 10% menší než počáteční krok.

10.3 Materiálový model

10.3.1 Možné varianty materiálového řešení překážky

V následujících kapitolách je uvedeno několik možností, jakým způsobem lze definovat model deformovatelné překážky a je proveden výběr nejvhodnější varianty.

10.3.1.1 Jediný izotropní materiál

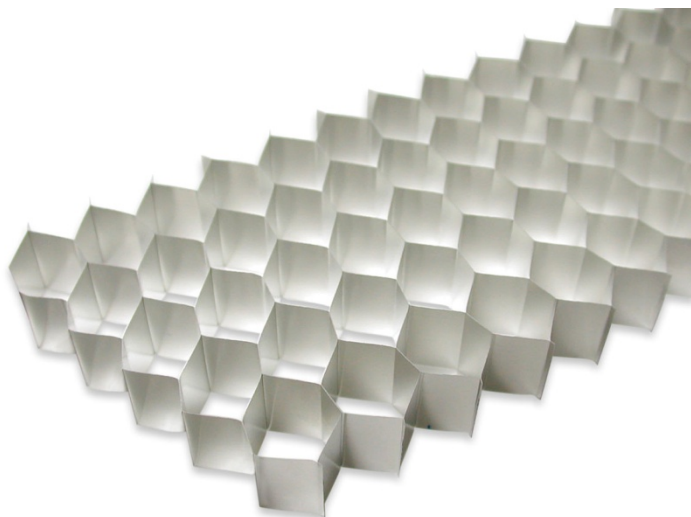
U této varianty je překážka modelována jako jediné objemové těleso s jediným definovaným homogenním materiálem. Výhodou tohoto řešení je jeho jednoduchost. Díky tomu může být poměrně snadno vytvořen MKP model, který je nenáročný na výpočetní výkon i při samotné simulaci. Naopak velkou nevýhodou je však nutnost poměrně složité definice materiálu tak, aby splňoval požadavky na co nejměkčí deformační charakteristiku.

10.3.1.2 Více izotropních materiálů

Tato varianta předpokládá využití více různých materiálů u různých elementů. Proměnnou tuhostí překážky pak lze dosáhnout požadovaných deformačních parametrů. Výhodou je, že při dostatečném množství elementů je možné dosáhnout poměrně dobré shody s průběhem vyžadovaným normou. Se zvyšujícím se počtem elementů však roste výpočtová náročnost překážky. Navíc oproti předchozí variantě je tato varianta mnohem složitější, úměrně počtu použitých materiálů. To v podstatě odkazuje tuto metodu spíše do oblastí automatické optimalizace. Navíc požadovaná shoda s normou, která vyžaduje konstantní tuhosti v určitých směrech překážky, může být diskutabilní.

10.3.1.3 Honeycomb

Tento model je tvořen opět solidovým tělesem s jediným nedefinovaným materiálem typu *honeycomb*. Jedná se o anizotropní materiál, který je poměrně často využíván u dopravních prostředků pro pohlcení deformační energie (Obr. 92). Výhodou je opět jednoduchost modelu, protože u většiny softwarů lze každému standardnímu objemovému prvku přiřadit materiál s vlastnostmi *honeycomb*. Další výhodou může být dobré deformační chování tohoto materiálu. Velkou nevýhodou je naopak nutnost definice materiálu poměrně velkým množstvím parametrů, jejichž změnou je dosahováno požadované deformační charakteristiky.



Obr. 92. Materiál typu *honeycomb* (31)

10.3.1.4 Izotropní materiál s povrchovým plechem

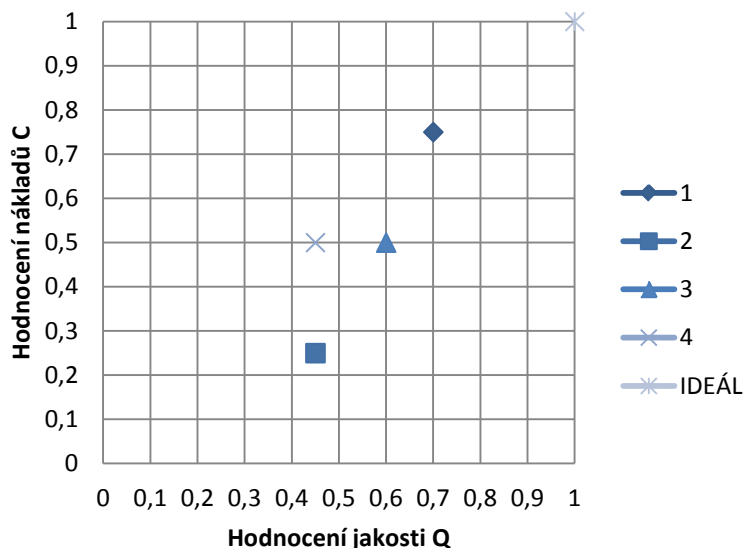
V tomto případě je model tvořen objemovými 3D prvky, ale navíc je jeho vnější plocha pokryta 2D prvky typu *shell*. Při nadefinování rozdílných materiálů pro tyto dva typy prvků se model chová jako plné těleso s povrchovým plechem. Výhodou této metody je možnost simulace tuhého tělesa s poddajným jádrem. Nevýhodou je však větší náročnost při úpravě parametrů dvou materiálů a zvýšení výpočtové náročnosti.

10.3.1.5 Volba nejvhodnější varianty

V této části je zvolena nejvhodnější varianta. K tomuto výběru je použita metoda bodového srovnávání kritérií (Tab. 40). V tabulce je bodováno plnění dílčích funkcí a jejich celkové hodnocení je normováno vůči ideálnímu řešení. Z diagramu na Obr. 93 je patrné, že nejvhodnější je varianta 1 s použitím jediného izotropního materiálu.

Tab. 40. Hodnocení jednotlivých variant modelu překážky

Varianta/alternativa		1	2	3	4	IDEÁL
Kritéria jakosti Q	Náročnost modelu	3	2	3	1	4
	Výpočtová náročnost	3	2	3	2	4
	Dosažení měkké charakteristiky	2	3	2	2	4
	Splnění požadavků ČSN EN 15227+A1	3	1	2	3	4
	Upravitelnost modelu	3	1	2	1	4
	Celkový součet hodnocení	14	9	12	9	20
	Celkové normové hodnocení	0,7	0,45	0,6	0,45	1
Kritér. nákladů C	Vývojové náklady	3	1	2	2	4
	Celkový součet hodnocení	3	1	2	2	4
	Celkové normové hodnocení	0,75	0,25	0,5	0,5	1
Celkové pořadí		1	4	2	3	



Obr. 93. Diagram relativní vhodnosti variant

10.3.2 Jediný izotropní materiál

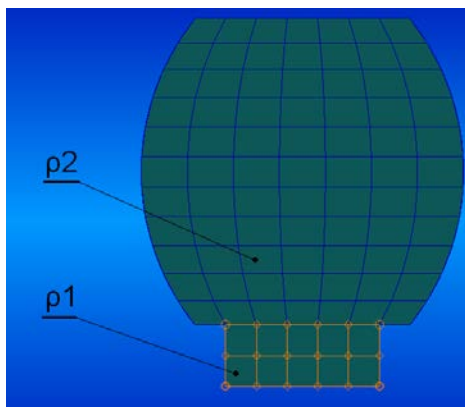
10.3.2.1 Typ materiálu

Na základě několika prvních výpočtů bylo patrné, že jediná možnost jak dosáhnout požadované deformační charakteristiky je použití plastického materiálu typu *piecewise-linear* (tj. po částech lineární). Proto byl zvolen konstitutivní model *ElasPlas (DYMAT24)*. Tento materiál je vhodný pro Lagrangeovo objemové prvky. Jako *Yield Model* byl vybrán *True Stress vs. Strain*, což v podstatě znamená, že materiál je definován závislostí poměrného prodloužení a skutečného napětí vztaheného vůči počátečnímu průřezu. U vybraného materiálu je tato závislost zadána prostřednictvím pole hodnot o 41 prvcích (viz příloha). Dále je materiál definován třemi hodnotami: hustotou, poissonovým číslem ($\mu = 0,3$) a elastickým modulem.

V software MSC.Patran je vyžadováno pro jakoukoliv proměnnou veličinu definovat zvláštní pole. Jak bylo uvedeno v předchozím odstavci, je třeba vytvořit zvláštní pole pro popis plastického chování materiálu. Toto pole je vytvořeno příkazem *create - Material Property - Tabular Input*. Zde je definováno pole *mat1* prostřednictvím 41 hodnot napětí (viz příloha č. 1), mezi nimiž program považuje funkci za lineární. Aby se nemusely tyto hodnoty zadávat ručně, bylo využito možnosti importu dat ze souboru *.csv. Díky jednoduchosti tohoto formátu je možné vytvořit makro, které umožňuje převod mezi souborem *.csv programu MSC.Patran a souborem *.csv, který používá program MS Excel (script viz příloha č. 1). Protože pro ladění překážky co nejlíže k zadané deformační charakteristice podle normy je nutné provést několik desítek, ale spíše stovek jednoduchých MKP výpočtů překážky, bylo zároveň vytvořeno makro umožňující editovat přímo výstupní databázi software MSC.Patran (viz script). V praxi to znamená, že pro změnu definice materiálu před dalším výpočtem, není třeba otevírat preprocesor a provádět mnoho nadbytečných úkonů. Definice materiálu je totiž převedena z MS Excelu přímo do vstupního souboru MSC.Dytran a může být ihned spuštěn výpočet.

10.3.2.2 Hustota jednotlivých částí překážky

Normou ČSN EN 15 227 je stanoven požadavek na hmotnost překážky i na výšku jejího těžiště. Aby tyto požadavky bylo možné splnit, je třeba modelovat překážku s použitím dvou stejných materiálů s odlišnou hustotou. První materiál je aplikován ve spodní části překážky a druhý v horní části (Obr. 94).



Obr. 94 Aplikované materiály na překážku s různou hustotou

Aby byla hmotnost překážky 15 000 kg a zároveň výška těžiště ležela 1,75 m nad temenem kolejnice, je nutné splnit následující dvě rovnice. Tyto rovnice vycházejí z geometrie součásti.

$$\rho_2 \cdot V_2 = m_c - \rho_1 \cdot V_1$$

$$\rho_1 \cdot y_1 \cdot v_1 + \rho_2 \cdot y_2 \cdot v_2 = T \cdot m_c$$

Kde je

- ρ_1 hustota dolní části překážky [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- ρ_2 hustota horní části překážky [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- V_1 objem dolní části překážky [m^3]
- V_2 objem horní části překážky [m^3]
- m_c celková hmotnost překážky [kg]
- y_1 vzdálenost temena kolejnice k těžišti spodní části překážky [m]
- y_2 vzdálenost temena kolejnice k těžišti horní části překážky [m]
- T vzdálenost temena kolejnice k těžišti překážky [m]

Na první pohled je patrné, že se jedná o soustavu dvou lineárních rovnic o dvou neznámých. Soustava je tedy plně určena a lze jejím řešením nalézt právě dvě hustoty ρ_1 a ρ_2 , při kterých bude dosaženo daných parametrů. Řešení je uvedeno následovně.

$$\rho_1 = \frac{m_c(T - y_2)}{y_1 \cdot v_1 - y_2 \cdot v_2} = \frac{15000(1,75 - 2,2)}{1,2,4 - 2,2,2,4} = 2343,75 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_2 = \frac{m_c - \rho_1 \cdot v_1}{v_2} = \frac{15000 - 2343,75 \cdot 2,4}{22,536} = 416 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Hodnoty jsou do výsledných vztahů dosazovány v základních jednotkách a jsou určeny z geometrie překážky (Obr. 11). Dosazením vypočítaných hustot jsou příslušné definice materiálů v modelu dokončeny.

10.3.2.3 Parametry materiálu nově navržené překážky

Pro nalezení vhodného materiálu překážky bylo nutné definovat vhodný systém. Při náhodných definicích materiálu by se deformační charakteristika těžko přiblížila požadovanému průběhu. Navíc při sebemenších změnách průběhu napětí materiálu dochází často k řádovým změnám deformační charakteristiky a naopak při některých markantních změnách charakteristiky materiálu se výsledná deformační charakteristika nemění.

Po zkušenostech z prvotních pokusů o nalezení vhodných parametrů materiálu překážky byla vytvořena křivka popisující materiál pouze dvěma parametry (Y , e), jejichž změnou je možné reálně upravovat deformační charakteristiku. Tato křivka vychází z předpokladu, že by průběh napětí měl mít tři základní části a to pozvolný náběh na maximální hodnotu růstu napětí,

pozvolné uvolnění a část s minimálním růstem napětí. Jako velice vhodná se pro tyto účely ukázala být geometrická posloupnost. Funkce skutečného napětí je definována následovně.

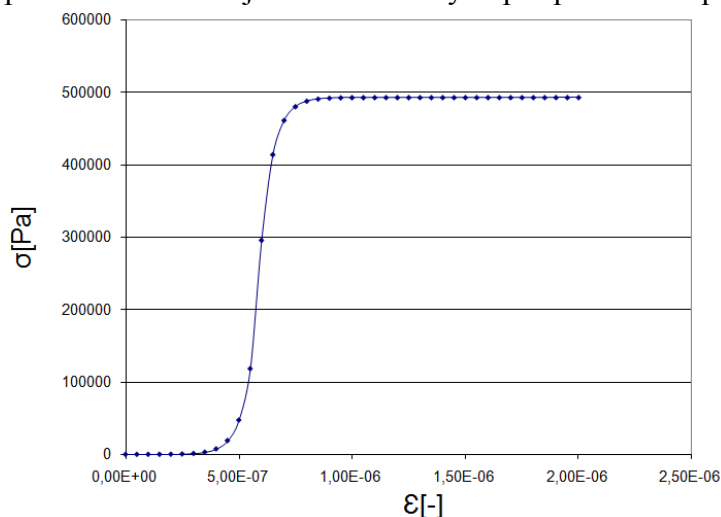
$$(\sigma_n)_{n=1}^{41} \in R; (\varepsilon_n)_{n=1}^{41} \in R; e, Y \in R; \varepsilon_n = n \cdot 5 \cdot 10^{-8}; \sigma_1 = 0; \sigma_2 = 1;$$

$$\forall \sigma_n \text{ kde } n \in \langle 3; 13 \rangle \quad \sigma_{n+1} = [\sigma_n \cdot e]Y$$

$$\forall \sigma_n \text{ kde } n \in \langle 14; 24 \rangle \quad \sigma_{n+1} = [\sigma_n \cdot (1 + e^{25-n})]Y$$

$$\forall \sigma_n \text{ kde } n \in \langle 25; 41 \rangle \quad \sigma_{n+1} = [\sigma_n + 0,1]Y$$

Protože je celá křivka napětí v závislosti na poměrné deformaci řízena pouze dvěma parametry, je možné najít materiál, jehož deformační charakteristika bude odpovídat potřebnému průběhu. Při pohledu na celý průběh napětí (Obr. 95) je patrné, že modul pružnosti a tudíž i tuhost materiálu pozvolna roste až k maximální hodnotě a následně pozvolna klesá k minimu, které si nadále udržuje. Díky tomuto pozvolnému průběhu je možné očekávat poměrně plynulou deformační charakteristiku. Parametrem e je pak řízen sklon křivky a tudíž i hodnota největšího modulu pružnosti. Parametrem Y je pak stanovena velikost napětí, při kterém strmá křivka přechází do pozvolné, kde díky výrazně menšímu modulu pružnosti materiál již neklade velký odpor průniku do překážky.



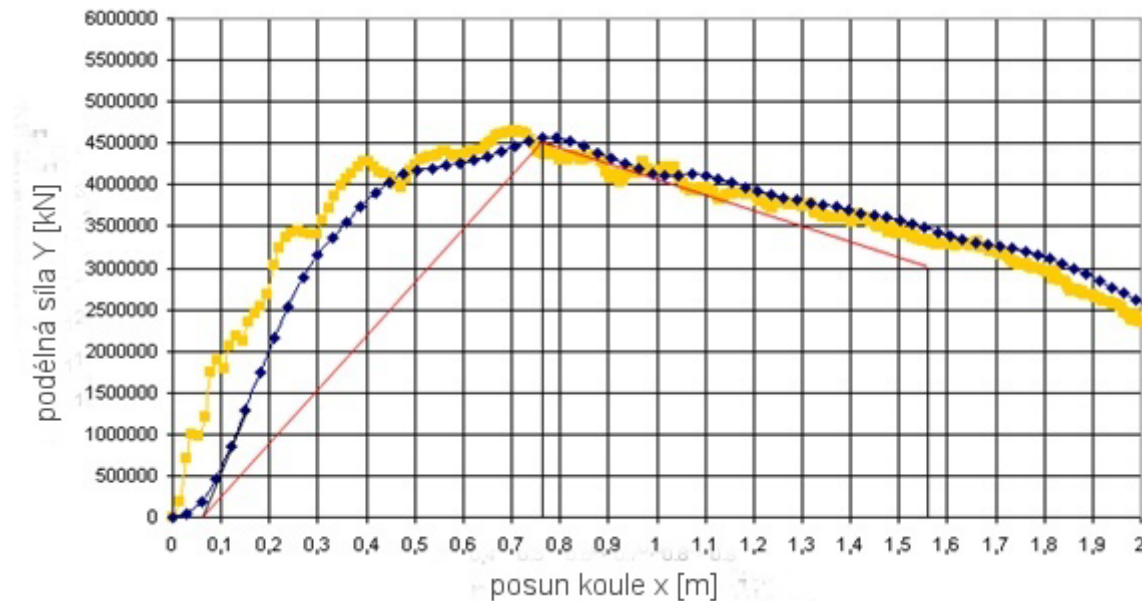
Obr. 95 Průběh napětí v závislosti na poměrné deformaci

Nejvíce se k normou předepsané deformační charakteristice blížily tři materiály. Pro jejich exaktní hodnocení byla porovnána průměrná síla. Zde byly sečteny síly působící v kontaktu v jednotlivých krocích a tato hodnota byla vydělena počtem kroků. Nejmenší průměrnou sílu pak prokázal materiál o parametrech $e = 2,5$ a $Y = 12,5$. Ačkoliv má tento materiál v deformační charakteristice relativně strmý náběh síly v kontaktu, jeho vrchol leží nejbližší vrcholu předepsanému normou, a tudíž v druhé polovině nejlépe kopíruje předepsaný průběh (Obr. 96).

10.4 Vlastnosti nově navržené překážky

Výsledný průběh síly působící na tuhou, homogenní kouli lze získat dvěma způsoby. Buď je možné analyzovat sílu působící v kontaktu, nebo lze uvažovat sílu působící zpomalení narážejícího objektu. Tyto síly by měli být dle zákona akce a reakce v každém okamžiku stejné, čímž by byla částečně ověřena správnost výpočtu. Protože zpomalující sílu je možné v software MSC.Dytran snadněji vyjádřit v závislosti na dráze tělesa, je pro další analýzu výsledků uvažována právě tato. Jelikož norma umožňuje filtrování výsledných veličin, byl průběh síly i dráhy v čase filtrován dolnopropustným filtrem s frekvencí 60 Hz. Filtraci

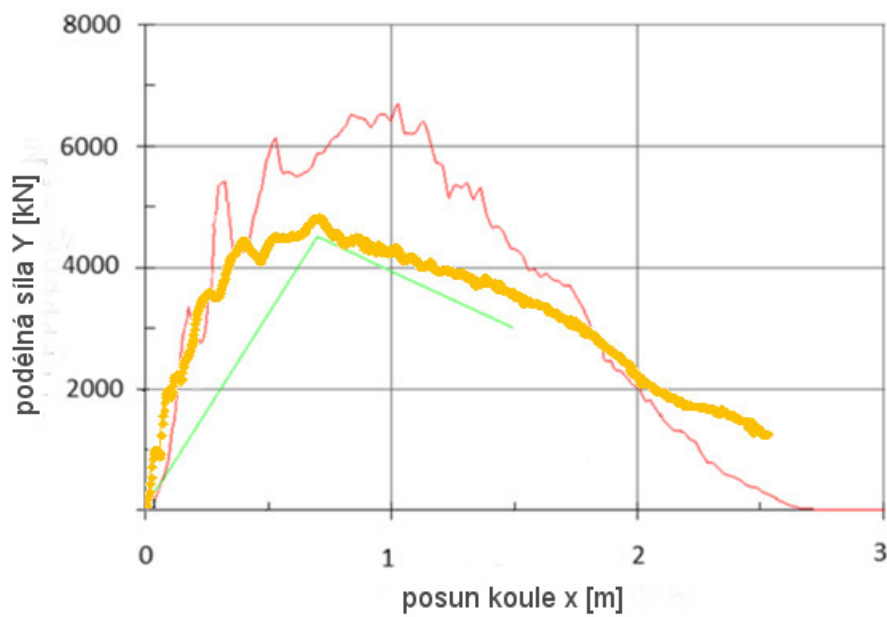
výsledků umožňuje postprocesor MSC.Patran. Takto upravené výsledky je však třeba exportovat do MS Excel, kde teprve může být vyjádřena síla v závislosti na dráze. Tento průběh je na Obr. 96. V grafu je žlutou křivkou zobrazen průběh před filtrací a modrou křivkou průběh po filtraci. Červeně je zobrazena mezní čára podle normy, pod kterou se filtrovaný průběh nesmí dostat. V grafu je patrné, že po filtraci (modrá křivka) vzniká v počátku jakýsi pozvolný náběh, který je ale pouze důsledkem softwarové filtrace. Proto je skutečný počátek uvažován v místě kam sleduje trend náběhové části deformační křivky. Z grafu je také dobře patrné, že nefiltrovaná deformační charakteristika proniká do oblasti pod mezní čarou. To může být výhodné při použití překážky v simulaci nárazu podle scénáře č. 3 normy, neboť v těchto místech bude její tuhost nižší, ačkoliv jsou dodrženy všechny požadavky normy.



Obr. 96. Deformační charakteristika nového modelu překážky

Protože jedním z hlavních cílů této práce je návrh optimalizované velké deformovatelné překážky s co nejnižší deformační charakteristikou, která splňuje požadavky normy a má nižší tuhost než překážka stávající (kap. 9.1), použitá pro návrh stávajícího řešení skříně lokomotivy 109E s odolností proti nárazu, je vhodné provést srovnání stávajícího a nového řešení deformační charakteristiky překážky (Obr. 97).

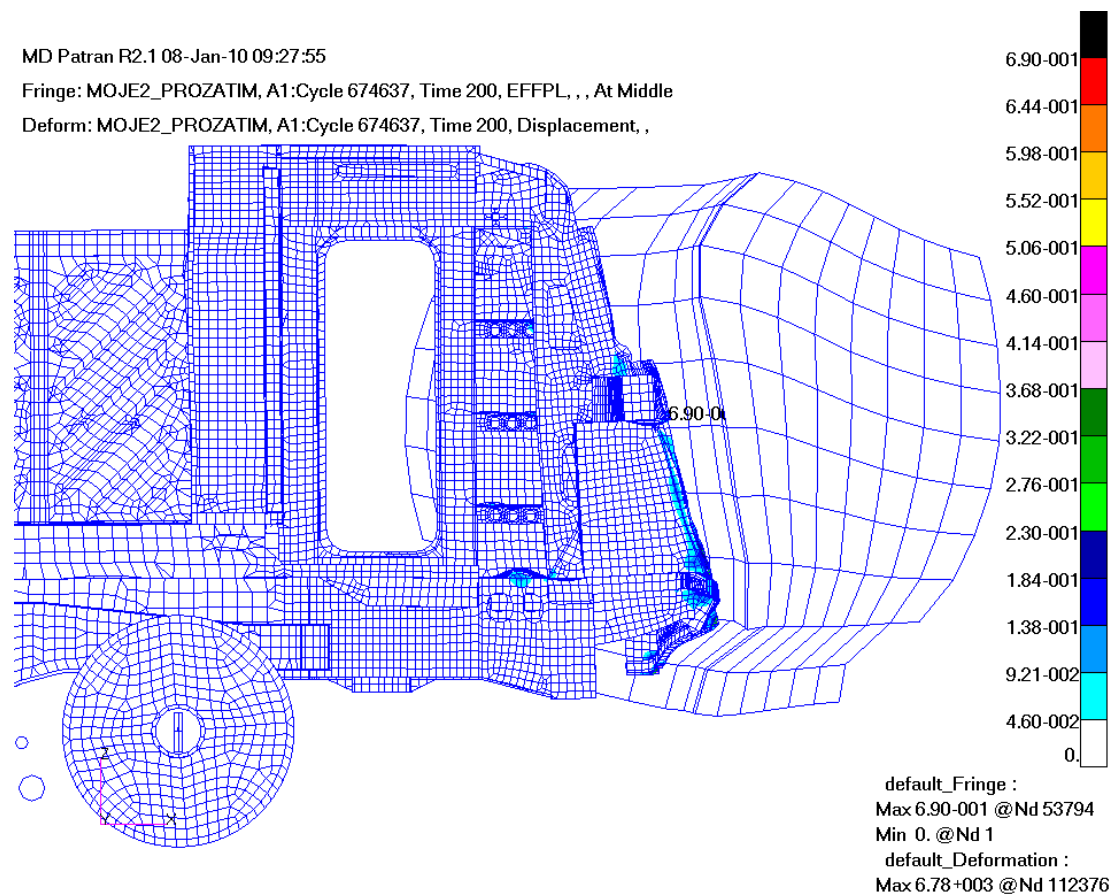
V tomto srovnání je červenou křivkou zakreslen udávaný průběh deformační charakteristiky původní překážky řešený v software LS Dyna, kde byla použita varianta překážky s povrchovým plechem (kap. 9.1). Žlutá křivka představuje průběh deformační charakteristiky překážky s použitím navrženého materiálového modelu (kap. 10.3) a zeleně je zakreslena mezní křivka definovaná normou. V počátku obou deformačních křivek je zřejmý velice podobný náběh síly. U nově navržené překážky však dále síla od zpomalení výrazně klesá a při celkovém pohledu na starý a nový průběh deformačních křivek je patrné velmi výrazné snížení tuhosti překážky.



Obr. 97. Porovnání deformačních charakteristik stávající a nové překážky

11. Výpočet nárazu lokomotivy s nově navrženou překážkou

Dalším logickým krokem ve snaze o odlehčení konstrukce kabinového modulu je simulace nárazu lokomotivy do nově navržené (kalibrované) překážky. Výpočet je proveden za stejných podmínek jako v kap. 8, proto není účelné zabývat se jeho detailnějším popisem. Základními výsledky, které umožňují porovnání výpočtu s původní překážkou a výpočtu s kalibrovanou překážkou, jsou náhledy deformace kabiny. Tyto výsledky jsou uvedeny na Obr. 98 až Obr. 101. Na Obr. 98 (pohled zleva) je patrné, že k výraznějším deformacím nedochází ani v zónách k tomu určených. To samo o sobě vypovídá o jednoznačném zlepšení tuhosti překážky (snížení tuhosti). Dále je zde zřejmé, že oddálení překážky je výrazně menší než při výpočtu nárazu lokomotivy s původní překážkou, ačkoliv se jedná o stejný časový krok. Z toho lze opět usuzovat na nižší tuhost překážky.

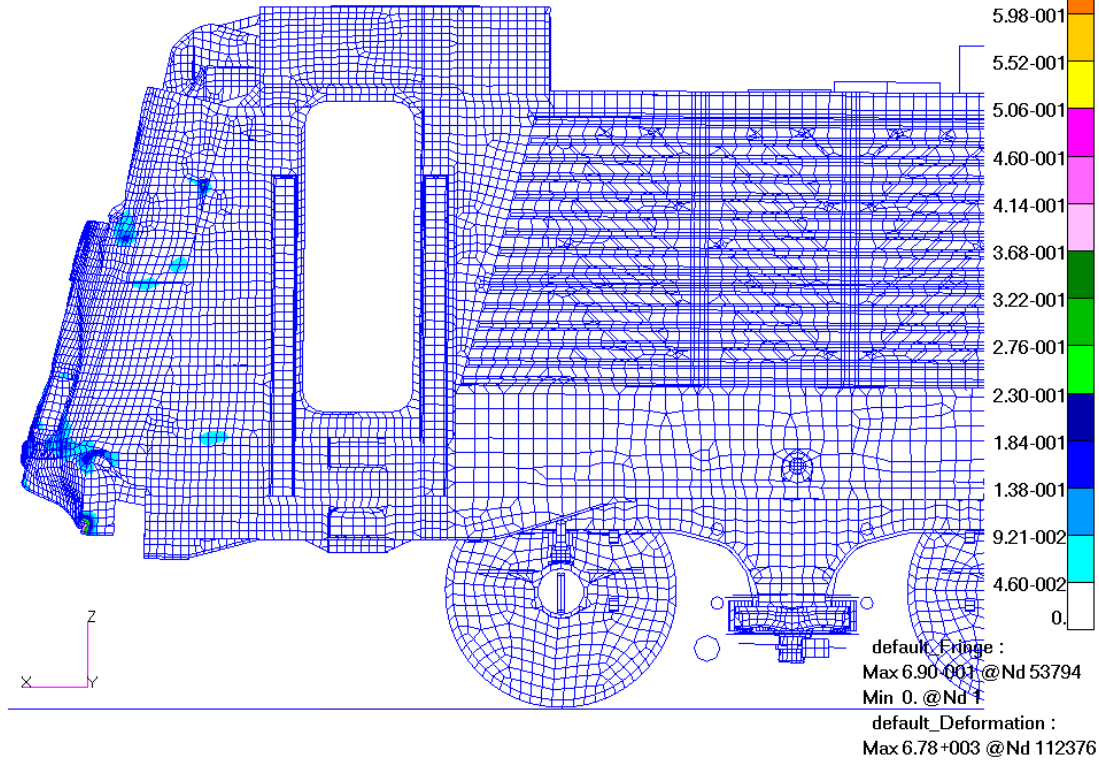


Obr. 98 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled zleva)

MD Patran R2.1 08-Jan-10 09:27:55

Fringe: MOJE2_PROZATIM, A1:Cycle 674637, Time 200, EFFPL, , , At Middle

Deform: MOJE2_PROZATIM, A1:Cycle 674637, Time 200, Displacement, ,

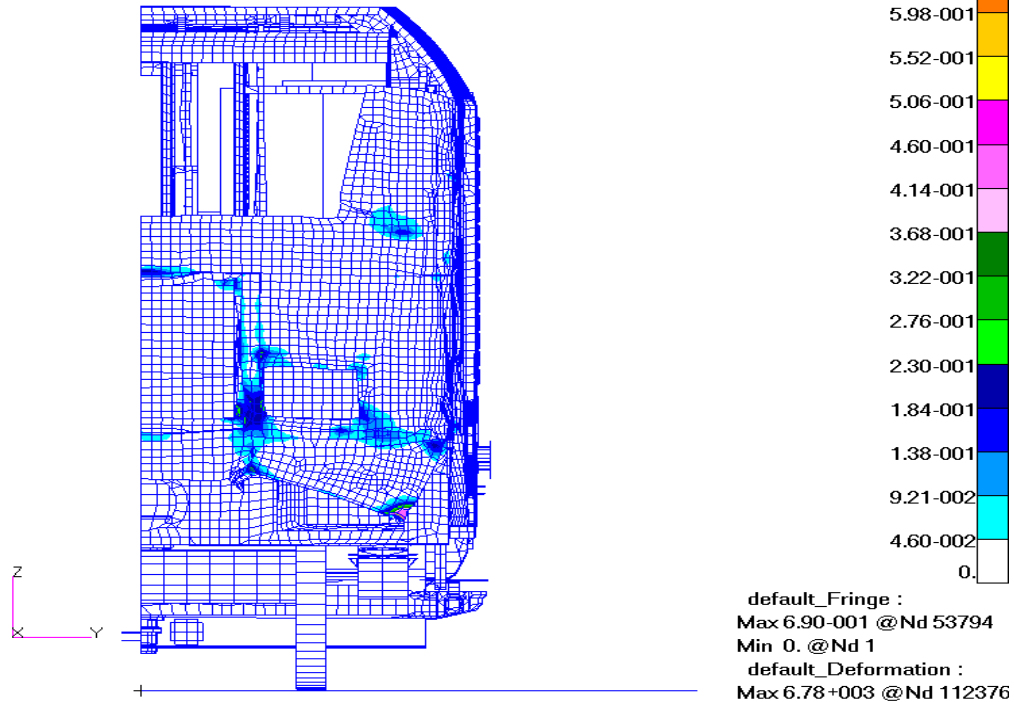


Obr. 99 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled zprava)

MD Patran R2.1 08-Jan-10 12:18:58

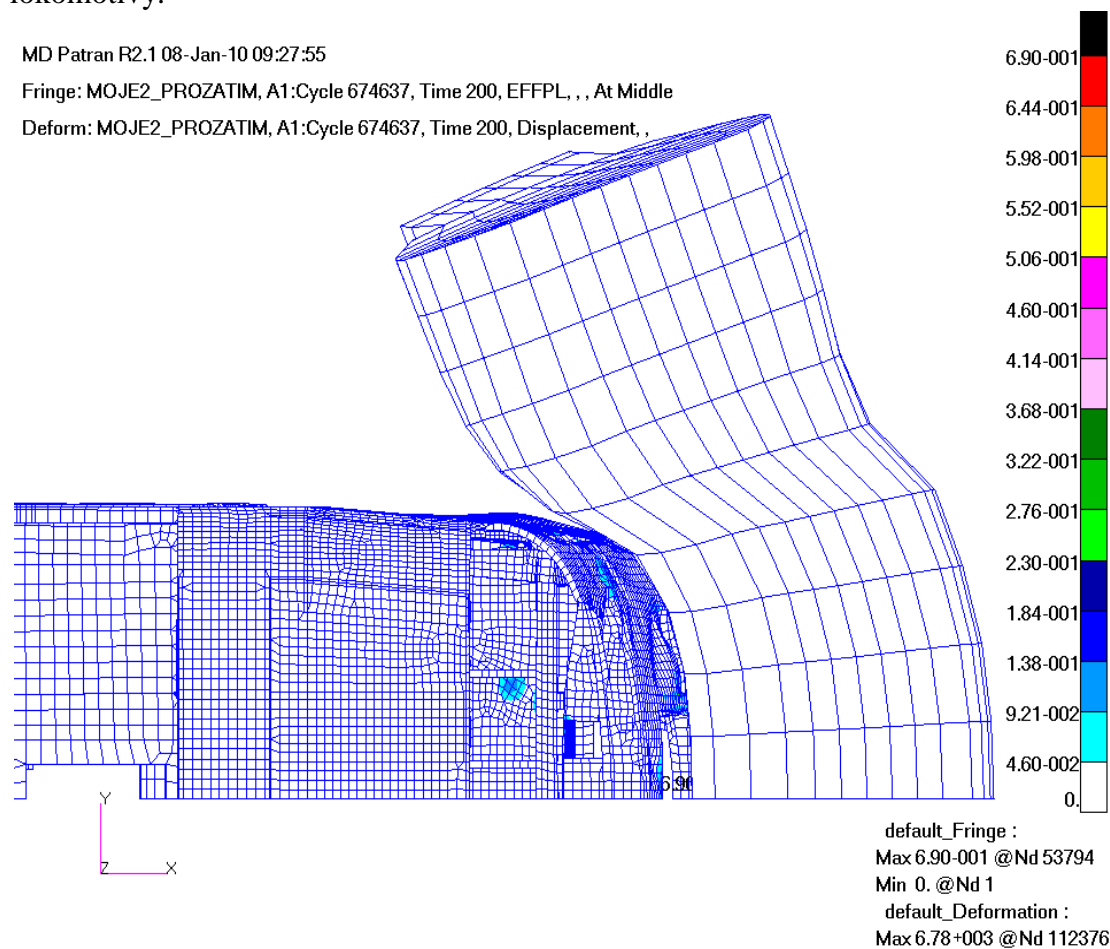
Fringe: MOJE2_PROZATIM, A1:Cycle 674637, Time 200, EFFPL, , , At Middle

Deform: MOJE2_PROZATIM, A1:Cycle 674637, Time 200, Displacement, ,



Obr. 100 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled zepředu)

Na Obr. 101 je pohled shora na náraz lokomotivy do kalibrované překážky. Při porovnání s výsledky výpočtu kolize lokomotivy s původní překážkou (Obr. 82) je patrné, že navržená překážka má výrazně nižší tuhost i v příčném směru. To znamená mnohem vhodnější chování překážky, protože během prvotního zatížení konstrukce skříně lokomotivy dochází k deformaci pouze středu překážky, tzn. je urychlována pouze část hmotnosti odpovídající hmotnosti středu překážky. Teprve až následně dochází k deformaci překážky a k urychlení hmotnosti obou konců překážky. Díky tomu dochází k lepšímu rozložení urychlujících sil v čase, a lze tedy předpokládat i snížení kontaktních sil mezi překážkou a skříní lokomotivy. Logickým důsledkem tohoto postupného urychlování překážky je prodloužení doby, kdy je lokomotiva v kontaktu s překážkou a tím i vhodnější průběh namáhání konstrukce skříně lokomotivy.



Obr. 101 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled shora)

Jak bylo již zmíněno, dalším důležitým cílem této práce je úprava (odlehčení) konstrukce skříně vozidla, jako následek požadavků na odolnost proti nárazu. Navržením nové deformační charakteristiky překážky sice dochází k menšímu namáhání skříně lokomotivy, ale to není z hlediska odolnosti proti nárazu a požadavku na úsporu hmotnosti lokomotivy účelné. Z tohoto plyne, že je velmi důležité jakým způsobem lze upravit konstrukci, aby výpočtem bylo dosaženo původního (správného) deformačního chování. Této problematice je věnována následující kapitola.

12. Návrh úprav skříně lokomotivy

V této kapitole jsou popsány jednotlivé možnosti úpravy skříně, resp. kabinového modulu lokomotivy 109E, které mají vést k hmotnostní úpravě. Těmito úpravami musí být zachována deformační odolnost lokomotivy, tj. musí i nadále plnit všechny požadavky norem (zejména ČSN EN15227+A1) a s ohledem na to, že se jedná o dodatečné úpravy již navržené skříně, úpravy musejí být co nejmenší (viz i kap. 6.1) a samozřejmě musí být zachovány veškeré prvky konstrukce nutné pro zástavbu potřebného vybavení. To v praxi znamená, že úpravy konstrukce kabinového modulu (např. změna konstrukčního uspořádání jednotlivých prvků nebo úprava deformačního prstence) není přípustná. Konstrukcí kabinového modulu skříně se rozumí uspořádání jednotlivých konstrukčních částí (nosníků, plechů a dalších nosných prvků). Taktéž materiálové změny jsou dle zadavatele obecně nepřípustné – viz následující kapitola.

Přesto jsou v následující kapitole naznačeny možnosti, jakými způsoby lze obecně dosáhnout hmotnostních úspor a následně je rozpracována varianta, která vyplývá z požadavků zadavatele úkolu.

12.1 Možnosti úprav skříně

Níže popsané varianty vedoucí ke snížení hmotnosti skříně nebo optimalizaci řešení konců vozidla se vztahují zejména k tomuto konkrétnímu případu, nicméně je určitě možné konstatovat, že jsou alespoň z části obecně platné a mohou být určitým vodítkem pro návrh skříně vozidla s odolností proti nárazu. Ne vždy je nutné provádět náročnou hmotnostní optimalizaci, která na jednu stranu přinese menší spotřebu primární energie vlivem úspory hmotnosti, ale na stranu druhou vede ke zhoršení přenosu hnací síly na kolej (otázky adheze ve styku kolo – kolejnice), což samozřejmě platí pouze pro hnací vozidla. Samozřejmě je nutné při tom respektovat maximální dovolenou hmotnost vozidla.

12.1.1 Úprava tloušťek nosných prvků

Tato varianta předpokládá úpravy v tloušťce jednotlivých nosníků, plechů a dalších nosných prvků konstrukce kabinového modulu skříně lokomotivy. Pomocí těchto úprav je možné v podstatě bez zásahu do konstrukce skříně dosáhnout správného deformačního chování čela lokomotivy. Pro tuto variantu se také předpokládá využití stejného materiálu a dochází tedy jen ke změně (zmenšení) tloušťek nosných prvků konstrukce.

Úprava tloušťek jednotlivých prvků skříně oproti stávajícímu řešení je umožněna díky nově navržené překážce a její definované deformační charakteristice. Na první pohled se jedná o velmi jednoduchou úpravu, ale i tohoto řešení je stále nutné mít na paměti, že musí být řešení provedeno v několika krocích (optimalizací) tak, aby zejména čelo zůstalo odolné proti nárazu a nedocházelo k nepřípustným deformacím konstrukce. Toto řešení je plně v souladu s požadavky zadavatele a dále se jistě jedná o řešení s nejnižšími pořizovacími náklady úprav skříně s cílem snížit výslednou hmotnost celé skříně lokomotivy.

Tato varianta vyhovuje v plné míře požadavkům zadavatele, přináší i finanční úspory a bude proto v následujících kapitolách rozpracována.

12.1.2 Využití dalších konstrukčních materiálů

Využitím jiných materiálů v konstrukci skříně je myšleno použití buď oceli s vyšší pevností nebo dalších druhů materiálů vč. materiálů nekovových.

Oceli s vyšší pevností

Použití ocelí s vyšší pevností popř. ocelí vysokopevnostních může jistě vést ke snížení hmotnosti vlastní konstrukce s ohledem na jejich vyšší únosnost. Tyto materiály jsou velmi často využívány v automobilovém průmyslu v konstrukci karosérií vozidel. Z těchto materiálů jsou obvykle hlavní nosné a klíčové části karosérie vozidla, zejména s ohledem na deformační

chování karosérie během nehodového děje s cílem ochránit posádku vozidla při zachování jejich biomechanických limitů. Podobným způsobem by mohla být využita tato skupina materiálů i v konstrukci kabinového modulu a i v celé konstrukci skříně vozidla. Jako nejvhodnější se jeví využití pro hlavní nosné prvky konstrukce kabinového modulu. Pro tyto aplikace je možné uvažovat s využitím materiálů o mezi pevnosti až 700 MPa, a to zejména s ohledem na skutečnost, že tento materiál byl poměrně podrobně zkoumán pro využití právě v konstrukci skříní kolejových vozidel (32). Největší překážka ve využití ocelí s vyšší pevností je ovšem spojena s vyššími pořizovacími náklady těchto materiálů oproti běžně využívaným konstrukčním ocelím. Tato cesta se jeví z hlediska konstrukce skříně jako velmi perspektivní s jistě prokazatelnou úsporou hmotnosti např. na jeden metr délky vozidla, samozřejmě s ohledem na náklady spojené s využitím těchto ocelí.

Další druhy materiálů (zejména hliníkové slitiny)

Dalšími druhy materiálů jsou myšleny zejména hliníkové slitiny. Podobně jako u vysokopevnostních ocelí se nabízí využití těchto materiálů pro určité prvky konstrukce, popř. pro celou konstrukci skříně vozidla. Zde lze opět nalézt podobnost s automobilovým průmyslem, kde je využití hliníkových slitin obdobné jako využití ocelí s vyšší pevností, zejména ale jako přídavné deformační prvky např. za předním nárazníkem. U kolejových vozidel je ovšem využití těchto přídavných deformačních prvků více omezené a je nutné deformační odolnost řešit pro celou koncovou část vozidla. I s ohledem na požadavky na pevnost skříně vozidla dle ČSN EN 12663 (kap. 3.3) a nutného komplexního řešení konstrukce pro zajištění deformační odolnosti se jeví využití hliníkových slitin na určité prvky konstrukce v kombinaci s ocelovou stavbou skříně jako ne úplně vhodné. Jde zejména o řešení spojování prvků konstrukce z různých materiálů a velmi problematické řešení oprav těchto vozidel v případě i menšího poškození. Z těchto důvodů lze využití hliníkových slitin předpokládat jen u kompletní stavby skříní vozidel z těchto materiálů. A i v tomto případě zůstává velmi diskutabilní možnost oprav těchto skříní vozidel. Podle (33) nepřináší využití hliníkových slitin žádné významné úspory hmotnosti.

Nekovové materiály

V případě nekovových materiálů lze uvažovat s využitím zejména kompozitních materiálů, které jsou používány v různých aplikacích, např. v automobilovém průmyslu, ovšem využití v kolejových vozidlech je v podstatě omezeno na tramvajová vozidla a to jen na čela těchto vozidel. Jako vhodnější využití kompozitových materiálů se jeví využití tzv. hybridní konstrukce a to na základě nejnovějších poznatků z řešení projektu *Výzkum a vývoj hybridní skříně kolejového vozidla* podpořeného z programu TIP Ministerstva průmyslu a obchodu. V tomto případě se jedná o kombinaci ocelových nosníků a kompozitních panelů ve stavbě skříně vozidla.

12.1.3 Úprava konstrukce kabinového modulu

V tomto případě se nejedná o úpravu v pravém slova smyslu. V případě úpravy konstrukce se jedná spíše o nový návrh, či o novou koncepci konstrukce kabinového modulu či konce skříně vozidla, které má mít požadovanou odolnost proti nárazu. Zde nelze očekávat žádnou výraznější úsporu hmotnosti skříně vozidla. Navíc pro tento konkrétní případ je taková změna zcela nevhodná, protože by přinesla zásah nejen do vlastní konstrukce kabinového modulu, ale i změny do zástavby dalšího potřebného vybavení lokomotivy.

12.2 Úpravy konstrukce skříně lokomotivy

Jak již bylo popsáno v předchozí kapitole, úpravy budou řešeny pomocí změn v tloušťce jednotlivých prvků konstrukce. V kap. 11 bylo prokázáno výrazné zlepšení deformačního chování kabiny při simulaci nárazu s kalibrovanou překážkou, je možné konstrukčními úpravami docílit odlehčení konstrukce při zachování odolnosti proti nárazu. Vlastní úpravy

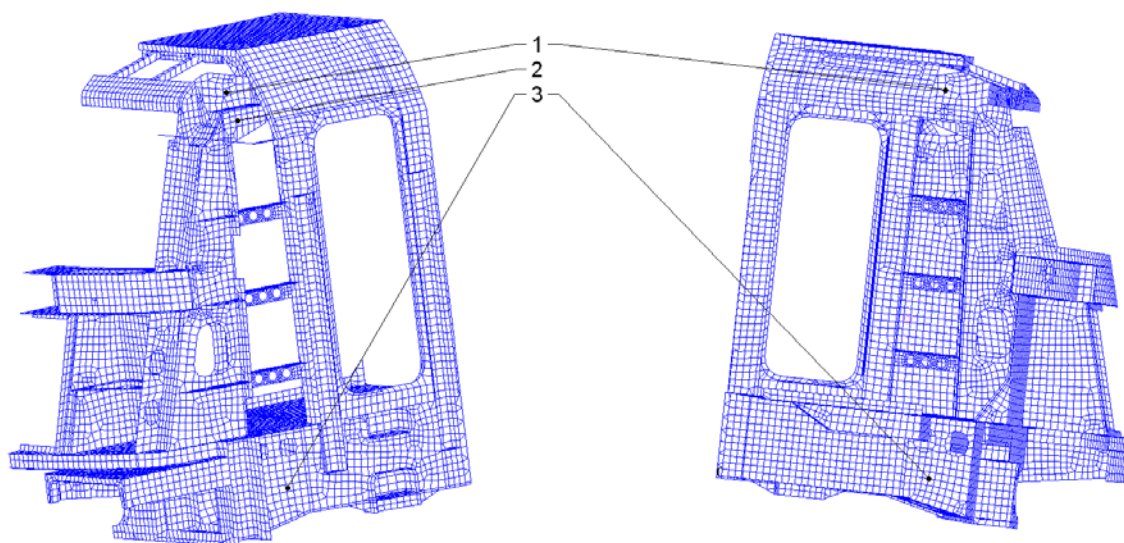
jsou rozděleny na dvě části a to na úpravu konstrukce deformačního prstence tak, aby opět plně plnil svoji funkci hlavního deformačního prvku skříně a na úpravu konstrukce čela kabinového modulu, přičemž v rámci této úpravy lze očekávat nejvýraznější snížení hmotnosti skříně lokomotivy.

12.2.1 Úprava deformačního prstence

Jak je patrné z výpočtu nárazu lokomotivy stávající konstrukce do kalibrované překážky (Obr. 98 až Obr. 101), díky snížení tuhosti překážky byly výrazně sníženy deformace kabinového modulu skříně lokomotivy. K hlavním deformacím by mělo docházet především v zónách sloužících k pohlcení nárazové energie, tj. v deformačním prstenci. Při snížení tuhosti překážky však deformační zóny téměř přestávají plnit svou funkci (Obr. 98). Proto jako první krok musí být provedena optimalizace tloušťek plechů deformačního prstence, resp. jeho jednotlivých deformačních prvků. V Tab. 41 jsou uvedeny úpravy tloušťky plechů dle pozic na Obr. 102.

Tab. 41. Úprava tloušťek plechů deformačního prstence

Pozice	Původní tloušťka [mm]	Nová tloušťka [mm]
1	3	2
2	4	2,5
3	7	5

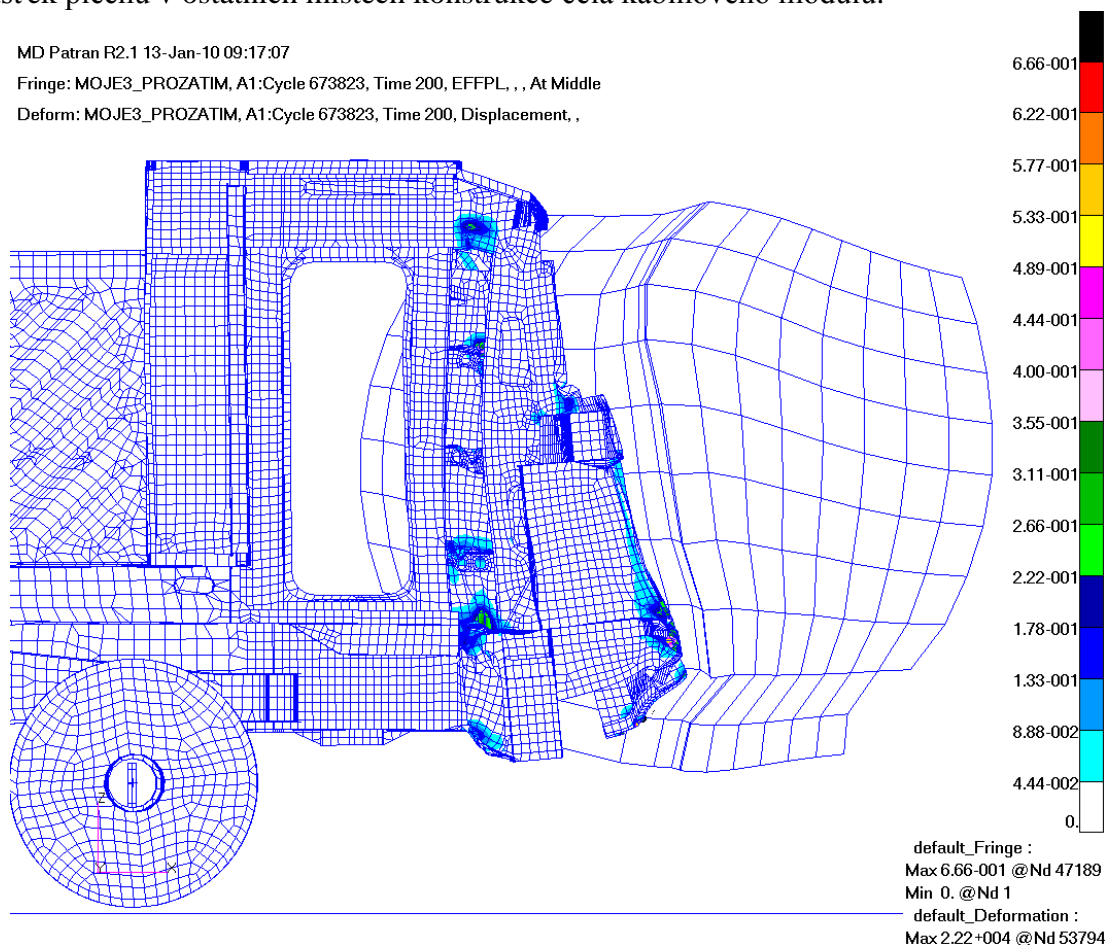


Obr. 102. Náhled upravených deformačních prvků

Z Obr. 102 je patrné, že byly sníženy tloušťky plechů horních a spodních deformačních prvků deformačního prstence. Tloušťky plechů třech středních deformačních prvků s iniciačními otvory nebyly nijak měněny, protože jejich poměrně malá tloušťka již u neupravené konstrukce by mohla způsobit ztrátu jejich stability při vlastní deformaci. Navíc se tyto deformační prvky nacházejí v místě výrazného průhybu hlavního svislého nosníku (Obr. 103) a jejich funkce je tak nezpochybnitelná.

Na Obr. 103 je náhled plastických deformací při výpočtu lokomotivy s upravenými deformačními zónami. Z obrázku je patrná správná funkce deformačních zón, které při výpočtu nárazu původní konstrukce do kalibrované překážky byly téměř bez deformací (Obr. 98). Tím bylo samozřejmě dosaženo určitého odlehčení konstrukce, nicméně zásadní změny

Ize očekávat spíše mimo tuto deformační zónu. Právě v případě, kdy k hlavním plastickým deformacím dochází v určených zónách (deformační prstenec), je možné přistoupit ke snížení tloušťek plechů v ostatních místech konstrukce čela kabinového modulu.



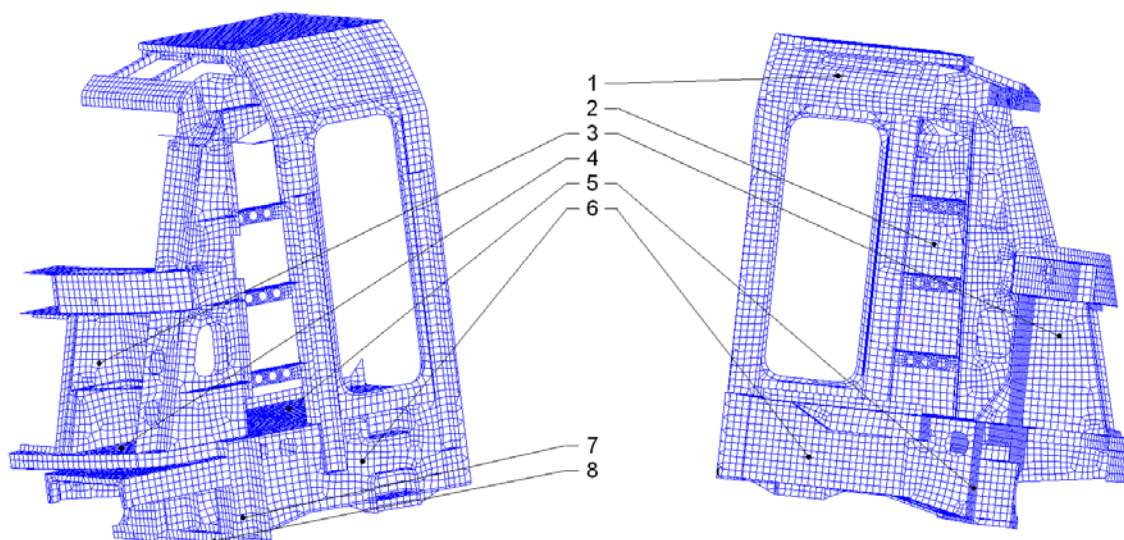
Obr. 103 Effective strain v čase 200 ms (pohled zleva)

12.2.2 Úpravy konstrukce čela kabinového modulu

Díky kalibraci překážky a následné úpravě deformačního prstence je možné provést optimalizaci konstrukce čela kabinového modulu. Základním cílem je snížení hmotnosti při zachování deformační odolnosti čela lokomotivy. Toho bylo dosaženo prostřednictvím snížení tloušťek plechů v určených místech, kterým odpovídají pozice na Obr. 104. Změna tloušťek plechů v jednotlivých oblastech je popsána v Tab. 42.

Tab. 42. Úprava tloušťek plechů konstrukce čela kabinového modulu

Pozice	Původní tloušťka [mm]	Nová tloušťka [mm]
1	5	4
2	2,5	2
3	5	4
4	8	7
5	10	8
6	8	6
7	20	17
8	30	26

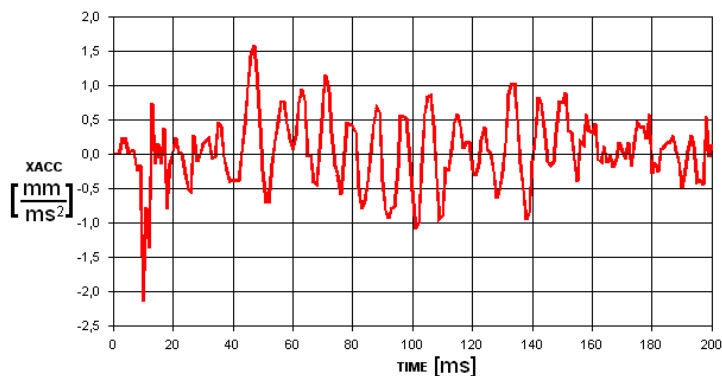


Obr. 104. Náhled upravených oblastí konstrukce

Velikost jednotlivých úprav tloušťek byla odhadnuta (na základě znalostí změn tloušťek u deformačního prstence) a postupné iterování vedlo k dosažení optimálních hodnot tloušťek jednotlivých plechů. Základním hodnotícím kritériem bylo chování konstrukce při nárazu. Pro každé odlehčení byl proveden samostatný výpočet a po zhodnocení výsledků bylo odlehčení konstrukce v daném místě zachováno, nebo byla provedena další odlehčující úprava. Díky tomuto postupu byla konstrukce jednoho kabinového modulu odlehčena o 638 kg. To znamená, že odlehčení celé skříně lokomotivy se dvěma kabinovými moduly bude činit 1276 kg.

12.3 Výpočet odolnosti proti nárazu po konstrukčních úpravách

Výsledky výpočtu podle scénáře č.3 normy ČSN EN 15227+A1 jsou uvedeny na Obr. 106 až Obr. 109. Z obrázku je zřejmé, že deformační chování modelu se opět blíží simulaci nárazu lokomotivy bez konstrukčních úprav do původní překážky (Obr. 79 až Obr. 82). Deformační prsteneček zde plní svou funkci a mimo něj téměř nedochází k větším plastickým deformacím. V místech, kde byla konstrukce odlehčena, nejsou patrné výraznější deformace, stejně jako v původním modelu, což vypovídá o jejich dostatečném dimenzování. Zrychlení na místě strojvedoucího bylo hodnoceno obdobně jako při výpočtu původní neodlehčené konstrukce a jeho průběh je znázorněn na Obr. 105. Jednotlivé hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 4. Průměrná hodnota zrychlení činí 5,26 g a je téměř shodná s velikostí zrychlení působícího při výpočtu s původní překážkou (5,95 g). Průběh rychlosti na místě strojvedoucího je zobrazen na Obr. 110.

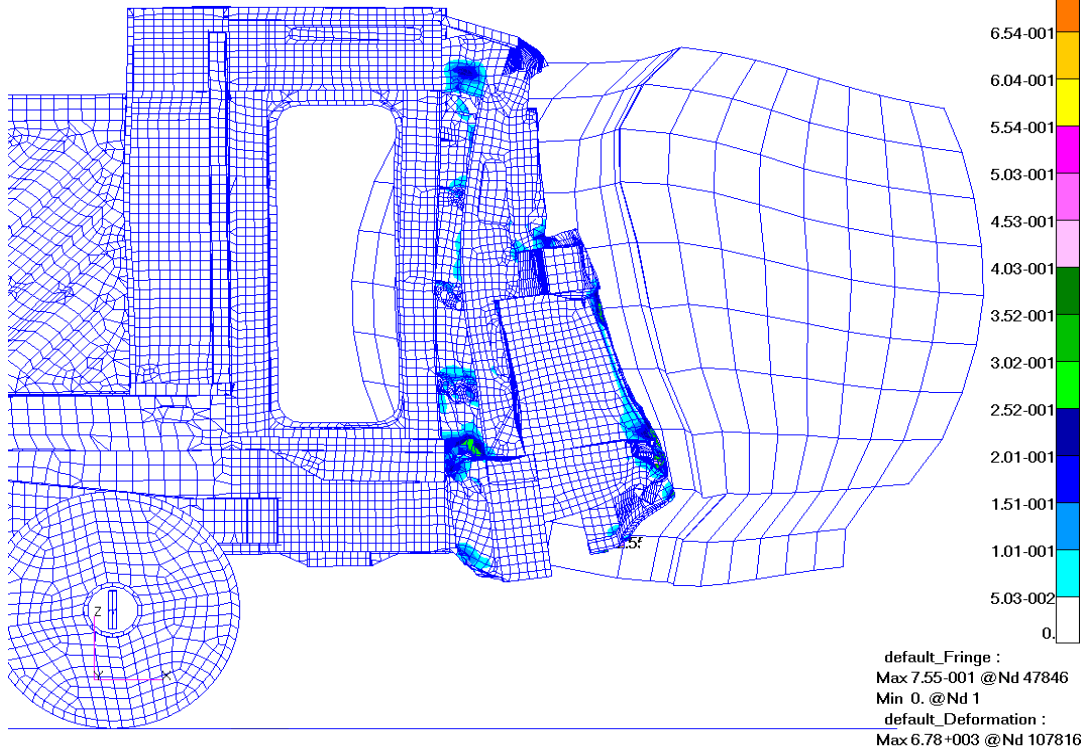


Obr. 105. Zrychlení v podélném směru v závislosti na čase

MD Patran R2.1 13-Jan-10 12:21:44

Fringe: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, EFFPL, , , At Middle

Deform: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, Displacement, ,

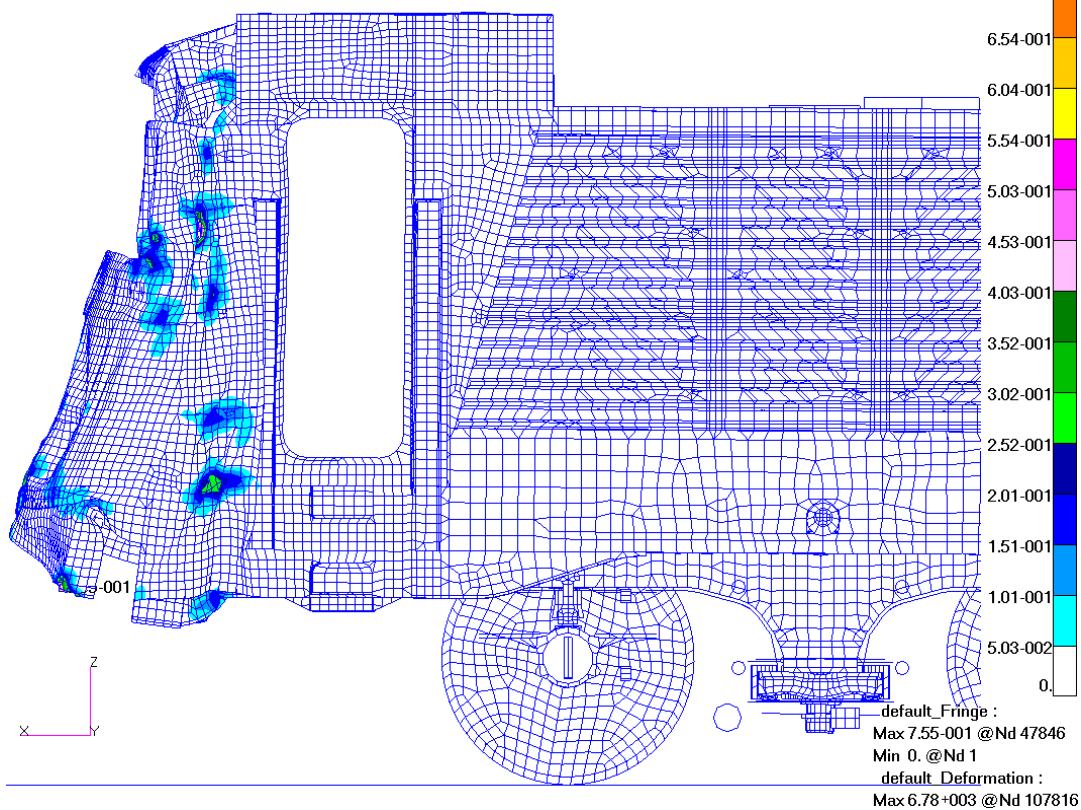


Obr. 106 Effective strain v čase 200 ms (pohled zleva)

MD Patran R2.1 13-Jan-10 12:26:01

Fringe: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, EFFPL, , , At Middle

Deform: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, Displacement, ,

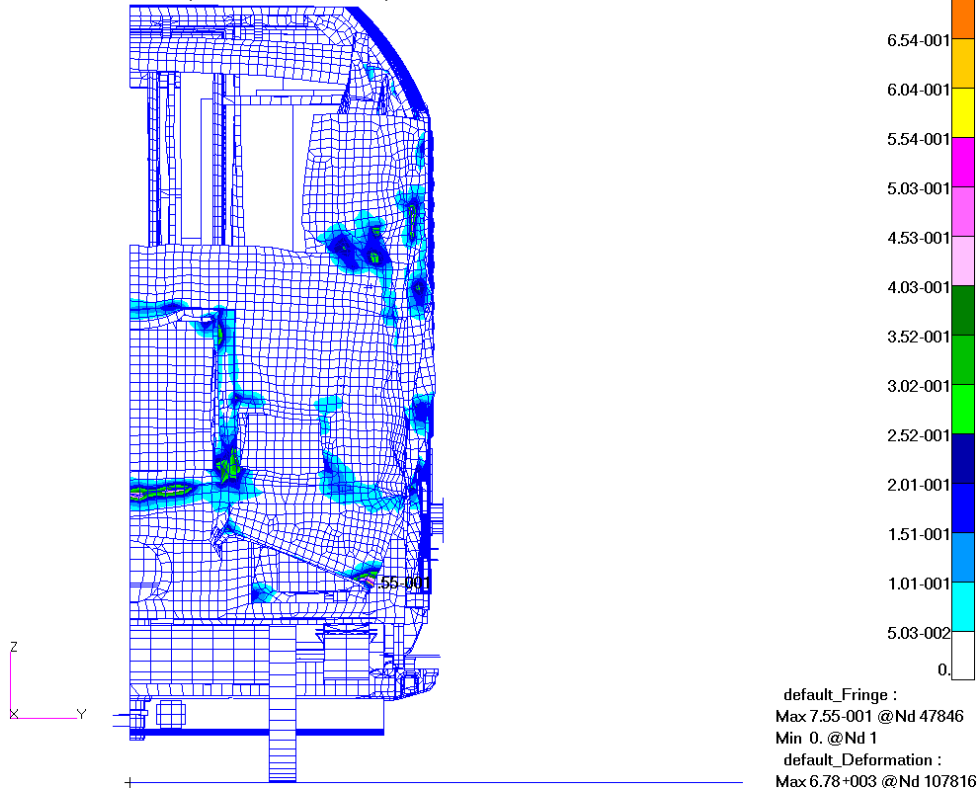


Obr. 107 Effective strain v čase 200 ms (pohled zprava)

MD Patran R2.1 13-Jan-10 12:26:01

Fringe: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, EFFPL, , At Middle

Deform: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, Displacement, ,

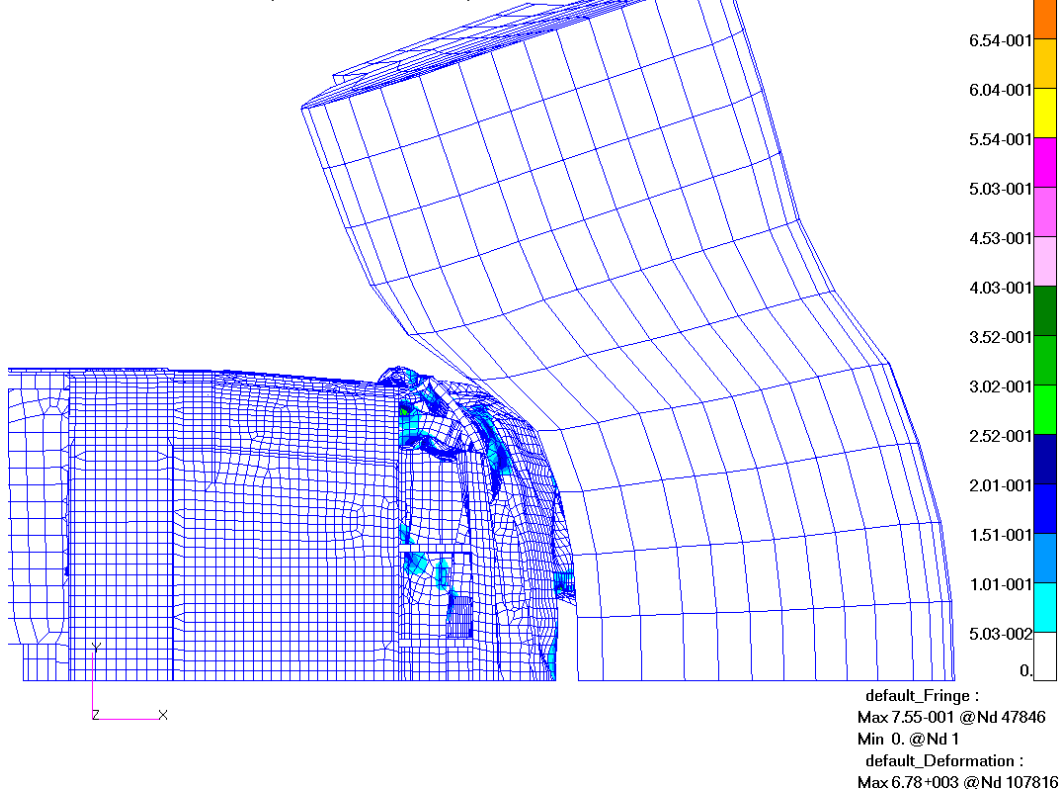


Obr. 108 Effective strain v čase 200 ms (pohled zepředu)

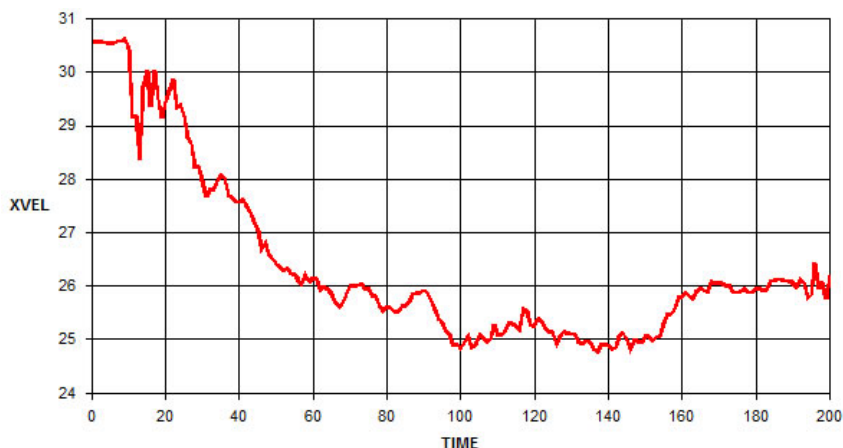
MD Patran R2.1 13-Jan-10 12:24:04

Fringe: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, EFFPL, , At Middle

Deform: MOJE3_PROZATIM, A1:Cycle 673842, Time 200, Displacement, ,



Obr. 109. Effective strain v čase 200 ms (pohled shora)

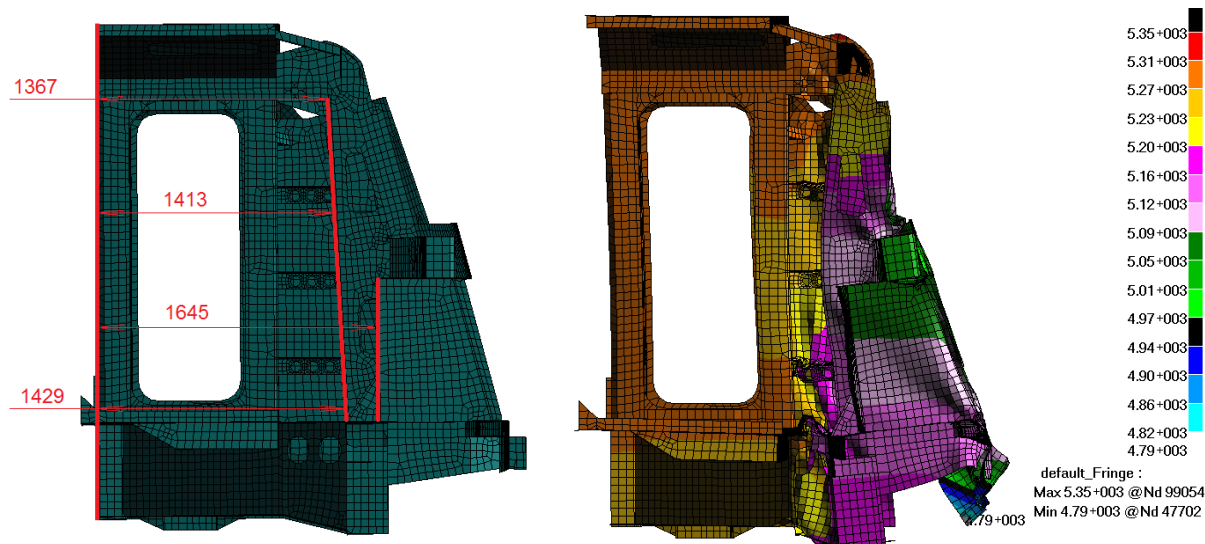


Obr. 110. Průběh rychlosti na místě strojvedoucího

12.4 Kontrola zachování prostoru pro přežití

Zajištění prostoru pro přežití strojvedoucího je definováno normou a v případě lokomotivy 109E je zajištěno prostorem v přilehlé blízkosti kolem hlavní sedící polohy – v prostoru před mezistěnou, ke kterému je bezprostřední přístup. Pro zajištění odolnosti proti nárazu norma požaduje prostor pro přežití délky a šířky minimálně 0,75 m a 80 % původní výšky stropu nebo volný prostor okolo sedadla strojvedoucího. Protože nebyly známy konkrétní rozměry sedadla a interiérových prvků, je vhodné ověřit i přes splnění požadavků normy velikost prostoru pro přežití v kabině strojvedoucího.

Byla zvolena místa omezující interiér a odměřeny jejich nedeformované vzdálenosti a dále byly z výpočtu zjištěny konkrétní hodnoty posunutí jednotlivých uzlů kabiny (Obr. 111).



Obr. 111. Základní rozměry interiéru kabiny (vlevo) a posunutí jednotlivých uzlů kabiny (vpravo)

Zvolená místa pak lze prostřednictvím výsledků posunutí jednoduše analyzovat (Tab. 43). Pro každé místo je odečteno posunutí obou krajních bodů. Následně je jejich rozdílem získána celková deformace v podélném směru. Z tohoto lze vyjádřit deformace vnitřního prostoru a zachování prostoru v procentech.

Tab. 43. Analýza rozměrů interiéru kabiny před a po deformaci

Nedeformovaná vzdálenost [mm]	Posunutí levého bodu [mm]	Posunutí pravého bodu [mm]	Celkové posunutí [mm]	Deformace interiéru [%]	Zachování prostoru pro přežití [%]
1367	5270	5230	40	2,9	97,1
1413	5270	5090	180	12,7	87,3
1645	5270	5050	220	13,4	86,6
1429	5270	5160	110	7,7	92,3

Z tabulky a obrázků je zřejmé, že změna velikosti prostoru pro přežití je minimální a struktura bez problému i tak vyhovuje požadavkům normy na zachování prostoru. Je zachována délka i šířka 0,75 m, strop je vůči podlaze téměř nedeformován. Dveřní otvor zůstává zachován, navíc by se pravděpodobně deformoval ještě méně, protože ve skutečnosti bude vyztužen dveřmi.

12.5 Zhodnocení úprav skříně

V předchozí kapitole byla popsána konkrétní opatření a proveden výpočet podle normy pro upravenou konstrukci kabinového modulu skříně lokomotivy 109E. Nejprve byly provedeny úpravy deformačního prstence tak, aby plnil svoji funkci a následně byly optimalizovány tloušťky plechů kabinového modulu. Tím bylo dosaženo snížení hmotnosti skříně (kabinových modulů) lokomotivy o 1276 kg. To znamená, že původní hmotnost skříně byla snížena o cca 9% při zachování deformačního chování lokomotivy. Přehled úspor hmotnosti skříně (kabinových modulů) je přehledně uveden v Tab. 44.

Tab. 44. Srovnání hmotností před a po úpravě konstrukce skříně lokomotivy 109E

Skříň lokomotivy	
Hmotnost stávající skříně lokomotivy [kg]	14100
Hmotnost skříně lokomotivy po úpravách konstrukce [kg]	12824
Celková úspora hmotnosti [kg]	1276
Celková úspora hmotnosti skříně [%]	9
Kabinový modul	
Hmotnost stávajícího kabinového modulu [kg]	2350
Hmotnost kabinového modulu po úpravách konstrukce [kg]	1712
Úspora hmotnosti jednoho kabinového modulu [kg]	638
Úspora hmotnosti jednoho kabinového modulu [%]	27

Další snížení hmotnosti by bylo pravděpodobně proveditelné, nicméně nelze očekávat další výraznější změnu. Proto lze konstatovat, že vzhledem k velké náročnosti úlohy na výpočetní čas, je další snižování hmotnosti v řádech několika desetin procent neefektivní. Nicméně v tomto případě by bylo nutné přistoupit k další úpravě zadání a pokusit se dosáhnout významnějších výsledků jinou metodou než je kalibrace překážky a následující úprava tloušťek plechů konstrukce kabinového modulu a byla by již nutná další opatření a použití jiných způsobů řešení zadané úlohy, přičemž jako nejvhodnější se ukazuje použití ocelí o vyšší pevnosti pro vybrané prvky konstrukce skříně vozidla.

Další otázka, která může vyvstat po úpravě konstrukce kabinového modulu je potřeba podrobit tuto upravenou konstrukci skříně kontrole podle normy ČSN EN 12663 Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel, zda provedené změny neměly vliv na požadavky této normy. Tato kontrola není z hlediska splnění

požadavků této normy potřebná a to zejména proto, že navržená skříň plnila tyto požadavky již před původními úpravami konstrukce kabinového modulu. Právě tyto původní úpravy přinesly zásadní nárůst hmotnosti skříňe vozidla a během vývoje lokomotivy ukazovaly na to, že bude překročena celková dovolená hmotnost lokomotivy. Z tohoto důvodu byly také zadavatelem požadovány takové konstrukční úpravy skříňe, které by vedly ke snížení hmotnosti při zachování odolnosti skříňe lokomotivy proti nárazu.

Na tomto místě je vhodné také uvést, že navržené změny v konstrukci skříňe lokomotivy nakonec bohužel realizovány nebyly, protože po výrobě prvního prototypu lokomotivy s původním řešením konstrukce skříňe byla nakonec celková hmotnost lokomotivy nižší, než předpokládaly výpočty. Skutečná celková hmotnost lokomotivy (87,6 t) vyhovuje tedy maximální dovolené hmotnosti tohoto druhu kolejového vozidla, která byla stanovena technickými podmínkami mezi odběratelem a výrobcem vozidla na 86 t s tolerancí -1 % až +3 % (tj. 85,14 t až 88,58 t) v souladu s vyhláškou 173/1995 Sb. v platném znění, kterou se vydává dopravní řád drah.

13. Závěr

13.1 Shrnutí disertační práce

Pasivní bezpečnost kolejových vozidel, jako relativně nový prvek v konstrukci kolejových vozidel, s sebou přináší potřebu řešení mnoha nových výzev. Mezi nejdůležitější patří řešení problémů spojených s odolností proti nárazu skříní kolejových vozidel dle požadavků platné legislativy. Odolnost proti nárazu umožňuje odolávat vnějším vlivům při srážce s ostatními účastníky provozu a tím poskytuje posádce a cestujícím ochranu. Deformační odolnost vozidla musí zajistit řízenou deformaci skříně kolejového vozidla při zachování prostoru pro cestující a posádku, musí omezit působení nárazových sil a zrychlení na určitou přípustnou mez tak, aby nedošlo k překročení biomechanických limitů a musí minimalizovat zranění při sekundárním nárazu (náraz cestujících a posádky do vnitřního vybavení vozidla) a chránit před ponehodovými ději (např. požár).

Předložená práce se zabývá právě deformační odolností kolejových vozidel a řeší problémy spojené s aplikací požadavků na konstrukci vozidla na konkrétním vozidle – lokomotivě ŠKODA 109E. S ohledem na relativně nový a velmi dynamický obor je základem práce podrobná rešerše současného stavu.

V úvodní části rešerše je uveden základní přehled legislativy v oblasti kolejových vozidel. Je naznačen systém směrnic, technických specifikací pro interoperabilitu a norem, které stanovují požadavky na vozidla v oblasti pasivní bezpečnosti. Podrobně jsou uvedeny požadavky norem ČSN EN 12663 a ČSN EN 15227+A1, které mají největší vliv na konstrukci kolejového vozidla z hlediska pasivní bezpečnosti a požadavků na odolnost skříní proti nárazu.

Hlavní část rešerše současného stavu techniky se zabývá opatřeními a zařízeními, která mají zajistit kontrolovaný průběh nehodového děje tak, aby se omezilo zpomalení vozidla během srážky na přípustnou mez, zůstaly zachovány prostory pro přežití a docházelo k řízené deformaci vozidla v předem stanovených částech konstrukce vozidla a tím byla zajištěna ochrana cestujících a posádky v co největší míře. Mezi opatření a zařízení, která zajišťují uvedené požadavky na průběh nehodového děje v oblasti lehčích nehod (nehod za nižších rychlostí) patří zejména crashové nárazníky a spráhla s deformačními prvky nebo smetadla překážek při střetu s malými objekty a různé zábrany u podvozků především čelních vozidel. Pro střední a těžší srážky se používají protišplhová zařízení zabráňující při vyšších rychlostech šplhání jednoho vozidla po druhém, specializovaná zařízení pohlcující energii nárazu a následně i deformace vlastní skříně vozidla popř. rozdělené deformační zóny do celé vlakové soupravy.

Na rešerši navazuje kapitola, která nastiňuje princip explicitní metody konečných prvků, která je využívána právě pro řešení rychlých dynamických dějů, tzn. je jednoznačně vhodnější pro řešení kolizí vozidel. Protože jsou řešiče založené na explicitním kódu podmíněně stabilní, je nutné dodržet především velikost časového kroku. Další důležitou podmínkou je kontrola celkové energie. Pokud se prvek deformuje symetricky, nedochází k odpovídající změně vnitřní energie. Ve výsledku výpočtu pak dochází k typické nerovnováze mezi kinetickou a vnitřní energií systému. Této numerické chybě se říká hourglassing.

Výpočtový model lokomotivy ŠKODA 109E je navržen s využitím výhod symetrické geometrie vozidla. Kromě modelu vlastní skříně lokomotivy je součástí výpočtového modelu i výpočtová idealizace podvozků a výzbroje lokomotivy, protože tyto části lokomotivy představují velmi významnou hmotu lokomotivy a zároveň u podvozků jejich tuhost částečně ovlivňuje pohyb skříně při kolizi. Pro výpočtový model byly definovány počáteční a okrajové podmínky, zejména počáteční rychlost 110 km.h⁻¹, přesně dle požadavků normy. Nejvýznamnějšími okrajovými podmínkami jsou pak definice symetrie modelu a podmínky

pro kolej. V modelu je definováno několik druhů kontaktů, zejména kontakt mezi kabinou lokomotivy a překážkou (typ *master-slave*) a *self contact* na celou kabinu lokomotivy. V modelu je využito velké množství materiálů. Pro deformovatelné 2D a 3D prvky lokomotivy je použito bilineárních materiálů. Pro tuhé části modelu je použit jednoduchý lineární materiál.

Stávající řešení odolnosti proti nárazu lokomotivy 109E včetně definice velké deformovatelné překážky respektovalo všechny požadavky kolizního scénáře č. 3 a požadavky na překážku podle návrhu normy EN 15227. Výpočtem stávající konstrukce bylo ověřeno správné chování navrženého výpočtového modelu lokomotivy 109E. S platností normy ČSN EN 15227 se oproti návrhu normy změnila pouze definice vzájemné polohy překážky a tuhé koule, která slouží ke stanovení deformační charakteristiky (tuhosti) modelu velké deformovatelné překážky. Ostatní ustanovení normy zůstala nezměněna.

Velmi významným dosaženým cílem práce byl návrh modelu velké deformovatelné překážky podle požadavků normy ČSN EN 15227+A1. Tuhost deformovatelné překážky (deformační charakteristika) je definována pomocí závislosti podélného posunu síly (Obr. 12), když na ni v jejím středu naráží pevná, homogenní koule o průměru 3 m, hmotnosti 50000 kg rychlostí $30 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Návrh tohoto modelu překážky je velmi důležitý pro následné ověření chování čela kolejového vozidla podle kolizního scénáře č. 3, při kterém musí konstrukce vozidla pohltit velké množství energie. Charakteristiku modelu je nutné co nejvíce přiblížit k charakteristice dané normou, protože právě tuhost překážky nejvíce ovlivní velikost deformace během simulace srážky a má tedy vliv i na návrh opatření pro zajištění odolnosti proti nárazu konstrukce skříně kolejového vozidla. Tento navržený model je plně využitelný pro budoucí aplikace při návrhu nových vozidel s odolností proti nárazu.

Snížená tuhost nově navržené překážky je patrná při simulaci nárazu se stávající konstrukcí skříně lokomotivy. V tomto případě je patrné, že k deformaci v konstrukci skříně nedochází ani v zónách k tomu určených a vyplývá to i z většího oddálení překážky ve stejném časovém kroku. To přináší prostor pro úpravu (odlehčení) skříně vozidla, samozřejmě při zachování deformační odolnosti.

Úpravy skříně, resp. jejího kabinového modulu je možné řešit několika přístupy. Jsou diskutovány možné přístupy, které spočívají buď v úpravě tloušťek nosných prvků kabinového modulu, nebo ve využití dalších konstrukčních materiálů (ocelí s vyšší pevností, hliníkových slitin, kompozitních materiálů) nebo v konstrukci kabinového modulu. S ohledem na možnosti úprav v dané době a i s ohledem na další skutečnosti, byla rozpracována varianta spočívající v úpravě tloušťek jednotlivých nosných prvků kabinového modulu skříně lokomotivy.

Dalším významným dosaženým cílem bylo navržení konkrétních opatření pro vybranou variantu řešení úprav skříně vozidla. Tyto úpravy byly rozděleny na dvě části a to na úpravu konstrukce deformačního prstence tak, aby opět plně plnil svoji funkci hlavního deformačního prvku skříně a na úpravu konstrukce čela kabinového modulu, přičemž v rámci této úpravy bylo dosaženo nejvýraznějšího snížení hmotnosti skříně lokomotivy. Celková hmotnost skříně lokomotivy 109E byla snížena o 1276 kg na výslednou hmotnost 12824 kg. Toto představuje snížení hmotnosti o cca 9%, což lze považovat za velmi významné snížení hmotnosti skříně při zachování deformačního chování lokomotivy.

13.2 Shrnutí naplnění cílů a přínosů disertační práce

Cíle disertační práce definované v kapitole 1.1 byly splněny takto:

- 1) V kapitole 3 jsou shrnuty hlavní výsledky rešerše národní a evropské legislativy z oblasti pasivní bezpečnosti a požadavků na odolnost skříní proti nárazu. Je proveden rozbor norem z hlediska pevnostních požadavků na konstrukci skříní kolejových vozidel a požadavků na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu.

- 2) Poznatky z rešerše současného stavu techniky v oblasti pasivní (částečně i aktivní) bezpečnosti kolejových vozidel obsahují kapitoly 4 a 5. Rešerše se zaměřila na jednotlivé prvky konstrukce vozidla zajišťující řízené deformace skříně kolejového vozidla při současném zachování adekvátního prostoru pro cestující a posádku (řízené pohlcení energie srážky).
Výstupy z obou dílčích cílů 1) a 2) jsou již částečně využívány ve výuce předmětů Konstrukce kolejových vozidel 1, Konstrukce kolejových vozidel 2 a Provozní pevnost a životnost dopravní a manipulační techniky.
- 3) Výpočtový model lokomotivy Škoda 109E vč. všech počátečních a okrajových podmínek, definic materiálů je popsán v kapitole 8. Model byl sestaven s ohledem na požadavek ověření odolnosti proti nárazu dle platné legislativy (scénář srážky s normalizovanou překážkou). Výpočtový model byl vytvořen v dostupném softwarovém prostředí MSC.Patran a MSC.Dytran (řešič).
- 4) Návrh výpočtového modelu normalizované překážky s tuhostí, která se co nejvíce přibližuje požadavkům normy ČSN EN 15227+A1 je popsán v kapitole 10. Navržený model je plně využitelný pro vývoj nových kolejových vozidel a posuzování odolnosti jejich skříní proti nárazu dle normou předepsaného kolizního scénáře.
- 5) V kapitole 12 jsou možnosti úprav skříní vozidel zhodnoceny z různých hledisek. S ohledem na aplikační možnosti na straně výrobce byla detailně rozpracována nejvhodnější varianta pro konkrétní vozidlo. Navržené možnosti úprav mohou být vodítkem při řešení odolnosti proti nárazu skříní dalších kolejových vozidel.
- 6) Součástí kapitoly 12 jsou také návrhy konkrétních opatření vedoucích ke snížení hmotnosti skříně posuzovaného vozidla. Deformační chování upravené skříně tohoto vozidla i po úpravách zůstalo srovnatelné s původním (komerčním) řešením.
- 7) Na základě počítačových simulací předepsaného kolizního scénáře a nasazením vytvořených výpočtových modelů vozidla (skříně vozidla) a kolizní překážky bylo možno v kapitole 12 výpočtově ověřit navržená opatření a vyčíslit potenciální hmotnostní úsporu pro lokomotivu 109E.

13.3 Pokračující vývoj

V současné době je kladen velký důraz na bezpečnost, a to nejen při provozu kolejových vozidel nebo ostatních dopravních prostředků, ale i v dalších oblastech života. Otázka bezpečnosti kolejových vozidel tak bude jistě i do budoucna stále významnější a bude jistě nadále ovlivňovat nejen konstrukci kolejových vozidel, ale i navazující infrastrukturu. Problematika pasivní bezpečnosti se netýká jen konstrukcí skříní kolejových vozidel, ale i stále významnější pasivní bezpečnosti interiéru, jejímž cílem je ochránit cestující a posádku během nehodového děje. Působení nárazových sil a zrychlení během nehodového děje je nutné snížit pod určitou přípustnou mez, tak aby nedošlo k překročení biomechanických limitů člověka a tím minimalizovat zranění při sekundárním nárazu (náraz cestujících a posádky do vnitřního vybavení vozidla).

Správně navržená opatření k zajištění pasivní bezpečnosti skříně i interiéru kolejového vozidla jsou velmi důležitá k dosažení tzv. bezpečného vozidla.

Seznam obrázků

Obr. 1. Úrovně předpisů pro kolejová vozidla	6
Obr. 2. Skříň motorového vozu ř. 842 po nárazu rychlostí cca 55 km.h ⁻¹ (2).....	8
Obr. 3. Souřadnicový systém skříně vozidla.....	10
Obr. 4. Příklad požadavku volného prostoru u deformačních zón v oblasti dočasné obsazenosti (např. nástupní prostor).....	24
Obr. 5. Volný prostor okolo sedadla strojvedoucího	24
Obr. 6. Zatěžování smetadla překážek	25
Obr. 7. Rozhraní vozu s nárazníky	28
Obr. 8. Charakteristika nárazníku nákladního vozu	28
Obr. 9. Překážka příměstské tramvaje.....	29
Obr. 10. Charakteristika spřáhla.....	29
Obr. 11. Geometrie deformovatelné překážky	30
Obr. 12. Tuhost deformovatelné překážky	30
Obr. 13. Kolizní přepážka pro roh tramvaje.....	30
Obr. 14. Referenční vlak pro lokomotivy.....	31
Obr. 15. Referenční vlak pro hlavové hnací vozidlo/řídící vůz	31
Obr. 16. Zjednodušené posouzení osobního vozu.....	31
Obr. 17. Šplhání okolku kola na kolejnici jako příčina vykolejení (5)	32
Obr. 18. Přidržovací kolejnice (5).....	33
Obr. 19. Tradiční konstrukce trati (5).....	33
Obr. 20. Příklad ochranného zařízení při kolizi (5).....	34
Obr. 21. Zarážedlo s tlumiči nárazu (Saint-Rémy-lès-Chevreuse, Francie) (6).....	34
Obr. 22. Opatření pro bezpečné vozidlo (7).....	35
Obr. 23. Idealizovaná charakteristika deformační odolnosti vozidla (5)	37
Obr. 24. EST crash nárazník upevněný na lokomotivě BR 185.1 (DB) (8).....	38
Obr. 25. EST Crash nárazník (vlevo) po nárazovém testu dvou lokomotiv (9).....	39
Obr. 26. Princip funkce EST nárazníku G1 (10).....	39
Obr. 27. Vícefázový deformační systém EST Duplex G1.A1 (11).....	40
Obr. 28. Crash nárazník Axtone IP 300 IR (12).....	40
Obr. 29. Nárazník Axtone AX-ZKL1 s deformační charakteristikou (13)	41
Obr. 30. Spřáhlo Scharfenberg (14)	41
Obr. 31. Uspořádání soupravy se spřáhly (15).....	42
Obr. 32. Spřáhlo s pryžovou elastomerovou hlavou vč. charakteristiky tlumení (15).....	43
Obr. 33. Plynokapalinový tlumící systém spřáhla (15)	43
Obr. 34. Hydrostatický tlumící systém spřáhla (15)	44
Obr. 35. Tlumení pomocí kroužkových pružin (15)	44
Obr. 36. Deformovatelná trubka (15).....	45
Obr. 37. Trhací prvek (15)	45
Obr. 38. Stříhové šrouby (15).....	45
Obr. 39. Charakteristika spřáhel („tuhé“ přední spřáhlo) (15)	46
Obr. 40. Charakteristika spřáhel („měkké“ přední spřáhlo) (15)	46
Obr. 41. Protišplhové zařízení (5)	47
Obr. 42. Protišplhové zařízení s deformačními moduly (7).....	47
Obr. 43. Přední konstrukce vozidla Stadler GTW ARRIVA a deformační modul s protišplhovým zařízením (16).....	48
Obr. 44. Numerická simulace funkce deformačního elementu DMU Stadler (16).....	48
Obr. 45. Protišplhové zařízení po testu s přesazením 0 mm (vlevo) a 53 mm (vpravo) (16) ..	49
Obr. 46. Deformační modul SIEMENS (17).....	49

Obr. 47. Simulace deformace modulu s vertikálním přesazením 40 mm (17).....	50
Obr. 48. Simulace deformace modulu s vedením pro různé přesazení (17)	50
Obr. 49. Dynamická simulace celých vozidel s vertikálním přesazením 50 mm(17).....	51
Obr. 50. Opatření k omezení svislého pohybu během deformace modulu (17).....	51
Obr. 51. Hliníkový deformační prvek Alusuisse uvnitř přední konstrukce jednotky Pendolino Britannico (5)	52
Obr. 52. Dynamické testování deformačního prvku TGV a voštinová konstrukce přední části TGV (5)	52
Obr. 53. Absorbér energie pro systém pohlcení nárazu jednotky ICE3 (5)	53
Obr. 54. Přední část vysokorychlostní jednotky AnsaldoBreda (18).....	53
Obr. 55. Porovnání deformací reálné zkoušky se simulací (18)	54
Obr. 56. Geometrické nespojitosti v konstrukci skříně vozidla (19).....	55
Obr. 57. Deformačně odolné konce čelního a vloženého vozu (7)	55
Obr. 58. Simulace nárazu konce čelního a vloženého vozu do tuhé zdi (7)	56
Obr. 59. Konstrukce přední části lokomotivy Bombardier TRAXX (20).....	57
Obr. 60. Porovnání experimentu a výpočtového modelu přední části lokomotivy TRAXX (21).	58
Obr. 61. Dva možné pohledy na management srážky vozidel (22)	58
Obr. 62. Lokomotiva ŠKODA 109E.....	61
Obr. 63. Typový výkres lokomotivy 109E.....	62
Obr. 64. Projevy hourglassingu ve výsledku výpočtu (28)	65
Obr. 65. Typická aplikace software MSC.Dytran – náraz letadla na vodní hladinu (29)	66
Obr. 66. Kabinový modul skříně lokomotivy 109E	67
Obr. 67. Náhled výpočtu (nahore – z vnější strany, dole - ze strany symetrie)	68
Obr. 68. Příklad použití <i>self kontaktu</i> (30)	69
Obr. 69. Kontakt dorazu primárního vypružení	70
Obr. 70. Uchycení výzbroje lokomotivy pomocí MPC.....	72
Obr. 71. Model podvozku	73
Obr. 72. Pozice obou těles dle původní (vlevo) a platné normy ČSN EN 15227+A1 (vpravo)	74
Obr. 73. Charakteristika stávající překážky	75
Obr. 74. Effective stress v čase 10 ms.....	75
Obr. 75. Effective stress v čase 50 ms.....	75
Obr. 76. Effective stress v čase 100 ms.....	76
Obr. 77. Effective stress v čase 150 ms.....	76
Obr. 78. Effective stress v čase 200 ms.....	76
Obr. 79. Effective strain v čase 200 ms (pohled zleva).....	77
Obr. 80. Effective strain v čase 200 ms (pohled zprava)	77
Obr. 81. Effective strain v čase 200 ms (pohled zepředu)	78
Obr. 82. Effective strain v čase 200 ms (pohled shora)	78
Obr. 83. Zrychlení v podélném směru v závislosti na čase	79
Obr. 84. Náhled úlohy	80
Obr. 85. Postup tvorby koule	81
Obr. 86. Geometrie cisterny	81
Obr. 87. Síť koule.....	82
Obr. 88. Náhled 2D (vlevo) a 3D (vpravo) sítě překážky	82
Obr. 89. Duplicitní uzly modelu.....	82
Obr. 90. Jacobian ratio 2D (vlevo) a 3D (vpravo) prvků	83
Obr. 91. Okrajové podmínky (počáteční rychlost – vlevo, <i>master-slave</i> kontakt – vpravo) ...	83
Obr. 92. Materiál typu <i>honeycomb</i> (31)	85

Obr. 93. Diagram relativní vhodnosti variant	86
Obr. 94 Aplikované materiály na překážku s různou hustotou	87
Obr. 95 Průběh napětí v závislosti na poměrné deformaci.....	88
Obr. 96. Deformační charakteristika nového modelu překážky.....	89
Obr. 97. Porovnání deformačních charakteristik stávající a nové překážky	90
Obr. 98 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled zleva)	91
Obr. 99 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled zprava)	92
Obr. 100 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled zepředu)	92
Obr. 101 Effective strain v čase 200 ms – nová překážka (pohled shora)	93
Obr. 102. Náhled upravených deformačních prvků	96
Obr. 103 Effective strain v čase 200 ms (pohled zleva).....	97
Obr. 104. Náhled upravených oblastí konstrukce	98
Obr. 105. Zrychlení v podélném směru v závislosti na čase.....	98
Obr. 106 Effective strain v čase 200 ms (pohled zleva).....	99
Obr. 107 Effective strain v čase 200 ms (pohled zprava)	99
Obr. 108 Effective strain v čase 200 ms (pohled zepředu)	100
Obr. 109. Effective strain v čase 200 ms (pohled shora)	100
Obr. 110. Průběh rychlosti na místě strojvedoucího	101
Obr. 111. Základní rozměry interiéru kabiny (vlevo) a posunutí jednotlivých uzlů kabiny (vpravo)	101

Seznam tabulek

Tab. 1. Napěťové soustavy.....	3
Tab. 2. Definice konstrukčních hmotností	14
Tab. 3. Tlaková síla v místech uchycení nárazníků a/nebo spřáhel [kN].....	14
Tab. 4. Tlaková síla pod úrovní nárazníků a/nebo spřáhel [kN]	14
Tab. 5. Tlaková síla působící na uchycení úhlopříčně (pokud jsou nárazníky umístěny na jednom nebo obou koncích samostatného vozidla) [kN]	14
Tab. 6. Tahová síla na uchycení spřáhla [kN].....	14
Tab. 7. Tlaková síla v oblasti čelníku 150 mm nad úrovní podlahy [kN].....	15
Tab. 8. Tlaková síla ve výšce spodního rámu okna (dolního okraje okna) [kN]	15
Tab. 9. Tlaková síla v úrovni vaznice [kN].....	15
Tab. 10. Maximální provozní zatížení [kN]	15
Tab. 11. Zdvihání a zvedání ve stanovených místech na jednom konci vozidla [kN].....	15
Tab. 12. Zdvihání a zvedání celého vozidla ve stanovených místech.....	15
Tab. 13. Kombinace druhů statických zatížení skříní vozidel [kN].....	16
Tab. 14. Zrychlení ve směru osy x [m/s^2].....	16
Tab. 15. Zrychlení ve směru osy y [m/s^2].....	16
Tab. 16. Zrychlení ve směru osy z [m/s^2].....	17
Tab. 17. Zrychlení ve směru osy y [m/s^2].....	18
Tab. 18. Zrychlení ve směru osy z [m/s^2].....	18
Tab. 19. Zrychlení ve směru osy x [m/s^2]	18
Tab. 20. Stručný obsah validačního programu.....	20
Tab. 21. Konstrukční kategorie odolnosti proti nárazu u kolejových vozidel	21
Tab. 22. Scénáře srážky a překážky působící srážky	22
Tab. 23. Požadavky na funkci smetadla překážek	22
Tab. 24. Základní technické parametry lokomotivy 109E	62
Tab. 25. Zvolené jednotky fyzikálních veličin.....	68
Tab. 26. Materiál použitý pro deformovatelné SHELL elementy lokomotivy	70
Tab. 27. Materiál použitý pro RIGID SHELL elementy dvojkolí a rámu	70

Tab. 28. Materiál použitý pro ostatní RIGID SHELL elementy lokomotivy	70
Tab. 29. Materiál použitý pro SOLID elementy čepů podvozku	71
Tab. 30. Materiály použité pro SOLID elementy komponentů výzbroje a pro TrakTrafo	71
Tab. 31. Materiál použitý pro deformovatelné SHELL elementy překážky	71
Tab. 32. Materiál použitý pro SOLID elementy horní i spodní části překážky:	71
Tab. 33. Hmotnost a momenty setrvačnosti dvojkolí.....	72
Tab. 34. Hmotnost a momenty setrvačnosti rámu podvozku	72
Tab. 35. Parametry primární pružiny	73
Tab. 36. Parametry sekundární pružiny	73
Tab. 37. Parametry primárního a sekundárního tlumiče (tah / tlak).....	73
Tab. 38. Materiál použitý pro SOLID elementy horní i spodní části překážky	74
Tab. 39. Materiál použitý pro SOLID elementy koule.....	74
Tab. 40. Hodnocení jednotlivých variant modelu překážky	85
Tab. 41. Úprava tloušťek plechů deformačního prstence	96
Tab. 42. Úprava tloušťek plechů konstrukce čela kabinového modulu	97
Tab. 43. Analýza rozměrů interiéru kabiny před a po deformaci.....	102
Tab. 44. Srovnání hmotností před a po úpravě konstrukce skříně lokomotivy 109E	102

Bibliografie

1. **DOUDA, Pavel, HEPTNER, Tomáš a KOLÁŘ, Josef.** *Pozemní dopravní prostředky.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-01475-4.
2. *Zkušenosti z aplikace požadavků na pasivní bezpečnost kolejových vozidel podle normy EN15227.* **JEŽDÍK, Roman a MALKOVSKÝ, Zdeněk.** Česká Třebová : Univerzita Pardubice (Dopravní fakulta Jana Pernera), 2009. Současné problémy v kolejových vozidlech. ISBN 978-80-7395-199-3.
3. ČSN EN 12663-1. *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy).* Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
4. ČSN EN 15227. *Železniční aplikace - Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu.* Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
5. *Passive Safety in the Railways: A State of the Art Review.* : TRAINSAFE Thematic Network, 2003.
6. **JACQUET, Christophe.** Buffer stop in Saint-Rémy-lés-Chevreuse (France). *WIKIPEDIA.* [Online] 2005. [http://en.wikipedia.org/wiki/File:Buffer_stop_in_Saint-R%C3%A9my-l%C3%A8s-Chevreuse_\(France\).jpg](http://en.wikipedia.org/wiki/File:Buffer_stop_in_Saint-R%C3%A9my-l%C3%A8s-Chevreuse_(France).jpg).
7. *Whole Train Dynamics and Stability in High Speed Collisions.* **LUPTON, Jim a BOUNDS, Stuart M.** Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2006. PASSIVE SAFETY OF RAIL VEHICLES: Crashworthiness, Structural Integrity and Interior Design of Modern Rail Vehicles. ISBN 978-3-9810797-7-7.
8. **EST/Bombardier.** The EST Crash Buffer mounted onto a locomotive Class BR 185.1 of DB. *The EST Crash Buffer.* [Online] 2004. <http://www.crashbuffer.com/p01e.htm>.
9. **EST.** The EST Crash Buffer (on the left) after a crash test with two locomotives. *The EST Crash Buffer.* [Online] 2004. <http://www.crashbuffer.com/p01e.htm>.
10. *Design Concept and Application of Highly Integrated and Lightweight Crash Components.* **SCHNEIDER, S.** Berlin : ifv Bahntechnik, 2003. 4th Passive Safety of Rail Vehicles. ISBN 978-3-9809335-1-3.
11. **MPA/EST.** The multi-stage deformation system EST Duplex G1.A1. *The EST Crash Buffer.* [Online] 2005. <http://www.crashbuffer.com/p15e.htm>.
12. Nárazník Crash IP 300IR. *Axtone.* [Online] 2010. <http://www.axtone.eu/public/upload/product/f9xsugffd40sh63wrkr4gld2q.pdf>.
13. Nárazník Crash AX-ZKL1. *Axtone.* [Online] 2010. <http://www.axtone.eu/public/upload/product/zt3v6jsym3ngkl1vkcvjpy6j.pdf>.
14. Der modulare Aufbau der Scharfenberg Kupplung. *Voith Turbo - Scharfenberg-Kupplung.* [Online] <http://www.voithturbo.de/scharfenberg-scharfenberg-funktionsprinzip-modularer-aufbau.htm>.
15. *Center buffer coupler systems as important safety feature in Railway application.* **RADEWAGEN, Christian.** Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2002.
16. *On the 40mm Vertical Offset Criterion to Prevent Overriding in the prEN15227: Numerical Analyses and Dynamic Testing of Different Anti-climb Unit Designs.* **STARLINGER, Alois, a další.** Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2006. PASSIVE SAFETY OF RAIL VEHICLES: Crashworthiness, Structural Integrity and Interior Design of Modern Rail Vehicles. ISBN 978-3-9810797-7-7.
17. *A simple design Approach for the Stabilisation of Anticlimbing Devices for Attached Deformation Elements in Offset Collisions of Trains.* **SEITZBERGER, Markus.** Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2005. Passive Safety of Rail Vehicles. ISBN 978-3-9810797-1-5.

18. *Crashworthiness Design of AnsaldoBreda High Speed Train: TSI Requirements for High Speed Train*. **RAITI, Stefano**. Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2006. PASSIVE SAFETY OF RAIL VEHICLES: Crashworthiness, Structural Integrity and Interior Design of Modern Rail Vehicles. ISBN 978-3-9810797-7-7.
19. *Crashmanager - a Means to Optimise Energy Dissipation*. **SCHLUSEMANN, Thomas**. Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2002.
20. **CARL, Frederic B.** Locomotive Energy Absorption. *EU Rail Safe*. [Online] 2004. <http://www.eurailsafe.net/projects.php?id=77>.
21. *Development of the Crashworthy Locomotive Platform TRAXX - Operational needs, technical concept and validation procedure*. **CARL, Frederic B., SCHNEIDER, Sieghard a WOLTER, Wilfried**. Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2005. Passive Safety of Rail Vehicles. ISBN 978-3-9810797-1-5.
22. *Passenger Rail Equipment Research in the U.S.* **TYRELL, David a TSAI, Thomas N.** Berlin : ifv Bahntechnik, 2002. 1th Passive Safety of Rail Vehicles.
23. *Crashworthiness of the Railway Vehicles - An Overview*. **KEMKA, Vladislav**. Rijeka : Zigo, 2007. ISBN 978-953-7142-24-7.
24. *Calibration of the Large Deformable Obstacle*. **KEMKA, Vladislav**. Krk : Zigo, 2008. ISBN 978-953-7142-36-0..
25. *Analysis of the Large Deformable Obstacle*. **KEMKA, Vladislav**. Rijeka : Zigo, 2009. ISBN 978-953-7142-38-4.
26. *Design of the Large Deformable Obstacle*. **ŠPIRK, Stanislav a KEMKA, Vladislav**. Plzeň : Západočeská univerzita, 2010. ISBN 978-80-7043-919-7.
27. **SEMÍK, Tomáš a ŠVĚD, Stanislav, JANKOVEC, Jiří**. *Kabina železničního vozidla s definovanou deformací*. 298757 2007. Patent.
28. **BELYTSCHKO, T., LIN, J.L. a TSAY, C.S.** Explicit algorithms for the nonlinear dynamics of shells. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1984.
29. MSC Trailers. *100india*. [Online] 2013. http://www.100india.com/video/dytran_vid0m0NyvZ-YF4.html#.
30. IMPETUS Afea Solver 2.0. *IMPETUS Afea*. [Online] 2013. <http://manual.impetus-afea.com/index.php/solver/version/2.0/keywords/input/CONTACT>.
31. Nautic expo. [Online] CEL Components s.r.l., 2013. <http://www.nauticexpo.com/prod/cel-components-srl/core-materials-honeycombs-aluminium-34324-257516.html>.
32. **DOSTÁL, Josef a HELLER, Petr**. *Kolejová vozidla I*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2007. ISBN 978-80-7043-520-5.
33. **HELLER, Petr a DOSTÁL, Josef**. *Kolejová vozidla II*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
34. *Passive safety of Rail Vehicles. Introduction*. **HECHT, Markus**. Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2002. 1th Passive Safety of Rail Vehicles.
35. **Evropská komise**. *2011/291/EU: Rozhodnutí Komise ze dne 26. dubna 2011 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob transevropského konvenčního železničního systému*. 2011.
36. —. *2008/232/ES: Rozhodnutí Komise ze dne 21. února 2008 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému Kolejová vozidla transevropského vysokorychlostního železničního systému*. 2008.
37. **MALKOVSKÝ, Zdeněk**. Zkušenosti akreditované zkušební laboratoře z aplikace některých požadavků TSI. *Railvolution.net*. [Online] 2009. <http://www.railvolution.net/czechraildays/2009/seminare/kv13.pdf>.
38. *Operator requirements and experiences*. **WOLTER, Wilfried**. Berlin : IFV Bahntechnik e.V., 2002. 1th Passive Safety of Rail Vehicles.

39. ČSN EN 12663-2. *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 2: Nákladní vozy*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
40. RSSB T118 Whole Train Dynamic Behaviour in Collisions and Improving Crashworthiness Phase 1 Report. *Rail Safety and Standards Board*. [Online] 2006. http://www.rssb.co.uk/SiteCollectionDocuments/pdf/reports/research/T118_rpt_phase1.pdf.
41. **Jankovec, Jiří**. *Síť modelu kokomotivy 109E*. Plzeň : Škoda Výzkum s.r.o., 2007.
42. **MSC.Software**. *Introduction to MSC.Dytran*. místo neznámé : MSC Software Corporation, 2005.
43. **MSC.Software**. *Introduction to MSC.Patran*. místo neznámé : MSC Software Corporation, 2005.
44. **MSC.Software**. *MSC.Dytran User's Guide*. místo neznámé : MSC Software Corporation, MSC Software Corporation, 2006.
45. **MSC.Software**. *MSC.Patran User's Guide*. místo neznámé : MSC Software Corporation, MSC Software Corporation, 2006.
46. **KŘÍŽ, Antonín**. Výzkum vlastností vysokopevnostních ocelí vhodných pro konstrukci kolejových vozidel. *Výzkumná zpráva VCKV A3/01/2006*. Plzeň : ZČU v Plzni, 2006.

Seznam prací autora

1. **KEMKA, Vladislav; BARTÁK, Jiří; HUDEČEK, Milan;** . Design of the emergency boat prototype with the aerodynamic drive. In *PhD 2004*. Plzeň : University of West Bohemia, 2004. s. 1-10. ISBN: 80-7043-330-2, 60%.
2. **BARTÁK, Jiří; KEMKA, Vladislav; HUDEČEK, Milan.** Konstrukce záchranného člunu s aerodynamickým pohonem. In *PhD 2003*. Plzeň : Západočeská univerzita, 2003. s. 1-11. ISBN: 80-7043-246-2, 30%.
3. **HUDEČEK M., KEMKA V., BARTÁK J.:** *Stavba prototypu záchranného člunu s aerodynamickým pohonem. Závěrečná výzkumná zpráva grantového projektu GAČR registrovaného pod číslem 101/03/Z012.* ZČU, Plzeň, březen 2004, 30%.
4. **HELLER, Petr; KEMKA, Vladislav.** Lehká stavba v kolejových vozidlech. (1. část). *Nová železniční technika*, 2005, roč. 13, č. 2 , s. 11-18. ISSN: 1210-3942, 40%.
5. **HELLER, Petr; KEMKA, Vladislav.** Lehká stavba v kolejových vozidlech. (2. část). *Nová železniční technika*, 2005, roč. 13, č. 3, s. 7-11. ISSN: 1210-3942, 40%.
6. **KEMKA, Vladislav.** Calibration of the large deformable obstacle. In *CADAM 2008*. Rijeka : Zigo, 2008. s. 29-30. ISBN: 978-953-7142-36-0, 100%.
7. **KEMKA, Vladislav.** Crashworthiness of the railway vehicles an overview. In *CADAM 2007*. Rijeka : Zigo, 2007. s. 37-38. ISBN: 978-953-7142-24-7, 100%.
8. **KEMKA, Vladislav.** Modular design in rail vehicles - an overview. In *CADAM 2005*. Rijeka : Zigo , 2005, s. 31-32. ISBN: 953-7142-10-8, 100%.
9. **KEMKA, Vladislav.** Modular design in rail vehicles - an overview. In *CADAM 2005*. Rijeka : Zigo, 2006. s. 81-87. ISBN: 953-7142-18-3, 100%.
10. **KEMKA, Vladislav.** Modular design of rail vehicle body. In *CADAM 2006*. Rijeka : Zigo, 2006. s. 43-44. ISBN: 953-7142-19-1, 100%.
11. **KEMKA, Vladislav.** Analysis of the large deformable obstacle. In *CADAM 2009*. Rijeka : Zigo, 2009. s. 29-30. ISBN: 978-953-7142-38-4, 100%.
12. **KŘÍŽEK, Michal; KEMKA, Vladislav; JEŽDÍK, Roman; DOLEČEK, Martin; SOUČEK, Miroslav.** Design and analyses of main frame of gathering locomotive 719. In *CADAM 2007*. Rijeka : Zigo, 2007. s. 45-46. ISBN: 978-953-7142-24-7, 20%.
13. **KŘÍŽEK, Michal; KEMKA, Vladislav; JEŽDÍK, Roman; DOLEČEK, Martin; SOUČEK, Miroslav.** Design and analysis of main frame of shunting locomotive 719. *Advanced Engineering*, 2008, roč. 2, č. 2, s. 235-240. ISSN: 1846-5900, 20%.
14. **ŠPIRK, Stanislav; BARTÁK, Jiří; KEMKA, Vladislav.** Concept design of experimetnal equipment for crashworthiness testing of rail and raod vehiclas components. *GÉP*, 2008, roč. 59, č. 10-11, s. 130-133. ISSN: 0016-8572, 30%.
15. **ŠPIRK, Stanislav; BARTÁK, Jiří; KEMKA, Vladislav.** Experimental equipment for testing crashworthiness. *Advanced Engineering*, 2008, roč. 2, č. 2, s. 295-302. ISSN: 1846-5900, 30%.
16. **ŠPIRK, Stanislav; BARTÁK, Jiří; KEMKA, Vladislav.** Experimental equipment for testing crashworthiness. In *CADAM 2008*. Rijeka : Zigo Rijeka, 2008. s. 61-62. ISBN: 978-953-7142-36-0, 30%.

17. **KEMKA, Vladislav; BARTÁK, Jiří; MILČÁK, Petr; ŽITEK, Pavel.** *Stavba a provoz strojů, Stroje a zařízení.* 2009. vyd. Praha : Informatorium, 2009. 281s. ISBN: 978-80-7333-075-0, 25%.
18. **ŠPIRK, Stanislav; KEMKA, Vladislav.** Design of the large deformable obstacle. In *Computational mechanics 2010.* Plzeň : Západočeská univerzita, 2010, ISBN: 978-80-7043-919-7, 50%.
19. **KEMKA, Vladislav., KŘÍŽEK, Michal, DOLEČEK, Martin.** *Hlavní rám dieselelektrické lokomotivy TEM TMX 001.* 2011, funkční vzorek, 40%.
20. **KEMKA, Vladislav., KŘÍŽEK, Michal, DOLEČEK, Martin.** *Hlavní rám dieselelektrické lokomotivy 719.7.* 2011, funkční vzorek, 40%.
21. **KŘÍŽEK, Michal; KEMKA, Vladislav; DOLEČEK, Martin.** *Hlavní rám posunovacího dieselelektrického stroje řady 744.0.* 2011, funkční vzorek, 30%.
22. **KŘÍŽEK, Michal; KEMKA, Vladislav; DOLEČEK, Martin.** *Hlavní rám motorového univerzálního vozidla MUV 74.001.* 2011, funkční vzorek, 30%.
23. **KŘÍŽEK, Michal; KEMKA, Vladislav; DOLEČEK, Martin.** *Hlavní rám posunovacího dieselelektrického stroje řady 709.7.* 2011, funkční vzorek, 30%.
24. **ŠPIRK, Stanislav; KEMKA, Vladislav; KEPKA, Miloslav; MALKOVSKÝ, Zdeněk.** Design of a large Deformable Obstacle for Railway Crash Simulations According to the Applicable Standard. *Applied and Computational Mechanics*, 2012, roč. 6, č. 1, s. 83-92. ISSN: 1802-680X, 30%.

Vyjádření nositele a řešitelů projektu

Student je autorem té části práce, kterou předkládá, včetně určení procentuálního podílu studenta na celkovém projektu:

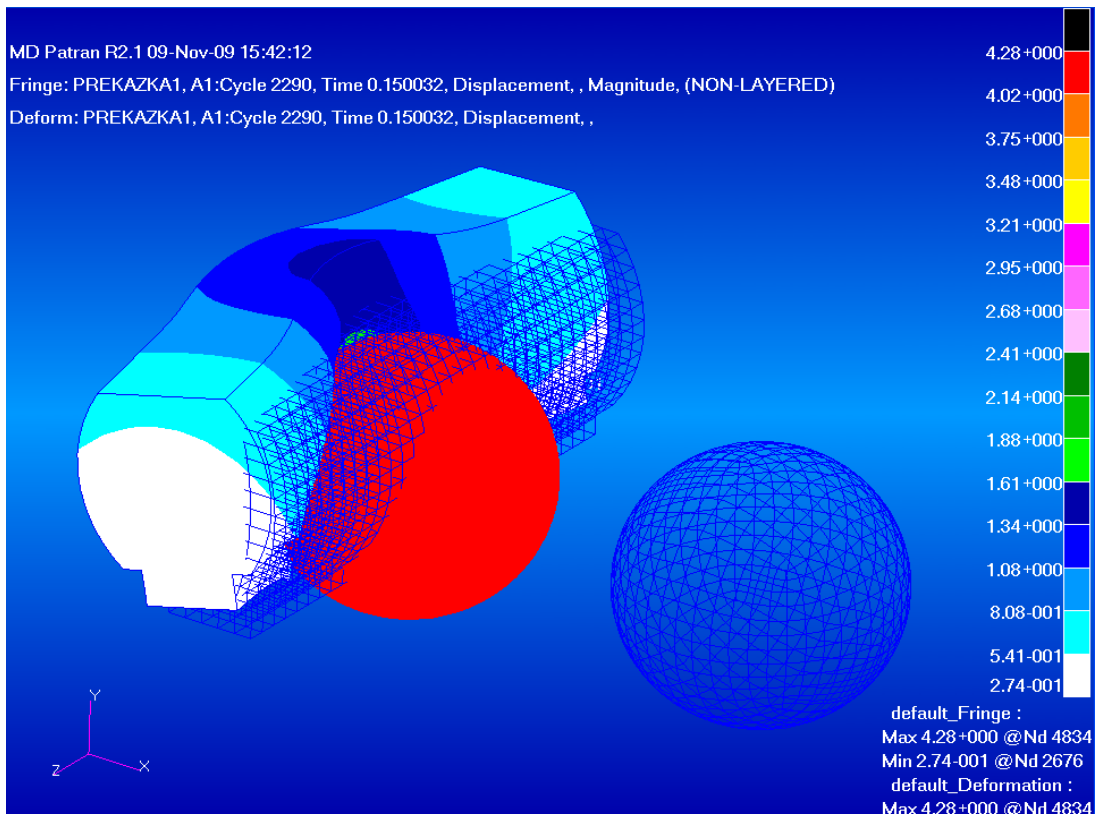
- doc. Ing. **Petr Heller**, CSc.
Projekt 1M0519, část B6 - Výzkum deformační odolnosti nosných struktur skříní kolejových vozidel, 2005 – 2010. Problematika předkládaná v disertační práci je cca 10 % obsahem projektu a je 100% vlastní prací autora.

.....

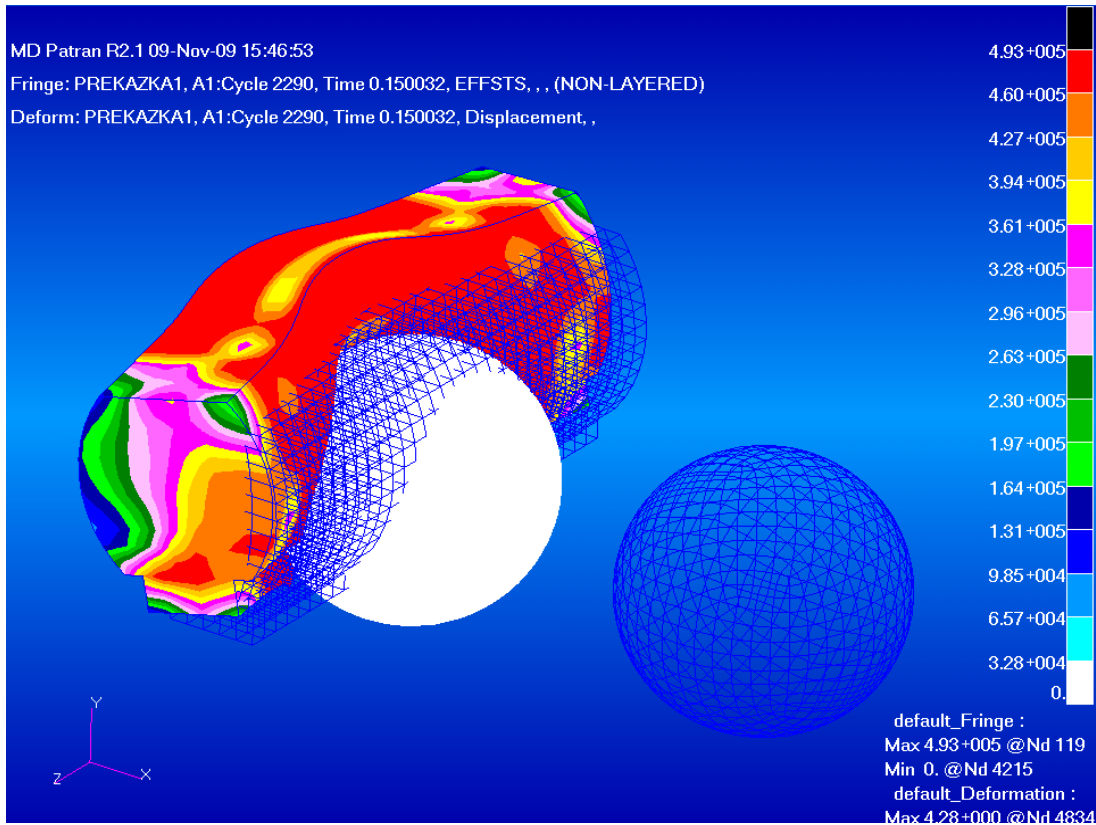
- doc. Ing. **Petr Heller**, CSc.
Projekt 1M0519, část H15 - Výzkum nosných struktur kolejových vozidel, 2010 – 2011. Problematika předkládaná v disertační práci je cca 5% obsahem projektu a je 100 % vlastní prací autora.

.....

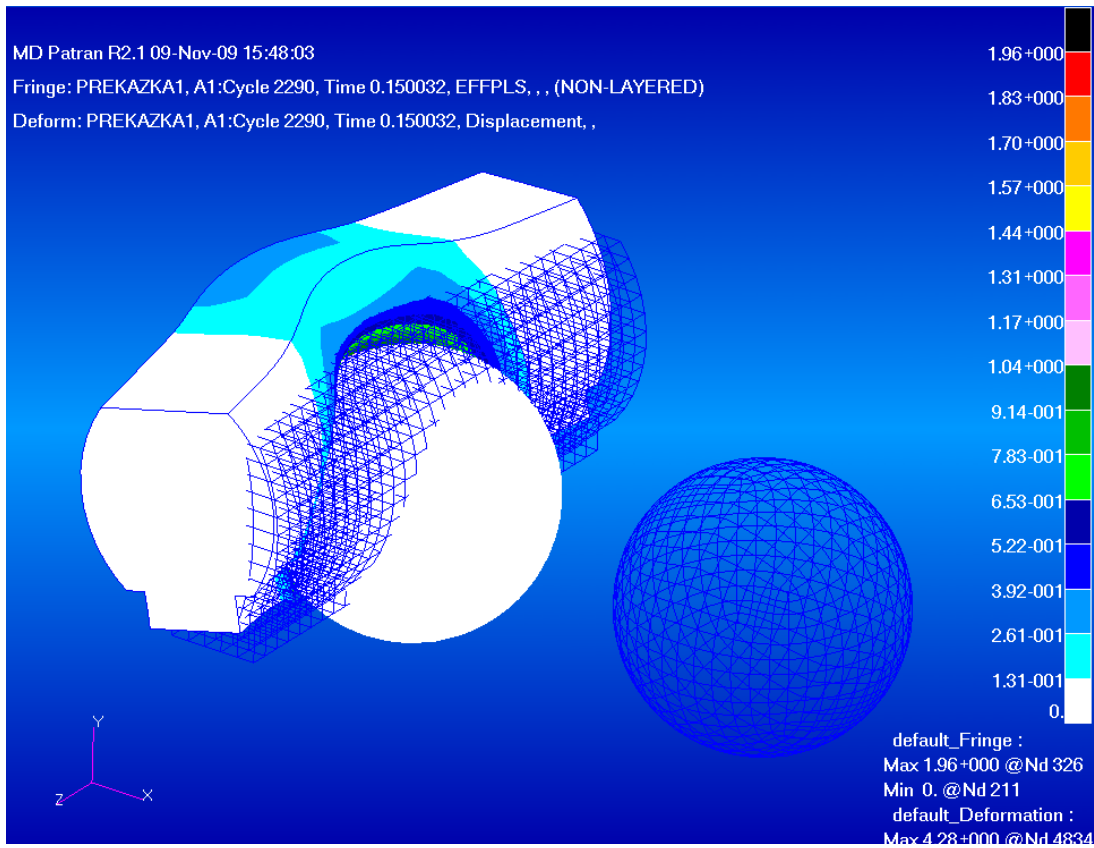
Příloha č. 2: Výsledky simulace nárazu tuhé koule do překážky



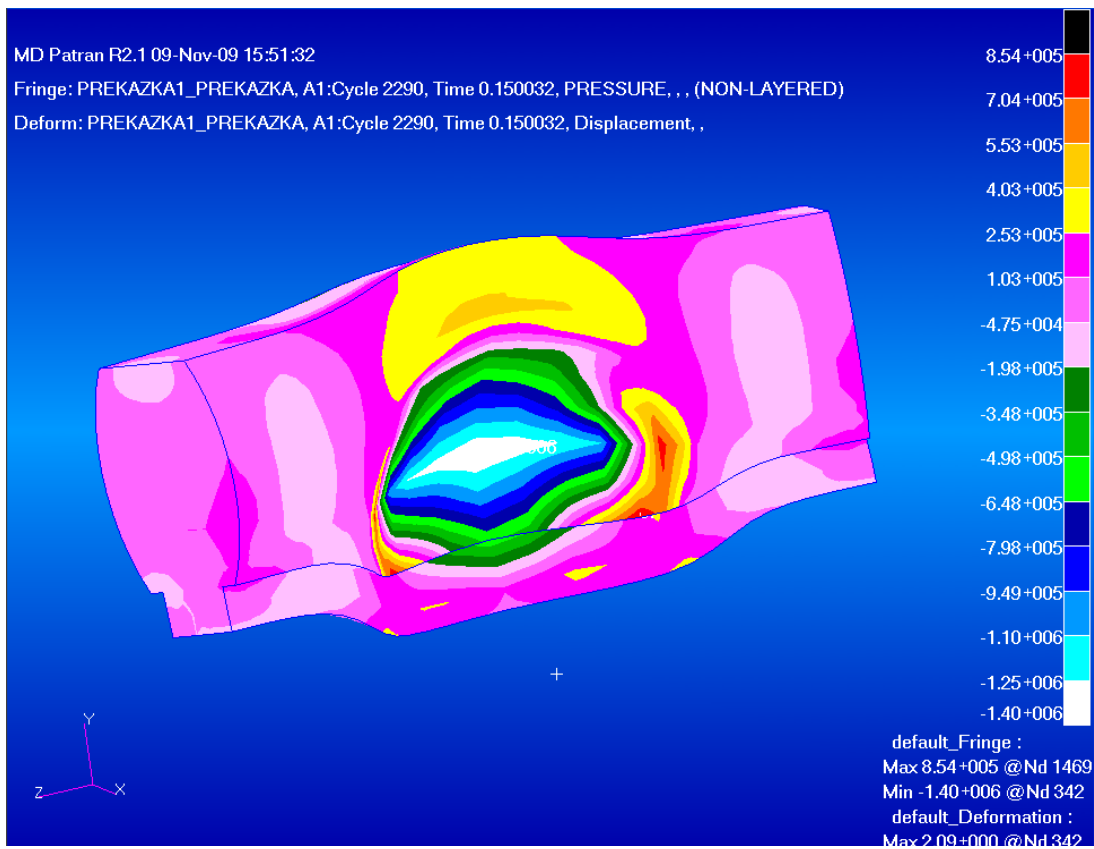
Obr. 1. Displacement



Obr. 2. Effective stress



Obr. 3. Effective plastic strain



Obr. 4. Contact pressure

Příloha č. 3: Výsledky zrychlení na místě strojvedoucího u stávající konstrukce

TIME [ms]	a_i [mm.ms ⁻²]	a_i [g]	TIME [ms]	a_i [mm.ms ⁻²]	a_i [g]	TIME [ms]	a_i [mm.ms ⁻²]	a_i [g]	TIME [ms]	a_i [mm.ms ⁻²]	a_i [g]
1	0,00	0,12	51	0,08	8,21	101	-0,61	-62,28	151	0,26	26,87
2	0,04	4,10	52	0,51	51,56	102	-0,81	-83,06	152	0,05	4,61
3	0,27	27,05	53	0,34	34,34	103	-0,68	-69,81	153	-0,65	-66,33
4	0,13	12,81	54	-0,09	-9,33	104	-1,11	-112	154	-1,08	-109,8
5	-0,03	-2,61	55	0,01	1,07	105	-0,73	-74,41	155	-0,92	-93,57
6	0,02	1,94	56	0,39	39,51	106	-0,02	-2,19	156	-0,57	-58,59
7	0,05	4,67	57	0,96	97,51	107	-0,34	-34,85	157	-0,47	-48,34
8	-0,09	-9,65	58	1,44	146,6	108	0,10	10,57	158	-0,27	-27,31
9	-0,05	-5,16	59	0,90	91,28	109	-0,06	-6,04	159	0,17	17,42
10	-1,99	-203,2	60	0,64	65,32	110	0,22	22,65	160	-0,09	-9,49
11	-0,29	-29,90	61	0,37	37,65	111	-0,64	-64,86	161	0,03	2,99
12	-1,48	-150,9	62	-0,19	-19,35	112	-0,18	-17,96	162	0,29	30,01
13	-0,03	-3,35	63	-0,19	-19,57	113	-0,53	-54,42	163	0,56	56,91
14	-0,14	-13,81	64	-0,66	-67,72	114	-0,81	-83,06	164	0,61	61,68
15	-0,13	-13,23	65	-0,46	-47,32	115	-0,32	-32,81	165	0,29	29,61
16	0,24	24,20	66	0,50	50,77	116	-0,12	-12,59	166	0,08	7,75
17	-0,18	-18,34	67	-0,45	-45,95	117	0,65	66,19	167	0,60	61,51
18	-0,95	-96,64	68	0,22	22,01	118	0,25	25,83	168	0,14	14,52
19	-0,11	-10,77	69	-0,22	-22,53	119	0,09	8,70	169	-0,39	-39,41
20	0,10	10,37	70	0,01	0,52	120	0,12	12,10	170	-0,20	-19,94
21	0,06	6,54	71	-0,13	-12,85	121	-0,45	-46,17	171	0,01	1,48
22	0,00	0,12	72	0,28	28,85	122	-0,43	-44,13	172	0,63	64,49
23	-0,08	-8,59	73	-0,22	-22,23	123	-0,28	-28,63	173	0,53	53,73
24	-0,31	-31,51	74	-0,75	-76,92	124	-0,63	-64,57	174	0,45	46,37
25	0,05	4,83	75	-0,76	-77,54	125	1,18	120,1	175	0,41	42,14
26	-0,75	-76,36	76	-0,40	-41,09	126	0,71	72,17	176	0,68	69,65
27	0,03	3,53	77	-0,61	-62,64	127	0,55	55,57	177	-0,06	-5,93
28	-0,87	-88,33	78	-0,47	-47,98	128	-0,05	-5,50	178	-0,75	-76,39
29	-0,05	-5,11	79	0,53	53,81	129	-0,72	-73,30	179	-0,27	-27,91
30	-0,01	-1,46	80	1,25	127,3	130	-1,51	-153,9	180	-0,84	-85,42
31	0,20	20,75	81	0,58	59,52	131	-1,26	-128,7	181	-0,62	-63,18
32	0,40	40,45	82	0,35	35,30	132	-0,49	-50,01	182	-0,65	-66,57
33	-0,04	-4,52	83	-0,20	-20,39	133	-0,21	-21,54	183	-0,72	-73,34
34	-0,02	-1,57	84	-0,42	-42,74	134	1,20	122,0	184	-0,64	-64,85
35	0,62	63,57	85	-0,27	-27,61	135	1,23	125,5	185	-0,77	-78,34
36	0,51	51,96	86	-1,07	-108,8	136	1,06	107,8	186	-0,22	-21,99
37	0,67	68,13	87	-1,36	-139,1	137	0,70	70,87	187	-0,61	-61,78
38	0,67	68,08	88	-1,07	-109,2	138	-0,25	-25,52	188	-0,39	-39,73
39	0,74	75,70	89	-1,06	-107,9	139	-0,68	-69,55	189	-0,04	-4,50
40	0,40	40,61	90	-0,75	-76,56	140	-0,78	-79,67	190	-0,40	-40,29
41	0,69	70,04	91	-0,44	-44,63	141	0,08	8,49	191	0,52	52,81
42	0,93	95,27	92	-0,06	-5,79	142	-0,47	-47,92	192	0,20	20,46
43	0,23	23,14	93	0,68	69,09	143	-0,16	-16,78	193	0,98	99,79
44	-0,13	-13,19	94	0,61	61,72	144	-0,19	-19,60	194	0,61	62,21
45	0,27	27,78	95	0,70	71,84	145	-0,61	-62,09	195	0,47	47,90
46	0,03	3,31	96	1,15	117,4	146	-0,46	-47,08	196	0,45	45,99
47	0,02	1,60	97	0,73	74,41	147	-0,18	-17,85	197	0,05	5,53
48	-0,21	-21,33	98	0,59	60,41	148	0,11	11,66	198	-0,64	-65,15
49	-0,41	-41,32	99	0,57	57,99	149	0,23	23,15	199	-0,97	-98,88
50	-0,202	-20,57	100	-0,22	-22,89	150	0,40	41,07	200	-0,09	-9,49

Příloha č. 4: Výsledky zrychlení na místě strojvedoucího u odlehčené konstrukce

TIME [ms]	a _i [mm.ms ⁻²]	a _i [g]	TIME [ms]	a _i [mm.ms ⁻²]	a _i [g]	TIME [ms]	a _i [mm.ms ⁻²]	a _i [g]	TIME [ms]	a _i [mm.ms ⁻²]	a _i [g]
1	0,00	0,11	51	-0,69	-70,05	101	-1,10	-111,7	151	0,89	90,49
2	0,00	0,34	52	-0,70	-71,42	102	-1,02	-103,9	152	0,35	35,25
3	0,23	23,20	53	-0,14	-14,38	103	-0,14	-14,30	153	0,31	31,58
4	0,23	23,78	54	0,20	20,53	104	0,59	59,84	154	-0,08	-7,80
5	0,03	2,94	55	0,46	46,95	105	0,83	84,25	155	-0,40	-41,21
6	0,04	4,08	56	0,77	78,52	106	0,85	87,03	156	0,19	19,48
7	0,04	4,35	57	0,76	77,41	107	0,43	43,67	157	0,14	14,13
8	-0,25	-25,95	58	0,45	45,57	108	-0,34	-35,06	158	0,59	59,68
9	-0,16	-16,53	59	0,22	22,65	109	-0,95	-96,47	159	0,34	34,20
10	-2,17	-220,7	60	0,06	6,56	110	-0,91	-92,31	160	0,31	31,72
11	-0,78	-79,96	61	0,26	26,96	111	-0,20	-20,53	161	0,45	45,83
12	-1,39	-141,5	62	0,75	76,37	112	-0,22	-22,59	162	-0,08	-8,29
13	0,75	76,09	63	0,95	96,84	113	0,06	6,20	163	-0,11	-11,39
14	-0,16	-16,13	64	0,79	80,95	114	0,45	46,30	164	0,12	11,89
15	0,14	14,61	65	-0,03	-2,84	115	0,58	59,57	165	-0,14	-14,21
16	-0,16	-16,39	66	-0,03	-2,98	116	0,41	41,67	166	0,00	0,13
17	0,38	38,81	67	-0,40	-40,38	117	0,07	7,33	167	-0,20	-20,64
18	-0,81	-82,08	68	-0,44	-44,71	118	0,16	16,78	168	-0,07	-6,77
19	-0,14	-14,69	69	0,06	6,45	119	0,16	16,32	169	0,17	17,74
20	0,04	3,67	70	0,74	75,84	120	-0,22	-21,92	170	0,05	4,82
21	0,23	23,24	71	1,16	117,9	121	-0,32	-33,09	171	-0,07	-7,60
22	0,03	3,06	72	0,91	92,87	122	-0,14	-14,69	172	0,17	17,10
23	0,01	0,94	73	0,31	31,82	123	0,20	20,88	173	-0,18	-18,37
24	-0,28	-28,86	74	-0,17	-17,08	124	0,40	40,82	174	0,17	17,32
25	-0,50	-51,10	75	-0,31	-31,27	125	0,07	6,89	175	0,48	48,89
26	-0,54	-54,96	76	-0,59	-60,56	126	0,01	1,11	176	0,39	39,94
27	0,28	28,75	77	-0,18	-18,68	127	-0,25	-25,03	177	0,41	41,33
28	-0,12	-11,88	78	0,45	45,93	128	-0,65	-66,19	178	0,21	21,05
29	-0,01	-0,84	79	0,44	45,07	129	-0,52	-53,22	179	0,59	59,74
30	0,15	15,12	80	0,42	42,93	130	-0,26	-27,00	180	-0,29	-29,98
31	0,18	18,74	81	0,33	33,44	131	0,15	15,70	181	-0,12	-12,47
32	0,22	22,92	82	-0,50	-51,42	132	0,87	88,87	182	-0,26	-26,82
33	-0,05	-5,09	83	-0,81	-82,82	133	1,01	103,3	183	0,07	7,46
34	-0,03	-3,35	84	-0,68	-69,11	134	1,03	104,8	184	0,11	11,01
35	0,47	48,00	85	-0,41	-41,63	135	0,49	50,42	185	0,18	18,46
36	0,40	40,97	86	0,01	1,06	136	-0,14	-13,87	186	0,17	16,87
37	-0,03	-3,49	87	0,43	44,15	137	-0,52	-53,51	187	0,28	28,28
38	-0,24	-24,78	88	0,69	69,95	138	-0,96	-98,02	188	0,05	5,29
39	-0,39	-40,07	89	0,62	63,01	139	-0,86	-88,15	189	-0,11	-11,71
40	-0,37	-37,80	90	-0,39	-40,15	140	-0,10	-10,38	190	-0,49	-50,01
41	-0,39	-39,83	91	-0,82	-83,23	141	0,23	23,63	191	-0,22	-22,01
42	-0,37	-38,19	92	-0,95	-96,92	142	0,83	85,09	192	0,04	4,35
43	0,02	2,45	93	-0,80	-81,21	143	0,75	76,79	193	0,27	27,92
44	0,42	42,62	94	-0,77	-78,46	144	0,39	40,18	194	0,11	11,62
45	0,97	99,02	95	-0,21	-21,82	145	-0,09	-9,35	195	-0,41	-41,36
46	1,44	146,3	96	0,55	55,68	146	-0,16	-16,42	196	-0,38	-38,25
47	1,59	162,6	97	0,55	55,92	147	-0,10	-10,70	197	-0,45	-45,78
48	1,21	123,3	98	0,52	53,31	148	0,31	31,74	198	0,54	55,34
49	0,39	40,20	99	-0,11	-10,96	149	0,76	77,87	199	-0,05	-4,66
50	-0,24	-24,91	100	-0,53	-53,87	150	0,75	76,47	200	0,12	12,60