

Posudek diplomové práce

předložené na Fakultě strojní
Českého vysokého učení technického v Praze

Autor: Bc. Jan Buchta
Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Název diplomové práce: Vypružení železničního nákladního vozu s nízkou vlastní hmotností

Diplomová práce se zabývá nákladními podvozky s nízkou vlastní hmotností s ohledem na použitelnost podvozku typu Y25 ve standardním provedení a návrhem alternativního vypružení tohoto podvozku.

V první části práce, věnující se rešerši, je uveden popis standardního podvozku typu Y25, dále modernizovaného podvozku Y25, který nese označení GB25RS, dále je zde uveden přehled čtyřnápravových vozů s vlastní hmotností do 20 tun a speciálních vozů koncepce InnoWaggon. Popisy podvozků jsou s ohledem na zadání práce zaměřeny především na vlastnosti vypružení. Popisy vozů jsou vhodně doplněny jejich obrázky, příp. typovými výkresy a jejich hlavními parametry. Na základě této rešerše je pak zvolen referenční vůz pro dále provedené analýzy.

Hlavní část práce je věnována výpočtům – analytickým i simulačním – zaměřeným především na bezpečnost vozidla proti vykolejení, a návrhu alternativního pružícího prvku podvozku typu Y25.

Pro účely zhodnocení bezpečnosti vozu s podvozky Y25 proti vykolejení byl vytvořen analytický výpočtový postup v souladu s požadavky definovanými v ČSN EN 14363:2016. Jedná se o ověření bezpečnosti proti vykolejení dle metody 2 a 3 této normy. Ověření bezpečnosti proti vykolejení dle těchto dvou metod zahrnuje tři dílčí zkoušky – přizpůsobení vozidla meznímu zborcení koleje, zjištění vodících sil v nepřevýšeném oblouku o poloměru 150 m a zjištění momentu odporu podvozku proti natočení. Všechny tyto tři dílčí zkoušky jsou v předložené práci analyticky řešeny. Největší podíl práce představuje analytický výpočet přizpůsobení vozidla meznímu zborcení koleje. To je jeden z hlavních přínosů této práce, neboť výpočet je pojat velice komplexně, s uvažováním všech nelinearit a hysterezí ve vypružení vozu.

Bezpečnost proti vykolejení je posouzena rovněž na základě výsledků provedených simulačních výpočtů. V rámci této práce byl vytvořen simulační výpočtový model vozu s podvozky Y25. Jak analytické, tak simulační výpočty byly provedeny pro stejný rozsah vstupních parametrů, a tudíž bylo možné porovnání výsledků z analytických a simulačních výpočtů. Výsledky jsou navzájem velice podobné a lze tedy konstatovat, že jsou výpočty tímto způsobem validované. Validace je přitom velice důležitá a nezbytná součást výpočtových analýz, je zde tedy nutné ocenit, že byla tímto způsobem provedena. Výsledky hodnocení bezpečnosti proti vykolejení rovněž souhlasí s očekáváním z praxe, a tedy že nejnepríznivější stav je pro vůz v prázdném stavu a u vozu částečně loženého blízko za lom charakteristiky vypružení.

Poslední část práce se věnuje druhému hlavnímu úkolu – návrhu alternativního pružícího prvku podvozku Y25. Autorem jsou správně pojmenovány hlavní nevýhody stávajícího řešení vypružení, které by alternativní pružící prvek měl odstranit. Jsou analyzovány 3 možné varianty řešení: 1) progresivní pružina s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním, 2) progresivní pružina s konstantním obdélníkovým průřezem drátu a proměnným

stoupáním a 3) progresivní pružina s proměnným průřezem drátu a proměnným stoupáním. Pro navržené pružiny byla provedena analytická pevnostní kontrola dle ČSN EN 13906-1, 02 6001. Z provedené kontroly vyplývá, že první dvě řešení jsou pevnostně nevyhovující. Jedině řešení ad 3) je vyhovující, tato pružina by tak dokázala nahradit původní vypružení podvozku Y25, což by přineslo výhody v podobě vhodnější charakteristiky vypružení a snížení hluku u prázdných vozů.

Průvodní zpráva je přehledně strukturovaná, výkresová dokumentace je po obsahové i grafické stránce na vysoké úrovni. V diplomové práci jsou respektovány důležité normy ČSN a citovány důležité technické dokumenty.

Přesto se ve zprávě vyskytuje několik nepřesností:

- Na str. 6 je konstatováno, že podvozek GB25RS vykazuje v porovnání s klasickým podvozkem Y25 nižší opotřebení kol, věta však není ukončena a čtenář se nedozví, v důsledku čeho je nižšího opotřebení dosaženo.
- Na str. 29 je konstatováno, že změna kolové síly od hystereze způsobené třecím tlumičem činí 20 % z kolové síly Q. Není ale uvedeno, proč právě tato hodnota.
- Na str. 40 je uveden výpočet pro přítlak pístku třecího tlumiče. Výpočet není zcela správný, a to jak v rozkladu sil do příslušných směrů, tak i ve vyjádření podílu síly ve vnější pružině. Je potřeba posoudit, jak tato chyba ovlivní výsledky simulačních výpočtů.
- Na str. 55 je uvedeno, že hodnoty sil Y jsou uvažovány pro součinitel tření o velikosti 0,4. Z tab. 20 a 21 ale vyplývá, že se jedná o hodnoty pro součinitel tření 0,3.
- Na str. 63 je uvedena pevnostní kontrola alternativní pružiny s obdélníkovým průřezem drátu. Je konstatováno, že kontrola je provedena dle ČSN EN 13906-1, 02 6001. Tato norma se ale týká pružin s kruhovým průřezem drátu. Není tak zřejmé, jakým způsobem bylo dosaženo uvedených výsledků.

Výše uvedené připomínky je nutné brát spíše jako námět pro detailnější diskuzi o dané problematice. Tyto připomínky jsou ve většině případů zapříčiněny nedostatečným vysvětlením souvislostí v textu.

Závěrečné hodnocení:

Autor splnil zadání diplomové práce. Vzhledem k rozsahu a kvalitě diplomové práce ji navrhuji hodnotit známkou:

„A – výborně“

V Praze dne 30. srpna 2017



Ing. Jan Čapek, Ph.D.