

Oponentský posudok na doktorskú dizertačnú prácu
Ing. Miroslava URBÁNKA
„Průběh zkratového momentu mechanickou soustavou pohonu“

Predložená dizertačná práca má 143 strán vrátane 19 strán príloh. Dizertačná práca sa skladá z anotácie, obsahu, zoznamu použitých označení, úvodu a samotnej práce rozčlenej do 10 kapitol + zoznamu literatúry s 61 položkami a príloh. Z rozsahu a obsahu predloženej práce je zrejmé, že Ing. Urbánek vykonal veľké množstvo teoretickej, experimentálnej a programátorskej práce s využitím výsledkov experimentálnych prác.

Po stručnom úvode dizertant uvádza ciele dizertačnej práce, ku ktorým nemám vážnejšie pripomienky.

V 1. kapitole s názvom „Železniční doprava a kolejová vozidla“ stručne uvádza rozdelenie vozidiel s individuálnym pohonom dvojkolesí. Uvádza tiež stručný prehľad jednotlivých individuálnych pohonov. Na strane 11 dizertant uvádza, že pohon tlapovým motorom je použitý u DE lokomotív TE 015, čo nie je pravda, pretože TE 015 je typ tlapového trakčného motora a nie lokomotívy. Nie je pravda, že u lokomotívy GEC Class 91 je trakčný motor namontovaný na skrini, ako uvádza v podkapitole 1.2.6, ale motory sú uložené pozdĺžne v ráme podvozku. Trakčný motor zavesený pod skriňou bol použitý na elektrických jednotkách radu 560.

V ďalšej kapitole Ing. Urbánek uvádza stručný opis elektrickej poschodovej jednotky radu 471. Uvádza tu tiež schému elektrického zapojenia trakčných obvodov a výkres hnacieho podvozku EJ radu 471.

3. kapitola je venovaná analýze skratového momentu. V podkapitole 3.3 sa dizertant venuje výpočtu skratových momentom výrobcom a v podkapitole 3.4 nameraným údajom z diagnostického systému vozidla. Nikde však neuvádza, ako sa určí veľkosť skratového momentu z prúdov, resp. z diagnostických údajov (a z ktorých diagnostických údajov).

V podkapitole 3.5 Ing. Urbánek uvádza výpočet skratových momentov pomocou numerickej simulácie. Poznámam, že v schéme na obr. 3.9 je nesprávne nakreslený kondenzátor C2. Nie je zrejmé, prečo napr. na str. 44 a 45 dizertant používa na označenie uhlovej rýchlosti symbol w (ktorý ani nie je uvedený v zozname použitých jednotiek) a nie obvyklý symbol ω . Okrem toho je zmatočný výpočet „uhlovej rýchlosti hriadeľa v elektrickej oblúkovej miere“. O aký hriadeľ ide?

Podkapitola 3.7.1 má názov „Kinematická analýza pomocí maticové počtu“, čo je asi nesprávne jednak gramaticky a jednak aj fakticky (ide o dynamickú analýzu). Hneď v 2. vete je nesprávny text „...jsou viskózní vazby $k_{i,j}$...“, pretože správne má byť uvedené „... viskoelastické vazby ...“. Nie je zrejmé, prečo dizertant používa na str. 50 na označenie potenciálnej energie symbol E_k a nie E_p . Je tu uvedené viacej nesprávnych konštatovaní. Napríklad prečo tu používa na označenie výchyliek tuhosti ozubení symboly ρ_1 a ρ_2 ? A čo vlastne „vý-

chylka tuhosti ozubenia“ predstavuje? Ďalšie neprávne konštatovanie je „...síla F pôsobí na rameni R_1 a je rovná tuhosti ozubení.“ Ako môže byť síla rovná tuhosti? Stať 3.7.1.1 má názov „Tuhost ozubení“, ale nikde sa nedá dočítať nič o tom, ako sa konkrétne hodnoty tejto tuhosti určovali.

Nie je zrejmé z akého dôvodu je tu uvedená stať 3.7.1.2 „Teorie o hřídelových prvcích“, keďže nič z nej nie je ďalej použité. Užitočnejšia je stať 3.7.1.3 s nadväzujúcim rozdelením nápravy na hriadeľové prvky. Nie je však jasné, prečo nie je nahradený kĺbový hriadeľ obopínajúci nápravu podobnými hriadeľovými prvkami. Predsa tento kĺbový hriadeľ je asi z hľadiska dynamických dejov v pohone dôležitejší ako náprava.

Vo vzťahu 3.7.22 je chyba, pretože výraz 2 v zátvorke nie je rozmerovo homogénny (pri poslednom člene m_{12} buď niečo chýba, alebo tam nemá byť hmotnosť, ale hmotný moment zotrvačnosti).

Podkapitola 3.8.2 „Kinematické poměry v bodech kontaktu kola s kolejnicí“ je venovaná pomerne zložitému opisu sklzových pomerov v priestore s využitím Kalkerovej teórie. Nie je mi však jasné, prečo je to tu uvedené, pretože výsledky tejto state sa nikde nevyužívajú. Vôbec nie je jasné, prečo sa dizertant na str. 70 zaoberá tým, že materiály koľajnice a kolesa sú rôzne, čo je nezmysel.

Ing. Urbánek naznačuje možnosť riešenia komplexného elektro-mechanického dynamického modelu pohonu, ale nikde sa mi nepodarilo nájsť aj nejaké výsledky riešenia.

Ďalšia kapitola je venovaná analýze poškodení súčastí skratovým momentom. Táto kapitola je spracovaná pomerne dobre a dostatočne podrobne.

Podkapitola 4.2 „Kontrola z hlediska konstrukce“ je venovaná pevnostnému posúdeniu ozubení. V Tab. 4-3 sú nesprávne uvedené hodnoty síl pre menovitý moment (v skutočnosti sú cca 2,3 x väčšie). V Tab. 4-5 je nesprávne uvedený ohybový moment pre maximálny točivý moment 6 700 Nm.

V stati 4.2.1.3 sa venuje výpočtu napätia v ohybe (zubov). Nie je zrejmé, prečo na výpočet nepoužil platnú ČSN 01 4686. Veta „Pokud je síla porovnávaná s obvodovou silou“ nemá jasný zmysel a nie je zrejmé, čo ňou chcel autor povedať. Dochádza tu k rozporným konštatovaniam. Na str. 89 uvádza, že hodnota sily je pri skratovom momente prekročená a v zhrnutí na str. 90 sa uvádza, že napätie v päte zuba je pod dovoleným napätím. Prečo teda dochádzalo k vylamovaniu zubov pastorka?

V podkapitole 4.2.2 Ing. Urbánek dospieva k správnejmu záveru, že dochádza k relatívne veľkým priehybom rotora a teda hlavne uloženia pastorka, čo môže spôsobovať poruchy v ozubení pri výskytoch skratového momentu.

Piata, pomerne rozsiahla, kapitola je venovaná modelovaniu a výpočtom namáhania a deformácií mechanickej časti pohonu a jeho súčastí. Aplikácia metód MKP na riešenie namáhania súčastí pohonu je správna.

Nie je však zrejmé, prečo Ing. Urbánek v podkapitole 5.2 na str. 99 píše, že konštrukčná oceľ bola uvažovaná ako perfektne plastická. Tiež sú tu zmätky vo veľkosti prevádzkového momentu. Na str. 99 správne uvádza, že prevádzkový moment 2 400 Nm bol použitý ako referenčná hodnota, ale už na str. 102 píše o prevádzkovom momente v hodnote iba 900 Nm. Vôbec text na str. 102 je veľmi nejasný a chybný. Napríklad uvádza, že na obr. 5-12 je zobra-

zené rozloženie redukovaného napätia pri prevádzkovom momente 900 Nm, ale v názve obrázku sa píše o momente 4 200 Nm a priamo v obrázku je uvedený moment 5 765 Nm.

Modelovanie styku ozubených kolies pomocou ich segmentov dáva iba približné výsledky a nie je zrejmé, prečo ich dizertant vôbec dal do svojej práce.

V podkapitole 5.4 Ing. Urbánek rieši deformácie skrine zostavy od vlastnej hmotnosti. Nechápem význam tohto riešenia, pretože namáhanie skrine prevodovky a teda aj jej deformácie od vlastnej hmotnosti musia byť úplne zanedbateľné (čo bolo aj výpočtami potvrdené). Pretože však nie je uvedené, kde a ktoré stupne voľnosti boli odobraté, ťažko sa dá posúdiť správnosť modelov. Napríklad je nepochopiteľné, ako mohlo (podľa obr. 5-18) dôjsť a takým veľkým posunutiam oka upevnenia skrine nápravovej prevodovky, pretože aj toto oko aj oko na konzole trakčného motora sú uložené na tom istom pomerne tuhom čelníku rámu podvozku (aj keď zrejme pružne).

V podkapitole 5.4 sa rieši namáhanie pastorka, kolesa a statora. Nie je zrejmé, prečo tam nie je zahrnutá aj skriňa prevodovky, pretože aj táto ovplyvňuje namáhanie statora TM. A ďalej, prípadné deformácie skrine prevodovky môžu tiež ovplyvňovať polohu hriadeľov prevodovky a teda aj správnosť záberu ozubených kolies a teda aj ich namáhanie. Nie je zrejmé, pre aký krútiaci moment boli výpočty napätia vykonané, pretože sa tu v texte na str. 109 hovorí o prevádzkovej hodnote momentu iba 900 Nm. A ak tu dochádzalo k vzniku napätia až 1220 MPa, tak k akému napätiu by tu dochádzalo pri menovitom momente 2 400 Nm a dokonca pri skratovom momente?

V ďalšej podkapitole „Celkové namáhání soustavy pohonu“ dizertant uvádza, že ide o kompletný numerický model, čo nie je pravda, pretože tam chýba ozubené koleso nasadené na výstupnom hriadeľi prevodovky uloženom na ložiskách v skrine prevodovky. Ďalej tu chýba kĺbový hriadeľ s kĺbami, ktorý tiež patrí do torznej sústavy pohonu. Tiež tu chýba informácia o odobratých stupňoch voľnosti.

Podkapitola 5.7 je venovaná posúdeniu únavy a vzniku trhliny. Obsahuje 4 obrázky, ale chýba tam základná informácia o tom, pre aké krútiace momenty boli napätia zisťované.

V závere tejto kapitoly je veľmi stručné zhodnotenie vplyvu momentu na mechanickú simuláciu (asi by malo byť správne uvedené na mechanické namáhanie a deformácie).

Kapitola 6 „Celkové shrnutí defektů při zkratovém momentu“ je tiež dosť stručná. Konštatovanie, že „- pokud bude zkratový moment několikrát vyšší než nominální hodnoty dochází k deformacím jednotlivých částí soustavy pohonu a lokálnímu zvyšování napětí“ je iba čiastočne správne a dosť neurčité, pretože nie je jasné, čo dizertant pokladá za nominálnu hodnotu momentu. Je tu tiež otázka, či aj pri menších hodnotách momentu ako niekoľko násobok nominálneho, nedochádza k neprípustným deformáciám a namáhaniam.

„Splnění cílů“ je obsahom 7. kapitoly. V podstate je možné konštatovať, že ciele, ktoré si Ing. Urbánek určil v úvode práce, tak tieto boli splnené. Otázka je, v akej kvalite. Chýba tu konkrétne vyjadrenie k 10. bodu cieľov (odporúčania pre konštrukčnú a prevádzkovú prax). V práci som nenašiel konkrétne a jasne napísané tieto zlepšenia.

V 8. kapitole sú uvedené predpokladané prínosy práce.

9. kapitola obsahuje odporúčania pre prax. Niektoré odporúčania sú zaujímavé, ale asi ťažko realizovateľné. Píše sa tam o koeficiente bezpečnosti 2 – 3 k medzi kľzu, ale nikde sa tam nespomína únavové namáhanie.

Záver je obsahom 10. kapitoly. Sú tu zhrnuté výsledky riešenia, ale je pomerne stručný a bez konkrétnejších informácií. Je záhadné, prečo v závere píše, že kontakt kolesa s koľajnicou bol opísaný Kalkerovými rovnicami, pretože som v celej práci nenašiel, ako konkrétne boli do matematického modelu zahrnuté.

Po formálnej stránke práca obsahuje veľa štylistických a gramatických chýb a iných nesprávností. Napríklad zoznam literatúry má značné množstvo nedostatkov, pretože u niektorých prác uvádza číslo ISBN, ale u väčšiny nie. V položke pod číslom 36 dokonca nie je uvedený ani názov diela.

Môžem konštatovať, že **práca má významu pre odbor konštrukcie koľajových vozidiel**, konkrétne pre oblasť ich pohonov.

Postup a metódy riešenia sú v podstate správne, avšak s výhradami, ktoré som už skôr uviedol. Ciele, ktoré dizertant uvádza na začiatku práce boli splnené, ale s istými nedostatkami, ktoré som tiež skôr uviedol.

Výsledky dizertačnej práce majú význam pre konštrukciu pohonov hnacích koľajových vozidiel. Prínosom je zostavenie matematického modelu a vykonanie simulácií s použitím metódy MKP, avšak aj tu sa vyskytli isté nedostatky.

Práca neobsahuje súpis publikácií dizertanta, teda ťažko posúdiť ich rozsah a kvalitu. V zozname použitej literatúry je však uvedené celkom 6 prác Ing. Urbánka, ale ide spravidla o výskumné správy.

Odporúčenie udelenia titulu Ph.D.

Na základe posúdenia dizertačnej práce, jej prínosov, vedeckého prístupu k riešeniu zložitej problematiky individuálneho pohonu dvojkoľesia ako elektromechanickej sústavy so zohľadnením pochodov vznikajúcich pri skratoch, ako aj aplikačným možnostiam výsledkov dizertačnej práce v teórii i v praxi

odporúčam podľa zákona č. 111/1998 Sb. § 47 dizertačnú prácu k obhajobe a v prípade úspešnej obhajoby udeliť Ing. Miroslavovi Urbánkovi titul Ph.D.



prof. Ing. Daniel Kalinčák, PhD.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky
Strojnícka fakulta Žilinskej univerzity v Žiline

V Žiline 23. 11. 2015

Oponentský posudek

doktorské disertační práce

Ing. Miroslava Urbánka

Průběh zkratového momentu mechanickou soustavou pohonu

K oponentskému posouzení byla předložena doktorská disertační práce výše uvedeného názvu v celkovém rozsahu 143 stran zahrnujících text i grafické popisy. Pro zlepšení přehlednosti obsahuje seznam použitých označení a zkratk.

Téma práce je velmi aktuální v oblasti dynamiky a vibrací převodových zařízení a následujících analýz pevnosti a životnosti zejména v kritických situacích, jakými jsou výskyty zkratů a jejich následků. Předložená práce má velmi široký záběr a z toho plynoucí rozsah, avšak z pohledu čtenáře trochu na úkor čtivosti a přehlednosti. Některé pasáže jsou až přehnaně stručné, na straně druhé práce obsahuje některé naprosto elementární matematické úpravy, jako např. výpočet inverzní matice k matici řádu 2 dole na str. 53. Dále se domnívám, že vztahy mezi magnetickým tokem a elektrickými veličinami, které zabírají strany 29 až 42, by se daly rovněž popsat stručněji, popř. využít maticového počtu ke zkrácení zápisu. Co je v práci důležité a přínosné je pokus sestavit matematický model obsahující jak mechanickou, tak elektrickou část. Bohužel, ze vztahu 3.8.2 to vypadá, jako by bylo možné řešit oba modely popisující jednotlivé části separátně. Tento vztah, pokud je zapsán správně, vyjadřuje dva nezávislé modely, které se navzájem neovlivňují. Skutečnost je však jiná, protože vektor zobecněných sil příslušných mechanické části obsahuje elektrické veličiny (viz např. vztah (3.8.5) a tím provazuje jednostranně elektrickou a mechanickou část matematického modelu. Termín „jednostranně“ vyjadřuje to, že mechanický model je ovlivněn elektrickou částí, avšak obráceně to neplatí. Z toho plyne skutečnost, že je možné řešit nezávisle elektrickou část matematického modelu a následně mechanickou. Toho si je však doktorand dobře vědom. Proto bych jen doporučil z formálního hlediska zapsat v rovnici (3.8.5) na pravou stranu u vektoru \mathbf{F}_2 závislost nejen na čase t , ale také na vektoru \mathbf{e} . Tím je pak provázanost obou modelů zřejmá.

Menším problémem je však torzní model pohonu. Zde začnu věcnými připomínkami, formální připojím poté:

Věcné připomínky a dotazy

-50¹¹ doktorand píše, že R_1 a R_2 jsou poloměry základních kružnic ozubených kol, zatímco obr. 3-18 toto tvrzení vyvrací. Jsou to ve skutečnosti poloměry roztečných kružnic. Poloměry základních kružnic, na kterých působí síla přenášená pružinou, dostaneme tak, že poloměry roztečných kružnic vynásobíme kosinem úhlu záběru α .

-druhý člen (3.7.19) vyjadřuje nesprávně mimo-diagonální člen matice tuhosti-tyto členy musí mít záporné znaménko. Diagonální členy zde nejsou vůbec popsány (v tomto případě jsou, co do absolutní hodnoty, stejné).

-ve vztahu (3.7.22) je chybná suma přes konečné prvky, která musí být od 1 do 4

-další chybou ve vztahu (3.7.22) je fakt, že v druhém členu není respektován druhotný rotační pohyb skříně 12 (není respektováno její natočení), nehledě na to, že $1/2m_{12}\dot{\phi}_{12}^2$ nedává fyzikální smysl

-ve vztahu (3.7.23) je chybně suma přes konečné prvky (má být od 1 do 4)

-otázka: Značí v první rovnici (3.7.24) M_{MOT} moment, který je definován v (3.5.45) a pokud ano, proč je značen rozdílným symbolem?

Navzdory formálním chybám ve vztazích (3.7.22) a (3.7.23) se zdá, že z nich plynoucí soustava pohybových rovnic (3.7.24) je v pořádku

Formální připomínky a dotazy týkající se celé práce

-v celé práci je obrovské množství překlepů a vět, které nedávají ani smysl. Na str. 49 je taková chyba dokonce v nadpisu.

-proč jsou ve vztahu (3.5.2) veličiny označeny pruhem? Jsou to, předpokládám, vektory.

-v obr. 3.17 jsou chybně šipky vyjadřující natočení jednotlivých uzlů rotoru okolo vlastní osy (pravidlo pravé ruky)

-49¹³ nesprávně použitý symbol k_{ij} pro viskózní vazby, přičemž celá věta nedává smysl

-50⁷ ve vektoru zobecněných natočení by se měl index měnit od 1 do 12

-(3.7.3) je nesprávně použit symbol E_k místo správného E_p a \mathbf{k} místo správného \mathbf{K} , pokud předpokládáme použití velkých tučných písmen pro matice a malých tučných písmen pro vektory (sloupcové matice)

-50¹² tuhost nevychází z potenciální energie, spíše naopak

-50¹⁴ chybně použité symboly pro torzní výchylky ozubených kol

-52⁷ v prvním vztahu (3.7.7) by měly být použity tučné symboly pro $\mathbf{v}(x)$, $\boldsymbol{\omega}(x)$ a $\mathbf{J}(x)$, protože se jedná o vektory a matici

-ve vztazích (3.7.7) a (3.7.8) je použit stejný $J(x)$ symbol pro rozdílné fyzikální veličiny. Ve vztahu (3.7.7) má být tato maticová veličina (matice plošné setrvačnosti) značena tučně ve smyslu předchozí poznámky, zatímco ve vztahu (3.7.8) tento symbol značí moment setrvačnosti plochy příčného průřezu

-o správném použití vztahu (3.7.20) by se dalo pochybovat

Ostatní části práce využívají profesionální software, a proto je velmi obtížné kontrolovat správnost výsledků. To však na jejím přínosu ničeho neubírá, protože jejím hlavním úkolem není

teoretická analýza v mechanice, ale reálný rozbor a konstrukční návrhy na zlepšení provozních podmínek konkrétního pohonu.

Závěr hodnocení:

Abych nebyl jen kritický, domnívám se, že uchazeč musel projít dlouhou cestu, na které se musel naučit operovat s komerčním softwarem, zároveň zpracovával i vlastní programy v prostředí MATLAB a vyhodnocoval i výsledky měření, které, jak doufám, využil ke zpřesnění (kalibrování) matematického modelu. Navzdory připomínkám jsem přesvědčen, že práce má významný přínos v aplikační oblasti, splňuje kritéria na ni kladená, a proto **souhlasím** s tím, aby panu Ing. Miroslavu Urbánkovi po zodpovězení dotazů a připomínek byl udělen akademický titul Ph.D. podle příslušného zákona.

V Plzni dne 30. 11. 2015



Prof. Dr. Ing. Jan Dupal
Katedra mechaniky
Fakulta aplikovaných věd ZČU v Plzni