

# ASOCIACE STROJNÍCH INŽENÝRŮ



Univerzita  
Pardubice  
Dopravní fakulta  
Jana Pernera

Bulletin Asociace strojních inženýrů vydává pro své členy  
Adresa: ASI, Technická 4, 166 07, Praha 6  
[www.asicr.cz](http://www.asicr.cz)



CZ LOKO, a.s.  
Semanínská 580  
560 02 Česká Třebová  
<http://www.czloko.cz>



**„Lokomotiva není nic jiného než aplikovaná matematika a fyzika.“**  
Ing. Jiří Pohl

## OBSAH

<i>Ing. Jiří Štěpánek, Roman Čechura</i> <b>Představení společnosti CZ LOKO, a.s.</b> .....	4
<i>doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc.</i> <b>Spolupráce CZ LOKO, a.s. a Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice</b> ...	6
<i>Ing. Tomáš Michálek</i> <b>Simulační výpočty jízdních a vodících vlastností lokomotivy řady 744.0 CZ LOKO</b> ..	7
<i>Ing. Martin Kohout, Ph.D.</i> <b>Jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy řady 744.0</b> .....	10
<i>Ing. Jakub Vágnr, Ph.D.</i> <b>Experimentální výzkum charakteristik prvků vypružení lokomotiv</b> .....	12
<i>Ing. Aleš Hába, Ph.D., Ing. Petr Tomek, Ph.D., doc. Ing. Petr Paščenko, Ph.D.</i> <b>Pevnostní výpočty vybraných konstrukčních celků lokomotivy řady 744.0</b> .....	16
<i>Ing. Michal Musil, Ph.D.</i> <b>Analýza hluku a vibrací lokomotivy řady 744.0</b> .....	25
<i>Ing. Petr Voltr</i> <b>Adhezní vazba kola a kolejnice v režimu přechodového valení se skluzem</b> .....	30
<b>Zprávy o činnosti A.S.I.</b>	
<b>Zasedání senátu A.S.I. 22.3.2012 v Linetu</b> .....	33
<b>MAP : studijní cesta do Německa a Švýcarska</b> .....	34
<b>Činnost klubu A.S.I. Brno 2011</b> .....	35
<b>Veleth Vienna-Tec 2012</b> .....	36
<b>Shromáždění delegátů 5.4.2012 v České Třebové</b> .....	36
<b>Činnost klubu Česká Třebová 2011</b> .....	38

Toto číslo Bulletinu redakčně připravil kolektiv klubu Česká Třebová ve složení:  
doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc., doc. Ing. Michael Lata, Ph.D., Ing. Tomáš Michálek  
a Ing. Václav Daněk, CSc., Ing. Josef Vondráček (Praha)

Vizualizace na titulní straně: lokomotiva ř. 744.0, která je vyvíjena v rámci projektu MPO ČR  
„TIP“ ev. č. FR-TI2/562 ve spolupráci CZ LOKO, a.s. a Dopravní fakulty Jana Pernera.

## Představení společnosti CZ LOKO, a.s.

Ing. Jiří Štěpánek, Roman Čechura  
CZ LOKO, a.s.

**CZ LOKO, a.s.** patří k nejvýznamnějším podnikům středoevropského železničního strojírenství. Prostřednictvím inovativních a dostupných řešení zvyšuje bezpečnost, spolehlivost a efektivitu provozu hnacích drážních vozidel a speciálních vozidel. Využívá k tomu vlastní know-how v oblasti výroby, modernizací a oprav kolejových vozidel vycházející z tradičně vysoké úrovně českého železničního průmyslu. Do každého projektu zapojuje celé spektrum vysoce kvalifikovaných profesionálů. Společnost disponuje komplexním technickým zázemím a vlastní výrobní kapacitou. CZ LOKO využívá efektivní metody řízení přinášející v každém stádiu vývoje projektu jasný obraz aktuálního stavu. K potřebám a požadavkům zákazníka společnost přistupuje flexibilně a velkou pozornost věnuje trvalé péči o vozidla z vlastní produkce včetně sběru a vyhodnocování dat z jejich provozu. Tradiční společnosti se píše od roku 1849, kdy byl zahájen provoz železničních dílen v České Třebové.

Akciová společnost CZ LOKO se zabývá těmito obory:

- výroba nových kolejových vozidel,
- modernizace kolejových vozidel,
- opravy kolejových vozidel,
- záruční a pozáruční servis kolejových vozidel,
- oprava, výroba a prodej výměnných celků hnacích kolejových vozidel,
- projekce, výpočty, simulace, zkoušení,
- schvalování kolejových vozidel v EU i mimo EU,

- pronájem kolejových vozidel,
- související kontrolní, procesní, vzdělávací a revizní činnosti.

Na veletrhu Czech Raildays v Ostravě bude letos veřejnosti představena první nová čtyřnápravová diesel-elektrická lokomotiva vyprojektovaná a postavená v České republice v souladu se současnou evropskou legislativou a normami TSI. **Lokomotiva řady 744.0** právě prochází testy a schvalovacími procesy.



Program modernizací lokomotiv startuje další etapu, kterou se stane modernizovaná traťová **motorová lokomotiva řady 753.6**. Na ní se uplatnila progresivní konstrukční a technická řešení spolu se zcela novým designovým „pláštěm“ lokomotivy. Na trať vyjedou v červenci první stroje, které budou reprezentovat dopravce nejen vyspělou technikou, ale i novým vzhledem.

**Motorový univerzální vozík SUPER-MUV 74** z produkce CZ LOKO disponuje novým řešením přenosu síly pomocí hydrogenerátoru. V několika exemplářích už plní náročné úkoly při údržbě železničního svršku. **Speciální kolejové vozidlo EDWARD** (původně strojní výtahovák pražců, nově

univerzální vozidlo s možností dosazení různých nástaveb, zařízení a dalšího příslušenství) úspěšně prošel provozními zkouškami. Ukázalo se, že koncept stroje umožňuje provozovatelům výrazně zvýšit produktivitu práce pracovní čety při zachování bezpečnosti osob i zařízení.

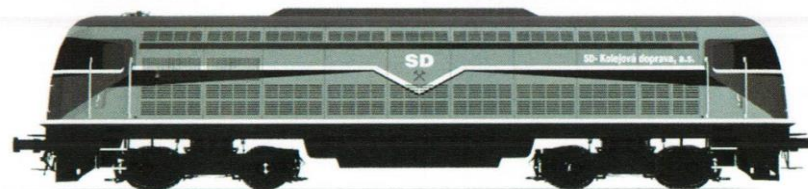


Skupinu speciálních vozidel CZ LOKO nově rozšiřuje projekt **MVTV 2.2** – motorový vůz pro diagnostiku, opravy a související práce na trolejovém vedení. V druhé půlce roku vyjedou první kompletně modernizovaná vozidla s novým designem do provozu. Novinkou v produktovém portfoliu společnosti CZ LOKO jsou **modernizace elektrických lokomotiv řady 163 a 362 pro provoz ve vícenásobném řízení vozidel nebo řízení vozidel z řídicího vozu v systému WTB**. Cílem těchto modernizací je zefektivnění vozby a zvýšení užitné hodnoty těchto nadčasových elektrických lokomotiv.



Perspektivně se rozvíjí **výroba paketů pro modernizace a novostavby dvou-, čtyř- a šestnápravových motorových lokomotiv určených pro středně těžkou traťovou a posunovací službu na tratích o rozchodu 1 520 mm**. Ty jsou určeny našim partnerům v Ruské federaci, Litvě, Lotyšsku, Estonsku, Bělorusku a na Ukrajině.

S cílem zvýšit kvalitu a zrychlit produkci elektrických točivých strojů společnost CZ LOKO vybudovala a uvedla do provozu novou výrobní halu ETS. Hala je vybavena nejmodernějšími technologiemi, zkušebnou, specializovanými pracovišti a logistickým centrem. Nová výrobní a opravárenská kapacita umožnila významně rozšířit strukturu zakázek a objem produkce elektrických točivých strojů - především trakčních motorů lokomotiv, generátorů, motorů pomocných pohonů a další točivých strojů.



## Spolupráce CZ LOKO, a.s. a Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice

doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc.  
Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

Dopravní fakulta Jana Pernera (DFJP), nesoucí jméno významného českého železničního stavitele – inženýra Jana Pernera, zahájila svoji činnost 1. dubna 1993 v rámci tehdejší VŠCHT v Pardubicích a je pokračovatelkou tradice založené Vysokou školou železniční Praha a Vysokou školou dopravy a spojů v Žilině. Podnětem pro vznik DFJP bylo rozdělení Československa v roce 1993, kdy na novou fakultu přešla řada odborníků právě z VŠDS v Žilině. Dnes je DFJP jednou ze sedmi fakult Univerzity Pardubice (UPa) a je koncipována jako fakulta technického a ekonomicko-technologického zaměření. Cílem tohoto příspěvku je přiblížit čtenáři aktivity DFJP v oblasti aplikovaného výzkumu v oboru kolejových vozidel.

Jedním z nejdůležitějších partnerů oddělení kolejových vozidel katedry dopravních prostředků a diagnostiky v oblasti řešení aplikovaného výzkumu se stala společnost CZ LOKO a.s. (dříve ČMKMS holding a.s.).

Již v letech 2005÷2006 byl řešen v rámci programu podpory výzkumu a vývoje Ministerstva průmyslu a obchodu projekt „Vývoj dieselelektrické modulové lokomotivy typu ČME3 řady 774.7“. V roce 2006 následoval projekt „Výzkum a vývoj modulových dvou-  
nápravových dieselelektrických lokomotiv“, jehož řešením byla dvou-  
nápravová lokomotiva řady 719.

V následujícím roce 2007 se řešení dalšího projektu již zaměřilo na lokomotivu čtyřnápravovou, kdy následoval postupně již časově i obsahově rozsáhlý projekt „Výzkum a vývoj modulových dvou-  
nápravových dieselelektrických lokomotiv“. Hlavní náplní řešení projektu spolupřijemce Univerzity Pardubice, tedy Dopravní fakulty Jana Pernera, bylo již zaměřeno na vyšetřování dynamických vlastností lokomotivy pomocí simulačních výpočtů. Řešení i těchto projektů umožnilo neustálý vývoj a rozšiřování simulačního programového systému SJKV (Simulace jízdy kolejového vozidla), který je na Dislokovaném pracovišti DFJP v České Třebové vyvíjen již od roku 2003, kdy pracoviště při zakládající fakultě vzniklo. Počátky vývoje tohoto programového systému SJKV však sahají až do období působení pedagogů na tehdejší VŠDS v Žilině.

V pořadí posledním společným projektem je v současné době řešený projekt „Výzkum a vývoj modulové čtyřnápravové lokomotivy“.

V následujících příspěvcích tohoto bulletinu jsou uvedeny základní pilíře řešení problematiky této práce, výsledkem které bude funkční prototyp lokomotivy řady 744.0 s rozchodem 1435 mm a virtuální (digitální) prototyp nové modulové čtyřnápravové lokomotivy řady 744.0 s rozchodem 1520 mm dle standardů GOST.

- ❖ -

## Simulační výpočty jízdních a vodicích vlastností lokomotivy řady 744.0 CZ LOKO

Ing. Tomáš Michálek  
Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

### ÚVOD

Simulační výpočty jízdních a vodicích vlastností – tedy dynamických vlastností při jízdě v přímé koleji a v oblouku – jsou dnes nedílnou součástí vývoje nových či modernizovaných kolejových vozidel. Právě simulační výpočty jsou prakticky také jediným možným způsobem ověřování dynamických vlastností vozidla již ve fázi vývoje a lze je velmi efektivně využívat například k optimalizaci parametrů vypružení a tlumení.

Dopravní fakulta Jana Pernera (DFJP) spolupracuje se společností CZ LOKO, a.s. na řešení projektu Ministerstva průmyslu a obchodu České republiky, jehož cílem je výroba prototypu lokomotivy řady 744.0 a příprava širokorozchodné verze pro rozchod koleje 1520 mm podle standardů GOST. Právě simulační výpočty dynamických vlastností lokomotivy jsou významnou součástí řešení tohoto projektu.

### LOKOMOTIVA ŘADY 744.0 CZ LOKO

Lokomotiva řady 744.0 CZ LOKO je čtyřnápravová motorová lokomotiva s dieselelektrickým přenosem výkonu a s uspořádáním pojezdu B<sub>0</sub>'B<sub>0</sub>', která je určena pro traťovou službu a posun. Modulární koncepce lokomotivy umožňuje výrobu různých verzí o výkonu od 800 do 1500 kW a s maximální rychlostí až do 120 km/h. Lokomotiva je vybavena spalovacím motorem Caterpillar, který pohání trakční alternátor Siemens. Pohon dvojkolí zajišťují čtyři tlapové trakční motory s valivým uložením,

každý o výkonu 360 kW. Trakční motory mohou být asynchronní, nebo stejnosměrné.

Hlavní rám lokomotivy je uložen na dvou dvou-  
nápravových podvozcích (viz obr. 1) prostřednictvím flexicoil pružin. Přenos podélných sil z rámu podvozku na skříň lokomotivy zajišťuje otočný čep. Vedení dvojkolí v rámu podvozku je ojnicíkové; primární vypružení je realizováno dvěma flexicoil pružinami u každého ložiska. Svislé vypružení je v primárním i sekundárním stupni doplněno hydraulickými tlumiči; tlumení příčných kmitů skříňně zajišťují dva příčné hydraulické tlumiče na každém podvozku. Pro lokomotivu s maximální rychlostí 120 km/h je uvažováno i použití podélných tlumičů vrtivých pohybů podvozků. Bližší popis podvozku CZ LOKO nové koncepce, určeného pro lokomotivu řady 744.0, je uveden např. v článku [2].

Současný stav vývoje je takový, že se první prototyp normálněrozchodné lokomotivy řady 744.0 (72 t, AC/AC přenos výkonu, max. rychlost 120 km/h) podroboval v první polovině roku 2012 jízdně-technickým zkouškám na síti SŽDC.



Obr. 1 Model dvou-  
nápravového podvozku  
lokomotivy řady 744.0 CZ LOKO

## SIMULAČNÍ VÝPOČTY

Simulační výpočty dynamických vlastností nové lokomotivy jsou prováděny na Dislokovaném pracovišti DFJP v České Třebové. Za tímto účelem je zde vyvíjena nová verze programového systému Simulace jízdy kolejového vozidla (SJKV). Programový systém SJKV je původní multi-body software pro simulační výpočty jízdy kolejových vozidel, založený na nelineárním dynamickém modelu systému vozidla a koleje a umožňující kromě samotného hodnocení vybraných veličin i vizualizaci pohybu vozidla v koleji. Bližší popis funkce programového systému je uveden např. v literatuře [5].

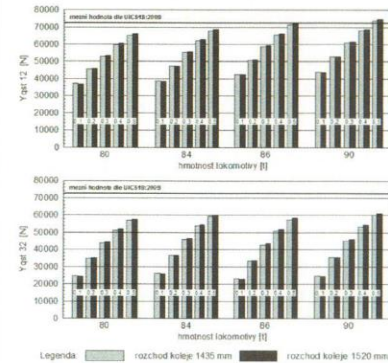
Nová verze simulačního programu, nazvaná SJKV-Lok744, umožňuje vyšetřování jízdních a vodících vlastností jak normálně-rozchodné, tak i širokorozchodné lokomotivy, přičemž je možné sledovat vliv různých parametrů (celkové hmotnosti, hmotnostních a rozměrových parametrů jednotlivých konstrukčních celků, charakteristik pružných a tlumících vazeb v pojezdu, charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí-kolej atd.) na dynamické vlastnosti tohoto vozidla.

## VÝSLEDKY SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ

První výsledky simulačních výpočtů širokorozchodné verze lokomotivy řady 744.0 CZ LOKO byly uveřejněny v článku [7]. Od té doby došlo k aktualizaci vstupních dat pro simulační výpočty, která jsou upřesňována jednak na základě aktuální výkresové dokumentace výrobce vozidla a jednak na základě měření reálných parametrů prvků vypružení a vedení dvojkolí prováděných na zkušebním stavu Dopravní fakulty Jana Pernera v Pardubicích.

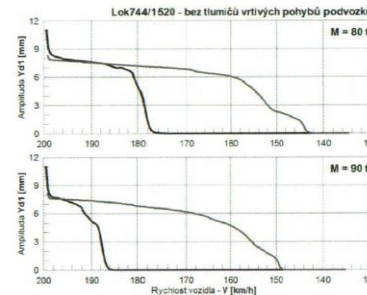
Výsledky simulačních výpočtů s upřesněnými vstupními daty včetně porovnání dynamických vlastností lokomotiv pro rozchod koleje 1435 mm a 1520 mm jsou uveřejněny v článku [1]. V tomto případě byly posuzovány zejména velikosti kvazistatických vodících sil, které charakterizují příčné

silové působení mezi vozidlem a kolejí, při průjezdu lokomotivy s různou celkovou hmotností obloukem velmi malého poloměru, konkrétně 250 m. Právě vodící síla je totiž obvykle kritická z pohledu schvalování vozidla do provozu, protože je v tomto případě nutné splnit limitní hodnotu danou normou ČSN EN 14363:2006, resp. standardy TSI (Technické specifikace pro interoperabilitu). Porovnání dosahovaných hodnot kvazistatických vodících sil na 1. a 3. dvojkolí lokomotivy o celkové hmotnosti 80 až 90 t je pro ukázkou uvedeno v grafu na obr. 2. Protože se ukazuje, že velmi výrazný vliv na velikost těchto sil má součinitel tření mezi kolem a kolejnicí (viz též článek [3]), byl v tomto případě vliv této – ze své podstaty náhodné – veličiny taktéž vyšetřován.



Obr. 2 Kvazistatické vodící síly různých hmotnostních variant lokomotivy řady 744.0 pro rozchod koleje 1435 mm a 1520 mm při jízdě obloukem  $R250$  za různých podmínek součinitele tření mezi kolem a kolejnicí

Jízdní vlastnosti (tedy chování lokomotivy při jízdě v přímé koleji) zde byly vyšetřovány pomocí zjednodušené metody – pomocí tzv. analýzy stability, při níž se zjišťuje reakce vozidla na osamělou příčnou nerovnost koleje s cílem stanovit tzv. kritickou rychlost lokomotivy.



Obr. 3 Amplituda kmitání 1. dvojkolí lokomotivy o celkové hmotnosti 80 a 90 t v závislosti na rychlosti jízdy, a to pro různé podmínky kontaktu dvojkolí a koleje

Při použití této metody se zkoumá kmitání jednotlivých těles dynamického modelu lokomotivy (obvykle pak zejména dvojkolí) po vybuzení. Kromě vlivu hmotnosti lokomotivy, součinitele tření mezi kolem a kolejnicí a podmiček kontaktní geometrie dvojkolí-kolej zde byl vyšetřován i vliv tlumičů vrtivých pohybů podvozků. Na obr. 3 je uveden příklad výstupu této analýzy ve formě závislosti ustálené amplitudy kmitů prvního dvojkolí širokorozchodné lokomotivy (nevybavené tlumiči vrtivých pohybů podvozků) v závislosti na rychlosti jízdy, a to pro součinitel tření mezi kolem a kolejnicí o hodnotě 0,35, pro dvě různé celkové hmotnosti lokomotivy (80 a 90 t) a pro podmínky kontaktní geometrie dané ekvivalentní konicitou 0,207 a 0,403. Analýzou stability kolejového vozidla se blíže zabývá též článek [6].

## ZÁVĚR

Doposud poslední simulační výpočty, které byly v rámci vývoje lokomotivy řady 744.0 provedeny, měly za úkol kvantifikovat vliv tlapového pohonu lokomotivy na dynamické účinky vozidla na kolej; viz [4]. V následujícím období bude snahou zejména verifikovat programový systém SJKV,

tzv. ověřit správnost výsledků simulačních výpočtů porovnáním výsledků výpočtů s výsledky měření na prototypu lokomotivy.

## Literatura

- [1] Kohout, M., Zelenka, J., Michálek, T.: *Vliv změn parametrů lokomotivy CZ LOKO řady 744.0 na dynamické vlastnosti při úpravě pro rozchod koleje 1520 mm*. In: Zborník prednášok 20. medzinárodnej konferencie „Súčasný problémy v kolajových vozidlách – PRORAIL 2011“, Diel II. S. 131-137.
- [2] Kopal, J.: *Pojezd lokomotiv proveniencie CZ LOKO a.s.* In: Sborník přednášek XIX. konference s mezinárodní účastí „Současné problémy v kolejových vozidlech 2009“. S. 1-6.
- [3] Michálek, T.: *Analysis of the Influence of the Friction Coefficient on the Guiding Behaviour*. In: Conference Proceedings of the 13<sup>th</sup> Conference „Applied Mechanics 2011“. S. 147-150.
- [4] Michálek, T., Zelenka, J.: *Dynamic Behaviour of Locomotive with Axle-Mounted Traction Motors*. In: Conference Proceedings of the 18<sup>th</sup> International Conference „Engineering Mechanics 2012“. S. 879-887.
- [5] Zelenka, J.: *Jízdní a vodící vlastnosti dvouúpravových dieselelektrických lokomotiv CZ LOKO*. In: Nová železniční technika, 6/2009. S. 15-23.
- [6] Zelenka, J., Kohout, M.: *Application of Sensitivity Analysis in Design of Characteristics of Damping Joints in Locomotive Running Gear*. In: Conference Proceedings of the 18<sup>th</sup> International Conference „Engineering Mechanics 2012“. S. 1589-1595.
- [7] Zelenka, J., Michálek, T.: *Running and Guiding Behaviour of the Locomotive Class 744.0 CZ LOKO for the Track Gauge 1520 mm*. In: Транспорт Урана, (28), 1/2011. S. 59-63.

## Jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy řady 744.0

Ing. Martin Kohout, Ph.D.

Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

Jízdní a vodící vlastnosti kolejových vozidel jsou ve fázi přípravy projektu a následného vývoje ve většině případů zjišťovány pomocí simulačních výpočtů. Je to jednak z důvodu ověření navrhovaných parametrů a také za účelem jejich možné optimalizace s ohledem na přání zákazníka (provozní podmínky, LCC, cena,...). I přes sofistikovanost komerčních i nekomerčních výpočtových software je ale nakonec většinou přistoupeno k ověření vlastností vyrobeného vozidla pomocí měření jeho chování na trati.

### TRATĚVÉ ZKOUŠKY VOZIDEL

V současné době je možné provádět jízdě-technické tratové zkoušky vozidel podle normy ČSN EN 14363:2006 nebo podle vyhlášky UIC 518:2009. I když se oba dokumenty věnují témuž, je možné přesto najít několik odlišností.

### Metody zkoušení

Vzhledem technické a finanční náročnosti na provádění zkoušek je předepsán minimální rozsah zkoušek, který závisí na účelu zamýšleného schválení, příp. rozšíření schválení. Pokud se jedná o vozidlo s konvenční stavbou pojezdové části nebo dochází pouze ke změně některých prvků vozidla (výrazně neovlivňujících chování vozidla jako mechanického systému), je možné provádět pouze dílčí tratové zkoušky (v obloucích, v přímé koleji). Navíc je možné, pokud byly dodrženy vybrané podmínky, použít zjednodušenou metodu měření (měření pouze zrychlení).

### Posuzované veličiny a mezní hodnoty

Projevy mechanického systému vozidla při jízdě ve vybraných tratových úsecích jsou posuzovány pomocí:

- sil mezi kolem a kolejnicí (kolové a vodící síly),
- sil na podvozku (rámové síly),
- zrychlení (na podvozku, na skříni vozidla).

Mezní hodnoty posuzovaných veličin jsou dány již dříve zmíněnými dokumenty [1], [2]. Jejich velikost se liší podle typu a parametrů vozidla (hnací vozidla, osobní vozy, nákladní vozy, speciální vozidla).

Mezní hodnoty byly stanoveny v dřívějších dobách, většinou na základě rozsáhlého experimentálního výzkumu. S ohledem na technické možnosti měření, údržby, diagnostiky vozidel i trati byly zatíženy vyšším součinitelem bezpečnosti. Přísnost některých parametrů, které i přes vývoj v poznání chování vozidel a koleje, v používání nových technologií a výpočetní techniky zůstávali nezměněny, je v současné době pečlivě přehodnocována s cílem snížení obtíží při vývoji a schvalování vozidel při zachování vysoké úrovně bezpečnosti železniční dopravy.

### Zkušební oblasti

Tratové zkoušky se provádějí ve čtyřech různých oblastech geometrie trati s ohledem na účel zkoušek. Jedná se o:

- přímou kolej a oblouky o velmi velkých poloměrech. V těchto případech jsou zjišťovány především dynamické účinky při zkušební rychlosti (max. rychlosti + 10 %),

- oblouky o velkých poloměrech, kde se projeví superpozice kvazistatických i dynamických složek sledovaných veličin,
- oblouky o malých a velmi malých poloměrech ( $250 \text{ m} < R < 400 \text{ m}$ ), kde převažují kvazistatické charakteristiky veličin při dovoleném maximálním nedostatku převýšení.

### PODMÍNKY ZKOUŠEK

#### Stav zkoušeného vozidla

Při zkouškách je nutné dále identifikovat a dodržet mnoho dalších parametrů, které mohou v provozu výrazněji ovlivnit výslednou interakci vozidlo/kolej. Jsou jimi například parametry dvojkolí (stav opotřebených jízdnic profilů kol, rozkolí), stav tlumících prvků v pojezdu, případně i vypružení s ohledem na provozní a poruchové stavy).

#### Stav zkušební trati

U zkušebního úseku je důležitým parametrem popisujícím stav koleje výsledek měření příčných profilů hlav kolejnic (s následným výpočtem veličiny ekvivalentní konicita dvojkolí/kolej) a kvalita trati. Trať je hodnocena podle aktuálního stavu posuzovaných geometrických parametrů koleje – nerovností, kterými jsou rozchod koleje a svislé a příčné odchylky jednotlivých kolejnicových pásů. Na rozdíl od veličin měřených při jízdě na vozidle jsou geometrické parametry koleje převzaty z měřicího vozu příslušného správce dopravní cesty.

### HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ZKOUŠEK

Zpracování naměřených dat sledovaných veličin je prováděno v několika krocích.

- Filtrace signálu podle povahy příslušné posuzované veličiny (kvazistatická, dynamická). Maximální frekvence jsou 20 Hz.
- Statistické zpracování filtrovaných veličin v jednotlivých zkušebních úsecích (hodnocení percentily). Délka úseků je dána rychlosti vozidla.

- Jedno- či dvouparametrické celkové statistické hodnocení z více zkušebních úseků v dané zkušební oblasti (oblouky, přímá kolej). Výsledkem je tzv. očekávaná hodnota, která zohledňuje kromě střední hodnoty a rozptylu příslušné veličiny také význam veličiny a míru bezpečnosti.

### JÍZDNÍ ZKOUŠKA LOKOMOTIVY Ř. 744

V rámci projektu bylo, kromě simulačních výpočtů, provedeno na jaře letošního roku také měření jízdnic a vodících vlastností vyrobené lokomotivy, které bylo založené na měření zrychlení. K měření bylo použito také měřicí dvojkolí, které bylo vyvinuto v rámci společného projektu Výzkumného centra kolejových vozidel s firmou VÚKV.

Provedené měření by mělo umožnit nejen schválení lokomotivy podle vyhlášky UIC 518, ale také verifikovat simulační model. V současné době probíhá vyhodnocování dat z měření.



Obr. 1 Lokomotiva během zkušebních jízd ve stanici Lichkov

- [1] ČSN EN 14363:2006. *Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdnic charakteristik železničních vozidel – Zkoušení jízdnic vlastností a stacionární zkoušky*. ČNI, Praha, 2006.
- [2] UIC Code 518:2009. *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Running behaviour*. Internat. Union of Railways, Paris, 2009.

## Experimentální výzkum charakteristik prvků vypružení lokomotiv

Ing. Jakub Vágnr, Ph.D.

Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

### ÚVOD

Flexi-coil pružiny jsou dnes nejrozšířenějším prvkem vypružení používaným u moderních kolejových vozidel. Hlavním rysem flexi-coil pružin je možnost příčné deformace. Tento typ pružin se v minulosti objevoval zejména v sekundárním vypružení vozidel, dnes je zcela běžné použití také v primárním vypružení. Tuhost těchto pružin výrazně ovlivňuje jízdní vlastnosti kolejového vozidla. Z tohoto důvodu se nespokojíme s výpočtem pouze svislé tuhosti, kterou lze vypočítat poměrně jednoduše a přesně, ale zajímá nás také příčná tuhost pružiny. Výzkum příčné tuhosti šroubovitých pružin probíhá již od šedesátých let minulého století. Během této doby bylo publikováno mnoho empirických vzorců od mnoha autorů, které lze použít pro výpočet příčné tuhosti šroubovitých pružin. Mnoho vztahů bylo ověřeno také experimentálně. Zásadní problém však je, že všechny vzorce nejsou zcela univerzální a nezahnují všechny vlivy. Vzorce jsou obvykle omezeny zejména štihloustním poměrem pružiny (poměr délky a středního průměru pružiny). Původní vzorce jsou tak obvykle vhodné pro šroubovité flexi-coil pružiny používané v sekundárním vypružení, avšak nejsou schopné popsat „krátké“ pružiny používané v primárním vypružení. Z tohoto důvodu je toto téma v dnešní době velmi aktuální, protože téměř při každém vývoji kolejového vozidla se uplatní simulační výpočet jízdy vozidla, který je velmi závislý na vstupních parametrech. V této fázi lze využít pro sta-

novení vstupních parametrů empirických vzorců nebo výpočtu pomocí metody konečných prvků (MKP). Experimenty však ukazují, že obě metody získání vstupních parametrů jsou zatíženy poměrně velkou nejistotou, protože se v obou případech využívá určitých zjednodušení, které zejména u atypických rozměrů pružin vedou k poměrně velké chybě.

### STANOVENÍ PŘÍČNÉ TUHOSTI

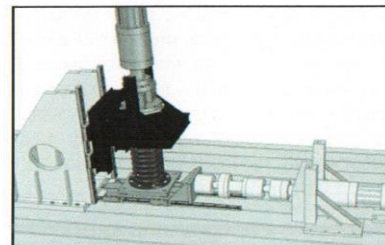
Jak již bylo řečeno, příčnou tuhost lze v dnešní době stanovit následujícími způsoby: výpočtem podle empirických vzorců, numericky metodou konečných prvků a experimentálně. Příčná tuhost je ale závislá na mnoha vlivech. Např. na způsobu uložení závěrného závitu. Pokud způsob uložení způsobí nerovnoběžnost dosedacích ploch závěrných závitů pružiny, pak se příčná tuhost samotné pružiny také změní. Většina empirických vzorců je zároveň použitelná pouze pro určité rozměry pružin. Tyto skutečnosti vnášejí do výpočtu pomocí empirických vzorců mnoho nepřesností. U výpočtu pomocí MKP je lze zohlednit pouze v případě, kdy je možné do modelu zahrnout také způsob uložení dosedacích ploch závěrných závitů. Při zohlednění vlastností kontaktu dosedacích ploch a případné zohlednění pryžových podložek, které se obvykle pod dosedací plochy vkládají, tak vzniká nelineární úloha. Její řešení je náročné nejen z pohledu přípravy modelu, ale také z pohledu náročnosti samotného výpočtu.

Zatím nejpřesnějším stanovením příčné tuhosti je tedy experiment. Experimentální stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin totiž umožňuje simulovat uložení dosedacích ploch pružiny přesně jako na vozidle, a to včetně případné pryžokovové podložky. Dále lze zkoumat vliv příčné tuhosti na natočení pružiny kolem svislé osy. Nelze opomenout ani vliv svislého zatížení na příčnou tuhost.

Experimentálně lze také zjišťovat tuhosti i jiných pružných prvků použitých ve vypružení kolejových vozidel. Jedná se zejména o pryžokovové prvky, které se používají při konstrukci moderních kolejových vozidel. Experimentálně zjištěné tuhosti prvků vypružení kolejových vozidel jsou pak cennými vstupy při realizaci simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla.

### EXPERIMENTÁLNÍ ZAŘÍZENÍ NA DFJP

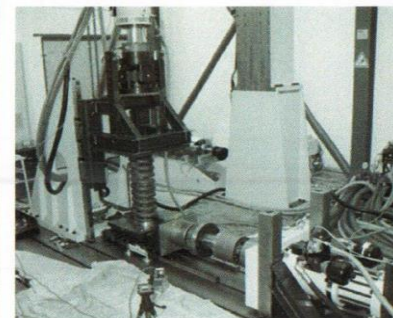
V rámci řešení projektu MŠMT 1M0519 „Výzkumné centrum kolejových vozidel“ byl vybudován v těžkých laboratořích Dopravní fakulty Jana Pernera zkušební stav pro testování flexi-coil pružin.



Obr. 1 Trojrozměrný model zkušebního zařízení pro testování flexicoil pružin

Celá sestava zkušebního stavu je zobrazena na obr. 1 a obr. 2. Základ zkušebního stavu tvoří upínací pole, na kterém jsou upnuty další nosné prvky. Zkoušená pružina nebo jiný zkoušený objekt je upevněn mezi dva vozíky. Horní vozík je veden svislými lineárními ložisky umožňující pohyb pouze

ve svislém směru. Spodní vozík je veden vodorovnými lineárními ložisky umožňující pohyb pouze ve vodorovném směru. Pohon zajišťují dva elektrohydraulické válce, které jsou upevněny k základnímu rámu a jejich písty působí přes klouby a siloměry na příslušný vozík.



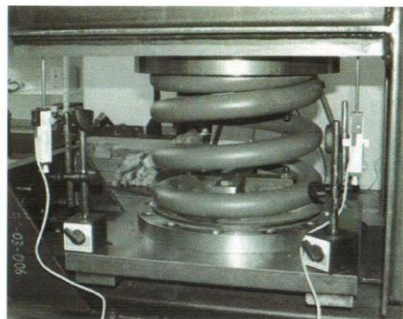
Obr. 2 Zkušební zařízení při testování flexicoil pružiny

### PROVEDENÉ EXPERIMENTY

V rámci řešení projektu FR-TI2/562 „Výzkum a vývoj modulové čtyřnápravové lokomotivy“ byly testovány dva typy flexicoil pružin a jeden pryžokovový prvek pro vedení dvojkolí.

**Pružina primárního vypružení lokomotivy řady 744** (obr. 3) byla první testovanou pružinou. Jedná se o poměrně krátkou pružinu (250 mm) s velkým roztečným průměrem (272 mm) a průměrem drátu 44 mm. Pružina má pouze 2,25 činných závitů, což je u flexi-coil pružiny velmi malý počet. Tuhost pružiny byla zjišťována pro různé natočení kolem svislé osy. Je totiž známo, že natočení pružiny ovlivňuje příčnou tuhost pružiny (což se také potvrdilo). Přitom málokterý empirický vzorec toto zohledňuje a MKP výpočty se obvykle zjednodušují tak, že toto zohlednit ani nelze. Při testech bylo zjištěno, že průměrná příčná tuhost při svislém stlačení pružiny o 82 mm je 1,385 kN/mm. Natočení pružiny kolem svislé

osy způsobí odchytku příčné tuhosti až 12 %, což je poměrně výrazná odchyška. Z toho plyne, že nevhodné natočení pružiny kolem svislé osy při montáži do vozidla může znatelně ovlivnit jeho jízdní vlastnosti.

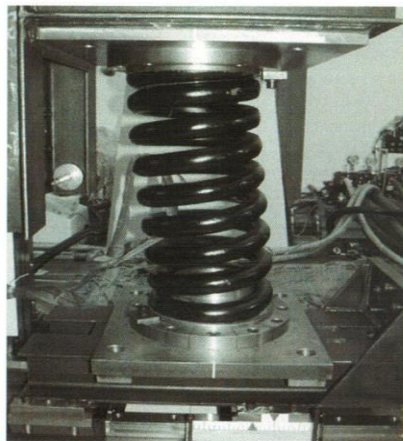


Obr. 3 Pružina primárního vypružení lokomotivy řady 744 při testování

**Pružina sekundárního vypružení lokomotivy řady 744** (viz obr. 4) byla další z testovaných pružin. Jedná se o poměrně štíhlou pružinu s délkou 630 mm a roztečným průměrem 240 mm. Průměr drátu je 48 mm. Pružina má 7 činných závitů. Jedná se tedy o typickou flexi-coil pružinu používanou v sekundárním vypružení moderních hnacích vozidel. Pružina byla opět testována pro různé situace uložení dosedacích ploch pružiny. Opět bylo aplikováno několik variant natočení podle svislé osy a dále byly provedeny testy pro samotnou pružinu a pro pružinu s pryžovou podložkou, která je použita na skutečném vozidle. Experimentem bylo zjištěno, že svislá tuhost je 0,566 kN/mm. Průměrná příčná tuhost při svislém statickém stlačení 115 mm činí 0,230 kN/mm. Natočení pružiny může způsobit odchytku příčné tuhosti až 2 %, což je výrazně méně než u poměrně krátké pružiny použité v primárním vypružení. Při použití pryžové podložky se snížila tuhost oproti samotné pružině o 3 %. Tento vliv je však zanedbatelný s ohledem na rozptýl výrob-

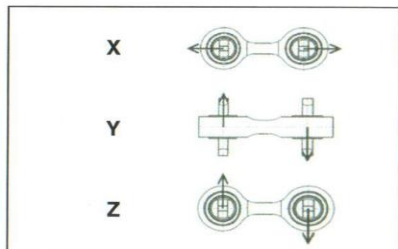
14

ních nepřesností pružin. Byla také testována pružina s opačným smyslem vlnutí, kde byl zjištěn rozdíl v příčné tuhosti 7 %.

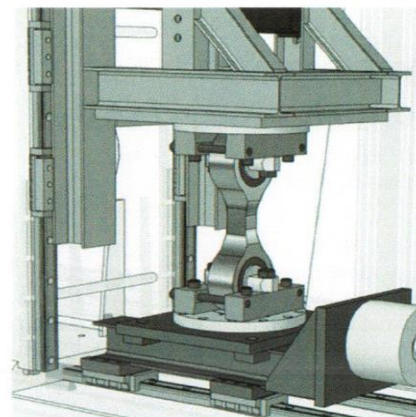


Obr. 4 Pružina sekundárního vypružení lokomotivy řady 744 při maximální příčné výchylce 50 mm

**Pryžkovová ojnice vedení dvojkolí** (viz obr. 7) je zcela odlišný prvek vypružení (vedení) než šroubovitá pružina. Zkušební zařízení však umožňuje testovat i takovéto prvky vypružení (vedení). Jedná se o prvek, u kterého bylo nutné zjistit pro potřeby simulace jízdy vozidla vstupní parametry a to: podélnou (X), příčnou (Y) a svislou (Z) tuhost – viz obr. 5.



Obr. 5 Směry zatěžování ojnice



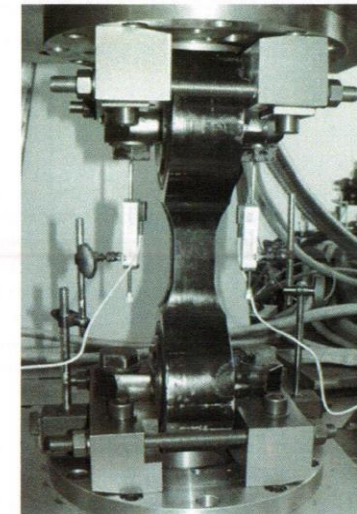
Obr. 6 Sestava experimentu pro testování ojnice vedení dvojkolí – model

Právě odhady tuhostí pryžkových prvků vypružení (popř. vedení) jsou zatíženy určitou nejistotou získaného výsledku, zejména s ohledem na stárnutí pryže v provozu. Experiment tak umožní popsat aktuální stav jednotlivých tuhostí.

#### VÝSLEDKY EXPERIMENTŮ

Nejdůležitějším výsledkem experimentů byly tuhosti zjištěné u jednotlivých prvků vypružení ve všech třech směrech, které byly dále použity jako vstupy do simulačních výpočtů jízdy lokomotivy ř. 744. Dalším cenným poznatkem jsou průběhy změny příčné tuhosti flexi-coil pružin v závislosti na natočení pružiny kolem svislé osy. Tento vliv je totiž u většiny experimentů opomíjen, i když může způsobit změnu příčné tuhosti, v popsaném případě až o 12 %. Z toho lze vyvodit závěr, že při montáži pružin do vozidla by měly být pružiny umístěny souměrně podle podélné i příčné osy. Tzn. párovat pružiny s levým a pravým smyslem vlnutí a počátky závěrných závitů by měly být natočeny také souměrně vzhledem k protější pružině. Tohoto stavu lze při mon-

táži jednoduše dosáhnout, ale v provozu není pružina nijak mechanicky zajištěna proti pootočení – pouze třecí vazbou mezi podložkou a dosedací plochou pružiny.



Obr. 7 Sestava experimentu pro testování ojnice vedení dvojkolí – experiment

#### Literatura

- [1] Vágner, J., Zelenka, J., Culek ml., B.: *Experimentální výzkum příčné tuhosti flexi-coil pružin na Dopravní fakultě Jana Pernera*. In: Zborník prednášok 20. medzinárodnej konferencie „Súčasný problémy v kofajových vozidlách – PRORAIL 2011“, Diel III. S. 225-235.
- [2] Zelenka, J., Vágner, J., Hába, A.: *Experimentální ověření možnosti stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin*. In: Vědeckotechnický sborník ČD, 31/2011. URL: <http://www.cd rail.cz/vts/CLANKY/vts31/3114.pdf> [cit. 2012-05-31].



## Pevnostní výpočty vybraných konstrukčních celků lokomotivy řady 744.0

Ing. Aleš Hába, Ph.D., Ing. Petr Tomek, Ph.D., doc. Ing. Petr Paščenko, Ph.D.  
Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

### ÚVOD

Pro ověření odolnosti navrhované konstrukce jednotlivých částí každého železničního vozidla je nezbytné ještě před jeho zkoušením provést pevnostní výpočty. Veškeré konstrukce se hodnotí z hlediska odolnosti:

- vůči ojedinělému působení nejnepříznivější kombinace maximálního kvazistatického zatížení (**statická pevnost**),
- vůči běžnému (průměrnému) provoznímu dynamickému zatížení po celou dobu životnosti (**únavová pevnost**).

Při návrhu nového železničního vozidla se dnes běžně využívá některých prvků specifické konstrukce, jako jsou např. ložiska, části brzdy, pružiny, tlumiče, nárazníky, táhlové ústrojí a jiné. Tyto celky jsou zpravidla vyráběny externími výrobci, kteří zaručují jejich odolnost. Projektant pouze řeší jejich připojení k navrhované konstrukci (např. rámu podvozku nebo skříně) vozidla; zná jejich parametry a tím určuje zatížení navrhované konstrukce. Navíc konstrukce těchto specifických prvků je mnohdy z důvodu zajištění interoperability vozidla silně unifikována (např. konstrukce táhlového háku).

Hlavním úkolem současného projektanta je tedy navrhnout konstrukci klíčových celků, kterými jsou zejména rám podvozku, rám a nástavba skříně. Konstrukce těchto částí je pak mnohdy ovlivněna právě konstrukcí výše zmíněných specifických dílů, které z důvodu požadavku zatížení mají své dané rozměry a připojovací prvky.

V rámci řešení projektu FR-T12/562 „Výzkum a vývoj modulové čtyřnápravové lokomotivy“ byly vybrané konstrukční celky lokomotivy ř. 744 pro rozchod 1520 mm podrobeny pevnostní analýze. Jednalo se o kolo dvojkolí, rám podvozku a přední kapotu. Princip pevnostního výpočtu zmíněných konstrukcí a dílčí výsledky jsou uvedeny níže v jednotlivých kapitolách. Vlastní výpočet je proveden metodou konečných prvků s využitím softwaru Cosmosworks.

### PEVNOSTNÍ VÝPOČET ŽELEZNIČNÍHO KOLA

#### Podmínky výpočtu

Pevnostní požadavky na železniční kolo jsou dány evropskou normou EN 13979-1:2011. Vstupními parametry pro výpočet jsou:

- nápravové zatížení  $M_n$  [t],
- maximální rychlost,
- přesah náboje kola přes sedlo na nápravě,
- použitý materiál pro výrobu,
- vlastní konstrukce kola.

Při výpočtu se uvažuje s maximálním opotřebením věnce kola, s nejnepříznivější velikostí přesahu kola přes sedlo na nápravě (v rámci tolerancí předepsaného uložení) a také s účinky setrvačných odstředivých sil při maximální rychlosti. Jsou dány 3 zatěžovací stavy odpovídající 3 důležitým provozním situacím kola z hlediska namáhání jeho konstrukce:

- **jízda v přímé** – působení svislé zatěžující síly v rovině styčné kružnice (kontakt kola s temenem hlavy kolejnice):

$$F_{z-I} = 1,25 \cdot \frac{M_n}{2} \cdot g$$

- **průjezd obloukem** – působení svislé a vnější příčné zatěžující síly v oblasti přechodu jízdní plochy do okolků (kontakt kola s vnitřní hranou hlavy kolejnice):

$$F_{z-II} = 1,25 \cdot \frac{M_n}{2} \cdot g$$

$$F_{y-II} = 0,7 \cdot \frac{M_n}{2} \cdot g$$

- **průjezd výhybkou** – působení svislé zatěžující síly na vnější část jízdní plochy (kontakt kola s křídlovou kolejnicí) a vnitřní příčné zatěžující síly na okolek (kontakt vnitřního čela kola s přídržnicí):

$$F_{z-III} = 1,25 \cdot \frac{M_n}{2} \cdot g$$

$$F_{y-III} = 0,42 \cdot \frac{M_n}{2} \cdot g$$

#### Výpočetní model

Vzhledem k tomu, že kolo je možné rozdělit řezem na dvě totožné symetrické části, byla pevnostní analýza provedena jen na jedné části modelu kola s příslušnými okrajovými podmínkami. Hodnoty zatěžujících sil v jednotlivých zatěžovacích stavech jsou pak do modelu vnášeny jako poloviční oproti hodnotám stanoveným výpočtem podle výše uvedených vztahů. Tento způsob se s výhodou u symetrických součástí při pevnostním výpočtu využívá právě z toho důvodu, že všem prvkům v takovém případě náleží uzly se vzájemně blízkými pořadovými čísly. Tím vznikne matice tuhosti pásového charakteru a výpočet je mnohem rychlejší. Navíc takový model obsahuje pro požadovanou přesnost poloviční počet prvků v porovnání s modelem kola jako celku.

Model poloviny kola byl rozdělen na tetraedrické objemové prvky; pro dosažení postačující přesnosti byla určena jako opti-

mální velikost prvku 7,5 mm, což odpovídá počtu 419 107 prvků a 615 184 uzlů výpočetního modelu.

V rámci rozboru metodiky tohoto pevnostního výpočtu bylo podle výše uvedených podmínek vytvořeno několik modelů za účelem zjištění míry vlivu některých faktorů na výsledky výpočtu. Jedná se o následující faktory:

- setrvačné odstředivé síly,
- nalisování kola na nápravu a způsob zohlednění tohoto spoje při výpočtu,
- rovina zatěžujících sil vzhledem ke konstrukci kola (otvory v desce, přívodní kanálek),
- způsob vnesení zatěžujících sil.

#### Výsledky výpočtu

Základními výsledky pevnostního výpočtu jsou hodnoty normálových napětí  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  a smykových napětí  $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$  v jednotlivých uzlech. Pro hodnocení výsledků je dále nutné stanovit v jednotlivých uzlech i redukované napětí  $\sigma_{red}$  podle hypotézy HMM a hlavní napětí  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ .

#### Vyhodnocení výpočtu

Při hodnocení **statické pevnosti** je nutné nalézt ze všech tří zatěžovacích stavů místo (uzel) na povrchu desky kola, které se vyznačuje maximální hodnotou redukovaného napětí  $\sigma_{red max}$  podle hypotézy HMM. Tato hodnota pak musí být menší než je mez kluzu  $R_e$  materiálu kola.

Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí  $\sigma_{red max}$  je ze všech tří zatěžovacích stavů dosaženo v zatěžovacím stavu II v oblasti přechodu z desky kola do jeho náboje (viz obr. 1). Zvýšená hodnota napětí v tomto místě je důsledkem působení příčné zatěžující síly, která je příčinou vzniku ohybového momentu v hodnoceném místě desky kola, k čemuž navíc ještě i přispívá asymetrie svislé zatěžující síly v tomto zatěžovacím stavu.



Obr. 1 Oblast vzniku maximální hodnoty redukovaného napětí  $\sigma_{red\ max}$  v zatěžovacím stavu II

Na základě výsledků výpočtu maximální hodnoty redukovaného napětí  $\sigma_{red\ max}$  v desce kola podle hypotézy HMM v jednotlivých zatěžovacích stavech byly zjištěny následující skutečnosti:

- účinek lisovaného spoje kolo-náprava má významný vliv na napjatost v desce kola a rozhodně jej nelze zanedbat; na výsledky má i znatelný vliv způsob zohlednění spojení kolo-náprava ve výpočtu - přesnějším řešením však dosáhneme nižší maximální hodnoty redukovaného napětí  $\sigma_{red\ max}$ ,
- poloha a existence přírodního kanálu v náboji kola nemá významný vliv na napjatost v desce kola,
- účinky setrvačných odstředivých sil pro danou maximální rychlost vozidla jsou zanedbatelné.

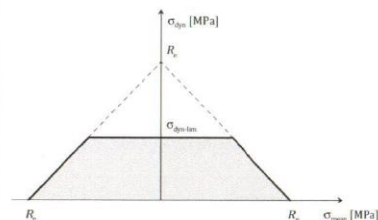
Hodnocení **únavové pevnosti** se provádí pro místo (uzel) vyznačující se nejvyšší hodnotou 1. hlavního napětí  $\sigma_1$  na povrchu desky kola; směr tohoto napětí určuje směr normál tzv. maximálního napětí  $\sigma_{1\ max}$  a minimálního napětí  $\sigma_{1\ min}$ . Hodnota maximálního/minimálního napětí  $\sigma_{1\ max}/\sigma_{1\ min}$  je pak dána maximální/minimální hodnotou průmětů normálových a smykových napětí

v jednotlivých zatěžovacích stavech do směru maximálního/minimálního napětí  $\sigma_{1\ max}/\sigma_{1\ min}$ . Následně se stanoví tzv. střední napětí  $\sigma_{1\ mean}$  a dynamické napětí  $\sigma_{1\ dyn}$  podle vztahů:

$$\sigma_{1\ mean} = \frac{\sigma_{1\ max} + \sigma_{1\ min}}{2}$$

$$\sigma_{1\ dyn} = \frac{\sigma_{1\ max} - \sigma_{1\ min}}{2}$$

Hodnoty středního napětí  $\sigma_{1\ mean}$  a dynamického napětí  $\sigma_{1\ dyn}$  pak představují souřadnice v tzv. Haighově diagramu, přičemž body, které jsou těmito souřadnicemi dány, musí ležet pod mezní křivkou diagramu, která je určena mezí kluzu  $R_c$  materiálu kola (viz obr. 2).



Obr. 2 Haighův diagram

Na základě vyhodnocení únavové pevnosti lze z hlediska míry vlivu jednotlivých faktorů na výsledky výpočtu konstatovat stejné závěry jako u vyhodnocení statické pevnosti.

V případě osové nesymetrie kola je nutné v daných místech ještě zvlášť posoudit únavovou pevnost podle příslušných kritérií (např. Crosslandovo kritérium nebo Dan Vangovo kritérium).

## PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU PODVOZKU

### Podmínky výpočtu

Pevnostní požadavky na rám podvozku železničního vozidla jsou dány evropskou normou EN 13949:2011. Vstupními parametry

pro výpočet v případě lokomotivy ř. 744 jsou:

- hmotnost skříně  $M_v$  [t],
- hmotnost podvozku  $m^+$  [t],
- hmotnost trakčního motoru  $M_m$  [t],
- hmotnost brzdové jednotky  $M_b$  [t],
- maximální rychlost,
- vlastnosti jednotlivých vazebních prvků,
- použitý materiál pro výrobu,
- vlastní konstrukce rámu podvozku.

Při výpočtu se uvažují tzv. vnější a vnitřní zatížení. **Vnější zatížení** zohledňují možné působení vnějších sil pro typické podmínky v provozu. Jedná se např. o jízdu v přímé, průjezd obloukem, jízdu po zborcené koleji, rozjezd, brzdění, proces nakládky a vykládky či zvedání vozidla. **Vnitřní zatížení** zohledňují možné působení sil od dalších částí podvozku s ohledem na jejich uchycení k rámu. Jedná se např. o síly od brzd, tlumičů, torzních stabilizátorů, motorů, ale také se jedná o setrvačné síly jednotlivých dílů, které jsou připojeny k rámu podvozku. Vnější i vnitřní zatížení představuje obecně působení prvotních vnějších sil na rám podvozku.

Rám podvozku však musí být ještě při výpočtu odpovídajícím způsobem vázán k nehybnému prostoru, čímž vzniká působení vnějších sil druhotných – **reakcí**. V případě lokomotivy ř. 744 se jedná o svislé reakční síly v místě připojení pružin prvotního vypružení na spodní pásnice podélníků, jejichž hodnoty jsou dány silami v pružinách prvotního vypružení, přičemž se počítá i s deformací těchto vazeb, které jsou úměrně tuhosti pružin. Reakční síly v podélném a příčném směru působí na rám podvozku v místech uchycení podélných ojníc vedení dvojkolí a vzhledem k výrazně vyšší tuhosti oproti vazbě ve svislém směru se u tohoto uchycení deformace neuvažuje.

Jednotlivá zatížení se s ohledem na hodnocení dále v některých případech rozdělují na tzv. výjimečná (max) a normální

(-). Základní způsoby zatížení v případě lokomotivy ř. 744 jsou:

- **zatížení ve svislém směru** (na dosedací plochu jedné sady pružin druhotného vypružení):

$$F_{z\ max} = \frac{1,4g(M_v - 2m^+)}{4}$$

$$F_z = \frac{g(M_v - 2m^+)}{4}$$

- **zatížení v příčném směru** (na dosedací plochu jedné sady pružin druhotného vypružení a na narážku omezující příčný pohyb skříně vůči podvozku – rozdělení zatížení rámu podle tuhostí obou vazeb):

$$F_{y\ max} = 10^4 + \frac{M_v g}{3n_a n_b}$$

$$F_y = \frac{F_z + m^+ g}{8}$$

- **zatížení v podélném směru** (na opěrnou plochu hlavního čepu):

$$F_{x\ max} = \frac{3gM_v}{2}$$

$$F_x = 0,1 \frac{M_v g}{n_a}$$

- **zatížení zkroucením rámu** - uložení rámu na podpory v různé výšce, způsobující maximálně 1,0% a normálně 0,5% zkroucení konstrukce na rozvoru podvozku.
- **zatížení složkami tíhových sil trakčních motorů** (na konzolu závěsu trakčního motoru):

$$F_m = \frac{M_m g}{3}$$

- **zatížení tíhovými silami brzdových jednotek** (na plochu uchycení závěsu na spodní pásnici čelníku):

$$F_b = M_b g$$

Uvedená zatížení jsou kombinována do jednotlivých zatěžovacích stavů, které zohledňují působení příslušných výjimečných sil v dané provozní situaci (jízda v přímé, průjezd obloukem, jízda na vzestupnici,

brzdění v přímé, v oblouku, na vzesstupnici atp.).

#### Výpočetní model

Vzhledem k tomu, že konstrukce rámu podvozku je vytvořena z tenkostěnných profilů, byl model rámu podvozku rozdělen na nerovnoměrně uspořádané trojúhelníkové skořepinové prvky, přičemž tvar jednotlivých dílů byl ještě mírně upraven za účelem vytvoření co nejjednodušší sítě. Pro dosažení postačující přesnosti byla určena jako optimální globální velikost prvků 80 mm; v přechodu podélníků do jejich ponížené části je lokálně síť zjemněna na velikost prvků 20 mm, v horní části konzoly pak na 5 mm. Této konfiguraci sítě odpovídá celkem 25 992 prvků s 12 749 uzly v konstrukci rámu podvozku.

#### Vyhodnocení výpočtu

Při hodnocení **statické pevnosti** je nutné prověřit napjatost na povrchu skořepino-



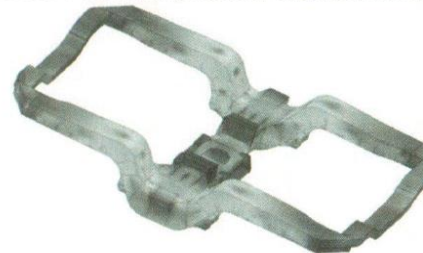
Obr. 3 Rozdělení zjednodušeného modelu rámu podvozku na trojúhelníkové deskové prvky

vé konstrukce u všech zatěžovacích stavů, přičemž se uvažuje ojedinelé působení extrémního zatížení (tzv. výjimečné zatížení). Hodnota redukovaného napětí  $\sigma_{red\ max}$  podle hypotézy HMM pak musí být na celé konstrukci pod hodnotou meze kluzu  $R_e$  materiálu.

Na základě vyhodnocení statické pevnosti rámu podvozku lokomotivy ř. 744 bylo zjištěno, že nejvíce namáhaným místem je horní část konzoly sloužící k uchycení podélné ojnice vedení dvojkolí. Nejvyšší hodnota redukovaného napětí v této oblasti byla zjištěna při zatěžovacím stavu, který odpovídá nájezdu do oblouku, kdy na podvozek působí současně maximální zatížení ve svislém i příčném směru spolu se zatížením od zkroucení rámu (v důsledku jízdy po vzesstupnici).

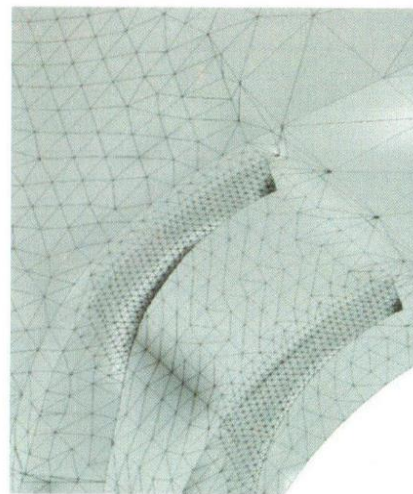
Průběh napětí v celé konstrukci podvozku pro výše uvedený zatěžovací stav je zobrazen na obr. 4.

Mírně zvýšené napětí v oblasti přechodů podélníků do jejich ponížené části je způsobeno v důsledku působení svislého zatížení.



Obr. 4 Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{red\ max}$  podle hypotézy HMM na povrchu skořepinové konstrukce rámu podvozku

Průběh napětí nejvíce namáhané oblasti rámu podvozku (horní části konzoly sloužící k uchycení podélné ojnice vedení dvojkolí) je zobrazeno na obr. 5.



Obr. 5 Průběh redukovaného napětí  $\sigma_{red\ max}$  podle hypotézy HMM na povrchu horní části konzoly sloužící k uchycení podélné ojnice vedení dvojkolí

## PEVNOSTNÍ VÝPOČET KOSTRY KAPOTY

### Podmínky výpočtu

Pevnostní požadavky na skříň železničního vozidla jsou dány evropskou normou EN 12663-1:2010. Vstupními parametry pro výpočet v případě lokomotivy ř. 744 jsou:

- konstrukční provedení kostry kapoty a její vlastní hmotnost,
- připojení jednotlivých zařízení a jejich hmotnost,
- uchycení kostry kapoty k rámu lokomotivy,
- použitý materiál pro výrobu.

Pro kapotu se uvažuje zatížení **setrvačnými silami** od vlastní hmotnosti a hmotnosti připojených zařízení.

Pro hodnocení **statické pevnosti** se používá velikost setrvačných sil úměrná následujícím hodnotám zrychlení:

- v podélném směru  $a_x = \pm 3g$ ,
- v příčném směru  $a_y = \pm 1g$ ,
- ve svislém směru  $a_z = (1 \pm 2)g$ .

Výjimečné hodnoty setrvačných sil odpovídající uvedeným hodnotám zrychlení jsou pak kombinovány do jednotlivých zatěžovacích stavů reprezentujících příslušné provozní situace.

Pro hodnocení **únavové pevnosti** se používá velikost setrvačných sil úměrná následujícím hodnotám zrychlení:

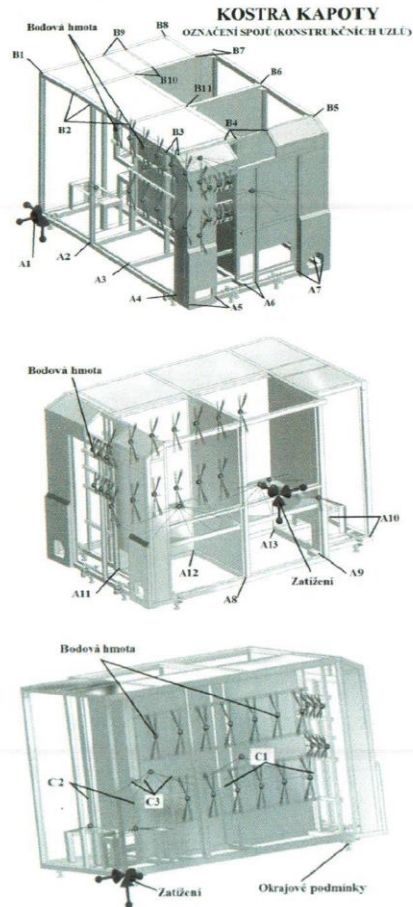
- v podélném směru  $a_x = \pm 0,15g$ ,
- v příčném směru  $a_y = \pm 0,2g$ ,
- ve svislém směru  $a_z = (1 \pm 0,25)g$ .

Normální hodnoty setrvačných sil odpovídající uvedeným hodnotám zrychlení jsou pak současně použity pro 2 zatěžovací stavy ( $\pm$ ).

### Výpočetní model

Vzhledem k tomu, že kostra kapoty je převážně vyrobena z dutých tenkostěnných profilů, byl její model rozdělen na nerovnoměrně uspořádané trojúhelníkové skořepinové prvky. Pro snížení nároků na výpočetní prostředky jsou jednotlivé spoje dutých

profilů (konstrukční uzly) vyhodnoceny samostatně. Označení jednotlivých spojů je uvedeno na obr. 6. Při vyhodnocení konkrétního uzlu je vytvořena zjemněná síť pouze v místě spoje, zbytek konstrukce obsahuje hrubou síť.



Obr. 6 Model kostry kapoty s označením spojů jednotlivých profilů

### Vyhodnocení výpočtu

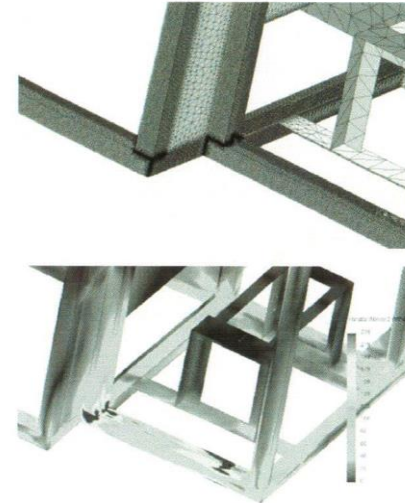
Při hodnocení **statické pevnosti** byly pro každý spoj a vybrané zatěžovací stavy provedeny numerické lineární statické analýzy. Při výpočtu je uvažován pružně-elastický model chování materiálu v celém rozsahu zatížení. Výsledkem jsou pak tzv. pseudo-elastická napětí. Tato napětí jsou porovnána s dovoleným napětím, které vychází z následujících podmínky:

$$\sigma_D = \min\left(\frac{R_{p0,2}^{20}}{S_1}; \frac{R_m^{20}}{S_2}\right)$$

Pro vyhodnocení pevnosti je použito ekvivalentní (redukované) napětí podle hypotézy maximálního smykového napětí (Tresca, intenzity)  $\sigma_{intz}$ . Vzhledem k tomu, že norma EN 12663-1 nerozlišuje plochy skořepinového prvku (TOP, MIDDLE, BOTTOM), je napětí proto konzervativně vyhodnoceno na plochách TOP a BOTTOM. Podmínky pevnosti jsou pak následující:

- vypočítané napětí v konstrukci  $\sigma_{intz}$  nesmí překročit dovolené namáhání  $\sigma_D$ ,
- v místních koncentracích napětí může vypočítané pseudo-elastické napětí překročit mez kluzu  $R_{p0,2}^{20}$ ; oblasti s místními trvalými deformacemi vlivem koncentrace napětí musí být však dostatečně malé, aby nevyvolávaly žádné významné trvalé deformace po zániku zatížení.

Na obr. 7 je ukázka vyhodnocení pevnosti spojů spodní části kostry kapoty (spoje „A“) pro jeden ze zatěžovacích stavů. V horní části obrázku je zobrazena použitá hustota sítě konečných prvků se zmíněným lokálním zjemněním v oblasti spojů. Ve spodní části obrázku je pak uveden deformovaný model s vykresleným redukováním napětím Tresca na ploše TOP - na modelu jsou zřetelné oblasti, kde napětí  $\sigma_{intz}$  přesáhlo dovolené napětí  $\sigma_D$  (oblasti s výrazně tmavším odstínem ve spodní části konstrukce).

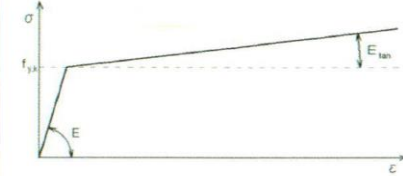


Obr. 7 Ukázka vyhodnocení pevnosti spojů spodní části kostry kapoty (spoje „A“)

V rámci hodnocení statické pevnosti bylo dále provedeno vyhodnocení pevnosti kostry kapoty pomocí nelineární numerické analýzy GMNA (Geometrically and Materially Nonlinear Analysis). Výsledkem nelineární analýzy GMNA je stanovení skutečného mezního stavu (ztráta stability, mezní stav plasticity). Pevnost je vyhodnocena z limitního zatížení, při kterém nastává skutečný mezní stav posuzované konstrukce. Při řešení pevnosti a stability jsou uvažovány následující dvě nelinearity:

- *geometrická nelinearita* - umožňuje odhalit případnou ztrátu stability sledované konstrukce (velké posuvy),
- *materiálová nelinearita* - zohledňuje pružně plastické chování materiálu (plasticitu).

Při výpočtu je uvažován von Mises bilineární model pružně plastického chování materiálu (viz obr. 8). Z důvodu konvergence numerické úlohy je v oblasti plasticity předepsán tangenciální modul zpevnění materiálu  $E_{tan} = \frac{E}{10^4} = 20,1 \text{ MPa}$ .



Obr. 8 Bilineární model pružně plastického chování materiálu - von Mises

Pro tvorbu sítě v případě výpočtově náročnější nelineární analýzy byl použit jednodušší skořepinový prvek SHELL3T, který má nižší nároky na výpočetní prostředky.

Skutečný mezní stav plasticity nastává po vzniku dostatečného počtu plastických kloubů; potom se konstrukce chová jako kinematický mechanismus. Mezi mezním stavem určeným dosažením dovoleného napětí  $\sigma_D$  a mezním stavem plasticity může být značná rezerva v únosnosti. Z tohoto důvodu je pro vyhodnocení pevnosti kostry kapoty na základě analýzy GMNA použit součinitel bezpečnosti  $S_3 = 1,5$ . Pro vyhodnocení je však ještě do součinitele bezpečnosti zahrnut vliv charakteru profilů. Tenkostěnné profily mají totiž malou rezervu únosnosti mez stavem plasticity a dosažením meze kluzu v krajiním vlákně profilu, a je proto použit vyšší tzv. fiktivní součinitel bezpečnosti  $S_f = 2,0$ .

Vyhodnocení spočívá v nalezení tzv. limitního zrychlení  $a_L$  v daném směru:

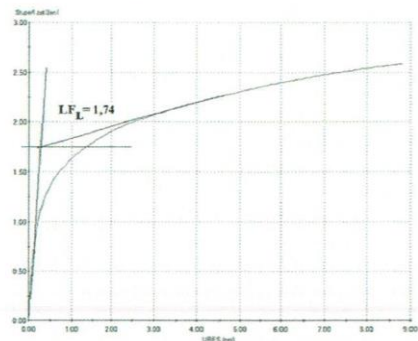
$$a_L = LF_L \cdot a$$

Dovolené zrychlení je pak dáno dle následujícího vztahu:

$$a_D = \frac{a_L}{S_f}$$

Rovnovážná křivka (viz obr. 9) představuje závislost faktoru zatížení  $LF$  (násobek skutečného zatížení) na celkovém posuvu vybraného bodu sítě. Do faktoru zatížení  $LF \sim 0,8$  vykazuje model lineární chování. Po dosažení tohoto bodu se začnou v konstrukci rozvíjet plastické klouby. Vznik

a rozvoj plastických kloubů je pak doprovázen snížením tuhosti konstrukce.



Obr. 9 Příklad rovnovážné křivky

Deformovaný model s vykresleným redukováným napětím von Mises na ploše TOP je zobrazen na obr. 10. Na modelu je

zřetelné umístění plastických kloubů (místa s tmavým odstínem ve spodní části konstrukce, kde napětí dosáhlo meze kluzu materiálu).

#### Literatura

- [1] ČSN EN 13979 *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Celistvá kola - Postup technického schvalování - Část 1: Kovaná a válcovaná kola*. 2011.
- [2] ČSN EN 13749 *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků*. 2011.
- [3] ČSN EN 12663 - 1. *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy*. 2010.

### KOSTRA KAPOTY REDUKOVANÉ NAPĚTÍ VON MISES MEZNÍ STAV PLASTICITY



Obr. 9 Redukované napětí Mises – mezní stav plasticity

## Analýza hluku a vibrací lokomotivy řady 744.0

Ing. Michal Musil, Ph.D.

Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

### ÚVOD

Cílem realizovaných měření a numerického vibroakustického modelování je určit hlukové charakteristiky lokomotivy 744.0 z hlediska vnitřního a vnějšího hluku, a to v několika různých režimech činnosti vozidla. Měření vibrací na stanovišti strojevodoucího bylo prováděno jednak za účelem zjištění hodnot celkových vibrací a jejich porovnání s limitními hodnotami a jednak pro získání informací o frekvenčním spektru působících vibrací z hlediska jejich možného snížení nebo eliminace.

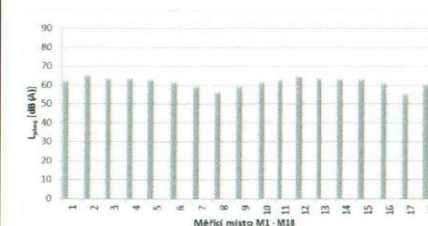
Při realizaci experimentálních měření byly dodrženy podmínky pro realizaci hlukových měření na základě pokynů *TSI-hluk 2009/107/ES*, jejího odkazu na *ČSN EN ISO 3095 Železniční aplikace – Akustika – Měření hluku vyzařovaného kolejovými vozidly* a *ČSN EN ISO 3381 Železniční aplikace – Akustika – Měření hluku uvnitř kolejových vozidel*.

Vlastní vibroakustická měření byla realizována na vozidle ve stacionárním režimu, při různých režimech činnosti motoru (různé otáčky motoru), dále při uzavřených a otevřených krytech motoru. Akustické pole bylo měřeno a analyzováno v několika měřicích bodech umístěných vně a uvnitř vozidla, a to současně několika měřicími mikrofony. Cílem měření bylo jednak zjištění dodržení předepsaných limitních hodnot a jednak zjištění účinnosti hlukového tlumení a vlivu režimu činnosti motoru na hlukové vlastnosti vozidla. Měření vibrací bylo realizováno z důvodu zjištění přenosu vibrací do kabiny lokomotivy.

Z důvodu komplexního řešení problematiky analýzy hluku a vibrací lokomotivy 744.0 byla součástí řešení i realizace simulačního vibroakustického modelu skříně lokomotivy 744.0. Tento simulačního model jednak slouží k ověření výsledků realizovaných měření a jednak lze tento model použít v oblastech hlukové optimalizace vozidla.

### MĚŘENÍ HLUKU VYZAŘOVANÉHO VOZIDLEM VE STACIONÁRNÍM REŽIMU

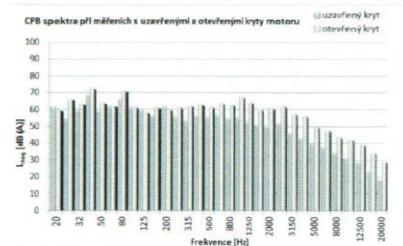
Cílem měření byla analýza vyzařovaného hluku u stojícího vozidla. Měření bylo realizováno dle *ČSN EN 3095*. Pro podrobnou analýzu akustického pole bylo na každém měřicím místě použito současně šest měřicích mikrofonů pokrývajících celé vozidlo ve vertikálním směru. V horizontálním směru bylo měření realizováno celkem v 18 měřicích bodech kolem celého vozidla (viz obr. 1).



Obr. 1 Hladiny hluku emitovaného lokomotivou ve stacionárním režimu při 600 ot./min.

## MĚŘENÍ EMITOVANÉHO STACIONÁRNÍHO HLUKU VOZIDLA – POROVNÁNÍ A ZÁVĚRY

Na základě analýzy a porovnání výsledků realizovaných měření lze konstatovat, že stacionární hluk vozidla pro režim volnoběh – 600 ot./min. s dostatečnou rezervou (cca 13 dB) splňuje limitní hodnoty TSI. Účinnost hlukového tlumení krytů vozidla (plechový kryt + zvuková izolace), je cca 9 dB. Pro zjištění účinnosti akustického tlumení krytů motoru jsou porovnávány třetinooktávová CPB spektra při měřeních s uzavřenými a otevřenými kryty motoru. V pásmu do 250 Hz je účinnost tlumení cca 3 – 5 dB, v pásmu 250 – 800 Hz je to 8 dB a v pásmu 800 – 20 000 Hz to je 10 – 11 dB. Tedy se zvyšující frekvencí se účinnost hlukového tlumení zvyšuje. Toto je zřejmé z obr. 2.

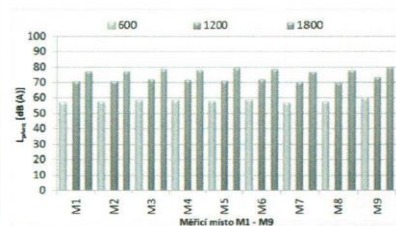


Obr. 2 Porovnání CPB spekter hlukových emisí lokomotivy při otevřených a zavřených krytech motoru

## MĚŘENÍ VNITŘNÍHO HLUKU VOZIDLA VE STACIONÁRNÍM REŽIMU

Cílem tohoto měření je analýza vnitřního hluku v kabině strojvedoucího lokomotivy. Výstupem měření jsou celkové úrovně hladiny hluku vyjádřené formou  $L_{pAeq}$  v dB(A) v jednotlivých měřicích bodech a dále třetinooktávová frekvenční CPB analýza hluku v jednotlivých měřicích bodech. Návrh měřicích bodů, měřicí metody a hodnocení bude proveden na základě normy ČSN ISO 3381 Měření vnitřního hluku kolejových vozidel

a vyhlášky UIC 651 (2.10). Měření bylo realizováno při stání vozidla a volnoběžných otáčkách 600 ot./min. a dále při zvýšených otáčkách 1200 ot./min. a maximálních otáčkách 1800 ot./min.

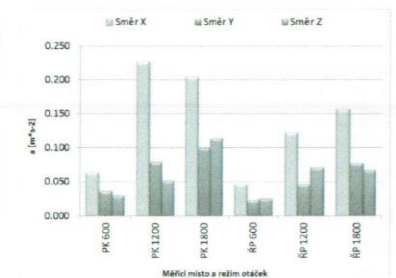


Obr. 3 Hladiny hluku  $L_{pAeq}$  v kabině lokomotivy u stojícího vozidla při 600, 1200 a 1800 ot./min.

## MĚŘENÍ VIBRACÍ V KABINĚ STROJVEDOUČÍHO

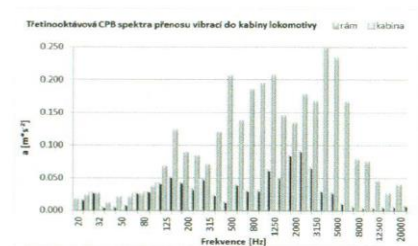
Cílem měření vibrací na stanovišti strojvedoucího bylo zjištění celkových hladin vibrací a jejich frekvenční složení, toto měření má sledovat souvislosti mezi režimem činnosti vozidla a výslednou hodnotou vibrací na podlaze a na řídicím pultu na stanovišti strojvedoucího.

Měření bylo realizováno při stání vozidla a volnoběžných otáčkách 600 ot./min. a dále při zvýšených otáčkách 1200 ot./min. a maximálních otáčkách 1800 ot./min.



Obr. 4 RMS hladinu vibrací v kabině lokomotivy ve směrech X-Y-Z (PK – podlaha kabiny, ŘP – řídicí pult lokomotivy)

Pro zjištění účinnosti „antivibračního uložení“ kabiny lokomotivy jsou také porovnána spektra signálů vibrací na rámu vozidla a podlaze kabiny.



Obr. 5 Porovnání CPB spekter vibrací na rámu vozidla a v kabině lokomotivy

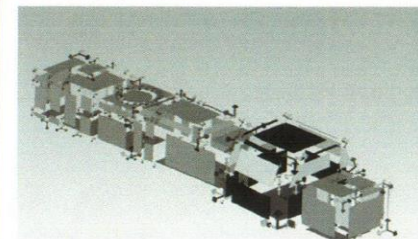
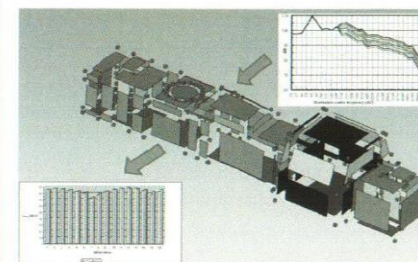
## VIBROAKUSTICKÝ MODEL VOZIDLA

Model skříňe vozidla byl vytvořen v software VA-One. Model umožňuje analýzu hluku a vibrací ve stacionárním režimu vozidla. Zdrojem hluku je zde akustický výkon motoru vozidla a dílčí akustické výkony ostatních agregátů vozidla. Realizovaný vibroakustický model umožňuje optimalizaci akustických parametrů vozidla, a to konkrétně s cílem snížení hladiny hluku emitovaného vozidlem a snížení hladiny hluku a vibrací v kabině strojvedoucího.

Pro toto modelování byly využity metody konečných prvků (FE) a statisticko-energetická analýza (SEA). SEA při znalosti vstupních hodnot dokáže předpovídat průměrné hodnoty hladin vibrací a akustického tlaku ve struktuře a v okolním prostředí (obvykle ve vzduchu). SEA je založena na několika předpokladech:

- vazby mezi podsystemy jsou lineární a konzervativní,
- energie teče mezi skupinami oscilátorů, které jsou v daném frekvenčním pásmu v rezonanci,

- oscilátory jsou buzeny širokopásmovým buzením s nekorelovanými silami, které jsou statisticky nezávislé,
- energie je rovnoměrně rozložena mezi všechny rezonanční módy v daném frekvenčním pásmu a v daném podsystemu.



Obr. 6 Analýza vnějšího hluku, vstupem simulačního modelu je akustický výkon motoru vozidla

## ZÁVĚR

Realizovaná měření jednoznačně prokazují, že z hlediska hlukových emisí vozidla ve stacionárním režimu jsou splněny požadavky TSI. Účinnost hlukového tlumení krytů motoru a antivibrační opatření u kabiny lokomotivy jsou účinná, což potvrzují realizovaná měření i vibroakustický model.

## Asociace inovačního podnikání ČR

vyhlašuje

### 17. ročník soutěže o Cenu

# Inovace roku 2012

#### Podmínky soutěže

- soutěže se může zúčastnit každý subjekt se sídlem v ČR;
- do soutěže se přihlašuje nový nebo významně zdokonalený produkt zavedený na trh v posledních 3 letech (výrobek, technologický postup, služba);
- přihlášený produkt musí být již průkazně úspěšně využíván (výrobek, resp. služba je uveden/a na trh, technologický postup je zaveden v praxi)

#### Hodnotící kritéria:

- A – Technická úroveň produktu
- B – Původnost řešení
- C – Postavení na trhu, efektivnost
- D – Vliv na životní prostředí



Přihlášené produkty mohou autoři prezentovat ve výstavní části INOVACE 2012, Týden výzkumu, vývoje a inovací v ČR v Praze ve dnech 4. – 7. 12. 2012.

Produkty přijaté komisí Inovace roku budou zveřejněny v odborném časopisu **ip&tt** vydávaném AIP ČR, dalších médiích a na www stránkách AIP ČR.

Účastníci, kteří získají ocenění v rámci soutěže o Cenu „INOVACE ROKU 2012“ mohou využít výhod členů

#### Klubu inovačních firem AIP ČR.

#### Přihlášky:

K účasti v soutěži o Cenu **INOVACE ROKU 2012** je možno získat podrobnější informace spolu s přihláškou (**uzávěrka přihlášek 31. října 2012; povinná konzultace komplexnosti připravené přihlášky – do 17. října 2012**) na adrese:

Asociace inovačního podnikání ČR  
Novotného lávka 5, 116 68 Praha 1  
tel.: 221 082 275, e-mail: svejda@aipcr.cz  
www.aipcr.cz

## INOVACE ROKU 2012

Registrační poplatek: 3500 Kč (variabilní symbol: 122012)  
IČO 49368842, č.ú.: 42938-021/0100 KB Praha-město

1. Název přihlašovatele ..... Právní forma .....

2. Adresa .....

IČO ..... DIČ ..... Počet zaměstnanců .....

3. Kontaktní osoba ..... Funkce .....

4. Telefon ..... / ..... Fax ..... / ..... E-mail: .....

5. Charakteristika produktu (max. 30 slov – pro zveřejnění v katalogu)

česky .....

anglicky .....

#### 6. Do soutěže přihlašujeme:

Název česky: .....

anglicky: .....

Obor: .....

Číslo přihlášky a druh ochranného dokumentu: .....

Datum zavedení na trh: .....

#### 7. Přílohy k přihlášce do soutěže o Cenu INOVACE ROKU 2012:

– podnikatelský titul: a) právnické osoby – kopie výpisu z obchodního rejstříku, jiného zřizovacího dokumentu, apod.

b) fyzické osoby – kopie živnostenského listu

– popis produktu (výrobku, technologického postupu, služby) v rozsahu max. 3 strany strojopisu obsahující:

- charakteristiku produktu a jeho parametrů v porovnání se stávajícím vlastním nebo konkurenčním řešením v tuzemsku a v zahraničí
- patentovou situaci, právní ochranu nebo jiné průkazné doložení původnosti řešení
- přírůstek tržeb a rentability u výrobce a u uživatele, perspektivy uplatnění inovace na trhu; úspora nákladů
- údaje o vlivu produktu na životní prostředí (příznivě ovlivňuje, bez vlivu, škodlivý) a na zaměstnanost

– fotografie produktu (k doložení jeho charakteristiky)

*Uzávěrka přihlášek: 31. října 2012 (povinná konzultace komplexnosti připravené přihlášky – do 17. října 2012); nutno odevzdat ve dvou vyhotoveních; zaslat též elektronicky*

Datum ..... Podpis, razítko .....

# Adhezní vazba kola a kolejnice v režimu přechodového valení se skluzem

Ing. Petr Voltr

Univerzita Pardubice – Dopravní fakulta Jana Pernera

## ÚVOD

Jedním z důležitých prvků dynamické soustavy vozidla a jeho jízdní dráhy je styk kola s kolejnicí. Při sestavování modelu celé soustavy je třeba věnovat této vazbě velkou pozornost. Provedení modelu adhezní vazby závisí na účelu celého modelu: chceme-li vyšetřovat chodové vlastnosti vozidla, musíme uvažovat všechny možné skluzové pohyby (příčný, podélný a vrtný skluz), třeba dosahují malých hodnot; chceme-li zjišťovat dynamické chování pohonu, postačí brát v úvahu dominantní podélný skluz, jehož model je však třeba zvládnout v celém rozsahu od nízkých skluzových rychlostí až po plný prokluz dvojkoľí. Tento článek se zaměřuje na oblast druhou – modelování pohonných soustav.

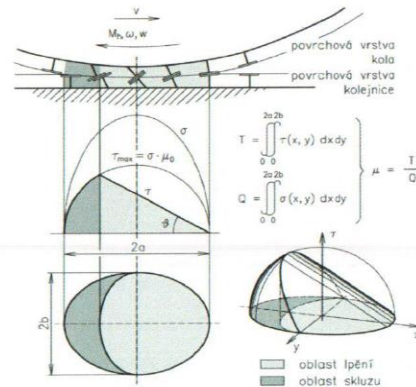
Účelem adhezního modelu je obvykle stanovení silových účinků přenášených mezi dvojkoľím a kolejí na základě známých hodnot kinematických veličin charakterizujících skluzové pohyby. Síla se určí integrací tečného napětí v dotykové plošce kola a kolejnice.

## USTÁLENÝ STAV VALENÍ SE SKLUZEM

Při valení se skluzem neplatí rovnost obvodové a postupné rychlosti kola. Rozdíl těchto rychlostí se označuje jako skluzová rychlost, podělením rychlosti jízdy dostáváme poměrný (relativní) skluz. Vzhledem k poddajnosti kola a kolejnice dochází ke skluzu vždy, když se přenáší tečná síla –

nemusí ještě jít o nežádoucí jev plného prokluzu kola.

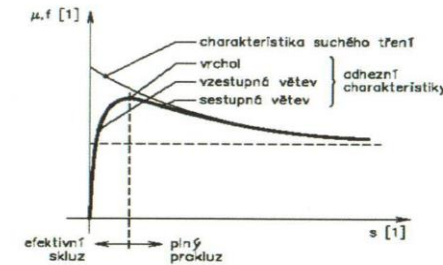
Při použití určitých zjednodušujících předpokladů ohledně elastického chování materiálu stanovil Freibauer rozložení tečného napětí v dotykové plošce při ustáleném stavu valení se skluzem (obr. 1). Ustálený stav je takový, při němž má skluz v čase konstantní hodnotu. Z odvození plyne, že při náběžné hraně dotykové plošky (předpokládá se eliptická dle Hertze) leží oblast lpění, kde se povrchy vzájemně neposouvají, zatímco na opačné straně je oblast prokluzu. Obsáhne-li oblast prokluzu celou dotykovou plošku, nastává plný prokluz kola.



Obr. 1 Rozdělení dotykové plošky kola a kolejnice a rozložení tečného napětí podle Freibauerovy teorie.

Rozložení lze při použití vhodného měřítka analyticky integrovat jako část válce a část koule. Dojde se tím k předpisu adhezní charakteristiky dle Freibauerovy teorie. Vzorec obsahuje součinitel suchého tření  $f$ , který - jak ukazují experimenty - je vhodné považovat za exponenciálně klesající se skluzovou rychlostí  $w$ . Potom má adhezní charakteristika známý tvar se vzestupnou (efektivní) a sestupnou (neefektivní, nestabilní, prokluzovou) větví – viz obr. 2.

Silové působení mezi kolem a kolejnicí se vyjadřuje buď přímo tečnou silou  $T$ , nebo bezrozměrným součinitelem adheze  $\mu = T/Q$  ( $Q$  je svislá kolová síla).



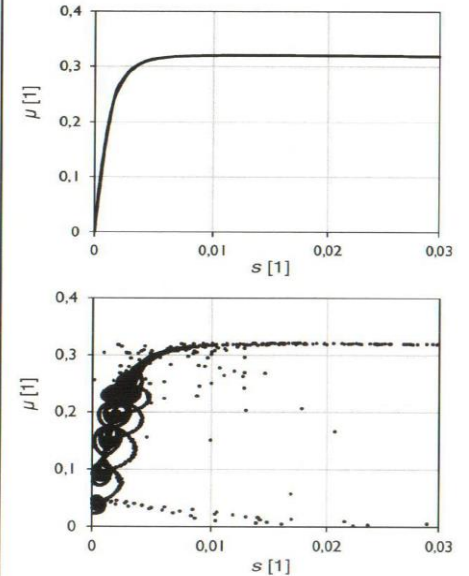
Obr. 2 Náčrt adhezní charakteristiky podle Freibauerovy teorie. Na vodorovné ose je poměrný skluz, na svislé ose součinitel adheze a součinitel tření.

## PŘECHODOVÉ VALENÍ SE SKLUZEM

Uvedenou teorii lze v modelování použít pouze za předpokladu, že změny skluzu lze považovat za pomalé. To obvykle při vyšších rychlostech jízdy předpokládat lze. Chceme-li však modelovat kupříkladu rozjezd vozidla z nulové rychlosti (což má pro trakční aplikace větší význam), předpoklad ustáleného valení vede ke zjevné chybě.

Je proto navržen model, který využívá všech předpokladů Freibauerovy teorie kromě ustáleného stavu valení. V tom případě rozložení tečného napětí nenabývá zadaného zvláštního tvaru a je třeba jej integrovat numericky. To však, jelikož je model

určen pro simulační výpočty, nečiní potíže. V ustáleném stavu model dává stejný výsledek jako Freibauerova teorie; Freibauerova adhezní charakteristika je pro nový model znázorněním množiny rovnovážných stavů – viz obrázek třetí.



Obr. 3 Nahoře teoretická adhezní charakteristika (sestupná větev je nepatrná kvůli velmi nízké rychlosti jízdy), dole záznam stejné závislosti ze simulace s modelem přechodového valení

Výpočetní model celé soustavy pracuje v diskrétním čase (časový integrační krok v řádu  $10^{-3}$  až  $10^{-4}$  s). Potenciální oblast dotyku je diskretizována sítí s konstantním krokem. V každém časovém kroku se určí rozložení tečného napětí na základě známého rozložení v kroku předchozím a nové rozložení se numericky integruje. Do výpočtu vstupuje aktuální hodnota postupné a úhlové rychlosti kola a lze zohlednit

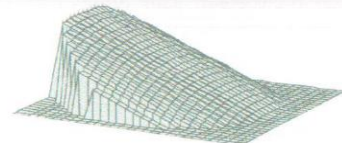
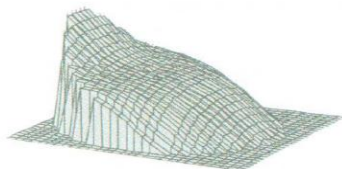
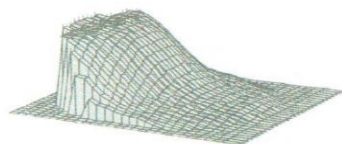
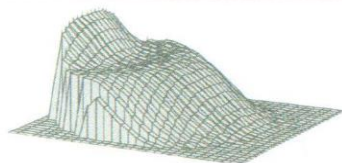
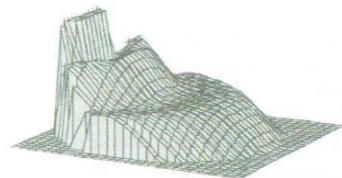
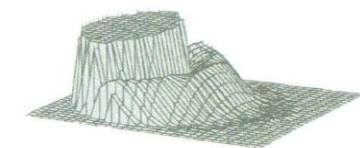
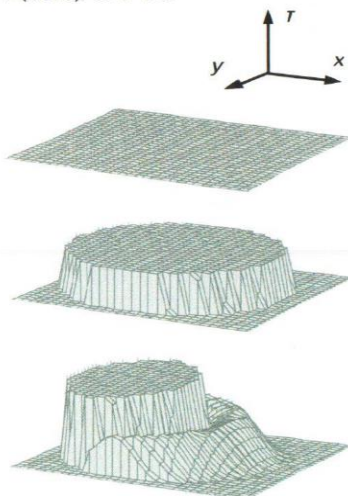


i změnu svislé kolové síly či stavu povrchů kola a kolejnice. Model lze použít pro režim trakce i brzdy a pro jízdu vpřed i vzad.

Zbytek této stránky je vyplněn znázorněním vývoje rozložení tečného napětí v dotykové plošce kola a kolejnice, jak byl zjištěn v simulaci. Na počátku vozidlo stojí a nevyvíjí tažnou sílu; potom je zařazen jízdní stupeň. Tečné napětí vzrůstá, ale postupná rychlost je velmi nízká – vzniká rozložení jako na příkladu druhém shora, jaké nelze Freibauerovou teorií vůbec vyjádřit. Jak narůstá rychlost jízdy, staré rozložení se odsouvá z oblasti dotyku a formuje se známé rozložení s nárůstem od náběžné hrany. Na posledním obrázku je již dosaženo prakticky ustáleného stavu.

#### Literatura

- [1] Freibauer, L.: *Adheze kola vozidla na dráze*. 7. vědecká konference VŠDS v Žiline – Zborník referátov. VŠDS Žilina, 1983. S. 214–219.
- [2] Kalker, J. J. *Simplified theory of rolling contact*. Delft Progress Report, Ser. C, 1 (1973). S. 1–10.



Obr. 4 Vývoj rozložení tečného napětí v dotykové plošce při rozjezdu z nulové rychlosti – záznam ze simulace

## Zprávy o činnosti A.S.I.

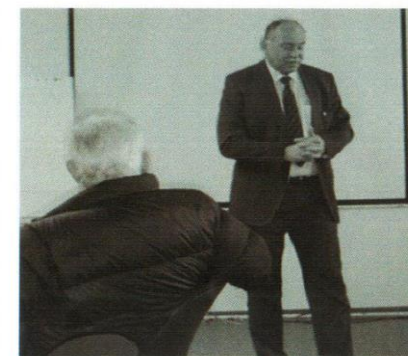
### ZPRÁVA Z 35. ZASEDÁNÍ SENÁTU ASOCIACE STROJNÍCH INŽENÝRŮ ČR, KONANÉHO 22. BŘEZNA 2012 VE FIRMĚ LINET SLANÝ

V dopolední části byla na programu prezentace firmy Linet a exkurze do výrobních provozů. Jednání zahájil předseda senátu Ing. František Kulovaný. Poté prezentaci firmy provedl generální ředitel a zakladatel firmy Ing. Zbyněk Frolík. V zajímavém a přínosném vystoupení ukázal zrod a rozvoj české firmy i metody řízení a inovací, které se v podniku uplatňují v praxi. Firma vyrábí zařízení pro zdravotnictví, především nemocniční lůžka střední a nejvyšší třídy. Vyváží do 105 zemí světa, hlavně do Brazílie, Indie, Číny a Ruska. Je ve svém oboru největším výrobcem v Evropě a třetí ve světě (po USA). Ing. Frolík vyzdvihl baťovský přístup k podnikání, potřebu vysoké firemní kultury. Finální montáž je prováděna v lince se sledováním toku podobně jako v automobilce. Během exkurze jsme si mohli toto ověřit. V závodech se vyhodnocuje nejen činnost výroby, ale všech zainteresovaných útvarů – zásobování, TPV aj. a k tomu se využívají nejmodernější řídicí programy.



Zasedání senátu – hovoří předseda Ing. F. Kulovaný

Po obědě v závodní jídelně se účastníci přesunuli z podniku Slaný – Želevčice do centra Slaného, do hotelu Hofmanský dvůr. Zde Ing. Kulovaný zahájil vlastní jednání Senátu. Tajemník výboru Ing. Václav Daněk a člen výboru Ing. Josef Vondráček seznámili Senát se současnou činností Asociace.



Přednáší Ing. Z. Frolík

Ing. Daněk vyzdvihl udělení medailí Leonarda da Vinci v roce 2011, v roce 20. výročí založení A.S.I.. Dostali je i členové Senátu a zahraniční profesoři. Ing. Kulovaný navrhl předávat medaili i dalším vynikajícím technikům v závodech, využít je k propagaci A.S.I. i ke zlepšení její finanční situace (možnost finanční úhrady). Námět bude předložen hlavnímu výboru A.S.I. V diskusi tento návrh podpořili další senátoři. Ing. Marek Tengler a Ing. Jiří Campr upozornili na nutnost jasných hodnotících kritérií pro udělování medailí. Ing. Pavel Dzida podal informace ze Svazu průmyslu a dopravy a dále navrhl publikovat oceňování techniků Asociací v časopise Svazu průmyslu „Spek-

trum". Profesor Stanislav Holý navrhl publikování ocenění eventuálně v dalším tisku a zavedení Soutěže o strojaře roku, včetně finančního ocenění, dle vzoru AIP. Dále byla projednávána situace v počtu vysokých škol v ČR.



Exkurze v Linetu

Předseda Senátu Ing. Kulovaný připomněl potřebu přijímání dalších členů Senátu z řad ředitelů. Na minulém zasedání byl kooptován Mgr. Milan Tuček, generální ředitel Kovohutí Rokycany. Dále navrhl kooptovat do Senátu Ing. Jiřího Hodaše, jednatele společnosti H-projekt, s.r.o. Brno. Návrh byl přijat.

V závěru jednání provedl Ing. František Kulovaný jr., MBA zajímavou prezentaci ze své stáže v Japonsku – Japonský systém.

Příští zasedání Senátu bylo předběžně naplánováno na 11. září 2012, v době MSV, do Brna (pravděpodobně Siemens).

Praha, 22. 3. 2012

Zapsal: Ing. Josef Vondráček

#### STUDIJNÍ CESTA DO NĚMECKA A ŠVÝCARSKA

Masarykova akademie práce Strojní společnost na ČVUT v Praze společně s poradenskou firmou INFOCENTRUM PRAHA připravily na dny 2. až 7. září 2012 studijní cestu, která je určena pracovníkům, zabývajícím se řízením personální práce,

výrobní technikou a technologií, péčí o životní prostředí apod.

Na zhruba týdenní cestě se účastníci seznámí s firmami působícím na světovém globálním trhu a i s firmami malými, rovněž úspěšnými a užitečnými. Vedoucí odborníci navštívených firem přednesou přednášky o řízení celé organizace, seznámí přítomné s vyráběnými produkty a poskytovanými službami, rovněž se zkušenostmi s řízením firmy v době hospodářské krize aj.

Prvou navštívenou zemí bude spolková země Bavorsko, která je v povědomí známa pivními slavnostmi, lahodnými klobásami a modrobílým praporem. Náš západní soused je vysloveně průmyslová země, silně zaměřená na export. Známe jsou značky BMW, Siemens, IBM, Kodak, Bosch, Osram aj. V hlavním městě Bavorska v Mnichově navštívíme firmu BMW München, patřící do skupiny BMW Group. Výrobní firma zaměstnává ca 10 000 zaměstnanců a vzdělává ca 1000 učňů. Vyrábí vozy BMW 3 Limusina a BMW 3 Touring, dále pak řadové čtyřválcové motory typu V8 a V12. Ročně produkuje ca 200 000 vozů a 300 000 motorů.

Z Mnichova povede cesta na jih do švýcarského kantonu Graubünden, který na mapě nalezneme na jihovýchodě země. V největším převážně hornatém kantonu Švýcarska se průmysl nachází v jeho severní části. Mezi známé úspěšné firmy patří např. TRUMPF, Würth, Hoppe, Chemie-Ems aj. Nutno přiznat, že v hospodářství má prim turistika.

Zajímavá bude návštěva úspěšné firmy Trumpf Grüşch, která se zabývá lékařskou, výrobní a průmyslovou laserovou technikou, ručními nástroji na zpracování plechu pro řemeslníky a dále vyrábí i středně- a vysokofrekvenční generátory. Jde o inovativní firmu, více než 7 % ročního obrátu jde do výzkumu a vývoje. Výrobky mají vysoký kvalitativní standard. TRUMPF Gruppe má 8000 zaměstnanců ve 26 zemích světa.

Z obce Grüşch vystoupá autobus do nedaleké, podstatně výše však položené horské vesnice, kde se staví největší solární elektrárna ve Švýcarsku. Bude postavena ve výši ca. 2000 m na největších protilavinových zábranách v zemi v délce 12,5 km. Elektrárna bude mít výkon 3,5 megawatt-hod. a zásobovat 1200 domácností. Celkové investiční prostředky se odhadují na 20 milionů CHF. Solární elektrárna na svahu Chüenihorn bude situována ve vysokohorské oblasti v nádherné přírodě, které dominují vrcholy dosahující téměř 3000 m.

Poslední navštívenou firmou bude malý rodinný podnik. Potravinářská firma KINDSCHI SÖHNE AG Davos se zabývá výrobou čistého lihu a destilátů z různého ovoce (třešňi, jablek, hroznové šťávy aj.), dále vyrábí i řadu likérů. Nejznámější z nich je Bündner Röteli, vyráběný ze sušených třešní, vybraného koření, cukru a alkoholu, přičemž je postupováno podle tradičního receptu.

Účastníci studijní cesty budou ubytováni v tříhvězdičkových hotelích v Mnichově a v Klosters. Ve volném čase, po absolvování návštěv firem, se seznámí s historickými a přírodními zajímavostmi některých měst a regionů. Obdrží bohatý písemný materiál, jako např. portréty navštívených firem, popisy navštívených firem, mapy regionů, měst, pohorí, hor aj.

Další informace a přihlášky:

Ing. Miroslav Kačín  
člen výboru Masarykovy práce Strojní společnosti na ČVUT  
tel./fax: 241 772 094,  
e-mail: infocentrumkacin@email.cz

Doc. Ing. Vratislav Preclík, CSc.  
vicepresident MAP, 12 134,  
Fakulta strojní ČVUT v Praze,  
Technická 4,  
166 07 Praha 6

e-mail: Vratislav.Preclik@fs.cvut.cz

#### ČINNOST KLUBU A.S.I. BRNO V ROCE 2011

V roce 2011 se po dvou letech stagnace, či spíše v oblasti hospodaření ztrátových výsledků, dostala činnost brněnského klubu A.S.I. opět do kladných čísel. Stagnace, či ještě mírný pokles pokračoval v počtu členů, k dnešnímu dni je jich aktivně zapojených do činnosti klubu 59.

Mezi kladné výsledky lze opět započít především vydání 53. čísla Bulletinu A.S.I., které bylo brněnským klubem zajištěno po všech stránkách, včetně nákladů na vytištění prostřednictvím získaných reklam. Ke kladům, které oživily činnost byla administrativa konference kateder stavebních a transportních strojů ČR a SR. Podíleli jsme se rovněž na oslavách 20. výročí A.S.I., a to i uspořádáním dalšího slavnostního předání ocenění v Brně pro relativně početnou skupinu členů, kteří se nemohli z nějakých důvodů zúčastnit hlavních oslav v Praze. Periodicky jsou aktualizovány stránky klubu (<http://www.asibno.cz>) a rovněž jsme se spolupodíleli na akcích jiných společností v našem okolí. Náš zástupce se mj. zúčastnil práce v porotě soutěže studentů o nejlepší samostatné řešení technických zadání BEST. Tato soutěž probíhá v mezinárodním měřítku a náš zástupce se účastnil celoškolského finále VUT.

Vedle toho, přetrvává v negativech, že se nepodařilo získat nové členy, ani se nepodařilo zorganizovat dříve tradiční exkurzi.

Po dvou letech záporných výsledků hospodaření jsme tentokrát skončili s mírným ziskem 14.740,10 Kč, když celkové příjmy činily 119.695,90 Kč a výdaje 104.955,80 Kč.

Pro začínající rok 2012 máme v plánu opět spoluúčast na různých odborných akcích. Opět se počítá se zapojením zástupců klubu v porotách soutěže BEST. Organizačně zajistíme zájezd na veletrh VIENNA TEC 2012 v říjnu 2010, který má již

stanovený termín na 9. 10. 2012 s odjezdem autobusu v 6:30 od brněnského hotelu Grand. Rádi bychom navázali na tradice i další odbornou exkurzi, o jejímž termínu a trase se v současné době bouřlivě diskutuje. V popředí našeho zájmu zůstává i propagace činnosti a získávání nových členů, především z řad mladých doktorandů, stejně jako udržení kladné bilance hospodaření.

Za výbor klubu A.S.I. Brno:  
ing. František Vdoleček,  
doc. ing. Branislav Lacko

### NÁVŠTĚVA VELETRHU VIENNA-TEC 2012

Ve Vídni, na moderním výstavišti Messe Wien, od 9. do 12. 10. 2012 proběhne největší mezinárodní rakouský veletrh průmyslových technologií VIENNA-TEC 2012, který se koná jednou za 2 roky. V roce 2010 se na VIENNA-TECu prezentovalo více než 570 přímých vystavovatelů a dalších 600 zastoupených firem z Rakouska a z dalších 22 zemí. Veletrh navštívilo 30 280 evidovaných odborníků.

Pořadatel veletrhu Reed Exhibitions Messe Wien eviduje letos historicky největší zájem ze strany podnikatelů z České republiky. Už k dnešnímu datu se závazně přihlásilo 10 vystavovatelů z ČR, což je pro historii tohoto největšího rakouského veletrhu rekordní. Společnou expozici na veletrhu plánuje státní agentura CzechTrade, na které se bude prezentovat např. firma Koplast s.r.o. Na samostatných stáncích se představí firma Surfin z Brna, Kovo Staněk, VUT Brno, Bomar, dataPartner nebo společnost Kalina Industries. Další firmy možnosti a formy své účasti zvažují. Na veletrhu jsou očekávány také delegace z různých regionů České republiky, např. delegace z regionu Vysočina nebo z regionu Jižních Čech, delegace Asociace strojních inženýrů ČR nebo delegace České metrologické společnosti. Velký zájem o VIENNA-TEC

také projevují podnikatelé z různých zemí střední a východní Evropy a EURASIE.

Protože se zájezd ASI v roce 2010 na tento veletrh vydařil, a to za velmi výhodných podmínek, které nám byly nabídnuty i pro letošní rok, plánujeme opět jednodenní zájezd do Vídně. Organizačně akci, jako v roce 2010, zajistí Klub Brno.

Doprava z Brna do Vídně a zpět je zdarma. Stejně tak vstup na veletržní výstaviště. **Odjezd autobusu je 9. října v 6.30 z Brna od hotelu GRAND u hlavního nádraží.**

Návrat se předpokládá okolo 20 hodiny. Pro ubytování doporučujeme individuálně zajistit levnou ubytovnu v Řečkovicích na ulici Ječná (<http://www.ceskeubytovani.cz/ubytovna-jecna>) přímo dosažitelnou tramvají č. 1 od hlavního nádraží nebo jiný brněnský hotel podle výběru.

Přihlášky zasílejte na e-mail:  
branislav.lacko@seznam.cz

Přihlášené účastníky budeme včas informovat o podrobnostech a organizačních záležitostech!

Za Klub A.S.I. Brno: B. Lacko

### ZPRÁVA Z 22. SHROMÁŽDĚNÍ ZÁSTUPCŮ A.S.I. ČR KONANÉHO DNE 5. DUBNA 2012 V ČESKÉ TŘEBOVÉ

Shromáždění se konalo pod záštitou Klubu Česká Třebová ve firmě CZ LOKO, a.s. Jednání se zúčastnilo 12 delegátů z klubů Česká Třebová, Brno, Praha a Pardubice.

Dopolední část zasedání v 10 hodin zahájil předseda klubu Česká Třebová doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc. Dle programu zástupce firmy Ing. Bohumil Skála provedl prezentaci CZ LOKO, doc. Zelenka představil výsledky spolupráce Dopravní fakulty s touto firmou a poté následovala exkurze do výrobních provozů.

Společnost CZ LOKO a.s. je jeden z nejvýznamnějších podniků českého želez-

ničního strojírenství, projektuje, vyrábí a dodává moderní dieselelektrické lokomotivy a provádí komplexní modernizace i opravy hnacích železničních vozidel. V roce 2011 se umístila mezi 100 nejúspěšnějších firem ČR (49. místo v soutěži Podnik roku), v roce 2005 obdržela Zlatou medaili MSV za lokomotivu 621.101. Vedení firmy je v Nymburce, provozy jsou v České Třebové, Jihlavě a Mostu. Připravuje se nová lokomotiva 744.001, nové podvozky se řeší ve spolupráci s dopravní fakultou.

Docent Zelenka ukázal výsledky spolupráce s firmou. Jedná se především o simulační výpočty jízdních a vodících vlastností lokomotivy, pevnostní výpočty rámu a podvozku metodou MKP a experimentální ověřování pružin.

Po obědě v závodní jídelně pokračovalo od 13 hodin vlastní jednání, které řídil Ing. Vondráček za hlavní výbor A.S.I. a doc. Zelenka. Po volbě komisí přednesl hlavní zprávu o činnosti A.S.I. za rok 2011 tajemník výboru Ing. Václav Daněk. Hlavní událostí roku v Asociaci bylo 20. výročí založení se slavnostním zasedáním dne 12. 4. 2011 a udílením medailí Leonarda da Vinci. Záznam této události včetně fotografií všech oceněných byl zveřejněn v 52. čísle Bulletinu A.S.I. a na webových stránkách Asociace. Pokračovalo vydávání bulletinů, a to čísel 51., 52. a 53. Asociace se zapojila do akce proti rušení Průmyslové školy v Betlémské ulici v Praze – školy s velkou tradicí. Akce byla úspěšná. Pokračovalo vydávání norem NTD A.S.I. pro JE. Hospodaření A.S.I. bylo uzavřeno formálně bez závad. To potvrdila i následná zpráva o kontrole hospodaření za rok 2011, kterou za kontrolory – Ing. Šebesty a Ing. Vdolečka přednesl Ing. František Vdoleček. Ing. Daněk ovšem zdůraznil negativní hospodářský výsledek roku 2011, kdy rozdíl mezi náklady a příjmy činí 80 tisíc Kč. Požádal kluby, jako jedno z účinných řešení, o zvážení zvýšení odvodů klubů do ústředí a zvýšení podílu

placené inzerce v bulletinu. Tyto otázky nebyly na shromáždění uzavřeny.

Přítomní zástupci klubů pak přednesli zprávy o činnosti za rok 2011 a náměty pro letošní rok. Klub Česká Třebová měl připravenou přehlednou informaci na CD, která byla promítnuta a komentována doc. Latou a doc. Zelenkou. Stejně tak klub Brno, kterou prezentoval Ing. Vdoleček. Za klub Pardubice přednesl stručnou zprávu doc. Beneš. Písemné zprávy nepřítomných klubů Plzeň a ESIS Brno, byly přečteny. Klub Most zprávu nezaslal.

Ing. Daněk přednesl tradiční náměty činnosti pro rok 2012 a plán hospodaření. Počítá se s vydáním 3 čísel bulletinů. První již vyšlo v lednu t.r. (54. číslo), 55. zajišťuje klub Česká Třebová a 56. klub Plzeň v návaznosti na konferenci Turbostroje 2012, 26.-27.9.2012.

Dále se v Praze plánuje pokračování Technických úterků (probíhají již od ledna t.r.). V září 6.-9. v Praze proběhne oslava zakladatele ČKD p. Kolbena, jichž se zúčastníme. Bude se pokračovat v předávání medailí Leonarda da Vinci, jako ocenění významných inženýrů a techniků.

V poslední části jednání byly provedeny volby hlavního výboru A.S.I. na dvouleté funkční období a doplňovací volba do senátu A.S.I. Volba proběhla jednomyslně. Jmenovité výsledky voleb jsou uvedeny v Usnesení. Usnesení a prezentační listina a předložené zprávy jsou přílohou této zprávy.

Česká Třebová, 5. 4. 2012  
Zapsali: Ing. Josef Vondráček,  
Ing. Jan Brodský

## ČINNOST ASI-KLUBU ČESKÁ TŘEBOVÁ V ROCE 2011

Aktivita ASI-klubu Česká Třebová vyplývají z toho, že klub byl založen a je součástí vysokoškolského pracoviště. Shromážděné finanční prostředky jsou cíleně používány pro podporu studentů, doktorandů a pracovníků Dislokovaného pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice. Zaměření tohoto pracoviště je na oblast kolejových vozidel, na jejich konstrukční a provozní problémy a vyznačuje se mimo jiné úzkou spoluprací s praxí.

Klub byl založen v roce 1997 a v současnosti má 14 členů. Jsou to především pracovníci kmenového vysokoškolského pracoviště, doktorandi ale také několik členů z výzkumných ústavů a jiných institucí, spjatých s železničním provozem a průmyslem. ASI-klub Česká Třebová může vyvíjet tři okruhy aktivit, které jsou uvedeny a schváleny v jeho zřizovacích listinách. Je to vědecko-výzkumná činnost, vzdělávací činnost a publikační činnost. Finanční prostředky jsou získávány z řešení vědecko-technických zakázek především pro železniční průmysl. V roce 2011 byly řešeny konkrétně tyto úkoly: simulační výpočty průjezdu vozidla přes výhybku, pro DT Výhybkárnu a strojírnou a.s. Prostějov, Posudek podvozku 7Ev nové jednotky Škoda pro firmu Škoda Transportation Plzeň, dále Konzultační činnost v DT Výhybkárna a strojírna, a.s. V oblasti vzdělávací proběhlo školení pro Drážní inspekci. Členové klubu taktéž pokračovali aktivitami v oblasti

překladu odborných norem na zakázku pro Český normalizační institut. Celkové příjmy v roce 2011 činily 266 tis. Kč. Po odečtu nákladů činil kladný zůstatek na konci roku 107 tis. Kč.

ASI-klub Česká Třebová shromážděné prostředky využívá prostřednictvím vytvořeného fondu na podporu mobility studentů v rámci exkurzí a odborných akcí, nákup odborné literatury, zprostředkování odborné výuky angličtiny externím lektorem, podporu v oblasti materiálních potřeb pracoviště v oblasti výpočetní techniky, software a jiného vybavení a v neposlední řadě jako každý rok klub poskytl finanční dar stacionáři pro postižené. Kromě toho každoročně financuje pro potřeby pracoviště i studentů předplacení přístupu k normám, financuje odměny studentům za práce na katedře, správu IT techniky a kryje drobné materiální potřeby pracoviště. V roce 2011 přispěl klub Česká Třebová ASI-Praha na výroční medaile Leonardo da Vinci a zajistil jedno vydání Bulletinu ASI.

V roce 2012 bude pokračovat ve všech svých aktivitách, v první polovině roku uspořádá zasedání zástupců klubů ASI a vydání jednoho čísla Bulletinu ASI. V roce 2013 bude spolupřátel mezinárodní konferenci Současné problémy v kolejových vozidlech, což je konference, která má tradici již několik desetiletí a která bývá střídavě organizována naší fakultou a Žilinskou univerzitou v Žilíně.

Za ASI-klub Česká Třebová:  
doc. Ing. Michael Lata, PhD.

GCE, s.r.o.



Nadnárodní společnost GCE, s.r.o. Chotěboř

- výrobce zařízení pro použití technických a medicánálních plynů hledá vhodné kandidáty pro pozice

### Vývojový konstruktér Produktový inženýr

Požadujeme:

- VŠ vzdělání technického směru
- Schopnost pracovat samostatně i v týmu, dobré komunikační dovednosti
- Komunikační úroveň angličtiny
- Znalost modelování v 3D CAD prostředí
- Znalost ostatních kancelářských aplikací MS Office, řidičský průkaz skupiny B
- Pracovník GCE bude odpovědný za :**
- Návrh a vývoj nových konstrukčních řešení
- Komunikaci se zákazníky, zahraničními sesterskými společnostmi a Product Managery
- Navrhování nových nebo úpravy stávajících výrobků na míru zákazníkům
- Zpracování konstrukční dokumentace a její aktualizace
- Kontrolu správnosti výsledného produktu
- Spoluvytváření dobrého pracovního kolektivu



Nabízíme:

- Příležitost naplnit své ambice, možnost profesního růstu, spolupracující tým kolegů
- Dobré technické zázemí, nástupní plat dle dosaženého vzdělání
- Týden dovolené navíc, příspěvek na závodní stravování
- Firemní benefity: v KB, T-mobile, u poskytovatele internetových služeb, slevy a příspěvky na jazykové vzdělávání, další firemní vzdělávání

### Pro studenty

- Možnost zpracování diplomových prací
- Cílovou odměnu za úspěšné dokončení a obhajobu diplomové práce
- Dlouhodobý pracovní poměr na částečný úvazek
- Seminární praxe a zpracování seminárních prací
- Zajímavou spolupráci v době studia na firemních projektech, zajímavé finanční ohodnocení
- Informace o diplomových pracích najdete na <http://czech.gcegroup.com/cs/kariera/>

Pokud Vás uvedená nabídka zaujala, zašlete nám Váš strukturovaný životopis v ČJ a AJ na adresu:

GCE s.r.o., personální úsek, Žižkova 381, 583 01

[helena.lezakova@gcegroup.com](mailto:helena.lezakova@gcegroup.com)

telefonní kontakt 569 661 201, [Najdete nás na www@gce.cz](http://www.gce.cz)



## ZAMĚŘENÍ KOLEJOVÁ VOZIDLA NA DOPRAVNÍ FAKULTĚ JANA PERNERA UNIVERZITY PARDUBICE



### DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

Dopravní fakulta Jana Pernera (DFJP) představuje pokračování **tradice** založené Českým vysokým učením technickým v Praze, Vysokou školou železniční Praha a Vysokou školou dopravy a spojů v Žilině. DFJP zahájila svoji činnost dne **1. dubna 1993** a její vznik souvisí s rozdělením Československa, kdy ve zmíněném roce na nově vytvořenou fakultu přešla řada odborníků právě z Žiliny. Dnes je DFJP jednou ze sedmi fakult Univerzity Pardubice a je koncipována jako **fakulta multidisciplinárního charakteru obchodně-ekonomického a technologicko-technického zaměření**. Vychovává odborníky pro soukromé a státní dopravní společnosti a podniky, výrobní, stavební i obchodní firmy, výzkumné a projektové organizace, státní správu i školství. Od akademického roku 2002/2003 DFJP realizuje tzv. **strukturované studium**, které má tři stupně:

- bakalářský studijní program „Dopravní technologie a spoje“ (Bc.),
- navazující magisterský studijní program „Dopravní inženýrství a spoje“ (Ing.),
- doktorský studijní program „Technika a technologie v dopravě a spojích“ (Ph.D.).

### STUDIUM KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Jedním z technicky zaměřených oborů, které lze na DFJP studovat, jsou **Dopravní prostředky se zaměřením na Kolejová vozidla**. Pozornost je během studia soustředěna na problematiku nejen železničních dopravních prostředků, ale i tramvají, vozidel metra a speciálních vozidel, jejich konstrukce, provozu, údržby, inovace a rekonstrukce. Tuto problematiku je možné na DFJP studovat ve všech třech stupních vysokoškolského studia.



Cílem bakalářského studia je příprava odborníků pro technické profese v oboru. Naši absolventi mohou své uplatnění nalézt v podnicích zabývajících se provozem, opravami nebo údržbou kolejových vozidel; naplní jejich práce však může být i konstruktérská nebo obchodní činnost související s dopravními prostředky. Po tříletém bakalářském studiu je možné pokračovat v získávání znalostí o kolejových vozidlech ve dvouletém navazujícím magisterském studiu, jehož absolventi získají titul inženýra a mají dobré předpoklady stát se odborníky v oblasti navrhování koncepcí, vlastností a parametrů kolejových vozidel, optimalizace jejich údržby, zkoušení a testování vozidel apod. Kromě vyšších řídicích a provozních funkcí tak mohou pracovat i v oblasti vědy a výzkumu nebo zastávat například manažerské pozice.

### APLIKOVANÝ VÝZKUM NA ODDĚLENÍ KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Kolektiv pracovníků Oddělení kolejových vozidel Katedry dopravních prostředků a diagnostiky, které má své sídlo na **Dislokovaném pracovišti DFJP v České Třebové**, tvoří v oblasti aplikovaného výzkumu ve svém oboru významné pracoviště, které spolupracuje s řadou firem při řešení problémů železniční praxe. Talentovaným studentům je přitom dána možnost aktivně se do výzkumné činnosti zapojit již v průběhu studia. Největší význam zde má **výzkum dynamiky kolejových vozidel**, tedy vyšetřování jízdních vlastností lokomotiv, vozů, vozidel metra či tramvají, jejich bezpečnosti proti vykojení a vzájemného silového působení mezi vozidlem a kolejí, zejména pomocí **počítačových simulací**. Provádí se však i různá **měření na vozidlech**; pro účely experimentálního výzkumu slouží **těžké laboratoře** v Pardubicích, vybavené unikátními testovacími zařízeními.

Dislokované pracoviště DFJP, Slovanská 452, 560 02 Česká Třebová  
<http://dfjp.upce.cz/dpct.html> martin.kohout@upce.cz +420 465 533 006