

UNIVERZITA PARDUBICE

Dopravní fakulta Jana Pernera

**OPTIMALIZACE PARAMETRŮ POJEZDU
LOKOMOTIVY**

Ing. Tomáš Michálek

Disertační práce

2015

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Nesouhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

Tato disertační práce byla vypracována v rámci řešení pracovního balíčku WP 5 *Vzájemné účinky vozidla a dopravní cesty* projektu aplikovaného výzkumu ev. č. TE01020038 *Centrum kompetence drážních vozidel* Technologické agentury České republiky.

V České Třebové dne 24. 02. 2015

Tomáš Michálek

Poděkování:

Chtěl bych touto cestou poděkovat zejména svému školiteli, doc. Ing. Jaromíru Zelenkovi, CSc., za rady, zkušenosti a připomínky poskytnuté jak při tvorbě disertační práce samotné, tak v průběhu celého studia. Velký dík patří úžasnému kolektivu pracovníků Oddělení kolejových vozidel, resp. Dislokovaného pracoviště DFJP v České Třebové, a to především za jejich podporu a za přátelskou tvůrčí atmosféru na pracovišti. A zvláštní poděkování pochopitelně patří rodině a ženě Veronice. Za vše...

Optimalizace parametrů pojezdu lokomotivy

Anotace:

Cílem této disertační práce je optimalizace parametrů pojezdu lokomotivy určené pro nákladní dopravu. S využitím simulačních výpočtů jízdy vozidla je provedena citlivostní analýza vlivu základních tuhostních a rozměrových parametrů pojezdu na vodící vlastnosti lokomotivy v obloucích malých poloměrů a na její kritickou rychlost. Dále je pozornost věnována návrhu charakteristik sekundárního vypružení, v němž jsou stávající flexi-coil pružiny doplněny pryžokovovými naklápěcími podložkami. Vlastnosti těchto prvků vypružení jsou experimentálně ověřeny. Na základě rozboru vlastností nového vypružení jsou navrženy charakteristiky systému aktivních prvků pro minimalizaci příčných silových účinků vozidla na kolej. Je vytvořen výpočtový model lokomotivy vybavené novým sekundárním vypružením a systémem aktivních prvků. S modelem jsou prováděny simulační výpočty s cílem ověřit jízdní a vodící vlastnosti zamýšlené nákladní lokomotivy, včetně realizace citlivostní analýzy vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů na stabilitu jízdy. Zvláštní pozornost je věnována problematice validace simulačních modelů a jejich výsledků.

Klíčová slova: pojezd lokomotivy, simulační výpočty jízdy vozidla, citlivostní analýza, kvazistatická vodící síla, kritická rychlost, sekundární vypružení, příčná tuhost flexi-coil pružiny, aktivní prvky pro natáčení podvozků, charakteristika tlumiče vrtivých pohybů podvozků, validace výpočtového modelu

Optimization of Parameters of Locomotive Running Gear

Annotation:

The aim of this dissertation thesis is an optimization of parameters of running gear of a cargo locomotive. By means of computer simulations, a sensitivity analysis of influence of basic stiffness and dimensional parameters of the running gear on dynamic behaviour of the locomotive (i.e. on guiding behaviour in small radius curves and on critical speed) is performed. In the next, an attention is paid to design of secondary suspension characteristics for a case of addition of tilting rubber-metal pads to the existing flexi-coil springs. Properties of these suspension elements are verified experimentally. On the basis of analysis of properties of the new secondary suspension, characteristics of active elements for minimization of lateral force interaction vehicle/track are proposed. A new computational model of a locomotive equipped with the new secondary suspension and the system of active elements is created. This model is used for a verification of dynamic behaviour of the new cargo locomotive, including a sensitivity analysis of influence of characteristics of yaw dampers on the stability. A special attention is also paid to the model validation.

Keywords: locomotive running gear, simulations of vehicle running performance, sensitivity analysis, quasistatic guiding force, secondary suspension, lateral stiffness of a flexi-coil spring, active elements for bogie steering, characteristics of yaw dampers, model validation

Optimierung von Parameter des Lokfahrwerks

Annotation:

Das Ziel dieser Dissertation ist eine Optimierung von Parameter des Cargolokfahrwerks. Mit Ausnützung von Simulationsrechnungen ist eine Empfindlichkeitsanalyse des Einflusses von grundlegende Steifigkeits- und Dimensionsparameter des Fahrwerks auf den dynamischen Eigenschaften der Lokomotive (auf den Führungskräften in engen Bogen und auf die kritische Geschwindigkeit) durchgeführt. Die Aufmerksamkeit ist dann auf einem Vorschlag der Sekundärfederungskennlinie von bestehenden Flexi-Coil-Federn mit hinzufügenden Gummi-Metall-Schwenkauflagen gerichtet. Eigenschaften dieser Federungselemente sind experimental überprüft. Auf Grund der Analyse von Eigenschaften der neuen Federung sind auch Kennlinien von aktiven Drehdämpfern entworfen. Ein Simulationsmodell der neuen Lokomotive mit der neuen Sekundärfederung und mit dem System von aktiven Drehdämpfern ist hergestellt. Mit diesem Modell sind Simulationsrechnungen zwecks Überprüfung der lauftechnischen Eigenschaften der neuen Lok, einschließlich einer Empfindlichkeitsanalyse des Einflusses von Schlingerdämpferkennlinien auf die Stabilität, durchgeführt. Besondere Aufmerksamkeit ist auch auf die Modellvalidierung gerichtet.

Kennwörter: Lokfahrwerk, Simulationsrechnungen, Empfindlichkeitsanalyse, quasistatische Führungskraft, kritische Geschwindigkeit, Sekundärfederung, Quersteifigkeit der Flexi-Coil-Feder, aktive Drehdämpfern, Schlingerdämpferkennlinie, Modellvalidierung

Obsah

Seznam veličin	8
Seznam zkratek	10
1 Úvod	11
2 Cíle disertační práce	12
3 Citlivostní analýza vlivu parametrů pojezdu lokomotivy na její dynamické vlastnosti	13
3.1 Simulační výpočty pro potřeby citlivostní analýzy.....	14
3.1.1 Programový systém SJKV.....	14
3.1.2 Hodnocení výsledků simulačních výpočtů.....	21
3.1.3 Postup realizace výpočtů při citlivostní analýze.....	23
3.2 Výsledky citlivostní analýzy.....	24
3.2.1 Vliv odporu proti natáčení podvozku	24
3.2.2 Vliv příčné tuhosti sekundárního vypružení.....	26
3.2.3 Vliv tuhosti vedení dvojkolí v podélném směru	27
3.2.4 Vliv tuhosti vedení dvojkolí v příčném směru	29
3.2.5 Vliv vzdálenosti otočných čepů	36
3.2.6 Vliv rozvoru podvozku	37
4 Návrh charakteristik sekundárního vypružení	41
4.1 Příčná tuhost flexi-coil pružin sekundárního vypružení	41
4.1.1 Analytický výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružiny.....	43
4.1.2 Analytický výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružiny s podložkou	47
4.1.3 Experimentální ověření příčné tuhosti flexi-coil pružiny	52
4.1.4 Experimentální ověření příčné tuhosti flexi-coil pružiny s podložkou	58
4.1.5 Korekce výsledků analytických výpočtů příčné tuhosti pružiny na základě výsledků provedených experimentů.....	63
4.2 Charakteristika tlumičů vrtivých pohybů podvozků	69
4.3 Charakteristiky prvků pro natáčení podvozků	72
4.3.1 Mezipodvozková vazba	72
4.3.2 Aktivní prvky	77
5 Dynamický model nákladní lokomotivy	82
5.1 Obecná struktura modelu	82
5.2 Model sekundárního vypružení	83
5.3 Model systému aktivních prvků	87
5.3.1 Funkce mezipodvozkové vazby	89
5.3.2 Řízená funkce aktivních prvků	90

6	Problematika verifikace výpočtového modelu a validace výsledků simulačních výpočtů	94
6.1	Simulační výpočty jízdy vozidla z pohledu současné legislativy	94
6.1.1	Vyhláška UIC 518:2009	95
6.1.2	Návrh normy prEN 14363:2013	97
6.1.3	Nařízení Komise (EU) č. 321/2013 („TSI CR WAG“)	100
6.1.4	Norma EN 15827:2011	100
6.2	Metody ověřování výpočtového modelu	101
6.2.1	Obecné postupy ověřování výpočtového modelu	101
6.2.2	Metodika validace modelu navržená v rámci řešení projektu DynoTRAIN	103
6.3	Validační simulační výpočty lokomotivy ŠKODA 109E	106
6.3.1	Ověření správnosti funkce jednotlivých prvků modelu	106
6.3.2	Ověření výsledků simulačních výpočtů porovnáním s výsledky analytických výpočtů a simulačních výpočtů provedených jinými simulačními nástroji	107
6.3.3	Ověření výsledků simulačních výpočtů porovnáním s výsledky měření	115
6.4	Problematické aspekty validace výpočtových modelů	118
6.4.1	Volba limitů pro úspěšnou validaci modelu	118
6.4.2	Vliv náhodných veličin na výsledky simulačních výpočtů a měření	119
6.4.3	Vliv způsobu modelování na výsledky simulačních výpočtů	123
7	Simulační výpočty jízdy nákladní lokomotivy	128
7.1	Ověření základních charakteristik vozidla	128
7.2	Analýza vodicích vlastností	131
7.2.1	Lokomotiva bez mezipodvozkové vazby a bez systému aktivních prvků	131
7.2.2	Lokomotiva se systémem aktivních prvků ve funkci mezipodvozkové vazby	132
7.2.3	Lokomotiva s řízeným systémem aktivních prvků	134
7.2.4	Porovnání jednotlivých variant	137
7.3	Analýza stability	140
7.3.1	Lokomotiva bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků	140
7.3.2	Lokomotiva s tlumiči vrtivých pohybů podvozků	142
7.4	Dynamické vlastnosti lokomotivy s alternativním uspořádáním pojezdu – vliv tlapového pohonu dvojkolí	146
8	Závěr	151
	Literatura	157
	Seznam příloh	162

Seznam veličin

a^*	[m, mm]	polovina vzdálenosti otočných bodů podvozků
a^+	[m, mm]	polovina rozvoru podvozku
a_n	[m.s ⁻²]	nevyrovnané zrychlení
B	[m, mm]	rozvor podvozku
B	[N.m ²]	ohybová tuhost pružiny (podle Grosse)
C_t	[kN/‰]	torzní tuhost (vozidla, rámu)
d	[m, mm]	průměr drátu
D	[-]	poměrný útlum
D	[m, mm]	průměr vinutí
D	[N, kN]	síla v tlumiči
e	[m, mm]	excentricita (posunutí působíště síly)
E	[MPa]	modul pružnosti (oceli) v tahu a tlaku
E	[m, mm]	vzdálenost otočných bodů podvozků (rozvor vozidla)
E_p	[m, mm]	poloviční příčná vzdálenost středů sekundárních pružin
f	[-]	součinitel tření
f	[Hz]	(vlastní) frekvence
F	[N, kN]	síla, zatížení
g	[‰]	zkroucení vozidla, zborcení koleje
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[MPa]	modul pružnosti (oceli) ve smyku
H	[m, mm]	výška zatížené pružiny
H_0	[m, mm]	volná výška pružiny
I	[m ⁴]	moment setrvačnosti průřezu
I	[mm]	nedostatek převýšení
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti tělesa
k	[N/m, kN/m]	tuhost (vazby, pružiny v určitém směru, smyková tuhost)
K	[N/m, kN/m]	tuhost (vazby, pružiny v určitém směru)
l	[m]	dráha
M	[kg, t]	hmotnost vozidla
M	[N.m, kN.m]	moment (odporu proti natáčení podvozku, ohybový, podložky)
M_v	[[v]]	naměřená hodnota veličiny v
n	[-]	počet závitů
n_{ζ}	[-]	počet činných závitů
n_d	[-]	počet dvojkolí
p	[mm]	hodnota zborcení koleje
p	[mm]	převýšení koleje
Q	[N, kN]	svislá kolová síla
Q_0	[N, kN]	statická hodnota svislé kolové síly

r	[m, mm]	poloměr (kola)
R	[m, mm]	deformace (vazby)
$\dot{R}$	[m/s, mm/s]	rychlost deformace (vazby)
R	[m]	poloměr (oblouku, vinutí pružiny)
s	[m, mm]	polovina vzdálenosti styčných kružnic
s_R	[-]	součinitel náklonu
S	[N]	smyková tuhost pružiny (podle Grosse)
S_v	[[v]]	nasimulovaná hodnota veličiny v
t	[s]	čas
T	[s]	čas (perioda)
T	[N, kN]	posouvající síla
V	[km/h]	rychlost jízdy
V_p	[m, mm]	podélná vzdálenost středu sekundární pružiny od osy podvozku
w	[m, mm]	poloviční příčná vzdálenost středů primárních pružin
W_{st}	[m, mm]	příčná vzdálenost aktivních prvků / podél. tlumičů od osy podvozku
x	[m, mm]	deformace (výchylka) v podélném směru
x	[m, mm]	souřadnice (v podélném směru)
X	[-]	hodnota X faktoru podle EN 14363 [4]
y	[m, mm]	souřadnice (výchylka) v příčném směru
$\ddot{y}$	[m.s ⁻²]	příčné zrychlení
y_0	[mm]	amplituda vlnivého pohybu dvojkolí
Y	[N, kN]	vodicí síla
z	[m, mm]	souřadnice (ve svislém směru)
α	[rad, °]	úhel (náběhu, natočení pružiny)
β	[rad, °]	úhel (natočení podvozku, natočení podložky)
γ	[N.m/rad]	odpor proti natáčení podvozku
γ	[rad]	úhel sklonu dotykové roviny
γ_p	[N.m/rad]	úhlová tuhost (kloubu, podložky)
Δ	[m, mm]	deformace (pružiny)
Δ_v	[[v]]	rozdíl hodnot veličiny v
φ	[rad, °]	úhel (směrnice tečny k průhybové čáře)
φ	[rad, °]	směr deformace (pružiny)
λ	[-]	logaritmický dekrement
λ_{ekv}	[-]	ekvivalentní konicita
σ	[mm]	polovina šířky volného kanálu koleje
ξ^*	[rad, mrad]	úhel naklonění skříně kolem podélné osy
ζ_d	[rad, mrad]	úhel náběhu dvojkolí

Seznam zkratek

ADD	„aktive Drehdämpfer“ (DE) – systém aktivního natáčení podvozků při jízdě vozidla obloukem vyvinutý společnostmi Siemens a Liebherr
AVV	systém automatického vedení vlaku od firmy AŽD Praha
CKDV	Centrum kompetence drážních vozidel – projekt ev. č. TE01020038 Technologické agentury České republiky
DFJP	Dopravní fakulta Jana Pernera Univerzity Pardubice
ETCS	„European Train Control System“ (EN) – evropský vlakový zabezpečovací systém
(H)MPV	(hydraulická) mezipodvozková vazba
MBS	multi-body systém
SJKV	Simulace jízdy kolejového vozidla – programový systém DFJP pro simulační výpočty jízdy kolejových vozidel
TK	temeno koleje
TSI	technické specifikace pro interoperabilitu
VDS	vstupní data simulace – soubor vstupních dat pro výpočty systémem SJKV
VTSV	výpočet tuhosti sekundárního vypružení – programová jednotka systému SJKV
VVF	velká výstupní fronta – binární výstupní datový soubor systému SJKV

1 Úvod

Pojezd je základním konstrukčním celkem každého kolejového vozidla. Svými parametry a svou koncepcí pojezd zcela zásadním způsobem ovlivňuje jednak dynamické vlastnosti vozidla (silové účinky vozidla na kolej, bezpečnost jízdy, stabilitu, jízdní komfort atd.) a v případě hnacích vozidel do určité míry také vlastnosti užité (trakční vlastnosti, pořizovací náklady, výši provozních nákladů spojených s opotřebením součástí pojezdu, případně s poplatky za používání dopravní cesty odvozenými od účinků vozidla na trať). V současné době existuje v oblasti lokomotivních pojezdů několik ustálených koncepcí, které se vzájemně liší svými dynamickými a užitnými vlastnostmi. Stojí za povšimnutí, že právě požadavky na dynamické a užitné vlastnosti vozidla jsou mnohdy protichůdné. To se týká např. požadavku na minimální opotřebení kol a kolejnic v obloucích (vyžadujícího možnost radiálního stavění dvojkolí) a požadavku na stabilní chod vozidla ve vysokých rychlostech (jenž vede na tuhé vedení dvojkolí, které radiální stavitelnost dvojkolí prakticky znemožňuje). Jiným příkladem je požadavek na levné a nenáročné provedení pohonu (vedoucí u nákladních lokomotiv k tlapově uloženým trakčním motorům) při pokud možno co nejnižších dynamických účincích vozidla na trať (které vyžadují co nejnížší podíl nevypružených hmot) apod. Zvláštní kategorií požadavků (nejen) na pojezdy kolejových vozidel jsou pak požadavky normativní, které je nutné splnit, aby vozidlo bylo možné schválit do provozu; tyto požadavky jsou dnes obvykle zakotveny v technických specifikacích pro interoperabilitu.

S ohledem na výše uvedené je zřejmé, že konstrukční provedení každého typu pojezdu a volba jeho parametrů je vždy určitým kompromisem. Tato práce se proto zabývá právě optimalizací parametrů pojezdu lokomotivy se zaměřením na pojezd elektrické lokomotivy určené zejména pro nákladní dopravu na tratích konvenčního evropského železničního systému. K tomuto účelu jsou v práci využívány především simulační výpočty jízdy vozidla, které v současné době tvoří neodmyslitelnou součást vývoje nových kolejových vozidel. Východiska pro řešení této práce, tedy zejména současný stav problematiky v oblasti konstrukčního řešení lokomotivních pojezdů a v oblasti legislativních požadavků na tyto pojezdy jsou spolu řešerší teoreticky možných směrů optimalizace pojezdu kolejového vozidla zpracovány v odborné práci ke státní doktorské zkoušce [22], a proto zde nejsou znovu uváděna. Po upřesnění definici cílů této práce v kap. 2 již tedy následuje samotné řešení disertační práce.

2 Cíle disertační práce

Stejně jako přehled současného stavu řešené problematiky, tedy otázka parametrů (a koncepce) pojezdů elektrických lokomotiv určených zejména pro nákladní dopravu, i cíle disertační práce byly uvedeny již v odborné práci ke státní doktorské zkoušce [22]. S ohledem na skutečnost, že téma práce bylo v rámci státní doktorské zkoušky, konané dne 12. 3. 2012, upřesněno, jsou zde cíle této práce definovány ještě jednou.

Předkládaná práce tedy řeší otázku **optimalizace parametrů pojezdu čtyřnápravové elektrické lokomotivy určené především pro nákladní dopravu**. Výsledkem této optimalizace má být návrh parametrů lokomotivního pojezdu, který bude vykazovat:

- co možná nejmenší **příčné silové účinky na trať v obloucích malých poloměrů**,
- **stabilní chod v přímé koleji** v celém rozsahu provozních rychlostí a podmínek.

Konkrétní **cíle disertační práce** je tak možné specifikovat v několika bodech:

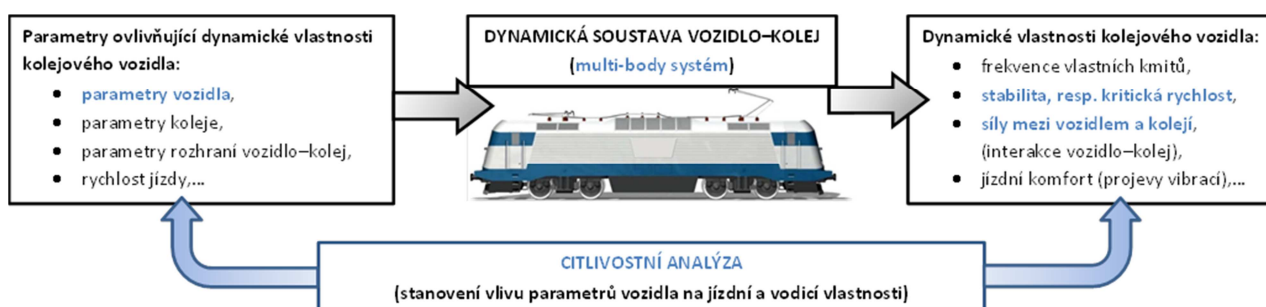
- **provedení citlivostní analýzy vlivu různých parametrů pojezdu lokomotivy na její jízdní a vodící vlastnosti**;
- **návrh charakteristik sekundárního vypružení lokomotivy doplněný experimentálním ověřením těchto charakteristik**, provedeném na dynamickém zkušebním stavu Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice;
- **optimalizace charakteristiky mezipodvozkové vazby, příp. systému aktivních prvků pro natáčení podvozků**;
- **vytvoření dynamického a matematického modelu nákladní lokomotivy** vybavené novým sekundárním vypružením a mezipodvozkovou vazbou, resp. systémem aktivních prvků;
- **ověření dynamických vlastností nákladní lokomotivy pomocí simulačních výpočtů** ve vztahu k platným standardům, což zahrnuje:
 - analýzu problematiky využití výsledků simulačních výpočtů jak z pohledu platných norem, tak i zcela obecně,
 - **ověření dosahovaných hodnot kvazistatických vodících sil** při průjezdu nákladní lokomotivy oblouky velmi malých poloměrů,
 - **vyšetření stability jízdy nákladní lokomotivy** s využitím citlivostní analýzy vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků;
- **porovnání dynamických účinků jízdy nákladní lokomotivy s vypruženým a s tlapovým pohonem na trať** s cílem posoudit vliv nevypružených hmot v pojezdu vozidla.

Postupy, které jsou použity v této práci a které jsou použitelné obecně, budou aplikovány na návrh nákladní lokomotivy ŠKODA  o hmotnosti 90 t a s maximální rychlostí 160 km/h.

3 Citlivostní analýza vlivu parametrů pojezdu lokomotivy na její dynamické vlastnosti

Prvním krokem, který je nutné při optimalizaci parametrů pojezdu lokomotivy provést, je získání informací o tom, jakým způsobem a jak významně každý ze sledovaných parametrů dynamické vlastnosti vozidla ovlivňuje. Pro tyto účely byla v rámci této práce aplikována **citlivostní analýza**, při níž byl pomocí simulačních výpočtů jízdy lokomotivy sledován právě vliv různých parametrů na její jízdní a vodicí vlastnosti. Obecně je možné konstatovat, že jízdní a vodicí vlastnosti kolejového vozidla jsou ovlivněny celou řadou parametrů, mezi které patří zejména:

- **parametry vozidla:**
 - rozměrové parametry (vzdálenost otočných bodů podvozků a rozvor podvozku, případně rozvor vozidla, průměr kol, rozchod dvojkolí,...),
 - hmotnostní parametry (hmotnosti a momenty setrvačnosti konstrukčních celků, podíl nevypružených hmot v pojezdu,...),
 - charakteristiky vazeb (charakteristiky pružin, tlumičů, závěsů, dorazů, případně aktivních prvků apod.);
- **parametry koleje:**
 - trasování koleje,
 - kvalita geometrické polohy koleje (nerovnosti koleje),
 - tuhostní parametry a tlumení uložení kolejnic, resp. koleje;
- **parametry rozhraní vozidlo–kolej:**
 - charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej,
 - součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice;
- **rychlost jízdy.**



Obr. 1 Schéma citlivostní analýzy.

Z hlediska konstrukce vozidla lze z uvedeného seznamu optimalizovat v podstatě jen parametry vozidla samotného. I když např. parametry rozhraní vozidlo–kolej ovlivňují jízdní i vodicí vlastnosti vozidla poměrně zásadním způsobem, jde v tomto případě do jisté míry o náhodné veličiny, které se mohou v provozu měnit. Kupříkladu charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej se odvíjejí od aktuálního rozchodu koleje či opotřebení jízdních obrysů kol a příčných profilů hlav kolejnic; součinitel tření v kontaktu kola a kolejnice je ovlivněn především teplotou a vlhkostí

vzduchu a činností systému mazání okolků. Z tohoto důvodu je nutné při návrhu parametrů vozidla počítat s co možná nejnepříznivější konstelací těchto „provozních parametrů“. S ohledem na uvedená fakta je v této kapitole citlivostní analýza vlivu na dynamické vlastnosti lokomotivy (viz schéma na obr. 1) provedena jen pro samotné parametry vozidla, i když vlivu parametrů rozhraní vozidlo–kolej bude v práci také věnována pozornost.

Vzhledem ke komplexnosti pojmu „dynamické vlastnosti kolejového vozidla“ byl při realizaci této citlivostní analýzy také omezen rozsah sledovaných veličin, a to na stabilitní vlastnosti lokomotivy v přímé koleji a na kvazistatické hodnoty vodících sil v oblouku velmi malého poloměru. Tyto veličiny byly zvoleny zejména z důvodu své kritičnosti ve vztahu k hodnocení jízdních zkoušek vozidla, prováděných v rámci schvalovacího procesu.

3.1 Simulační výpočty pro potřeby citlivostní analýzy

Simulační výpočty pro potřeby citlivostní analýzy vlivu parametrů pojezdu na jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy byly prováděny programovým systémem **SJKV** („Simulace jízdy kolejového vozidla“), který je od 90. let minulého století vyvíjen na Dislokovaném pracovišti Dopravní fakulty Jana Pernera v České Třebové. Konkrétně zde byla využita verze programu **SJKV-L3A**, primárně sloužící pro simulační výpočty jízdy lokomotivy ŠKODA 109E (řada 380 ČD).

3.1.1 Programový systém SJKV

Programový systém SJKV je originální software pro realizaci simulačních výpočtů dynamických vlastností kolejových vozidel. Funkce systému je založena na dynamice tuhých těles; dynamická soustava vozidlo–kolej je zde reprezentována soustavou tuhých těles, vzájemně spolu vázaných pružnými a tlumicími vazbami – tzv. multi-body systém (MBS). Programový systém SJKV je vyvíjen v programovacím jazyce Object Pascal vývojového prostředí Borland Delphi a jeho architektura, která je založena na programových jednotkách řešících dílčí úlohy simulačního výpočtu, umožňuje tvorbu různých modifikací systému pro konkrétní koncepce a parametry kolejových vozidel.

Schéma funkce programového systému SJKV je naznačeno na obr. 2. **Výpočtové jádro systému** je tvořeno matematickým popisem dynamického modelu systému vozidlo–kolej; jednotlivá tělesa dynamického modelu jsou popsána soustavou pohybových rovnic pro jednotlivé stupně volnosti, přičemž jsou obvykle pro účely simulačních výpočtů jízdy vozidel modelována pouze dostatečně hmotná tělesa (skříň vozidla, rámy podvozků, dvojkolí, příp. trakční motory) a drobnější tělesa (prvky vypružení a vedení dvojkolí, tlumiče apod.) jsou k těmto hmotnějším tělesům redukována. Cílem tohoto zjednodušení je jednak menší složitost modelu (a tedy i kratší výpočtové časy a díky větší přehlednosti i menší riziko vzniku chyby), ale také skutečnost, že modelování těles o velmi malé hmotnosti v kombinaci s vysokými tuhostmi některých vazeb by mohlo mít negativní vliv na numerickou stabilitu výpočtu.

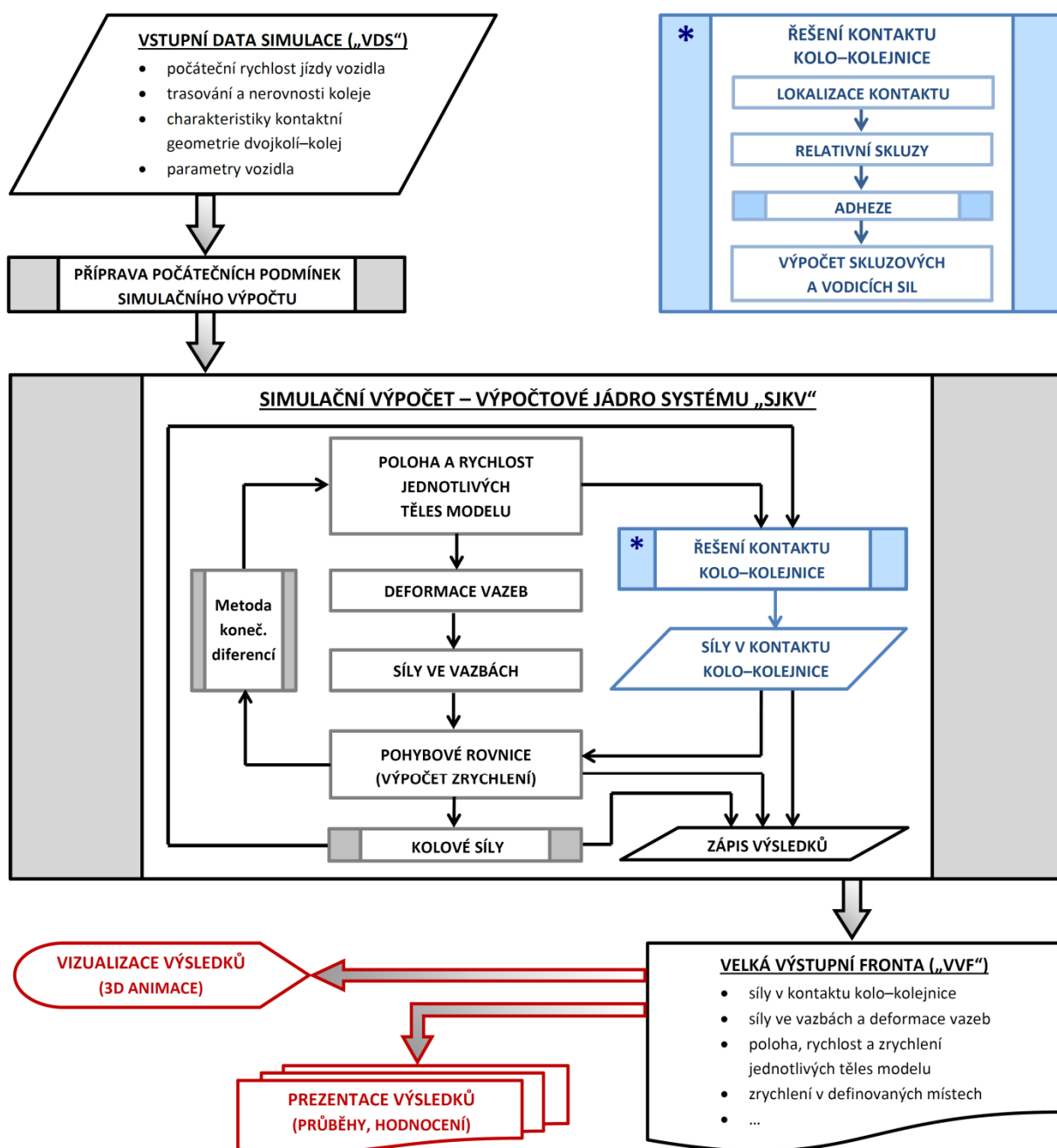
Pro samotné numerické řešení matematického modelu systému vozidlo–kolej v uzavřeném cyklu s definovaným dráhovým, resp. časovým integračním krokem využívá programový systém SJKV

metodu konečných diferencí, při níž se na základě polohy a zrychlení jednotlivých souřadnic ve dvou po sobě jdoucích časových krocích počítá poloha a rychlost jednotlivých souřadnic v kroku následujícím, a to podle vztahů:

$$\mathbf{q}_{n+1} = 2 \cdot \mathbf{q}_n - \mathbf{q}_{n-1} + \ddot{\mathbf{q}}_n \cdot (\Delta t)^2, \quad (3.1)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_{n+1} = \frac{1}{2 \cdot \Delta t} \cdot (3 \cdot \mathbf{q}_{n+1} - 4 \cdot \mathbf{q}_n + \mathbf{q}_{n-1}), \quad (3.2)$$

kde $\mathbf{q}$, $\dot{\mathbf{q}}$ a $\ddot{\mathbf{q}}$ jsou po řadě vektory výchylek, rychlosti a zrychlení jednotlivých souřadnic (stupňů volnosti), Δt je délka integračního kroku a $n - 1$, n a $n + 1$ jsou po sobě následující časové kroky.



Obr. 2 Principiální schéma funkce programového systému SJKV.

Zvláštní pozornost je v programovém systému SJKV věnována **řešení kontaktu dvojkolí a koleje**. Kontakt je v současné době standardně uvažován jako tuhý, jednobodový a k jeho popisu slouží charakteristiky kontaktní geometrie, které do simulačního výpočtu vstupují ve formě předem připravených dat. K řešení mechanismu adheze využívá systém SJKV model prof. Polácha, jehož popis je možné najít např. v článku [30]. Další informace ohledně programového systému SJKV jsou uvedeny např. v literatuře [20, 36, 42].

Výsledky výpočtů prováděných systémem SJKV jsou ukládány s definovaným dráhovým krokem do binárního výstupního souboru, nazývaného **velká výstupní fronta**. K následnému hodnocení výsledků se používá příslušný analyzační program („post-processor“), který umožňuje tvorbu výstupů ve formě dráhových, resp. časových průběhů zvolených veličin. Kromě toho je v současné době systém SJKV doplněn o **modul pro vizualizaci výsledků** ve formě 3D animací (program **Viz 3.2** [40]), který zároveň umožňuje výpočet základních statistických charakteristik pro zvolené průběhy vybraných veličin výstupní fronty. Kromě modulu pro vizualizaci výsledků je programový systém SJKV vybaven i dalšími specializovanými nadstavbami, kterými jsou:

- modul pro **automatizované hodnocení výsledků simulačních výpočtů** podle standardů EN 14363 [4] a UIC 518 [9], umožňující tvorbu přehledných grafických výstupů,
- modul pro **dávkové spouštění simulací**, vhodný zejména pro realizaci složitějších analýz,
- **modul „Asta“** pro vyšetřování stability na ideální přímé koleji při klesající rychlosti jízdy,
- **modul „ZkruVo“** pro vyšetřování změn kolových sil při postavení vozidla na zborcené koleji, resp. torzní tuhosti vozidla podle metodiky ORE B 55 / Rp 8 [7], resp. EN 14363 [4].

Program, systém SJKV-L3A - "ŠKODA 91E - HMPV/ADD-ZkruVo" (c) Zelar, ToMiK; UPa-DPDEČT, 2013

Soubor

Počáteční rychlost [km/h]: 176 Dráha 1. dvojkolí: 14.300000

Max. dráha simulace [m]: 150

Kontakt K-K: PR60E140_klpr1

Nerovnosti: Usek0.spl

Tuhost podl.: k-s.kpk ☐ použít proměnnou tuhost

Začátek: 19:14:46

Konec:

Celkem:

START

VVF (1/0): 1 F. Trení: 0.40 Anal. stab. (1/0): 0

Vypis: 0.1 F. Spinu: 0.35 ASta_min.rychl.: 80

V: 176.00

Q8: 110891	Q6: 110885	Q4: 110891	Q2: 110885
Q7: 110882	Q5: 110887	Q3: 110882	Q1: 110887
Yd4: -0.000005	Yd3: 0.000000	Yd2: -0.000005	Yd1: 0.000000
Y8: 4173	Y6: 4168	Y4: 4173	Y2: 4168
Y7: -4163	Y5: -4165	Y3: -4163	Y1: -4165

ZKUŠEBNÍ ZKRUCOVÁNÍ VOZIDLA – STANOVENÍ ODLEHČENÍ KOLA NA ZBORCENÍ KOLEJE

Mezní zkroucení: ☐ Torzní tuhost skříně vozidla a rámu podvozku:

- lim g* [prm.]: 5,299 - skřín vozidla - Ct*: kN.m²/rad

- lim g+ [prm.]: 7,000 - rám podvozku - Ct+: kN.m²/rad

VÝPOČET SIMULACE

Výstupní soubor: Lok91E_test.VVF Soubor vstupních dat: Lok91E.vds

Obr. 3 Uživatelské rozhraní systému SJKV s moduly „Asta“ a „ZkruVo“.

Moduly „Asta“ a „ZkruVo“ programového systému SJKV byly vytvořeny v rámci řešení této práce a zároveň byly využity pro potřeby citlivostní analýzy. Proto je zde uveden i jejich stručný popis. Uživatelské rozhraní programového systému SJKV (verze SJKV-L3A) doplněného moduly „Asta“ a „ZkruVo“ je zobrazeno na obr. 3.

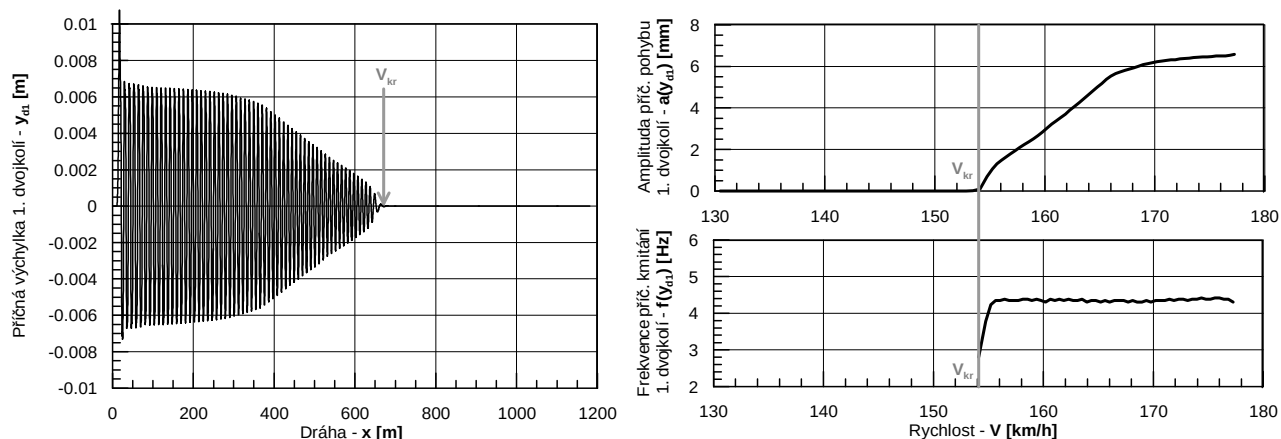
Modul „SJKV/Asta“ pro analýzu stability

Modul „Asta“ slouží k analýze stability jízdy vozidla. Tu je možné provádět pomocí simulačních výpočtů několika různými způsoby. U všech těchto metod je základní snahou získat tzv. **bifurkační diagram**, obvykle ve formě závislosti amplitudy příčné výchylky dvojkolí na rychlosti jízdy vozidla. Problematikou stability jízdy se zabývá ve svých člancích například prof. Polách [31, 32] a bude jí taktéž věnována pozornost dále v této práci.

Modul „Asta“ využívá simulačních výpočtů jízdy vozidla na ideální přímé koleji bez nerovností při klesající rychlosti jízdy. To je rozdíl oproti „standardním“ simulačním výpočtům, kdy je obvykle simulována jízda konstantní rychlostí. Na počátku simulace je zde vozidlo při zadané počáteční rychlosti V_1 vybuze osamělou příčnou nerovností koleje, což způsobí jeho rozkmitání, a dále se pohybuje s konstantním odrychlením, přičemž na dráze zadané délky l_{sim} dosáhne definované konečné rychlosti V_2 . Požadované decelerace vozidla se přitom docílí působením síly F_{Asta} , která působí proti směru jízdy v těžišti skříně vozidla a jejíž velikost je určena vztahem:

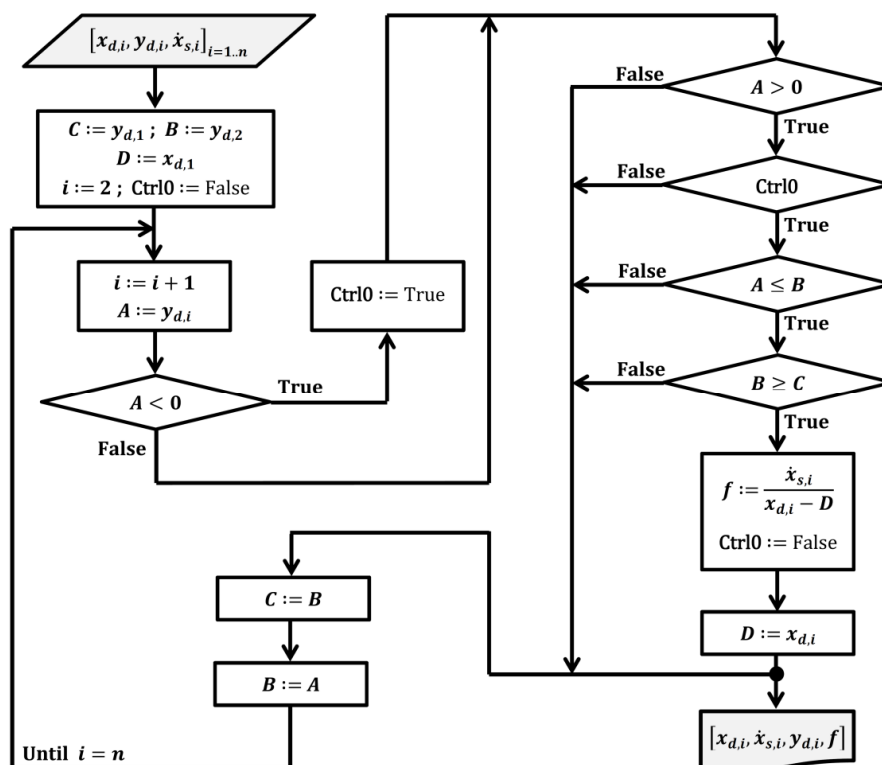
$$|F_{Asta}| = M_{lok} \cdot \left(1 + \frac{n_d \cdot J_{dy}}{M_{lok} \cdot r_d^2} \right) \cdot \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot 3,6^2 \cdot l_{sim}}, \quad (3.3)$$

kde M_{lok} je celková hmotnost vozidla (lokomotivy), n_d je počet dvojkolí, r_d je jmenovitý poloměr kola a J_{dy} je redukovaný moment setrvačnosti dvojkolí vůči jeho ose rotace. Konstantní hodnoty zrychlení vozidla je sice možné běžně dosáhnout i při „standardních“ simulačních výpočtech, avšak tam je toho docíleno aplikací krouticího (trakčního, resp. brzdného) momentu zadané velikosti přímo na dvojkolí. Tento moment ovšem ovlivňuje skluzové poměry v kontaktu kola a kolejnice, čímž vyšetřované vozidlo stabilizuje. Z důvodu minimalizace tohoto, pro účely analýzy stability nežádoucího, jevu je v modulu „Asta“ aplikována právě síla působící na skříň vozidla.



Obr. 4 Princip stanovení kritické rychlosti metodou simulace jízdy na ideální koleji při klesající rychlosti jízdy; vlevo – výsledek simulace, vpravo – hodnocení pomocí modulu „SJKV/Asta“ (amplituda a frekvence).

Při samotné simulaci se sleduje příčné kmitání jednotlivých dvojkolí (obvykle postačuje jedno dvojkolí v každém podvozku); rychlost jízdy, při níž nestabilní pohyb všech dvojkolí ustane, je pak označena jako kritická. Analyzační program („post-processor“) byl pro účely použití s modulem „Asta“ doplněn o proceduru, která umožňuje pro zvolený průběh příčné výchylky dvojkolí určit jeho obálkovou křivku, tedy závislost amplitudy příčného pohybu dvojkolí na rychlosti – bifurkační diagram, a také závislost frekvence tohoto kmitání na rychlosti. Princip stanovení bifurkačního diagramu a závislosti frekvence příčného kmitání dvojkolí na rychlosti jízdy uvedeným způsobem je znázorněn na obr. 4; na obr. 5 je uveden vývojový diagram popsané procedury.



Obr. 5 Vývojový diagram procedury pro stanovení závislosti amplitudy a frekvence příčného pohybu dvojkolí na rychlosti na základě výsledků „SJKV/Asta“.

Modul „SJKV/ZkruVo“ pro zkušební zkrucování vozidla

Druhým modulem, jenž byl do programového systému SJKV doplněn, je modul „ZkruVo“ sloužící pro simulaci zkušebního zkrucování vozidla. S využitím tohoto modulu lze simulovat dva zkušební postupy, které se v některých případech používají v rámci schvalovacího procesu kolejových vozidel při hodnocení jejich (kvazistatické) bezpečnosti proti vykolejení; jsou to:

- zjišťování změny kolových sil při postavení vozidla na zborcené koleji,
- vyšetřování průjezdu předzkrouceného vozidla obloukem koleje.

Základní funkcí modulu „ZkruVo“ je počítačová simulace zkoušky, při níž je vozidlo umístěné na zkušebním stavu zkrucováno takovým způsobem, aby bylo dosaženo mezních hodnot zkroucení v souladu s požadavky danými standardy EN 14363 [4], resp. ORE B 55 / Rp 8 [7]. Při této zkoušce se zjišťují změny svislých kolových sil na jednotlivých kolech. Ve vztahu k hodnocení bezpečnosti

proti vykolejení při jízdě vozidla obloukem je přitom kritické odlehčení nabíhajícího kola, které vede k vyšší hodnotě poměru Y/Q . Z tohoto důvodu je normou EN 14363 [4] vyžadováno, aby odlehčení kola ΔQ_t při definovaném mezním zkroucení nepřesáhlo 60 % statické hodnoty svislé kolové síly Q_0 . Zpráva ORE B 55 / Rp 8 [7] potom hodnotí „přizpůsobivost“ vozidla zborcené koleji hodnotou torzní tuhosti vozidla C_{tA} , která je udávána v $[kN/\text{‰}]$ a je definována jako poměr maximálního odlehčení kola ΔQ_t a příslušného zkroucení vozidla g , tedy:

$$C_{tA} = \frac{\Delta Q_t}{g}. \quad (3.4)$$

Vstupem pro modul „ZkruVo“ definujícím postup zkušební zkručování vozidla je textový soubor *Zkruvani.B55*, jehož ukázka je pro případ standardního čtyřnápravového dvoupodvozkového vozidla uvedena na obr. 6. Tento soubor obsahuje definici osmi po sobě následujících kroků (časových intervalů délky $\Delta t = 10$ s), při nichž může být svisle pohybováno s jednotlivými koly prvního podvozku vozidla podobně, jako je tomu na příslušném zkušební stavu. V uvedeném schématu (viz obr. 6) značí „1“ posun o hodnotu p^* odpovídající zkroucení na bázi otočných čepů a „2“ posun o hodnotu $p^+/2$ odpovídající polovině zkroucení na bázi rozvoru podvozku. Tyto posuvy jsou počítány ze zadaných hodnot mezního zkroucení na bázi otočných čepů $\lim g^*$ a na bázi rozvoru podvozku $\lim g^+$ (viz uživatelské rozhraní „SKV/ZkruVo“ na obr. 3) podle vztahů:

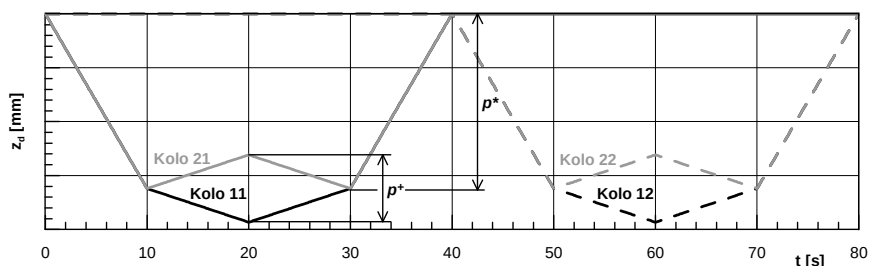
$$p^* = 2a^* \cdot \lim g^*, \quad (3.5)$$

$$p^+ = 2a^+ \cdot \lim g^+, \quad (3.6)$$

kde $2a^*$ je vzdálenost otočných čepů a $2a^+$ je rozvor podvozku. Znaménko „-“ ve schématu na obr. 6 značí posun směrem dolů; znaménko „+“ posun směrem nahoru. Počátek odpovídá stavu, kdy jsou všechna kola vozidla v horizontální rovině. Celý simulovaný cyklus tedy má v tomto případě délku 80 s; průběh svislé polohy (zdvihů) jednotlivých kol prvního podvozku podle schématu na obr. 6 je znázorněn na obr. 7.

krok	z11	z12	z21	z22
1	-1	0	-1	0
2	-2	0	2	0
3	+2	0	-2	0
4	1	0	1	0
5	0	-1	0	-1
6	0	-2	0	2
7	0	2	0	-2
8	0	1	0	1

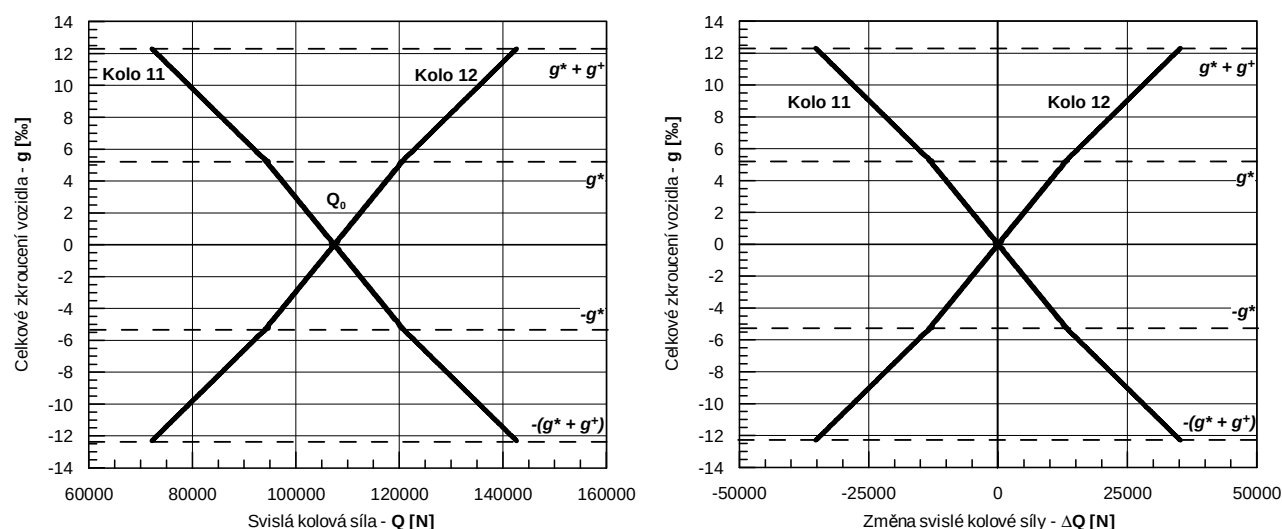
Obr. 6 Ukázka souboru *.B55.



Obr. 7 Postup zkručování vozidla – časové průběhy zdvihů jednotlivých kol.

Samotná simulace zkručování vozidla probíhá obdobně jako simulace jízdy; tzn., že po ustavení vozidla do počáteční rovnovážné polohy probíhá výpočet v cyklu (viz schéma na obr. 2). Zásadní rozdíl spočívá v tom, že se vozidlo nepohybuje kupředu; má tedy nulovou dopřednou rychlost. Z tohoto důvodu není výpočet řízen dráhovým, ale časovým integračním krokem. Protože nás zde zajímají především svislé kolové síly a jejich změny, není také při simulaci zkručování vozidla detailně řešen kontakt kolo–kolejnice. Vodicí a podélné skluzové síly jsou tudíž zanedbány (pohyb dvojkolí v podélném a v příčném směru není dovolen) a svislé kolové síly jsou počítány jen na

základě svislé reakce ve vazbě podloží–kolejnice. Výsledky simulace jsou ukládány (standardně s časovým krokem $\Delta t = 0,1$ s) do souborů *Zkr-diagram_Qabs.dat* a *Zkr-diagram_dQ.dat*, které obsahují časový průběh všech kolových sil, resp. změn kolových sil a také průběh celkového zkroucení vozidla. Z dat uložených v těchto textových souborech lze následně vykreslit tzv. **zkrouvací diagramy**; ukázky takto stanovených diagramů jsou uvedeny na obr. 8.



Obr. 8 Ukázky zkrouvacích diagramů vypočtených modulem „SJKV/ZkruVo“.

Jako problematický se však při odhadu torzních vlastností vozidel multi-body simulačními výpočty jeví samotný princip těchto simulací, tedy předpoklad absolutně tuhých těles. V případě vozidel s tuhými rámy (např. lokomotivy) je tento předpoklad ještě poměrně přijatelný; v případě lehkých jednotek s dlouhými skříněmi, svařovanými z hliníkových profilů, bychom se však zanedbáním jejich torzní poddajnosti mohli dopustit relativně velké chyby. Z tohoto důvodu lze při vyšetřování změn kolových sil na zborcené koleji v modulu „ZkruVo“ zahrnout do výpočtu torzní tuhost skříně vozidla C_t^* a torzní tuhost rámu podvozku C_t^+ (viz uživatelské rozhraní „SJKV/ZkruVo“ na obr. 3). Při samotném výpočtu pak tyto torzní tuhosti reprezentují redukovanou tuhost k_{red} , která je sériově řazena k sekundárnímu (C_t^*), resp. primárnímu (C_t^+) vypružení, čímž je toto vypružení de facto změkčeno; platí přitom následující vztahy:

$$k_{red}^* = \frac{C_t^*}{2a^* \cdot E_p^2}, \quad (3.7)$$

$$k_{red}^+ = \frac{C_t^+}{2a^+ \cdot w^2}, \quad (3.8)$$

kde E_p je polovina příčné vzdálenosti pružin sekundárního vypružení a w je polovina příčné vzdálenosti pružin primárního vypružení. Nejsou-li hodnoty torzní tuhosti skříně a rámu podvozku zadány, považují se jak skříň, tak i rám podvozku za absolutně tuhá tělesa.

Dalším použitím modulu „ZkruVo“ je **simulace průjezdu předzkrouceného vozidla obloukem koleje**. Takováto zkouška (konkrétně průjezd obloukem o poloměru 150 m rychlostí do 5 km/h) se v některých případech provádí za účelem ověření bezpečnosti proti vykolejení, přičemž se

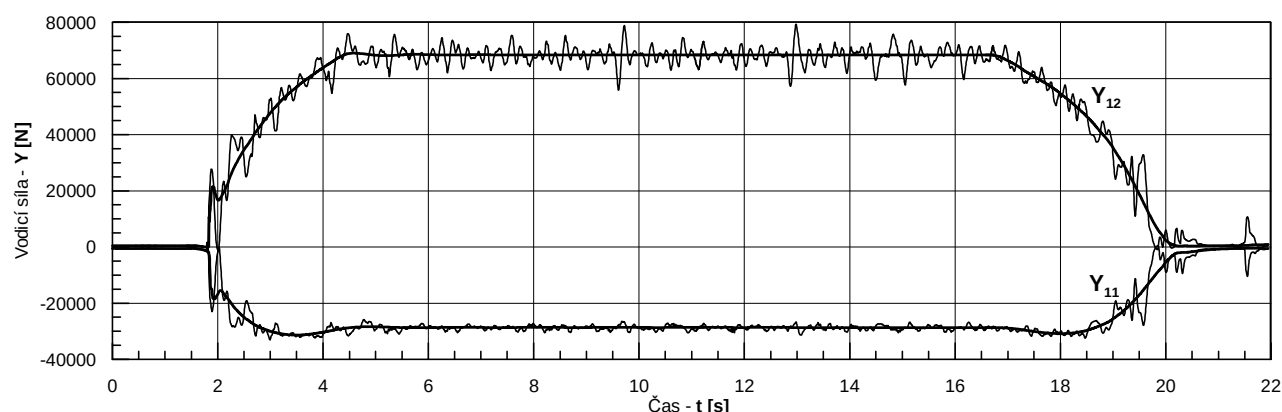
předzkroucení vozidla docílí vhodným podložením pružin primárního a sekundárního vypružení (viz též přílohu A normy EN 14363 [4]). V případě použití modulu „ZkruVo“ se nejprve provede výše popsaný výpočet zkrucovacích diagramů, jehož výsledkem je i soubor *ZkrVo-Bx0.dat*, který obsahuje hodnoty svislých sil ve vypružení ve stavu, který odpovídá meznímu zkroucení vozidla. Při simulaci jízdy se pak (stiskem tlačítka *Simulace*) docílí předzkroucení modelu vozidla tak, že se při definici počátečních podmínek simulačního výpočtu namísto hodnot statického zatížení vazeb dosadí právě tyto síly odpovídající zkroucenému stavu. Samotný simulační program je navíc upraven tak, aby vozidlo udržovalo konstantní rychlost. Bez tohoto zásahu by došlo při simulaci jízdy uvedenou rychlostí pouhých 5 km/h vlivem působení značných podélných skluzových sil v kontaktu kol s kolejnicemi k zastavení vozidla, resp. ke „spadnutí“ výpočtu. Mimo to je nutné při simulaci jízdy takto nízkou rychlostí použít podstatně jemnější integrační krok než obvykle; při rychlosti 5 km/h pracuje modul „ZkruVo“ korektně s integračním krokem $\Delta x = 10^{-5}$ m.

3.1.2 Hodnocení výsledků simulačních výpočtů

Jak již bylo uvedeno výše, vzhledem ke komplexnosti pojmu „dynamické vlastnosti kolejového vozidla“ byly pro posouzení jízdních a vodicích vlastností lokomotivy v rámci této citlivostní analýzy použity zjednodušené postupy, které umožňují podstatně rychlejší vyhodnocení výsledků bez nutnosti jejich statistického zpracování. Konkrétně byl vliv vyšetřovaných parametrů vozidla na jeho vodicí vlastnosti posuzován pouze velikostí kvazistatických vodicích sil působících na jednotlivých kolech při průjezdu obloukem velmi malého poloměru a vliv na jízdní vlastnosti byl hodnocen s využitím analýzy stability, tedy pomocí hodnot kritické rychlosti. Jelikož byly všechny simulační výpočty prováděny za jinak stejných podmínek, je i přes uvedené zjednodušení možné předpokládat, že získané výsledky postihují vliv jednotlivých sledovaných parametrů na jízdní a vodicí vlastnosti vyšetřované lokomotivy s dostatečnou vypovídací schopností, resp. že lze pozorované trendy očekávat i u reálného vozidla.

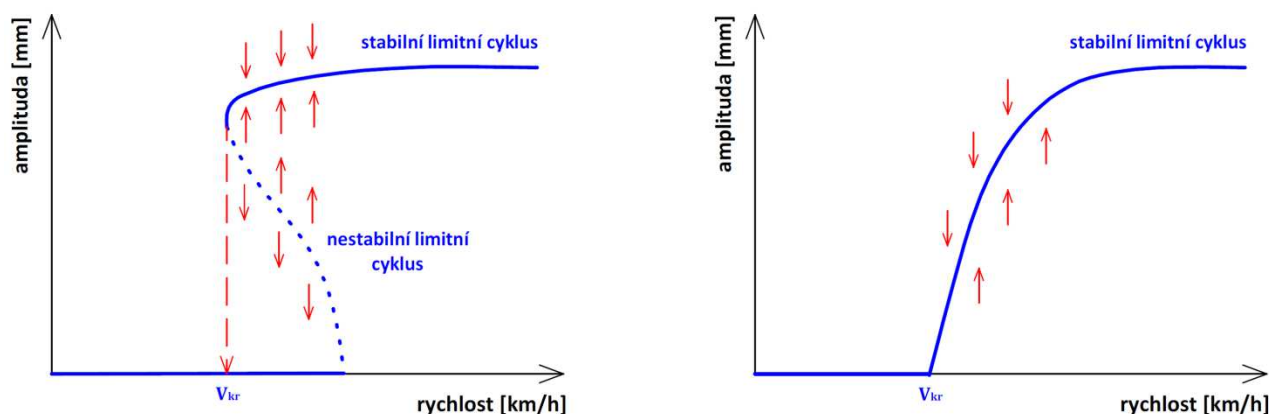
Za účelem **hodnocení vodicích vlastností** tedy byly provedeny simulační výpočty průjezdu lokomotivy obloukem o poloměru $R = 250$ m rychlostí $V = 82$ km/h, která při daném převýšení odpovídá jízdě s nedostatkem převýšení $I = 165$ mm. Tato hodnota rychlosti, resp. nedostatku převýšení byla zvolena z toho důvodu, že se jedná o maximální zkušební rychlost, která má být použita při jízdních zkouškách lokomotivy podle příslušných standardů (viz [1, 2], resp. [4, 9]). Simulační výpočty byly provedeny na ideálně trasované koleji bez nerovností, což umožňuje právě rychlé získání kvazistatických hodnot vodicích sil přímo – pouhým odečtením ustálených hodnot z průběhů těchto sil v plném oblouku bez časově náročného statistického zpracování dat. Odchylka, které se tím dopouštíme, je přitom prakticky zanedbatelná. V grafu na obr. 9 jsou pro ilustraci zobrazeny průběhy vodicích sil na kolech prvního dvojkolí lokomotivy získané simulací jízdy obloukem o poloměru $R = 250$ m, a to jak na ideální koleji bez nerovností, tak i na koleji s měřenými nerovnostmi. Zatímco simulace jízdy po ideální koleji poskytuje v tomto konkrétním případě na nabíhajícím kole kvazistatickou vodicí sílu $Y_{qst,12} = 68,4$ kN, statistickým zpracováním průběhu získaného simulací jízdy po koleji s nerovnostmi získáme hodnotu $Y_{qst,12} = 68,3$ kN.

Nevýhodou uvedeného přístupu je však skutečnost, že takto nejsme schopni získat rozptyl, resp. směrodatnou odchylku vodicí síly. Pro účely této citlivostní analýzy to však není na škodu, neboť je tento rozptyl kromě samotných nerovností koleje ovlivněn zejména podílem nevypružených hmot v pojezdu vozidla (viz např. článek [24]), který zde není předmětem zkoumání. Z hlediska podmínek rozhraní vozidlo–kolej byl při těchto simulačních výpočtech uvažován kontakt dvojkolí a koleje odpovídající koleji o rozchodu 1435 mm s kolejnicemi 60E1 (UIC 60) s úklonem 1: 20 a dvojkolí se jmenovitým rozkolím 1360 mm a s teoretickým jízdním obrysem S1002 (UIC ORE). Vzhledem k nepříznivému průběhu Δr funkce (viz přílohu 2) představuje tato kontaktní dvojice pro vyšetřování vodicích vlastností vozidla méně příznivý případ. Hodnota součinitele tření v kontaktu kola a kolejnice byla uvažována $f = 0,40$, což odpovídá suchým kolejnicím.



Obr. 9 Porovnání časových průběhů vodicích sil na kolech 1. dvojkolí získaných simulací jízdy lokomotivy obloukem o poloměru 250 m na reálné koleji s nerovnostmi (slabší čára) a na ideální koleji bez nerovností (silnější čára).

Za účelem **hodnocení jízdních vlastností** byla využita teoretická metoda stanovení kritické rychlosti vozidla na ideální přímé koleji. Příslušné simulační výpočty byly provedeny s využitím modulu „*SKV/ASt*“, jehož bližší popis je uveden v kap. 3.1.1. Výsledkem simulačních výpočtů pro jednotlivé varianty lokomotivy (dané konkrétními hodnotami vyšetřovaných parametrů) tedy byla vždy obálková křivka příčného pohybu dvojkolí v závislosti na rychlosti jízdy (viz obr. 4), kterou můžeme považovat za bifurkační diagram. Abychom byli přesnější, odpovídá takto zjištěná křivka bifurkačnímu diagramu pouze v případě tzv. superkritické Hopfovy bifurkace (viz obr. 10, resp. článek [31]), při které se v tomto diagramu nevyskytují nestabilní větve. Nestabilní větve bifurkačního diagramu, které se mohou vyskytnout v případě tzv. subkritické Hopfovy bifurkace (opět viz obr. 10, resp. článek [31]), totiž nelze pomocí modulu „*SKV/ASt*“ přímo stanovit. Na existenci nestabilních větví v bifurkačním diagramu tak může pouze poukazovat výskyt skokových změn amplitudy příčného pohybu dvojkolí při určité hodnotě rychlosti. Z hlediska hodnocení stability jízdy vozidla pomocí hodnoty kritické rychlosti uvažované ve smyslu, že jde o nejnižší hodnotu rychlosti, při které příčné kmitání dvojkolí zcela vymizí, však nemá uvedený nedostatek na získané výsledky prakticky žádný vliv. Při výpočtech prováděných pro účely této citlivostní analýzy byl opět uvažován součinitel tření mezi kolem a kolejnicí o hodnotě $f = 0,40$. Oproti simulačním výpočtům průjezdu lokomotivy obloukem však byl použit kontakt dvojkolí a koleje odpovídající opotřebeným jízdním obrysům, který vykazuje vyšší hodnotu ekvivalentní konicity, konkrétně $\lambda_{ekv} = 0,403$ pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm (viz přílohu 2).



Obr. 10 Obecný tvar bifurkačních diagramů – subkritická (vlevo) a superkritická (vpravo) Hopfova bifurkace; [31].

3.1.3 Postup realizace výpočtů při citlivostní analýze

Citlivostní analýze vlivu parametrů kolejového vozidla na jeho dynamické vlastnosti byl podroben model moderní čtyřnápravové elektrické lokomotivy. Jako výchozí typ byla zvolena lokomotiva [redacted], resp. obecně lokomotiva, jejíž koncepce se vyznačuje následujícími znaky:

- uspořádání pojezdu: $B_0' B_0'$,
- vedení dvojkolí: jednostranné ojníčkové,
- primární vypružení: flexi-coil pružinami,
- sekundární vypružení: flexi-coil pružinami,
- přenos podélných sil mezi skříní a podvozkem: lemniskátovým mechanismem,
- trakční pohon: plně vypružený s trakčními motory pevně uchycenými na rámu podvozku.

Oproti typu [redacted] však byly u vyšetřované lokomotivy provedeny dvě změny. Jednak byly hmotnostní parametry skříně upraveny tak, aby lokomotiva vykazovala celkovou **hmotnost 90 t** a jednak byla uvažována **lokomotiva bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků**. Výchozí hodnoty ostatních parametrů lokomotivy odpovídají typu [redacted] a jsou uvedeny v příloze 1. Důvodem pro zanedbání tlumičů vrtivých pohybů je přitom snaha o posouzení vlivu samotných vyšetřovaných parametrů pojezdu. Tlumiče vrtivých pohybů mají zejména na stabilitu poměrně zásadní vliv, a získané výsledky by proto mohly být výrazně ovlivněny jejich charakteristikou. Vyšetřovanými parametry byly prakticky všechny základní tuhostní a rozměrové parametry pojezdu, tedy:

- odpor proti natáčení podvozku,
- příčná tuhost sekundárního vypružení,
- tuhost vedení dvojkolí v podélném směru,
- tuhost vedení dvojkolí v příčném směru,
- vzdálenost otočných čepů,
- rozvor podvozku.

Cílem provedené citlivostní analýzy je kvantifikace vlivu jednotlivých vyšetřovaných parametrů na jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy, tedy stanovení toho, jakým způsobem a jak významně tyto parametry ovlivňují příčné silové působení mezi vozidlem a kolejí v obloucích malých poloměrů

a stabilitu jízdy vozidla při jízdě v přímé koleji. Z tohoto důvodu bylo při realizaci simulačních výpočtů postupováno tak, že byly změnou parametrů z výchozího vozidla odvozovány jeho nové varianty. Přitom byl vždy s určitým krokem a v určitém rozmezí měněn pouze právě sledovaný parametr, zatímco ostatní parametry nabývaly svých výchozích hodnot. Tuhostní parametry pojezdu zde byly (bez ohledu na realizovatelnost takového řešení) variovány v širokém pásmu od 5 % do 400 % svých výchozích hodnot; v případě rozměrových parametrů byl tento rozsah (vzhledem k praktické realizovatelnosti) pochopitelně podstatně užší.

Aplikace uvedeného postupu bývá v teorii citlivostní analýzy označována také jako *one-factor-at-a-time screening* (OAT); viz např. článek [12]. Vyšetření všech možných, resp. reálně v úvahu připadajících kombinací hodnot vyšetřovaných parametrů by bylo časově velmi náročné. Pokud bychom sledovali n parametrů a u každého parametru bychom vyšetřovali dynamické vlastnosti vozidla pro m různých hodnot daného parametru, dostali bychom m^n variant vstupních dat, s nimiž by bylo nutné příslušné simulační výpočty provést. Při realizaci této citlivostní analýzy je také nutné vzít v úvahu fakt, že dynamický systém tvořený soustavou kolejového vozidla a koleje je nelineární, a tudíž nelze očekávat, že se lineární změna určitého vyšetřovaného (vstupního) parametru musí na hodnotách výstupních veličin (zde kvazistatické vodící síly a kritická rychlost) projevit lineárně. Jednotlivé parametry proto byly vždy měněny s určitým krokem a v případě, že provedená změna parametru způsobila příliš velkou změnu sledovaných veličin (zde zejména kritické rychlosti), případně změna sledované veličiny výrazněji vybočovala z pozorovaného trendu, byla velikost kroku, o který byl daný parametr měněn, zjemněna.

3.2 Výsledky citlivostní analýzy

V následujících podkapitolách jsou uvedeny výsledky provedené citlivostní analýzy. Pro jednotlivé tuhostní parametry jsou vždy uváděny závislosti kvazistatických vodících sil dosahovaných na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků (tj. na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí) a kritické rychlosti 1. dvojkolí (3. dvojkolí vykazuje ve všech případech téměř identickou kritickou rychlost) na relativní hodnotě vyšetřovaného parametru. Tato hodnota je definována jako podíl aktuální hodnoty vyšetřovaného parametru a hodnoty výchozí (viz přílohu 1).

3.2.1 Vliv odporu proti natáčení podvozku

Odpor proti natáčení podvozku je jednou ze základních charakteristik vazby skříně a podvozku. Jeho velikost, resp. obecně jeho charakteristika závisí na konstrukčním provedení této vazby. V případě dnes běžného uložení skříně vozidla na podvozku prostřednictvím flexi-coil pružin je odpor proti natáčení podvozku vyvolán momentem sil, který vzniká při natočení podvozku vůči skříně v důsledku příčné deformace pružin. Významnou vlastností této konstrukce (např. při porovnání s provedením s postranními kluznicemi) je jen minimální hystereze v charakteristice vazby. Schéma vzniku momentu odporu proti natáčení podvozku je znázorněno na obr. 11. Při průjezdu vozidla obloukem dochází k natáčení podvozku vůči skříně. Při zanedbání vlivu postavení podvozku ve volném kanálu koleje lze velikost tohoto úhlu vyjádřit vztahem:

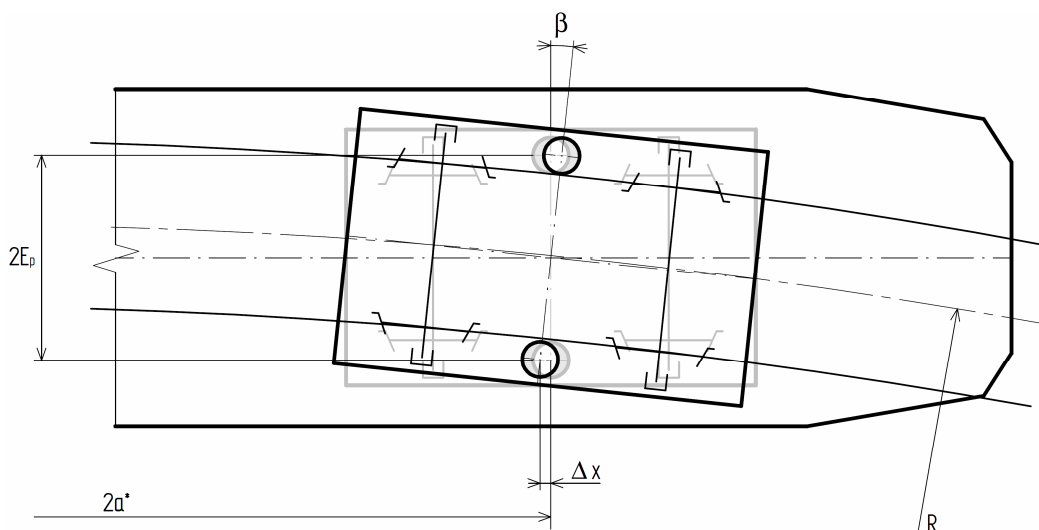
$$\beta = \frac{2a^*}{2 \cdot R}, \quad (3.9)$$

kde $2a^*$ je vzdálenost otočných bodů podvozků (vzdálenost otočných čepů) a R je poloměr oblouku. Při natočení podvozku o tento úhel β se musí pružiny sekundárního vypružení příčně deformovat, a to především v podélném směru (v souřadném systému vozidla). Tato deformace je na obr. 11 označena jako Δx a vlivem této deformace vzniká mezi skříní a podvozkem moment okolo svislé osy – **moment odporu proti natáčení podvozku**, jehož velikost lze určit jako:

$$M \doteq 2 \cdot k_x \cdot \Delta x \cdot E_p = 2 \cdot k_x \cdot E_p^2 \cdot \beta, \quad (3.10)$$

kde k_x je příčná tuhost sestavy sekundárních pružin na jedné straně podvozku v podélném směru a E_p je polovina jejich příčné vzdálenosti. Samotný **odpor proti natáčení podvozku** je definován jako podíl tohoto momentu a příslušného úhlu natočení podvozku, tedy:

$$\gamma = \frac{M}{\beta} = 2 \cdot k_x \cdot E_p^2. \quad (3.11)$$

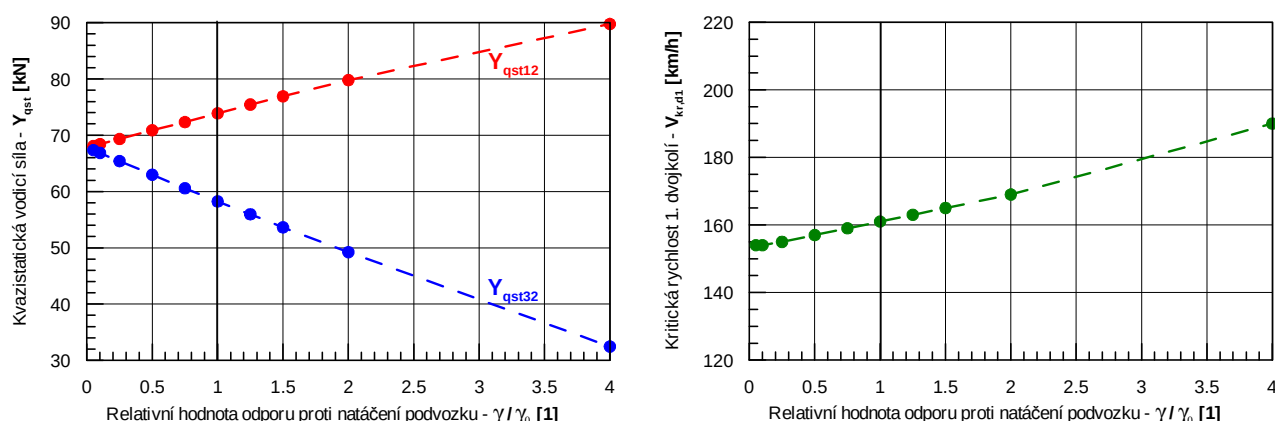


Obr. 11 Schéma vzniku momentu odporu proti natáčení podvozku.

S ohledem na výše uvedené byla při simulačních výpočtech hodnota odporu proti natáčení podvozku variována v souladu s rovnicí (3.11) změnou hodnoty příčné tuhosti sekundárních flexi-coil pružin v podélném směru a hystereze charakteristiky momentu odporu proti natáčení podvozku byla zanedbána. Jelikož je příčná tuhost samotné ocelové vinuté pružiny dána zejména jejími konstrukčními parametry (počet činných závitů, průměr drátu, střední průměr a výška pružiny), pro samotnou úpravu (změkčení) příčné a podélné charakteristiky vypružení tvořeného flexi-coil pružinami se v praxi používají různé pryžokovové podložky.

Výsledky provedených simulačních výpočtů jsou uvedeny v grafech na obr. 12. Vlevo jsou znázorněny kvazistatické vodící síly dosahované na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí v oblouku o poloměru 250 m. Je zřejmé, že při velmi nízkých hodnotách odporu proti natáčení podvozku vykazují oba podvozky podobnou hodnotu kvazistatické vodící síly na nabíhajícím kole (při nulovém odporu proti natáčení podvozku teoreticky shodnou) a naopak s rostoucím odporem

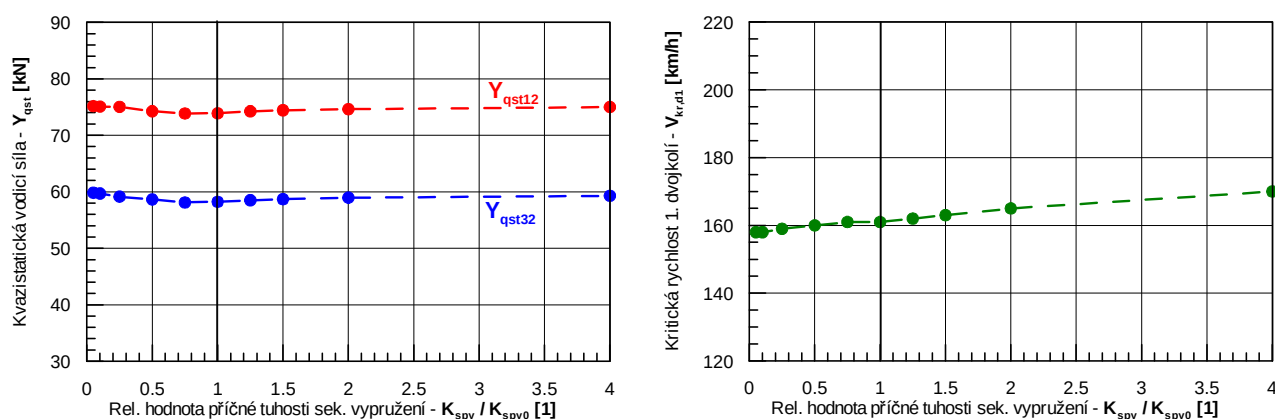
proti natáčení podvozku se rozdíl těchto sil zvětšuje v neprospěch 1. dvojkolí. To souvisí se skutečností, že při jízdě obloukem se zadní podvozek natáčí vůči skříní v opačném smyslu než podvozek přední. Moment odporu proti natáčení podvozku tak de facto pomáhá zadní podvozek do oblouku natáčet, zatímco v případě předního podvozku tento moment naopak zvětšuje úhel náběhu daného podvozku. V pravém grafu je znázorněna kritická rychlost 1. dvojkolí v závislosti na relativním odporu proti natáčení podvozku, a to pro případ suché koleje a relativně vysoké hodnoty ekvivalentní konicity. Je zřejmé, že vyšší odpor proti natáčení podvozku přispívá ke stabilizaci jízdy vozidla, nicméně tento efekt není v tomto případě příliš výrazný, neboť změna odporu proti natáčení podvozku o 50 % (ve vztahu k výchozí hodnotě) zde vede ke zvýšení, resp. snížení kritické rychlosti pouze o zhruba 5 km/h.



Obr. 12 Vliv odporu proti natáčení podvozku na jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy – vlevo: kvazistatické vodící síly na nabíhající kolech 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: kritická rychlost 1. dvojkolí ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

3.2.2 Vliv příčné tuhosti sekundárního vypružení

Další veličinou, jejíž vliv byl v rámci citlivostní analýzy vyšetřován, je **příčná tuhost sekundárního vypružení**. Podobně jako v případě odporu proti natáčení podvozku je také příčná tuhost sekundárního vypružení ovlivněna především příčnou tuhostí sekundárních flexi-coil pružin, tentokrát však v příčném směru (ve vztahu k souřadnému systému vozidla), a v praxi může být opět modifikována použitím pryžokovových podložek pod, resp. nad pružinami.

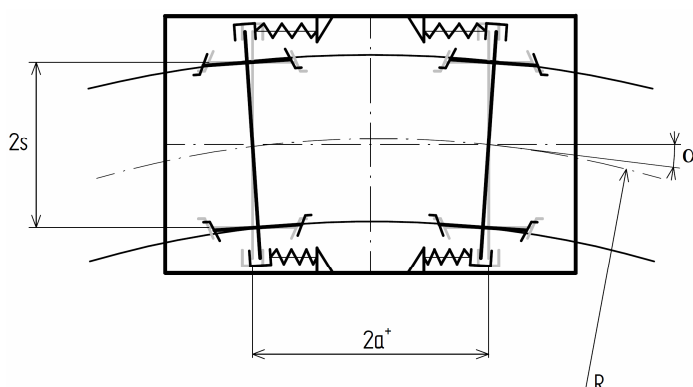


Obr. 13 Vliv příčné tuhosti sekundárního vypružení na jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy – vlevo: kvazistatické vodící síly na nabíhající kolech 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: kritická rychlost 1. dvojkolí ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

Výsledky provedených simulačních výpočtů jsou uvedeny v grafech na obr. 13. Je zřejmé, že na velikost kvazistatických vodících sil při průjezdu obloukem velmi malého poloměru nemá příčná tuhost sekundárních flexi-coil pružin v podstatě žádný vliv a také její vliv na kritickou rychlost je za daných podmínek prakticky zanedbatelný. Ač byla analýza opět provedena pro rozsah $5 \div 400 \%$ výchozí hodnoty příslušného parametru, reálně použitelný rozsah tuhosti je podstatně nižší; omezujícím faktorem je zde zejména podmínka, aby v běžných provozních podmínkách pokud možno nedocházelo k vyčerpání vůle v příčných narážkách mezi skříní a podvozkem.

3.2.3 Vliv tuhosti vedení dvojkolí v podélném směru

Zatímco kap. 3.2.1 a 3.2.2 se věnovaly vlivu tuhostních parametrů sekundárního vypružení, nyní bude pozornost věnována tuhostním parametrům primárního vypružení a vedení dvojkolí. Princip působení tuhosti vedení dvojkolí v podélném směru je do jisté míry analogický k vlivu odporu proti natáčení podvozku. Zatímco odpor proti natáčení podvozku ovlivňoval při průjezdu vozidla obloukem schopnost jednotlivých podvozků zaujmout radiální polohu vůči koleji, podélná tuhost vedení dvojkolí ovlivňuje přímo **schopnost pasivního radiálního stavění dvojkolí** v rámci jednoho podvozku. Princip pasivního radiálního stavění dvojkolí je znázorněn na obr. 14.



Obr. 14 Princip pasivního radiálního stavění dvojkolí.

Pokud by vedení dvojkolí v rámu podvozku bylo absolutně tuhé, obě dvojkolí by při průjezdu vozidla obloukem zachovala vzájemně rovnoběžnou polohu, a první dvojkolí by tak vykazovalo **úhel náběhu**, jehož velikost by v ideálním případě byla:

$$\alpha_{min} = \frac{2a^+}{2 \cdot R}, \quad (3.12)$$

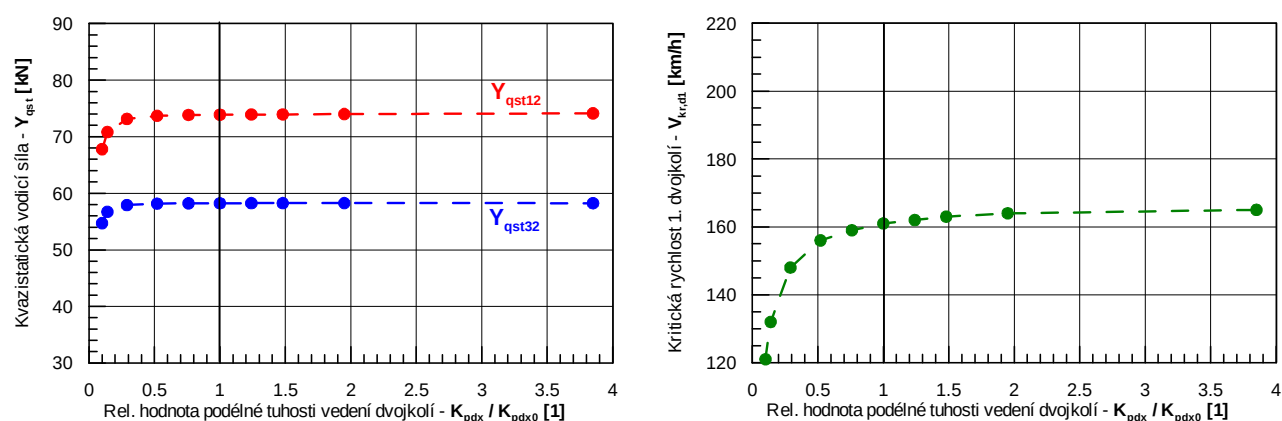
kde $2a^+$ je rozvor podvozku a R je poloměr oblouku. To by samozřejmě platilo pro tětiovou polohu podvozku ve volném kanálu koleje. Ve skutečnosti může úhel náběhu prvního dvojkolí nabývat větší hodnoty; v závislosti na poloze podvozku ve volném kanálu koleje se může hodnota tohoto úhlu pohybovat v intervalu:

$$\frac{2a^+}{2 \cdot R} \leq \alpha \leq \frac{2a^+}{2 \cdot R} + \frac{2\sigma}{2a^+}, \quad (3.13)$$

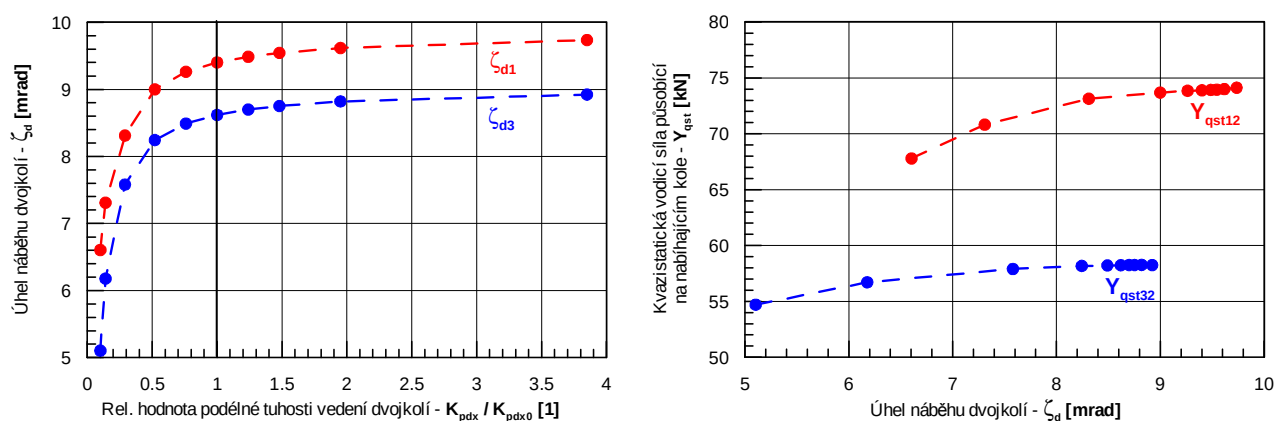
kde 2σ je šířka volného kanálu koleje.

Velikost úhlu náběhu dvojkolí je úzce spjata s velikostí skluzových a vodicích sil působících při jízdě obloukem mezi koly a kolejnicemi, a tudíž i s opotřebením kol a kolejnic v obloucích. Jelikož má podélně měkké vedení dvojkolí pozitivní vliv na pasivní radiální stavitelnost dvojkolí, mělo by tedy takové vedení dvojkolí vykazovat mimo jiné i nižší hodnoty kvazistatických vodicích sil. Na druhou stranu je zřejmé, že vozidlo s podélně příliš měkkým vedením dvojkolí bude náchylnější k nestabilnímu chodu. Kromě toho nemůže být u lokomotiv vedení dvojkolí v podélném směru příliš měkké z důvodu, že se jím přenáší velké tažné síly mezi dvojkolím a rámem podvozku.

U vyšetřované lokomotivy je **podélná tuhost vedení dvojkolí** dána součtem podélné (osové) tuhosti vodicích ojnicek a příčné tuhosti příslušných primárních flexi-coil pružin v podélném směru (v souřadném systému vozidla). Při simulačních výpočtech byla variována právě podélná tuhost vodicí ojnice, a to opět v intervalu $5 \div 400 \%$ své výchozí hodnoty.



Obr. 15 Vliv podélné tuhosti vedení dvojkolí na jízdní a vodicí vlastnosti lokomotivy – vlevo: kvazistatické vodicí síly na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: kritická rychlost 1. dvojkolí ($\lambda_{ekv} = 0,403$).



Obr. 16 Vliv pasivního radiálního stavění dvojkolí na vodicí vlastnosti lokomotivy – vlevo: vliv podélné tuhosti vedení dvojkolí na úhel náběhu 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: souvislost mezi kvazistatickou vodicí silou na nabíhajícím kole 1. a 3. dvojkolí a úhlem náběhu příslušného dvojkolí.

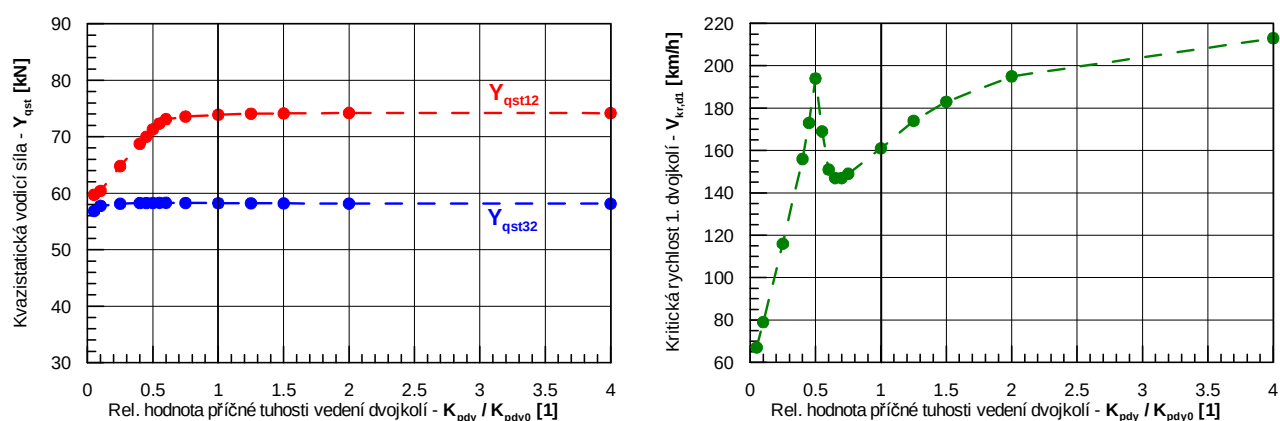
Výsledky simulačních výpočtů jsou prezentovány ve formě grafů na obr. 15 a potvrzují výše uvedené hypotézy ohledně vlivu podélné tuhosti vedení dvojkolí na jízdní a vodicí vlastnosti vozidla. Z hlediska vodicích vlastností je možné konstatovat, že za daných podmínek má podélně velmi měkké vedení dvojkolí v oblouku o malém poloměru skutečně za následek pokles dosahovaných hodnot kvazistatických vodicích sil na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků.

To souvisí právě s možností pasivního radiálního stavění dvojkolí, což dokládá levý graf na obr. 16, na kterém je vynesena závislost dosahovaného úhlu náběhu 1. a 3. dvojkolí na poměrné hodnotě podélné tuhosti vedení dvojkolí. Z výsledků je však zřejmé, že po dosažení určité hodnoty podélné tuhosti vedení dvojkolí už její další zvyšování nemá na velikost vodicích sil žádný vliv. Podobný trend lze vysledovat i v případě hodnocení vlivu podélné tuhosti vedení dvojkolí na úhel náběhu dvojkolí (viz obr. 16). Zde je však tento vliv výraznější než v případě posuzování vodicích vlastností lokomotivy pomocí kvazistatických vodicích sil na nabíhající kolech jednotlivých podvozků a k „ustálení“ hodnoty úhlu náběhu (tj. k praktickému znemožnění pasivního radiálního stavění dvojkolí) dochází až při vyšších hodnotách podélné tuhosti vedení dvojkolí. Tyto souvislosti mezi kvazistatickými vodicími silami působícími na nabíhající kolech 1. a 3. dvojkolí a úhly náběhu příslušných dvojkolí jsou znázorněny v pravém grafu na obr. 16. Z uvedených průběhů je zřejmé, že i když (s rostoucí podélnou tuhostí vedení dvojkolí) úhly náběhu sledovaných dvojkolí ještě mírně rostou, příslušná kvazistatická vodicí síla se po dosažení určité hodnoty prakticky nemění.

Hodnocení vlivu podélné tuhosti vedení dvojkolí na stabilitu jízdy je provedeno v pravém grafu na obr. 15. Z výsledků je zřejmé, že při poklesu podélné tuhosti vedení dvojkolí (tj. při umožnění pasivního radiálního stavění dvojkolí) dochází k výraznému poklesu hodnoty kritické rychlosti, což potvrzuje stabilizační efekt podélně tuhého vedení dvojkolí.

3.2.4 Vliv tuhosti vedení dvojkolí v příčném směru

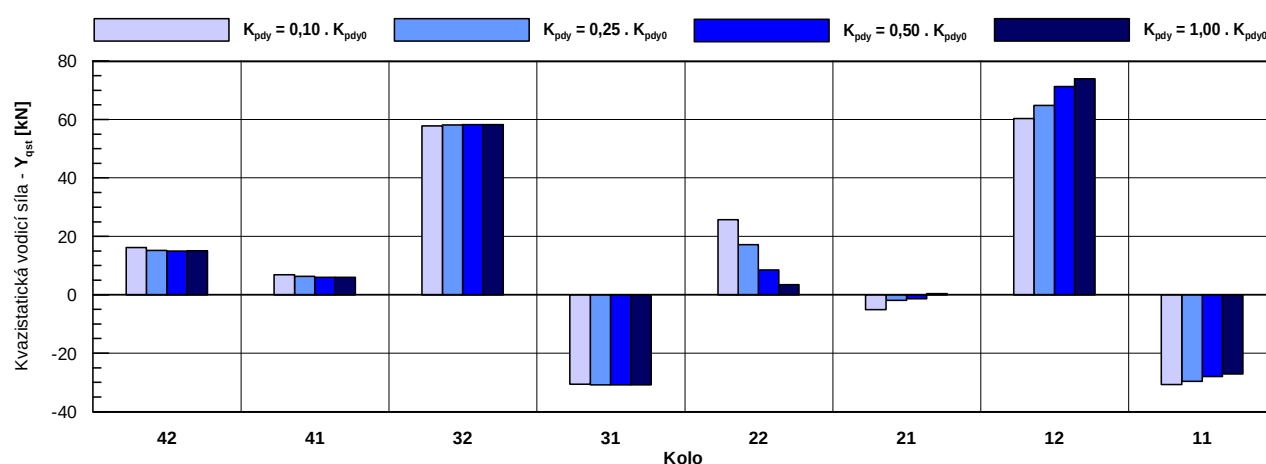
Poslední tuhostní parametr pojezdu lokomotivy, který byl podroben citlivostní analýze vlivu na dynamické vlastnosti vozidla, je **příčná tuhost vedení dvojkolí**. Příčná tuhost vedení dvojkolí je dána součtem příčné tuhosti primárních pružin v příčném směru a příčné tuhosti vodicích ojnic.



Obr. 17 Vliv příčné tuhosti vedení dvojkolí na jízdní a vodicí vlastnosti lokomotivy – vlevo: kvazistatické vodicí síly na nabíhající kolech 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: kritická rychlost 1. dvojkolí ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

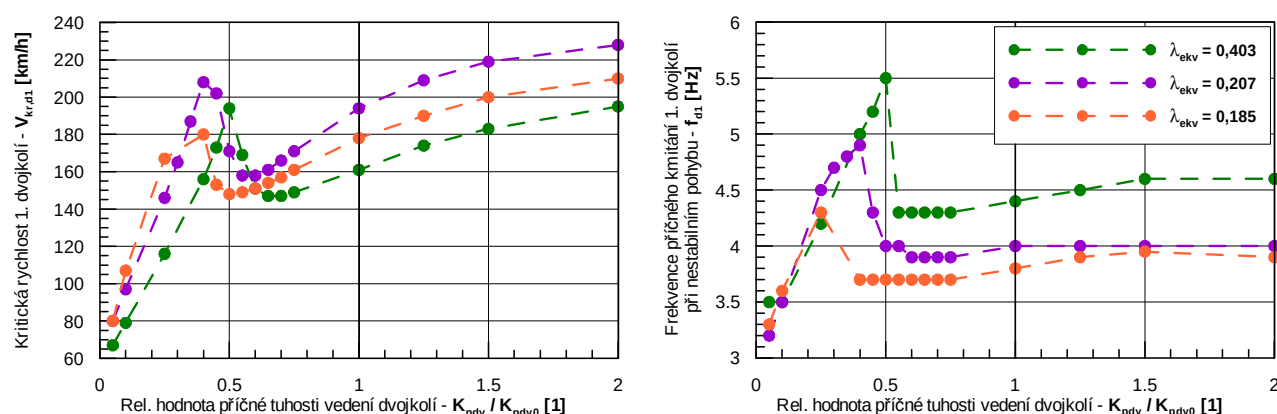
Výsledky provedených simulačních výpočtů jsou uvedeny v grafech na obr. 17. Z hlediska vodicích vlastností je zřejmý velmi výrazný pokles kvazistatické vodicí síly na nabíhající kole 1. dvojkolí při snižování příčné tuhosti vedení dvojkolí pod určitou mez. Tento jev lze vysvětlit tak, že se vlivem vyšší příčné poddajnosti mohou dvojkolí v předním podvozku lépe přizpůsobit volnému kanálu koleje, díky čemuž dojde k „přerozdělení“ části příčné síly i na 2. dvojkolí. Důkazem tohoto tvrzení je graf na obr. 18 znázorňující rozdělení kvazistatických vodicích sil na jednotlivá kola

lokomotivy pro různé hodnoty příčné tuhosti vedení dvojkolí. (Pozn.: Lokomotiva se pohybuje zleva doprava a je uvažován pravotočivý oblouk – nabíhajícími koly v jednotlivých podvozcích jsou tak kola 12 a 32; viz též schéma na obr. 83.) Z grafu je patrné, že při klesající příčné tuhosti vedení dvojkolí se část síly z kola 12 „přesouvá“ na kolo 22. Na druhém podvozku tento jev není patrný, neboť zadní podvozek zaujímá vlivem pozitivně působícího momentu odporu proti natažení (viz též kap. 3.2.1) příznivější polohu s menším úhlem náběhu.



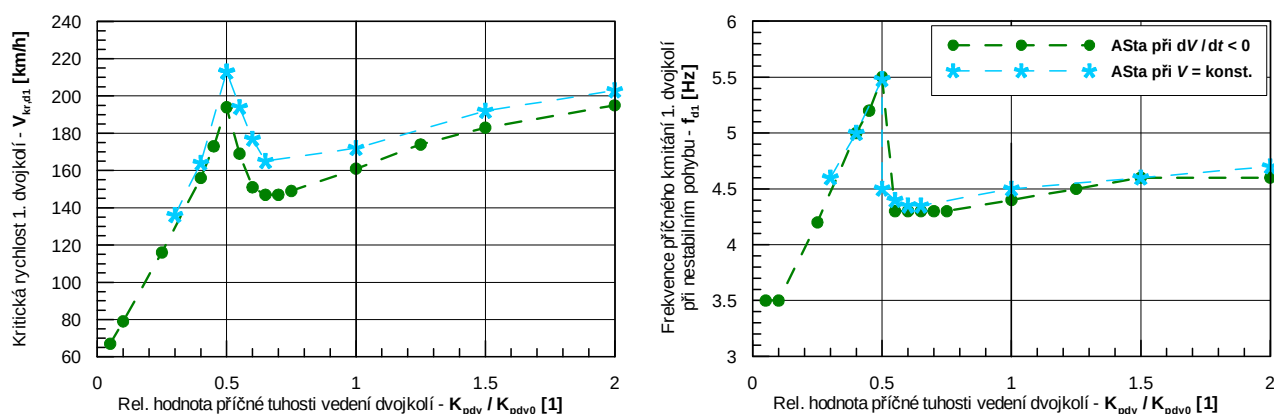
Obr. 18 Rozdělení kvazistatických vodících sil na jednotlivá kola pro různé hodnoty příčné tuhosti vedení dvojkolí.

Z hlediska hodnocení stability dochází v tomto případě k velmi zajímavému jevu, kdy při snižování příčné tuhosti vedení dvojkolí dochází k relativně výraznému poklesu kritické rychlosti, avšak zhruba v okolí poloviční příčné tuhosti vedení dvojkolí (v porovnání s výchozí hodnotou) dochází k významnému lokálnímu nárůstu kritické rychlosti. Obdobné chování vykazuje použitý model vyšetřovaného vozidla při hodnocení stability s využitím modulu „SKV/ASt“ i při jiných odlišných podmínkách kontaktní geometrie dvojkolí–kolej. V grafech na obr. 19 jsou uvedeny závislosti kritické rychlosti 1. dvojkolí a příslušné frekvence příčného kmitání dvojkolí při nestabilním pohybu pro trojici různých kontaktních podmínek. Uvažovány zde přitom byly kontaktní soubory vykazující pro amplitudu vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm hodnotu ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,403$, $0,207$ a $0,185$. V závislosti na použitém kontaktu se liší pouze frekvence příčného kmitání dvojkolí při nestabilním pohybu a lokální maximum kritické rychlosti se mírně posouvá.



Obr. 19 Vliv příčné tuhosti vedení dvojkolí na stabilitu při různých podmínkách kontaktní geometrie dvojkolí–kolej – vlevo: kritická rychlost 1. dvojkolí; vpravo: frekvence příčného kmitání 1. dvojkolí při nestabilním pohybu.

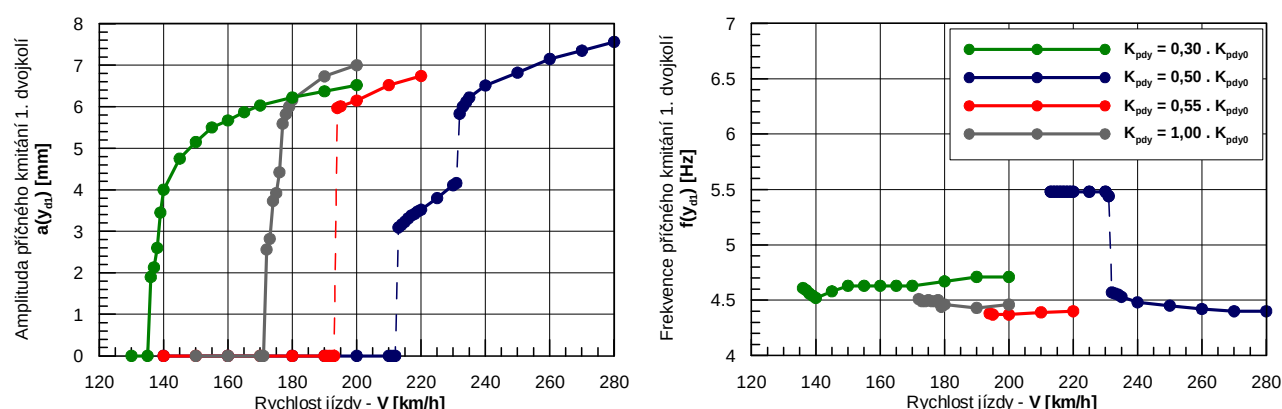
Vzhledem k neočekávanému průběhu závislosti kritické rychlosti na příčné tuhosti vedení dvojkolí byla dále provedena detailnější analýza tohoto jevu. Pro tyto účely byla využita **odlišná metoda analýzy stability**, kdy je opět simulována jízda lokomotivy po ideální přímé koleji s počátečním vybuzením osamělou příčnou nerovností koleje, tentokrát však s konstantní rychlostí jízdy. Místo jednoho simulačního výpočtu bylo tedy v tomto případě nutné pro každou variantu lokomotivy (definovanou jednou kombinací parametrů) provést celou řadu simulací pro jednotlivé rychlosti. Sledovanou veličinou při jednotlivých simulacích byla ustálená amplituda a frekvence kmitání 1. a 3. dvojkolí. Princip této metody je též patrný z grafů na obr. 23 až obr. 26. Porovnání výsledků obou použitých metod analýzy stability je pro případ kontaktu dvojkolí a koleje s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,403$ při amplitudě příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm uvedeno v grafech na obr. 20. Z uvedených výsledků je zřejmé, že analýza stability využívající simulační výpočty při konstantní rychlosti jízdy poskytuje v tomto případě přibližně o $10 \div 20$ km/h vyšší hodnoty kritické rychlosti, avšak charakter takto získaných výsledků (tedy silně nelineární závislost kritické rychlosti na příčné tuhosti vedení dvojkolí s lokálním extrémem) je obdobný jako při použití analýzy stability využívající simulace s klesající rychlostí jízdy. Zjištěné frekvence příčného kmitání dvojkolí jsou přitom při použití obou metod téměř shodné.



Obr. 20 Vliv použité metody analýzy stability na vypočtené hodnoty kritické rychlosti 1. dvojkolí (vlevo) a frekvenci příčného kmitání 1. dvojkolí při nestabilním pohybu (vpravo) při analýze vlivu příčné tuhosti vedení dvojkolí.

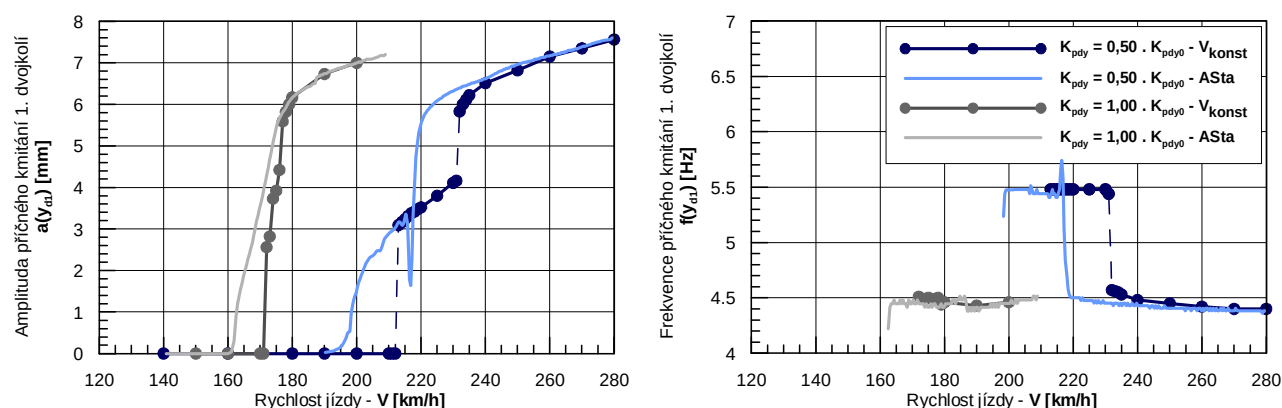
Dále byl proveden bližší **rozběr stabilitních vlastností lokomotivy ve vztahu k příčné tuhosti vedení dvojkolí**. Pro jednotlivé uvažované varianty tak byly vykresleny bifurkační diagramy, které byly získány s využitím obou zde použitých metod analýzy stability. V grafech na obr. 21 jsou pro čtyři vybrané varianty příčné tuhosti vedení dvojkolí (pro 30, 50, 55 a 100 % původní hodnoty) znázorněny bifurkační diagramy pro 1. dvojkolí (tj. závislosti amplitudy příčného pohybu dvojkolí na rychlosti jízdy) a také závislosti frekvence příčného kmitání dvojkolí na rychlosti jízdy, získané simulačními výpočty na ideální přímé koleji při konstantní rychlosti jízdy. (Pozn.: *Třetí dvojkolí zde vykazovalo z hlediska hodnocení amplitud i frekvence ve všech případech velmi podobné chování jako dvojkolí první, a proto není v grafech znázorněno.*) Z uvedených grafů je zřejmé, že v oblasti příčné tuhosti vedení dvojkolí, ve které dochází k pozorovanému lokálnímu nárůstu kritické rychlosti, se výrazněji mění i charakter bifurkačních diagramů. Při velmi nízkých hodnotách příčné tuhosti vedení dvojkolí (zde reprezentovaných zelenou čarou pro $K_{pdy} = 0,30 \cdot K_{pdy0}$) dochází při zvyšování rychlosti k pozvolnému nárůstu amplitudy příčného kmitání dvojkolí. V případě

poloviční příčné tuhosti v porovnání s výchozí hodnotou (zde znázorněna modře) dojde při zvyšování rychlosti nejprve ke skokovému nárůstu na určitou (nízkou) hodnotu amplitudy, která se postupně zvyšuje, a při překročení dalšího „kritického“ rychlostního limitu (zde 232 km/h) dojde opět ke skokovému nárůstu amplitudy na hodnotu, při které již dochází k úplnému vyčerpání volného kanálu koleje. Zajímavý je přitom jev, kdy příčné kmitání dvojkolí s malou amplitudou (zde konkrétně v rychlostním pásmu 213 ÷ 231 km/h) je charakterizováno vyšší frekvencí než kmitání s velkou amplitudou. Při dalším navýšení příčné tuhosti vedení dvojkolí (zde reprezentováno červenou čarou pro $K_{pdy} = 0,55 \cdot K_{pdy0}$) dochází při překročení kritické rychlosti ke skokovému nárůstu amplitudy příčného kmitání dvojkolí z nuly až na hodnoty odpovídající vyčerpání volného kanálu koleje. V oblasti příčné tuhosti v okolí původní hodnoty (zde reprezentována šedě) pak již opět dochází při zvyšování rychlosti k postupnému, avšak velmi strmému nárůstu amplitudy příčného pohybu dvojkolí.



Obr. 21 Bifurkační diagramy pro 1. dvojkolí lokomotivy (vlevo) a závislost frekvence kmitání 1. dvojkolí na rychlosti jízdy (vpravo) pro různé hodnoty příčné tuhosti vedení dvojkolí při vyšetřování stability pomocí série simulačních výpočtů při konstantní rychlosti jízdy ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

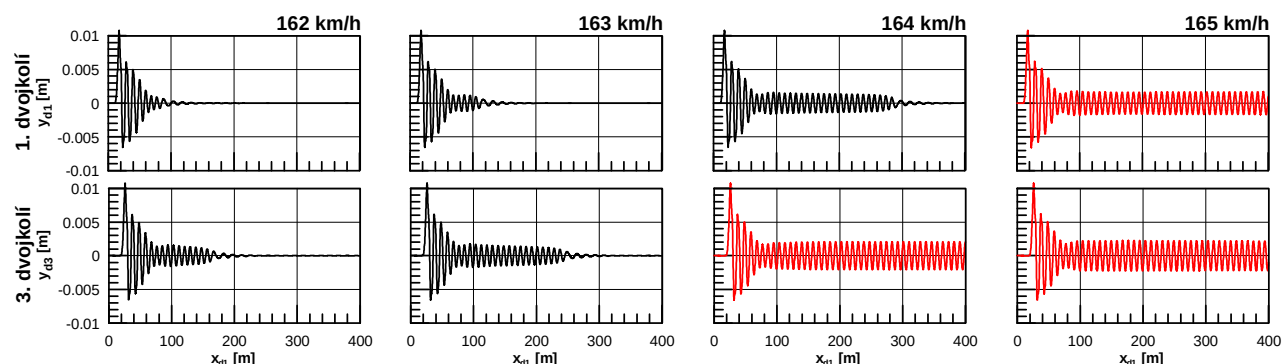
V grafech na obr. 22 je pak pro dva vybrané případy ($K_{pdy} = 0,50 \cdot K_{pdy0}$, resp. $K_{pdy} = K_{pdy0}$) provedeno porovnání bifurkačních diagramů a příslušných frekvenčních závislostí získaných jednak výše uvedenou metodou (série simulačních výpočtů při konstantní rychlosti jízdy) a jednak analýzou stability provedenou s využitím modulu „*SKV-AStA*“ (viz kap. 3.1.1).



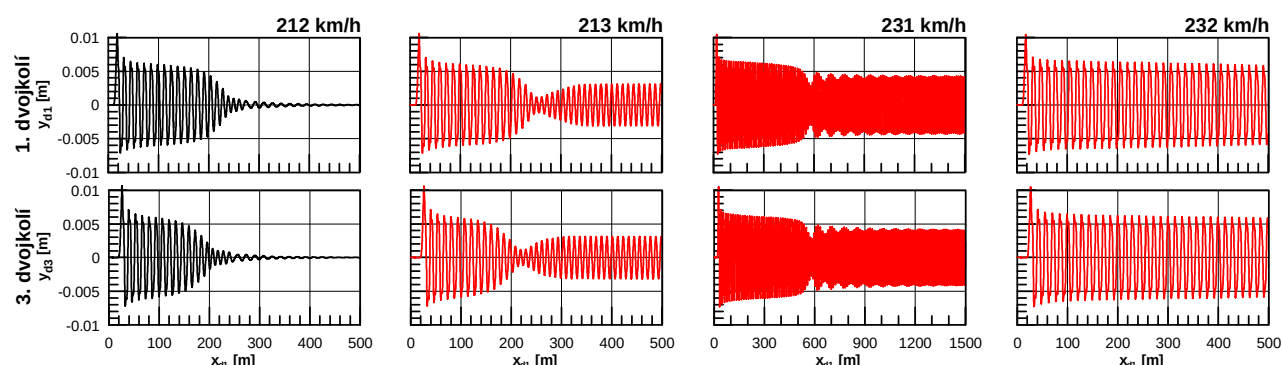
Obr. 22 Porovnání bifurkačních diagramů pro 1. dvojkolí lokomotivy (vlevo) a závislostí frekvence kmitání 1. dvojkolí na rychlosti jízdy (vpravo) pro dvě vybrané varianty příčné tuhosti vedení dvojkolí – výsledky analýzy stability provedené simulačními výpočty na ideální přímé koleji při konstantní a při klesající rychlosti jízdy.

Z uvedených výsledků (viz obr. 22) je zřejmé, že obě použité metody analýzy stability poskytují obdobné výsledky co do charakteru, avšak získanými hodnotami kritické rychlosti se do jisté míry liší. Odlišnosti v průběhu bifurkačních diagramů jsou patrné právě zejména na mezi stability, což lze vysvětlit tak, že i při simulačních výpočtech s konstantní rychlostí jízdy potřebuje vozidlo určitý čas k tomu, aby došlo k ustálení, příp. úplnému vymizení příčného kmitání jednotlivých dvojkolí. Je-li simulována jízda s klesající rychlostí, není toto ustálení stavu při určité hodnotě rychlosti možné, vlivem čehož dochází k posunutí kritické rychlosti, zjištěné touto metodou, k nižším hodnotám. Významnost tohoto jevu může být ovlivněna hodnotou odrychlení, se kterým je jízda vozidla simulována, a v tomto konkrétním případě může být ještě umocněna skutečností, že je uvažována lokomotiva bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků, což vede v určitých případech k delšímu času potřebnému k dosažení ustáleného stavu. Jak je totiž ukázáno např. v článku [21] na příkladu lokomotivy rámové konstrukce, mohou obě použité metody analýzy stability obecně poskytovat i výsledky totožné.

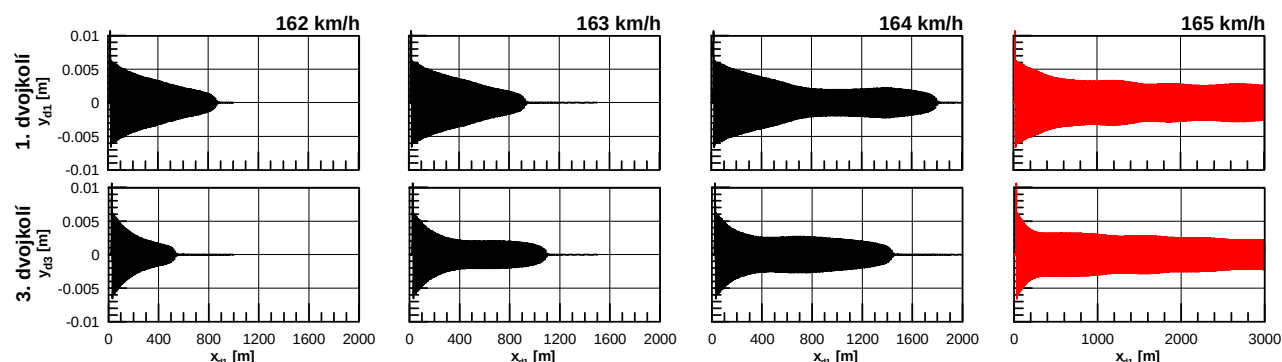
V souvislosti s výše uvedeným je také zajímavé sledovat, jaký čas, resp. jaká ujetá dráha je po vybuzení vozidla osamělou příčnou nerovností koleje potřeba k dosažení ustáleného stavu při simulačních výpočtech jízdy konstantní rychlostí. Pro čtveřici vybraných variant příčné tuhosti vedení dvojkolí (pro 40, 50, 65 a 100 % původní hodnoty) je tato reakce vozidla ve formě dráhových průběhů příčného pohybu 1. a 3. dvojkolí znázorněna v grafech na obr. 23 až obr. 26. Pro každou variantu jsou zde přitom sledovány čtyři různé rychlosti, jejichž hodnoty odpovídají „přechodovým oblastem“ v bifurkačních diagramech. Červeně jsou vyznačeny případy, při nichž již příčné kmitání dvojkolí neustane a které tedy odpovídají překročení kritické rychlosti. Z uvedených výsledků je patrné, že každá varianta vykazuje v tomto ohledu na mezi stability do jisté míry odlišné vlastnosti. V grafech na obr. 23 je znázorněn případ pro $K_{pdy} = 0,40 \cdot K_{pdy0}$; zde se s rostoucí rychlostí prodlužuje dráha, která je potřebná pro uklidnění příčného pohybu dvojkolí a která těsně pod hranicí stability dosahuje cca 300 m. V tomto případě je 3. dvojkolí, resp. zadní podvozek mírně náchylnější k nestabilnímu pohybu než 1. dvojkolí, resp. přední podvozek; zatímco při rychlosti 164 km/h kmitání 1. dvojkolí ještě ustane, v případě 3. dvojkolí již nikoliv. V grafech na obr. 24 jsou zobrazeny výsledky pro variantu s hodnotou příčné tuhosti vedení dvojkolí $K_{pdy} = 0,50 \cdot K_{pdy0}$; jednak jsou zde zobrazeny reakce 1. a 3. dvojkolí na příčnou nerovnost koleje na hranici stability (212 km/h, resp. 213 km/h) a jednak průběhy příčného pohybu těchto dvojkolí při rychlostech odpovídajících přechodu z „oblasti malých amplitud“ do „oblasti velkých amplitud“ (viz též obr. 22), tzn. 231 km/h, resp. 232 km/h. V tomto případě je zajímavé chování vozidla při rychlosti 213 km/h, kdy po cca 250 m simulace dochází k poklesu a následnému opětovnému nárůstu amplitud příčného kmitání dvojkolí na ustálenou hodnotu, což je spojeno s „přeladěním“ frekvence tohoto pohybu z hodnoty 4,4 Hz na 5,5 Hz. Kmitání s těmito frekvencemi je také spojeno s různými tvary kmitání podvozků lokomotivy. Zatímco při nižší frekvenci dochází při nestabilním pohybu ke kmitání podvozků (tj. natáčení okolo svislé osy) proti sobě, při vyšší frekvenci (tzn. právě po pozorovaném „přeladění“) kmitají oba podvozky souhlasně. Tento jev je demonstrován s využitím snímků z vizualizačního modulu „*SJKV/Viz 3.2*“ na obr. 27, kde jsou oba tvary kmitání ve zvětšeném měřítku výchylek zobrazeny.



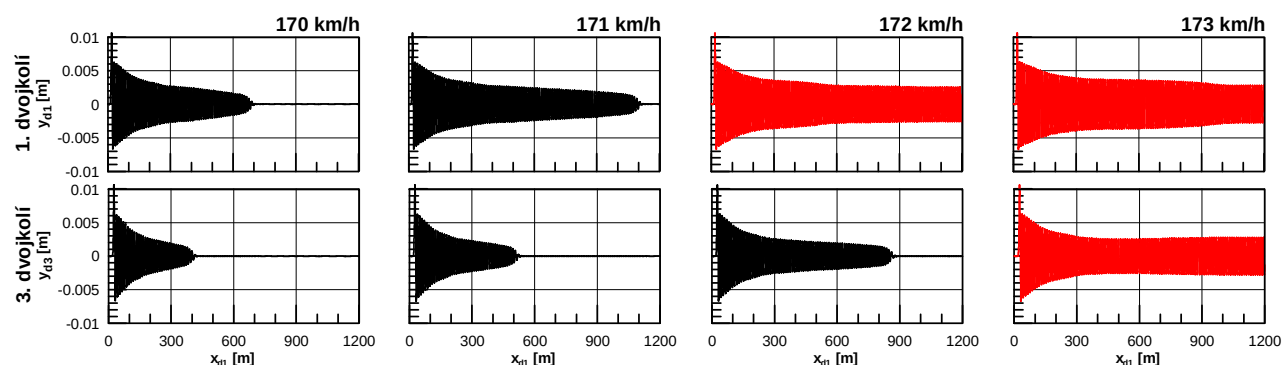
Obr. 23 Reakce lokomotivy (příčné kmitání 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí) na vybuzení osamělou příčnou nerovností koleje při simulačních výpočtech s konstantní rychlostí jízdy – $K_{pdy} = 0,40 \cdot K_{pdy0}$, $\lambda_{ekv} = 0,403$.



Obr. 24 Reakce lokomotivy (příčné kmitání 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí) na vybuzení osamělou příčnou nerovností koleje při simulačních výpočtech s konstantní rychlostí jízdy – $K_{pdy} = 0,50 \cdot K_{pdy0}$, $\lambda_{ekv} = 0,403$.

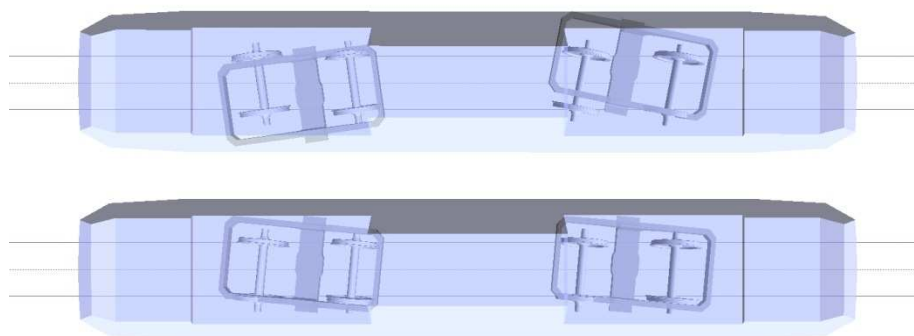


Obr. 25 Reakce lokomotivy (příčné kmitání 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí) na vybuzení osamělou příčnou nerovností koleje při simulačních výpočtech s konstantní rychlostí jízdy – $K_{pdy} = 0,65 \cdot K_{pdy0}$, $\lambda_{ekv} = 0,403$.



Obr. 26 Reakce lokomotivy (příčné kmitání 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí) na vybuzení osamělou příčnou nerovností koleje při simulačních výpočtech s konstantní rychlostí jízdy – $K_{pdy} = K_{pdy0}$, $\lambda_{ekv} = 0,403$.

K obdobnému „přeladování“ frekvence a tvaru kmitání jako při rychlosti 213 km/h v tomto případě (tj. pro $K_{pdy} = 0,50 \cdot K_{pdy0}$) dochází v celém rychlostním pásmu 213 ÷ 231 km/h. Při rychlosti 231 km/h je navíc tento jev, při němž se frekvence mění z počátečních cca 4,5 Hz na 5,4 Hz, doprovázen rozkmitáním amplitudy příčného pohybu dvojkolí a vyznačuje se velmi dlouhou dráhou potřebnou k jejímu ustálení (viz obr. 24). Při rychlosti 232 km/h a vyšší již obě sledovaná dvojkolí ihned po vybuzení kmitají s amplitudou vyčerpávající volný kanál koleje, a to s frekvencí zhruba 4,4 ÷ 4,5 Hz, která se již nemění. Toto „přeladění“ na vyšší frekvenci a nižší amplitudy příčného kmitání dvojkolí v určitém pásmu rychlostí je možné pro daný případ příčné tuhosti vedení dvojkolí vysledovat i ve výsledcích analýzy stability získaných s využitím modulu „*SKV/ASt*“, tedy při simulačních výpočtech s klesající rychlostí jízdy. Vlivem absence prostoru k ustálení kmitání při určité rychlosti je však – jak již bylo uvedeno výše – celá tato oblast posunuta k nižším hodnotám rychlosti v porovnání s výsledky analýzy stability provedené pomocí série simulačních výpočtů při konstantní rychlosti jízdy; to je patrné zejména z grafů na obr. 22.



Obr. 27 Vizualizace tvarů kmitání podvozků při nestabilním pohybu lokomotivy s příčnou tuhostí vedení dvojkolí $K_{pdy} = 0,50 \cdot K_{pdy0}$ při rychlosti 213 km/h – nahoře: frekvence 4,4 Hz, dole: frekvence 5,5 Hz ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

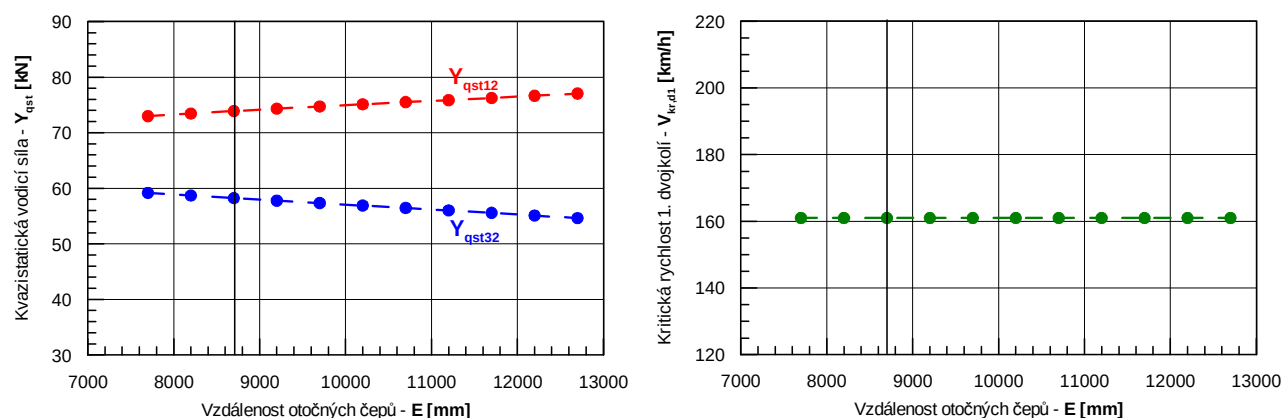
Jako další jsou pak v grafech na obr. 25 zobrazeny výsledky pro příčnou tuhost vedení dvojkolí $K_{pdy} = 0,65 \cdot K_{pdy0}$. V tomto případě vykazuje lokomotiva v oblasti rychlostí těsně pod hranicí stability velmi dlouhé dráhy potřebné k uklidnění příčného kmitání dvojkolí; ty jsou v porovnání s variantou pro $K_{pdy} = 0,40 \cdot K_{pdy0}$ několikanásobné, a to i přesto, že obě varianty vykazují prakticky stejné hodnoty kritické rychlosti. Za povšimnutí stojí i fakt, že při rychlostech 162 km/h a 164 km/h potřebuje přední podvozek, resp. 1. dvojkolí k uklidnění kmitavého pohybu o několik set metrů delší dráhu než podvozek zadní, resp. 3. dvojkolí, zatímco při rychlosti 163 km/h je tomu přesně naopak. Při rychlosti 165 km/h již v tomto případě k vymizení nestabilního pohybu nedojde, avšak k úplnému ustálení amplitudy příčného pohybu dvojkolí je potřeba dráha cca 3 km. Jako poslední jsou v grafech na obr. 26 uvedeny výsledky pro výchozí hodnotu příčné tuhosti vedení dvojkolí lokomotivy. V tomto případě je zajímavé např. porovnání s variantou pro $K_{pdy} = 0,40 \cdot K_{pdy0}$, která vykazuje mírně větší náchylnost 3. dvojkolí k nestabilnímu pohybu (v porovnání s 1. dvojkolím), zatímco zde je tomu naopak.

Výsledky uvedené v této podkapitole tedy ukazují na velmi významný (a komplikovaný) vliv příčné tuhosti vedení dvojkolí na stabilitu jízdy lokomotivy a demonstrují vliv použité metody analýzy stability na získané hodnoty kritické rychlosti.

3.2.5 Vliv vzdálenosti otočných čepů

Kromě vlivu tuhostních parametrů pojezdu lokomotivy na její dynamické vlastnosti, popsaném v předchozích kapitolách, byl vyšetřován také vliv parametrů rozměrových. Jak bylo uvedeno v úvodu, vyšetřován je zde vždy pouze vliv právě sledované veličiny, přičemž ostatní parametry (charakteristiky vazeb, rozměrové parametry) nabývají svých výchozích hodnot. Je samozřejmé, že např. při změně vzdálenosti otočných čepů nebo rozvoru podvozku dojde u reálného kolejového vozidla také ke změně dalších, z hlediska dynamiky vozidla relevantních parametrů, především momentů setrvačnosti skříně či hmotnosti a momentů setrvačnosti rámu podvozku. Tyto vlivy však nejsou pro účely zde prezentované citlivostní analýzy uvažovány.

V grafech na obr. 28 jsou uvedeny výsledky simulačních výpočtů demonstrující vliv **vzdálenosti otočných čepů**. Z hlediska vodících vlastností má za daných podmínek zvětšující se vzdálenost otočných čepů na následek mírný nárůst kvazistatické vodící síly na nabíhající kole 1. dvojkolí, resp. mírný pokles této síly na nabíhající kole 3. dvojkolí. Trend této změny je přitom stejného charakteru jako v případě sledování vlivu odporu proti natáčení podvozku – viz kap. 3.2.1. Tento fakt je možné vysvětlit tak, že úhel, o který se musí v daném poloměru oblouku natočit podvozek vůči skříně, je (za zjednodušujícího předpokladu stálé polohy podvozku ve volném kanálu koleje) přímo úměrný vzdálenosti otočných čepů – viz též vztah (3.9). A velikost tohoto úhlu ovlivňuje velikost momentu proti natáčení podvozku, která je při konstantní hodnotě odporu proti natáčení podvozku přímo úměrná právě tomuto úhlu, a tedy i vzdálenosti otočných čepů – viz vztah (3.10). Z hlediska hodnocení jízdních vlastností nemá za daných podmínek vzdálenost otočných čepů na kritickou rychlost vozidla žádný vliv.



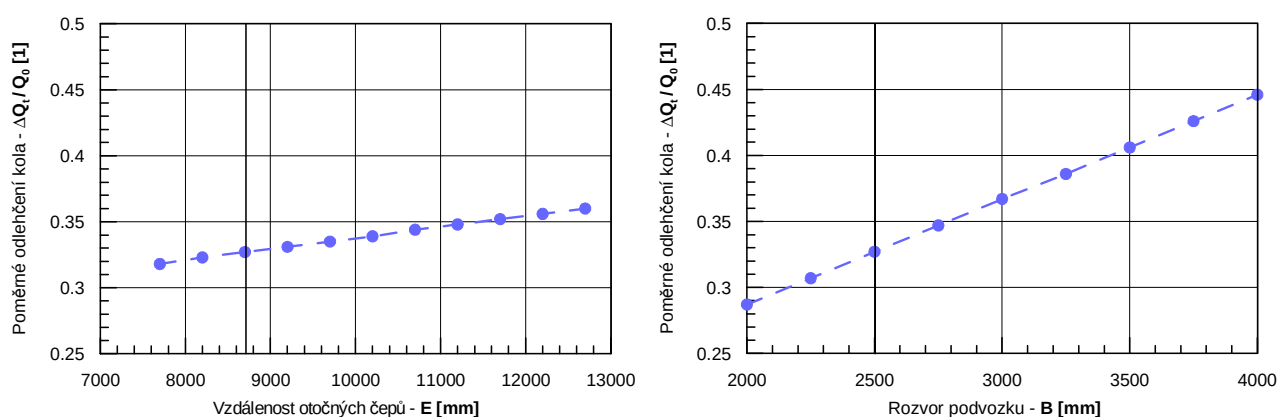
Obr. 28 Vliv vzdálenosti otočných čepů na jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy – vlevo: kvazistatické vodící síly na nabíhající kolech 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: kritická rychlost 1. dvojkolí ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

Kromě sledování vlivu základních rozměrových parametrů pojezdu na velikost kvazistatických vodících sil a na kritickou rychlost byl sledován též jejich vliv na dosahovanou hodnotu **odlehčení kola při postavení vozidla na mezním zborcení koleje**, a to v souladu s metodou č. 3 podle EN 14363 [4]. Pro tyto účely byl využit modul „*SKV/ZkruVo*“, blíže popsáný v kap. 3.1.1. Při těchto simulačních výpočtech byla skříň vozidla (stejně jako rámy podvozku) uvažována jako dokonale tuhé těleso. Mezní hodnota zkroucení vozidla je podle příslušné metodiky definována součtem zkroucení na bázi otočných čepů a na bázi rozvoru podvozku, které jsou dány vztahy:

$$\lim g^* = \frac{20}{2a^*} + 3, \quad (3.14)$$

$$\lim g^+ = 7 \text{ ‰}. \quad (3.15)$$

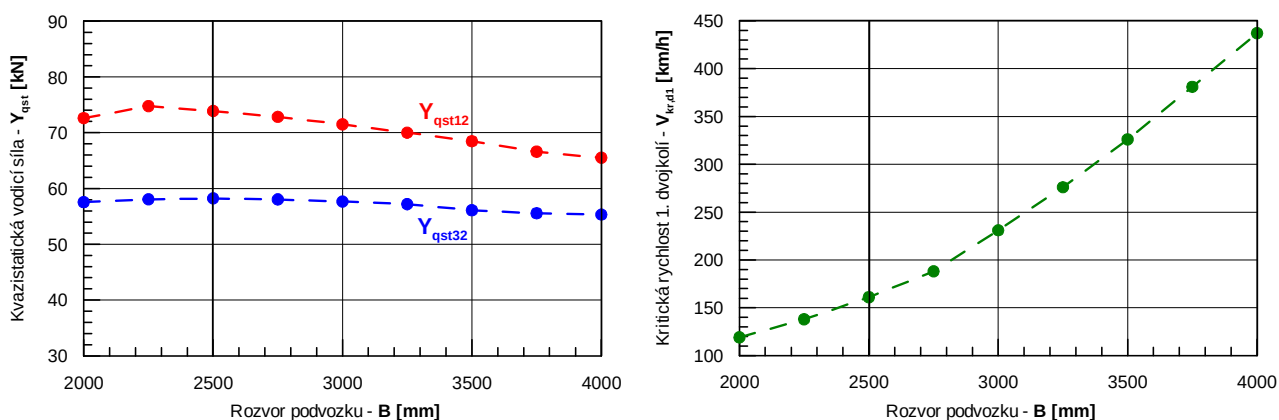
Simulované zborcení koleje pak odpovídá součinu zkroucení a příslušné báze – viz vztahy (3.5) a (3.6). Výsledky této analýzy jsou uvedeny v grafech na obr. 29; vliv vzdálenosti otočných čepů (při výchozí hodnotě rozvoru podvozku 2,5 m) je znázorněn v pravém grafu. Z výsledků je patrné, že se s rostoucí vzdáleností otočných čepů mírně zvětšuje dosahovaná hodnota odlehčení kola, což souvisí s rostoucí hodnotou zborcení pro větší hodnoty vzdálenosti otočných čepů – viz vztahy (3.5) a (3.14). Ve všech případech je však bezpečně dodržena mezní hodnota poměrného odlehčení kola $(\Delta Q_t/Q_0)_{lim} = 0,6$, a to i za předpokladu uvažování dokonale tuhých těles.



Obr. 29 Vliv vzdálenosti otočných čepů (vlevo) a rozvoru podvozku (vpravo) na dosahovanou hodnotu poměrného odlehčení kola při postavení vozidla na mezním zborcení koleje; výsledky získané s využitím modulu „SJKV/ZkruVo“.

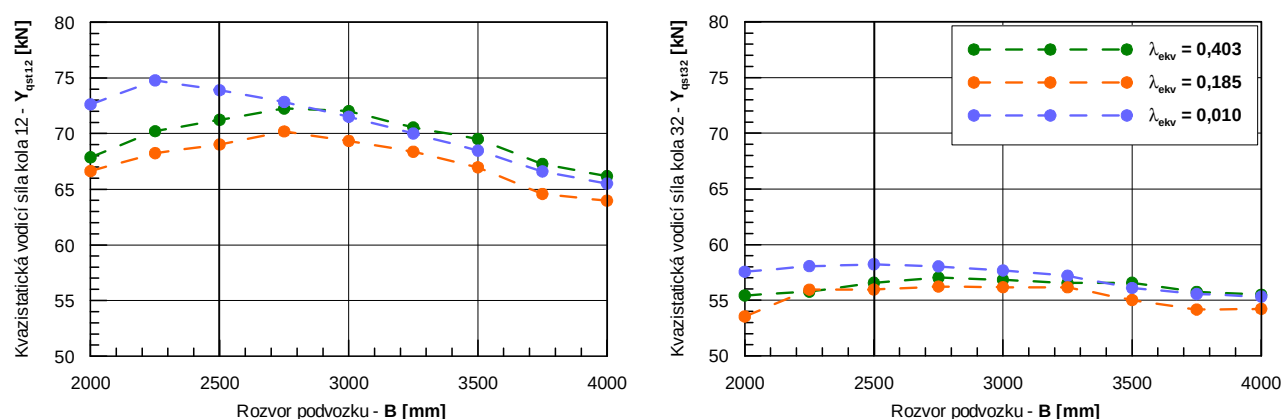
3.2.6 Vliv rozvoru podvozku

Posledním parametrem pojezdu lokomotivy, jehož vliv na jízdní a vodicí vlastnosti je v rámci citlivostní analýzy sledován, je **rozvor podvozku**. Výchozí hodnota rozvoru podvozku je zde – stejně jako v předchozí kapitole – 2,5 m. Tato hodnota je následně variována v rozmezí 2 ÷ 4 m, a to při konstantní vzdálenosti otočných čepů 8,7 m. Výsledky provedené analýzy jsou uvedeny v grafech na obr. 30.



Obr. 30 Vliv rozvoru podvozku na jízdní a vodicí vlastnosti lokomotivy – vlevo: kvazistatické vodicí síly na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí ($R = 250$ m); vpravo: kritická rychlost 1. dvojkolí ($\lambda_{ekv} = 0,403$).

Z hlediska **hodnocení vodících vlastností** je při zvětšování rozvoru podvozku nad určitou mez zřejmý jistý pokles kvazistatické vodící síly, zejména na nabíhající kole 1. dvojkolí. To je do jisté míry v rozporu s obecným očekáváním, že by delší rozvor podvozku měl vést k vyšším hodnotám dosahovaných kvazistatických vodících sil, jelikož by vodící dvojkolí v podvozku mělo (samozřejmě za zjednodušeného předpokladu stálé polohy podvozku ve volném kanálu koleje) vykazovat větší úhel náběhu. Z tohoto důvodu byl sledovaný jev podroben bližšímu zkoumání. Protože významný vliv na velikost vodících sil mají také charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej, byly tedy pro ověření vlivu rozvoru podvozku na vodící vlastnosti lokomotivy provedeny příslušné simulační výpočty i pro jiné podmínky kontaktu dvojkolí a koleje. Výsledky těchto výpočtů jsou uvedeny v grafech na obr. 31. Kromě standardně uvažovaného kontaktu dvojkolí s teoretickým jízdním obrysem ORE S1002 a koleje s teoretickými kolejnicemi 60E1 o úklonu 1: 20, kterému odpovídá hodnota ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,010$ pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm, zde byly uvažovány také kontaktní soubory vykazující pro amplitudu vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm hodnotu ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,185$, resp. 0,403, odpovídající opotřebovaným jízdním obrysům kol a příčným profilům hlav kolejnic o úklonu 1: 40.

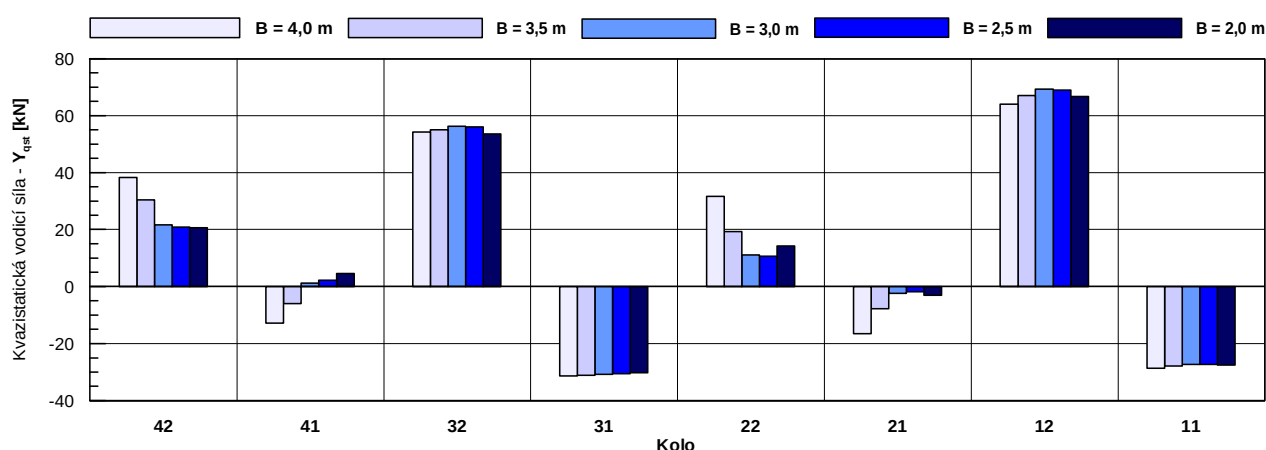


Obr. 31 Vliv rozvoru podvozku na dosahované hodnoty kvazistatických vodících sil na nabíhajících kolech 1. (vlevo) a 3. (vpravo) dvojkolí v oblouku o poloměru $R = 250$ m pro různé podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej.

V případě výsledků těchto výpočtů je zejména v případě kvazistatické vodící síly na nabíhající kole 1. podvozku patrný trend, kdy za daných podmínek dochází se zvětšujícím se rozvorem podvozku nejprve k nárůstu vodící síly a po dosažení maxima, jež se nachází v rozmezí $B = 2,5 \div 3,0$ m, pak opět k poklesu dosahované hodnoty této síly. K tomuto jevu tedy dochází ve všech sledovaných případech, avšak poloha a hodnota maxima kvazistatické vodící síly se liší právě v závislosti na charakteristikách kontaktní geometrie; pro původně uvažovanou kontaktní dvojici ORE S1002–60E1/1: 20 se maximum nachází v rozmezí $B = 2,0 \div 2,5$ m a nabývá vyšší hodnoty. V případě nabíhajícího kola 3. dvojkolí má závislost dosahované hodnoty vodící síly na rozvoru podvozku obdobný charakter, avšak je mnohem méně významná (viz obr. 31).

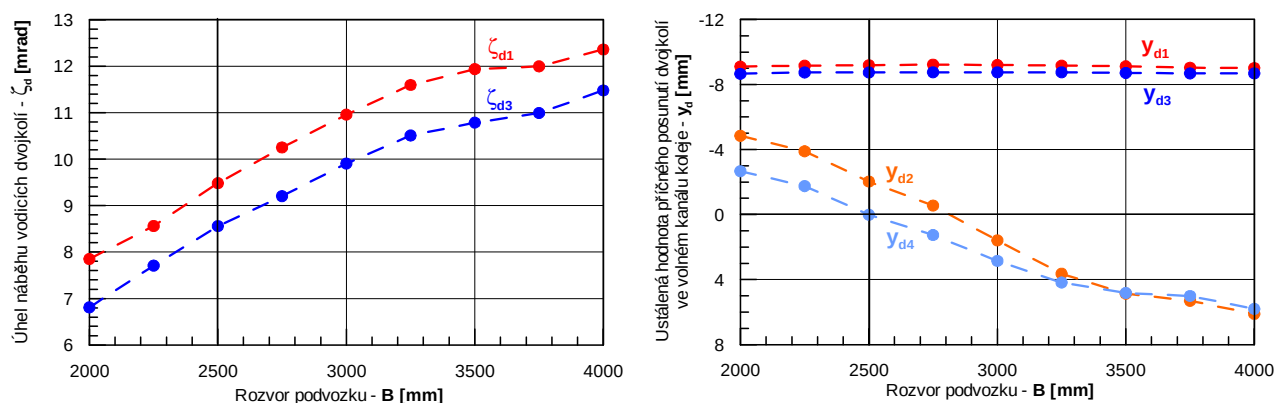
Pro bližší vysvětlení tohoto jevu zde byla vybrána série simulačních výpočtů s charakteristikami kontaktní geometrie odpovídajícími dvojkolí s lehce opotřebovaným jízdním obrysem ORE S1002 na koleji s kolejnicemi 60E1 s úklonem 1: 40 (tj. $\lambda_{ekv} = 0,185$ pro $y_0 = 3$ mm), kde byly sledovány i další veličiny. V grafu na obr. 32 je pro dané podmínky zobrazeno rozložení kvazistatických

vodicích sil na jednotlivá kola pro různé hodnoty rozvoru podvozku. Z uvedených výsledků je patrné, že v případě velkých hodnot rozvoru podvozku dochází (podobně jako v případě předního podvozku v grafu na obr. 18) k „přesunutí“ části příčné síly z 1. na 2. dvojkolí příslušného podvozku. Navíc však dochází k nárůstu (posuzováno v absolutní hodnotě) vodicí síly na vnitřních kolech zadních dvojkolí obou podvozků (kola 21 a 41) – to by odpovídalo skutečnosti, že delší podvozek má tendenci zaujímat ve volném kanálu koleje vzpříčenou polohu. To potvrzuje i pravý graf na obr. 33, kde jsou znázorněny ustálené hodnoty příčného posunutí jednotlivých dvojkolí lokomotivy ve volném kanálu koleje při jízdě v plném oblouku. Zatímco velmi krátký podvozek evidentně zaujímá polohu, která je poměrně blízká poloze těživové, velmi dlouhý podvozek již zaujímá prakticky polohu vzpříčenou, což je doprovázeno právě nárůstem kvazistatické vodicí síly na vnitřním kole 2. dvojkolí v podvozku (viz graf na obr. 32). V levém grafu na obr. 33 jsou pak zobrazeny příslušné úhly náběhu nabíhajících dvojkolí v jednotlivých podvozcích. Ty vykazují v závislosti na rozvoru podvozku rostoucí trend; v případě velmi dlouhých podvozků však již tento nárůst není tak strmý, což souvisí i se skutečností, že vzpříčená poloha delšího podvozku je charakterizována menším úhlem náběhu než vzpříčená poloha podvozku kratšího.

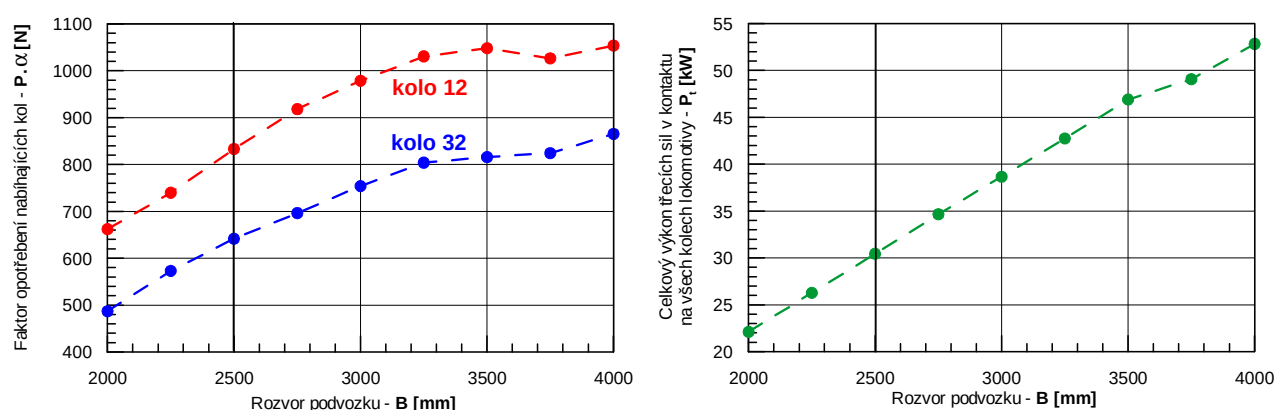


Obr. 32 Rozdělení kvazistatických vodicích sil na jednotlivá kola pro různé hodnoty rozvoru podvozku ($\lambda_{ekv} = 0,185$).

V grafech na obr. 34 jsou dále zobrazeny **charakteristiky vztahující se k opotřebení kol a kolejnic**, které vzniká při jízdě vozidla obloukem koleje. Tyto charakteristiky jsou vykresleny pro výsledky simulačních výpočtů provedených pro podmínky kontaktní geometrie s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,185$ při amplitudě vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm. V levém grafu na obr. 34 jsou pro nabíhající kola jednotlivých podvozků vykresleny závislosti součinu řídicí síly P a příslušného úhlu náběhu dvojkolí α , označovaného jako *faktor opotřebení* ($P \cdot \alpha$), na rozvoru podvozku. Hodnota této veličiny pro obě nabíhající kola roste s prodlužujícím se rozvorem a po překročení rozvoru podvozku $B = 3,0 \div 3,5$ m se ustaluje na své maximální hodnotě. Pravý graf na obr. 34 pak znázorňuje závislost celkového výkonu třecích sil v kontaktu kolo–kolejnice na všech kolech lokomotivy na rozvoru podvozku. Závěrem analýzy závislosti vodicích vlastností lokomotivy na rozvoru podvozku je konstatování, že vozidlo s dlouhým rozvorem podvozku může vykazovat nižší hodnotu kvazistatické vodicí síly na nabíhajících kolech. Na nenabíhajících dvojkolích však bude vykazovat větší hodnoty kvazistatických vodicích sil než vozidlo s podvozkem kratšími a z hlediska opotřebení kol a kolejnic by na tom mělo být taktéž hůře.



Obr. 33 Vliv rozvoru podvozku na vodící vlastnosti lokomotivy – vlevo: úhel náběhu 1. a 3. dvojkolí; vpravo: ustálená hodnota příčného posunutí jednotlivých dvojkolí v plném oblouku ($R = 250$ m, $\lambda_{ekv} = 0,185$).



Obr. 34 Vliv rozvoru podvozku na vodící vlastnosti lokomotivy – vlevo: faktor opotřebení definovaný jako součin řídicí síly a úhlu náběhu pro vnější kola 1. a 3. dvojkolí; vpravo: celkový výkon třecích sil v kontaktu kolo–kolejnici v součtu za všechna kola lokomotivy ($R = 250$ m, $\lambda_{ekv} = 0,185$).

Z hlediska **hodnocení jízdních vlastností** (viz pravý graf na obr. 30) se jako zcela dominantní ukazuje vliv rozvoru podvozku na kritickou rychlost vozidla, která se za daných podmínek pohybuje v závislosti na hodnotě rozvoru podvozku v rozmezí zhruba $120 \div 430$ km/h, a to i pro případ relativně vysoké ekvivalentní konicity ($\lambda_{ekv} = 0,403$ pro $y_0 = 3$ mm). Ač jde o teoretické hodnoty zjištěné analýzou stability na ideální přímé koleji, navíc vypočtené pro lokomotivu bez tlumičů vrtivých pohybů, určitý kvalitativní náhled na vliv rozvoru podvozku na stabilitu jízdy vozidla mohou tato data poskytnout.

Kromě výše uvedeného byl – jak již bylo uvedeno v kap. 3.2.5 – pomocí modulu „*SJKV/ZkruVo*“ sledován i **vliv rozvoru podvozku na hodnotu odlehčení kola při mezním zkroucení vozidla** v souladu s metodou č. 3 dle EN 14363 [4]. Výsledky této analýzy jsou uvedeny v pravém grafu na obr. 29. V porovnání s vlivem vzdálenosti otočných čepů na změnu svislé kolové síly při postavení vozidla na zborcené koleji je vliv rozvoru podvozku výraznější, a to v neprospěch delších rozvorů. Ani při maximálním uvažovaném rozvoru podvozku $B = 4,0$ m zde však nebyla překročena limitní hodnota odlehčení kola, která je v souladu s [4] dána jako 60 % statické hodnoty svislé kolové síly Q_0 , a to i přesto, že rámy podvozků i skříní vozidla byly v simulačních výpočtech uvažovány jako absolutně tuhá tělesa.

4 Návrh charakteristik sekundárního vypružení

Jedním z dílčích cílů této práce je **návrh charakteristik sekundárního vypružení** zamýšlené nákladní lokomotivy. Cílem tohoto návrhu je zejména dosažení minimálních příčných silových účinků vozidla na kolej v obloucích velmi malých poloměrů a zajištění stabilního chodu vozidla v celém rozsahu provozních rychlostí. Nákladní lokomotiva, označovaná jako [REDACTED], má přitom v maximální možné míře vycházet z typu [REDACTED]. Z tohoto důvodu se optimalizační zásahy zaměřují právě na sekundární vypružení, neboť např. změna rozvoru podvozku by již vyžadovala významnější zásahy do konstrukce lokomotivy. Z hlediska parametrů, které jsou relevantní pro vyšetřování dynamických vlastností, se nákladní lokomotiva od typu [REDACTED] odlišuje především celkovou hmotností 90 t (tj. 22,5 t na nápravu) a nižší maximální rychlostí 160 km/h.

Základem pro provedení návrhu charakteristik sekundárního vypružení jsou výsledky citlivostní analýzy vlivu jednotlivých parametrů pojezdu na dynamické vlastnosti lokomotivy uvedené v kap. 3.2. Z hlediska příčných silových účinků vozidla na železniční svršek, hodnocených dosahovanými kvazistatickými vodícími silami na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků, se výrazně projevuje **odpor proti natáčení podvozku**. V případě, že je skříň lokomotivy uložena na podvozku bezkolébkově pomocí flexi-coil pružin, je tento odpor (viz vztah (3.11)) určen především příčnou tuhostí použitých pružin v podélném směru (v souřadném systému vozidla) a příčnou vzdáleností úložných ploch pružin od osy podvozku. Protože s rostoucím odporem proti natáčení podvozku roste i dosahovaná hodnota kvazistatické vodící síly, která působí na nabíhající kolo 1. dvojkolí při jízdě obloukem a která bývá kritická z hlediska vyhovění vozidla mezním hodnotám této veličiny při traťových zkouškách prováděných podle příslušných standardů (viz [4, 9]), je snahou velikost odporu proti natáčení podvozku minimalizovat. Jak ovšem ukazují i výsledky uvedené v kap. 3.2.1, je pokles odporu proti natáčení podvozku zároveň doprovázen určitým snížením kritické rychlosti. Z tohoto důvodu se tato kapitola zabývá následujícími aspekty:

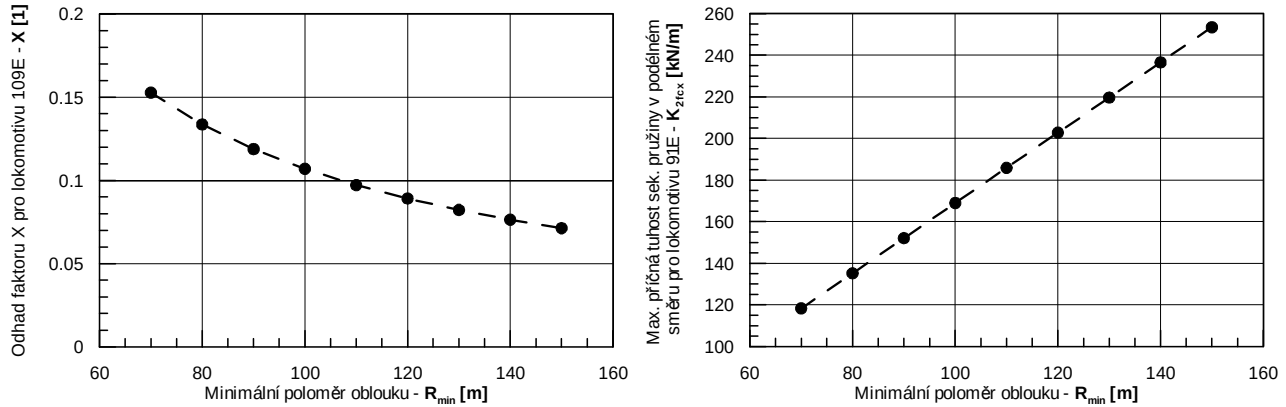
- návrh a experimentální ověření tuhosti pružin sekundárního vypružení,
- otázka vlivu tlumičů vrtivých pohybů podvozků ve vztahu ke stabilitě,
- další možnosti ovlivnění příčných silových účinků lokomotivy na kolej.

4.1 Příčná tuhost flexi-coil pružin sekundárního vypružení

Přijmeme-li (v souladu s nákresem na obr. 11) zjednodušující předpoklad, že na vzniku momentu odporu proti natáčení podvozku se podílí zejména deformace sekundárních pružin v podélném směru, platí pro výpočet odporu proti natáčení podvozku vztah (3.11). To znamená, že velikost odporu proti natáčení podvozku je přímo úměrná příčné tuhosti sekundárních pružin v podélném směru a druhé mocnině vzdálenosti středů těchto pružin od podélné osy podvozku. Je-li uspořádání sekundárních pružin takové, jako na lokomotivě [REDACTED], resp. na uvažované nákladní lokomotivě (tzn., že pružiny jsou umístěny vedle sebe na „balkónech“ podélníků rámu podvozku), je příčná tuhost pružin na jedné straně podvozku dána součtem tuhostí jednotlivých pružin, tedy:

$$k_x = K_{spx} = 2 \cdot K_{2fcx}, \quad (4.1)$$

kde K_{spx} reprezentuje celkovou tuhost vazby skříň–podvozek v podélném směru (vztaženo na jednu stranu podvozku) a K_{2fcx} je příčná tuhost jedné flexi-coil pružiny sekundárního vypružení v podélném směru (vztaženo k souřadnému systému vozidla).



Obr. 35 Závislost hodnoty faktoru X na minimálním poloměru oblouku pro parametry lokomotivy 109E (vlevo) a maximální příčná tuhost sekundární pružiny lokomotivy 91E v podélném směru v závislosti na minimálním poloměru oblouku, která je nutná pro splnění podmínky $X \leq 0,1$ (vpravo).

Požadavky na příčnou tuhost sekundárních pružin, resp. na výsledný odpor proti natáčení podvozku, jsou z hlediska dynamických vlastností vozidla protichůdné. S ohledem na co možná nejnížší úroveň kvazistatických vodících sil v obloucích malých poloměrů je žádoucí, aby byla tato tuhost co nejmenší. A naopak, pro dosažení co možná nejvyšší kritické rychlosti je vhodné, aby byla tato tuhost vysoká. To je ostatně dokumentováno i výsledky citlivostní analýzy v grafech na obr. 12. Mimo to příčná tuhost souvisí s parametry pružiny samotné (počet závitů, výška pružiny, průměr drátu apod.). Ty jsou ovlivněny zatížením, pro které je pružina navržena, a tudíž tato tuhost nemůže být zcela libovolná. Příčnou tuhost pružin lze však účinně ovlivnit použitím různých pryžokovových podložek umístěných pod, nebo nad těmito pružinami. Výsledná příčná tuhost sekundárních pružin, resp. sestav sekundárních pružin a podložek je tedy vždy určitým kompromisem mezi požadavky na nízké vodící síly v obloucích a požadavky na stabilitu jízdy v přímé koleji. Z hlediska normativních požadavků musí být v souladu se standardy [1, 2, 4] dodržena **hodnota faktoru $X \leq 0,1$** . Hodnota této veličiny je v normě [4] definována jako:

$$X = \frac{M_{z,Rmin}}{2a^+ \cdot 2Q_0}, \quad (4.2)$$

kde $M_{z,Rmin}$ je moment odporu proti natočení podvozku v oblouku minimálního poloměru, pro který je dané vozidlo určeno, $2a^+$ je rozvor podvozku a Q_0 je statická hodnota svislé kolové síly. Příslušný moment odporu můžeme pro výše uvedený zjednodušující předpoklad odhadnout pomocí vztahu (3.10) a pro úhel natočení podvozku platí vztah (3.9). Ze vztahu (4.2) lze podmínku pro dodržení maximální hodnoty faktoru X za daných podmínek vyjádřit jako:

$$K_{spx} = 2 \cdot K_{2fcx} \leq 0,1 \cdot \frac{2Q_0 \cdot R_{min}}{E_p^2} \cdot \frac{2a^+}{2a^*}. \quad (4.3)$$

Závislost hodnoty faktoru X pro parametry stávajícího sekundárního vypružení lokomotivy [redacted] na hodnotě minimálního poloměru oblouku je uvedena v levém grafu na obr. 35. Provedeme-li v souladu se vztahem (4.3) výpočet maximální požadované příčné tuhosti sekundární pružiny pro parametry zamýšlené nákladní lokomotivy [redacted], získáme závislost této tuhosti na minimálním poloměru oblouku uvedenou v pravém grafu na obr. 35. Minimální poloměr oblouku, kterým musí lokomotiva v souladu s TSI LOC&PAS [2] projet, je 150 m; pokud bychom však požadovali, aby lokomotiva mohla projíždět i oblouky o poloměru 90 m, vychází s ohledem na dovolenou hodnotu faktoru X maximální tuhost jednotlivých sekundárních pružin v podélném směru $K_{2fcx} \doteq 150$ kN/m. Již z tohoto normativního požadavku je zřejmé, že je potřeba sekundární vypružení lokomotivy v podélném směru změkčit. Mimo to lze – jak je uvedeno výše – změkčením sekundárního vypružení v podélném směru, resp. snížením odporu proti natáčení podvozku docílit i snížení kvazistatické vodící síly působící v obloucích velmi malých poloměrů na nabíhající kolo prvního dvojkolí. To je žádoucí jak z hlediska opotřebení jízdních obrysů kol a příčných profilů hlav kolejnic v těchto obloucích, tak i z hlediska schvalování vozidla do provozu, při němž musí být prokázáno dodržení limitní hodnoty kvazistatické vodící síly, která je v souladu s TSI [2], resp. UIC 518 [9] dána závislostí na střední hodnotě poloměru oblouku R_m ve tvaru:

$$Y_{qst,lim} = 30 + \frac{10500}{R_m} \text{ [kN; m]}. \quad (4.4)$$

4.1.1 Analytický výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružiny

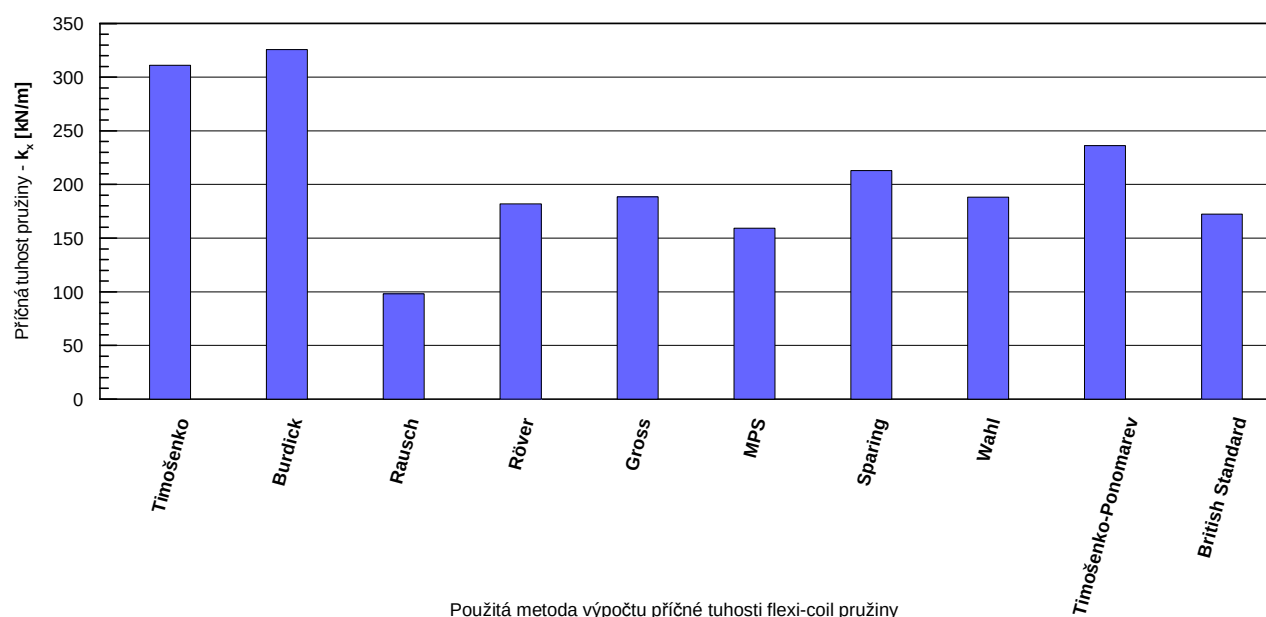
Cílem návrhu pružin sekundárního vypružení je tedy co možná nejvýraznější snížení příčné tuhosti použitých pružin v podélném směru, resp. snížení hodnoty odporu proti natáčení podvozku. Za výchozí stav je možné považovat současné sekundární vypružení na lokomotivě [redacted], jejíž pružiny (viz přílohu 3), které jsou nyní doplněny pryžokovovými podložkami, by měly vyhovovat i pro zvýšené statické zatížení způsobené vyšší hmotností skříně zamýšlené nákladní lokomotivy. Základní parametry sekundární pružiny lokomotivy [redacted] jsou shrnuty v tab. 1. V případě použití těchto pružin i na lokomotivě [redacted] by vzrostlo statické zatížení pružiny na hodnotu 73,0 kN, což odpovídá nárůstu z 67,9 % na 72,5 % dovoleného zatížení pružiny (na narážku). Zároveň by došlo ke snížení jmenovité výšky staticky zatížené pružiny o 9 mm na hodnotu 494 mm.

Tab. 1 Parametry pružiny sekundárního vypružení lokomotivy ŠKODA [redacted]; [ŠKODA Lo502500].

Parametr	Označení	Hodnota parametru
Jmenovitá volná výška pružiny	H_0	
Jmenovitý průměr drátu	$\varnothing d$	
Střední průměr vinutí	$\varnothing D$	
Počet činných závitů	n	
Celkový počet závitů	n_c	
Statické zatížení pružiny	F_z	
Výška staticky zatížené pružiny	H	
Maximální zatížení pružiny na narážku	$F_{z,max}$	

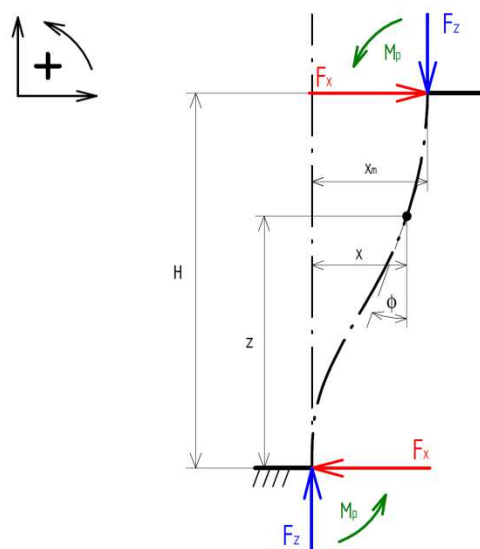
Zveřejnění tohoto oddílu je omezeno.

Pro stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin je možné použít některý z mnoha vztahů (např. podle Timošenka–Ponomareva, Wahla, Grosse, Sparinga apod.), které se pro tento účel běžně používají. Jejich přehled je uveden např. v literatuře [29, 39]. Obvykle jde o empirické vztahy, jejichž výsledky se vzájemně více či méně liší. Tato skutečnost je zde demonstrována na příkladu výpočtu příčné tuhosti staticky zatížené pružiny s parametry dle tab. 1. Výsledky výpočtu příčné tuhosti pomocí jednotlivých metod jsou uvedeny ve formě grafu na obr. 36. Zatímco většina metod dává hodnoty příčné tuhosti v rozmezí $160 \div 240$ kN/m, některé výsledky se od tohoto (relativně širokého) pásma výrazně odchyľují (původní Timošenkův, Burdickův a Rauschův vztah).



Obr. 36 Hodnoty příčné tuhosti flexi-coil pružiny stanovené pomocí různých empirických vzorců.

Protože **výpočet podle Grosse** asi nejlépe postihuje podstatu příčné tuhosti pružiny (neobsahuje empiricky zjištěné konstanty) a bude v práci dále využíván, je zde tento postup naznačen. Schéma znázorňující osu pružiny, která je na obou koncích vetknutá, je zobrazeno na obr. 37.



Obr. 37 Schematické znázornění vetknuté pružiny a působících sil.

V souladu s označením zavedeným v literatuře [29] je možné tečnu k průhybové čáře zapsat jako součet úhlů vyjadřujících příspěvek σ od ohybového momentu M_y a ρ od posouvající síly T :

$$\frac{dx}{dz} = \varphi = \sigma_{(M)} + \rho_{(T)}. \quad (4.5)$$

Diferenciální rovnice průhybové čáry, tedy idealizované osy pružiny při zatížení svislou silou F_z a příčnou silou F_x , má potom tvar:

$$\frac{d^2x}{dz^2} = \frac{d\sigma}{dz} + \frac{d\rho}{dz}, \quad (4.6)$$

kde pro jednotlivé členy platí:

$$\frac{d\sigma}{dz} = \frac{d^2x_\sigma}{dz^2} = -\frac{M_y}{B}, \quad (4.7)$$

$$\rho = \frac{dx_\rho}{dz} = \frac{F_x + F_z \cdot \varphi}{S}, \quad (4.8)$$

$$\frac{d\rho}{dz} = \frac{F_z}{S} \cdot \frac{d\varphi}{dz} = \frac{F_z}{S} \cdot \frac{d^2x}{dz^2}. \quad (4.9)$$

Význam jednotlivých veličin v uvedených vztazích je následující: M_y značí ohybový moment, B je ohybová tuhost pružiny podle Grosse a S je smyková tuhost podle Grosse. Pro výpočet obou uvedených tuhostí přitom platí následující vztahy, kde H je výška zatížené pružiny, n je počet činných závitů, R je střední poloměr vinutí pružiny, E je modul pružnosti materiálu pružiny v tahu a tlaku, G je modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku, I_1 , resp. I_2 jsou momenty setrvačnosti průřezu drátu pružiny k jeho ose kolmé na osu pružiny, resp. rovnoběžné s touto osou a I_p je polární moment setrvačnosti průřezu drátu:

$$B = \frac{H}{\pi \cdot n \cdot R \cdot \left(\frac{1}{E \cdot I_1} + \frac{1}{G \cdot I_p} \right)}, \quad (4.10)$$

$$S = \frac{E \cdot H \cdot I_2}{\pi \cdot n \cdot R^3}. \quad (4.11)$$

Dosazením vztahů (4.7) a (4.9) do rovnice (4.6) lze po úpravě diferenciální rovnici průhybové čáry osy pružiny přepsat do tvaru:

$$\frac{d^2x}{dz^2} + \frac{M_y}{F_z} \cdot k^2 = 0, \quad (4.12)$$

kde je možné při maximální příčné deformaci pružiny x_m (viz obr. 37) ohybový moment M_y v libovolném místě pružiny, daném souřadnicemi $[z; x]$, a konstantu k vyjádřit jako:

$$M_y = M_p - F_z \cdot (x_m - x) - F_x \cdot (H - z), \quad (4.13)$$

$$k = \sqrt{\frac{F_z}{B \cdot \left(1 - \frac{F_z}{S}\right)}}. \quad (4.14)$$

Vzhledem ke skutečnosti, že pružina je zde uvažována jako symetrická, oboustranně vetknutá, lze uprostřed výšky pružiny předpokládat inflexní bod průhybové čáry, pro který lze psát podmínku:

$$z = \frac{H}{2} \Rightarrow \left(M_y = 0 \wedge x = \frac{x_m}{2}\right). \quad (4.15)$$

Dosazením podmínky (4.15) do vztahu (4.13) pro výpočet ohybového momentu je možné vyjádřit moment v místě podložky M_p jako:

$$M_p = F_z \cdot \frac{x_m}{2} - F_x \cdot \frac{H}{2}. \quad (4.16)$$

Po dosazení momentu M_p (vztah (4.16)) do vztahu pro ohybový moment (4.13) a jeho dosazení do diferenciální rovnice průhybové čáry osy pružiny (4.12) lze tuto rovnici upravit do tvaru:

$$\frac{d^2x}{dz^2} + k^2 \cdot x = k^2 \cdot \left[\frac{F_x}{F_z} \cdot \left(\frac{H}{2} - z\right) + \frac{x_m}{2}\right]. \quad (4.17)$$

Řešení této diferenciální rovnice je možné najít ve tvaru:

$$x = A \cdot \sin kz + B \cdot \cos kz + x_p, \quad (4.18)$$

kde partikulární integrál x_p lze psát ve tvaru pravé strany diferenciální rovnice (4.17), tedy:

$$x_p = C \cdot z + D, \quad (4.19)$$

a jeho porovnáním s pravou stranou rovnice (4.17) lze přímo získat hodnoty koeficientů C a D :

$$C = -\frac{F_x}{F_z}, \quad (4.20)$$

$$D = \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{H}{2} + \frac{x_m}{2}. \quad (4.21)$$

Koeficienty A a B v rovnici (4.18) je pak možné získat z okrajové podmínky vyjadřující nulovou deformaci a nulové natočení spodního okraje vetknuté pružiny, tedy:

$$z = 0 \Rightarrow \left(x = 0 \wedge \frac{dx}{dz} = 0\right). \quad (4.22)$$

Koeficienty A a B v rovnici (4.18) tedy nabývají hodnot:

$$A = \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{1}{k}, \quad (4.23)$$

$$B = -\frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{H}{2} - \frac{x_m}{2}. \quad (4.24)$$

Řešení (4.18) rovnice (4.17) tak má po dosazení všech integračních konstant následující tvar:

$$x = \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{1}{k} \cdot \sin kz - \left(\frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{H}{2} + \frac{x_m}{2} \right) \cdot \cos kz - \frac{F_x}{F_z} \cdot z + \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{H}{2} + \frac{x_m}{2}. \quad (4.25)$$

Maximální deformace pružiny pak může být stanovena z podmínky:

$$z = H \Rightarrow x = x_m. \quad (4.26)$$

Dosazením podmínky (4.26) do vztahu (4.25) tak může být tato maximální deformace vyjádřena:

$$x_m = \frac{F_x}{F_z} \cdot \left(\frac{2}{k} \cdot \operatorname{tg} k \frac{H}{2} - H \right). \quad (4.27)$$

Protože však vztah pro deformaci (4.25) nezohledňuje přírůstek deformace vyvolaný vlivem působení příčné síly F_x (ale jen vliv ohybového momentu M_y – viz [29]), je nutné tento přírůstek deformace, který je pro šroubovou pružinu dán vztahem:

$$x_{0m} = \frac{F_x}{S} \cdot H, \quad (4.28)$$

přičíst k maximální deformaci dané vztahem (4.27). Celková deformace oboustranně vetknuté pružiny je tedy dána součtem:

$$x_c = x_m + x_{0m} \quad (4.29)$$

a příčnou tuhost pružiny podle Grosse (pro podrobnější postup odvození viz např. článek [29]) je možné vyjádřit jako podíl působící příčné síly a celkové vyvolané deformace, tedy:

$$k_x^G = \frac{F_x}{x_c} = \frac{1}{\frac{1}{F_z} \cdot \left(\frac{2}{k} \cdot \operatorname{tg} k \frac{H}{2} - H \right) + \frac{H}{S}}. \quad (4.30)$$

Pro parametry sekundární pružiny lokomotivy [redacted] (viz tab. 1) tedy Grossův vztah poskytuje za podmínky osového zatížení silou $F_z = 70$ kN hodnotu příčné tuhosti pružiny **187, 5 kN/m**.

4.1.2 Analytický výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružiny s podložkou

Jednou z možností, jak snížit příčnou tuhost pružiny v určitém směru, je **dosazení pryžokovové podložky** pod, nebo nad tuto pružinu. Jedno z možných řešení je použito i na lokomotivě 109E. Zde jsou pružiny uloženy na pryžokovových vrstvených blocích, které mají v půdorysu tvar mezikružít, které může díky různě tvarovaným vybráním vykazovat v různých směrech různou tuhost. Toto řešení, zachycené na obr. 38, tedy umožňuje částečné snížení příčné tuhosti pružiny v jednotlivých směrech. Ke snížení tuhosti sestavy pružina–podložka tato podložka přispívá jednak svou smykovou deformací a jednak tím, že do určité míry umožňuje naklápění dosedací plochy pro závěrný závit. Jak ukázalo měření příčné tuhosti těchto pružin s podložkami [54], příčná tuhost takové sestavy se pohybuje kolem hodnot 180 kN/m, resp. 190 kN/m (v závislosti na směru). Tyto hodnoty shodou okolností přibližně odpovídají příčné tuhosti samotné pružiny stanovené výpočtem podle Grosse.

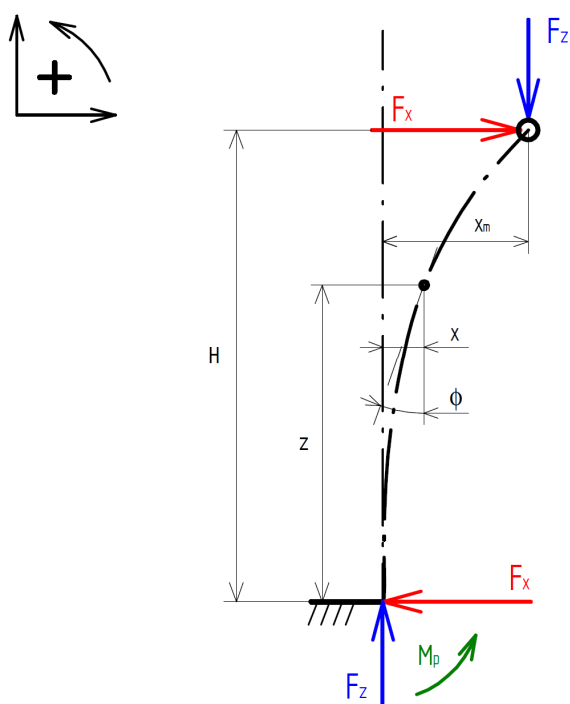


Obr. 38 Sekundární vypružení lokomotivy ŠKODA 109E.

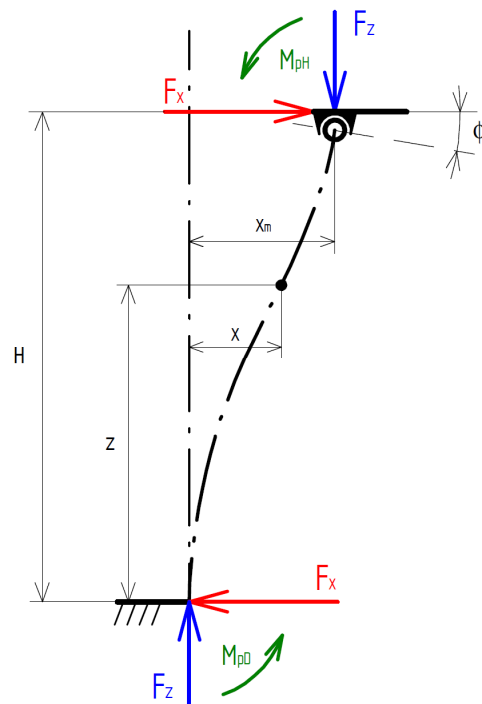


Obr. 39 Uložení sekundár. pružin lokomotivy SIEMENS.

Druhou možností, jak snížit příčnou tuhost pružiny je **dosazení pryžkovového kloubu** pod, nebo nad tuto pružinu. Konkrétní provedení jedné takové podložky je na příkladu uložení sekundárních pružin elektrické lokomotivy SIEMENS Vectron zobrazeno na obr. 39. Tento typ pryžkovové podložky ovlivňuje příčnou tuhost sestavy pružina–podložka především tím, že umožňuje poměrně výrazné naklápění dosedací plochy pružiny. Příčná tuhost vypružení je tedy ovlivněna zejména ve směru, ve kterém je toto naklápění umožněno; ve směru kolmém je tuhost sestavy pružina–podložka ovlivněna prakticky jen smykovou deformací pryže v podložce.



Obr. 40 Schematické znázornění pružiny s kloubem na horním konci a působících sil.



Obr. 41 Schematické znázornění pružiny s podložkou na horním konci a působících sil.

Chceme-li odvodit **vztah pro příčnou tuhost flexi-coil pružiny osazené pryžkovovou podložkou** dovolující naklápění dosedací plochy závěrného závitu, je vhodné nejprve vyšetřit, jak se bude z hlediska příčné tuhosti chovat pružina, která bude na jednom konci vetknuta a na konci druhém uložena kloubově. Uvažujeme přitom – stejně jako při odvozování Grossova vztahu v kap. 4.1.1 – zatížení pružiny svislou silou F_z a příčnou silou F_x . Tato situace je zobrazena na obr. 40.

Při odvozování příčné tuhosti takto uložené pružiny je opět možné vyjít z diferenciální rovnice (4.12). Pro ohybový moment v obecném místě (idealizované) pružiny, resp. její osy však v tomto případě platí při maximální příčné deformaci pružiny x_m vztah:

$$M_y = -F_z \cdot (x_m - x) - F_x \cdot (H - z), \quad (4.31)$$

takže je v možné diferenciální rovnici (4.12) upravit na tvar:

$$\frac{d^2x}{dz^2} + k^2 \cdot x = k^2 \cdot \left[\frac{F_x}{F_z} \cdot (H - z) + x_m \right]. \quad (4.32)$$

Řešení diferenciální rovnice (4.32) opět hledáme ve tvaru (4.18), přičemž partikulární integrál má tvar pravé strany (viz (4.19)) a pro výpočet koeficientů A a B lze opět využít podmínku (4.22), která vyjadřuje nulovou příčnou deformaci a nulové natočení v místě vetknutí pružiny na jejím spodním okraji. Řešení rovnice (4.32) tak lze vyjádřit jako:

$$x = \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{1}{k} \cdot \sin kz - \left(\frac{F_x}{F_z} \cdot H + x_m \right) \cdot \cos kz + \frac{F_x}{F_z} \cdot (H - z) + x_m. \quad (4.33)$$

Pro maximální deformaci pružiny x_m opět platí podmínka (4.26). Dosazením této podmínky do rovnice (4.33) je možné získat vyjádření maximální deformace ve tvaru:

$$x_m = \frac{F_x}{F_z} \cdot \left(\frac{1}{k} \cdot \operatorname{tg} kH - H \right). \quad (4.34)$$

Použijeme-li pak – stejně jako v případě odvození příčné tuhosti oboustranně vetknuté pružiny podle Grosse – vztah pro celkovou deformaci (4.29) (tzn., že k maximální deformaci pružiny (4.34) přičteme přírůstek deformace x_{0m} vyvolaný působením příčné síly F_x – viz vztah (4.28)), můžeme příčnou tuhost pružiny, která je na jednom konci vetknuta a na druhém konci uložena kloubově, vyjádřit pomocí vztahu:

$$k_x^{kl} = \frac{F_x}{x_c} = \frac{1}{\frac{1}{F_z} \cdot \left(\frac{1}{k} \cdot \operatorname{tg} kH - H \right) + \frac{H}{S}}. \quad (4.35)$$

Pro parametry sekundární pružiny lokomotivy  (viz tab. 1) uvedený vztah poskytuje za podmínky osového zatížení silou $F_z = 70$ kN hodnotu příčné tuhosti **–80,5 kN/m**. Výpočet tedy ukazuje, že **kloubově uložená pružina může vykazovat zápornou příčnou tuhost**, a použití pryžokovových kloubů pod, resp. nad pružinami proto může z principu poskytnout příležitost pro velmi výrazné snížení odporu proti natáčení podvozku.

Vzhledem k tomu, že se v souladu s požadavkem na minimální kvazistatické vodící síly lokomotivy při průjezdu oblouky o malých poloměrech jeví jako žádoucí co možná největší snížení odporu proti natáčení podvozku, přichází u zamýšlené nákladní lokomotivy v úvahu právě použití pryžokovových kloubů pod, příp. nad sekundárními pružinami. Je však nutné mít na paměti, že dosažení záporné hodnoty odporu proti natáčení podvozku, které by v souladu se vztahem (3.11) bylo důsledkem záporné příčné tuhosti sestavy pružina–podložka v podélném směru, však není

žádoucí, neboť je nutné zachovat schopnost podvozku vracet se do centrované polohy, tedy vyvíjet při natočení vůči skříni určitou hodnotu vratného momentu. Jelikož však pryžokovové podložky pod pružiny s funkcí kloubu vyžadují ke svému natočení určitý moment, je možné předpokládat, že se u reálné pružiny osazené takovou podložkou bude výsledná příčná tuhost celé sestavy pohybovat někde v rozmezí tuhostí daných vztahy (4.30) a (4.35). Vhodnou volbou charakteristiky podložky by proto mělo být možné dosáhnout výrazného snížení příčné tuhosti sestavy pružina–podložka v podélném směru, avšak zároveň zachovat tuto tuhost v kladných hodnotách. Jakým způsobem **charakteristika podložky** ovlivňuje příčnou tuhost sestavy pružina–podložka naznačuje následující odvození, vycházející ze schématu na obr. 41.

Použijeme-li tedy pro odvození této tuhosti analogický postup jako v kap. 4.1.1, lze opět vyjít z rovnice (4.12). Ohybový moment v obecném místě pružiny však tentokrát popisuje vztah:

$$M_y = M_{pH} - F_z \cdot (x_m - x) - F_x \cdot (H - z), \quad (4.36)$$

kde M_{pH} je moment v místě horní podložky – tedy moment, kterým je zatížen právě pryžokovový kloub a pro jehož výpočet platí:

$$M_{pH} = \gamma_p \cdot \varphi_p = \gamma_p \cdot \left(\frac{dx}{dz} \right)_{z=H}, \quad (4.37)$$

kde γ_p je úhlová tuhost kloubu a φ_p je úhel natočení kloubu, resp. úhel, který svírá tečna k ose pružiny s vertikální rovinou v místě horní podložky (viz obr. 41). Diferenciální rovnici průhybové čáry (4.12) tedy můžeme v tomto případě upravit do tvaru:

$$\frac{d^2x}{dz^2} + k^2 \cdot x = k^2 \cdot \left[\frac{F_x}{F_z} \cdot (H - z) + x_m - \frac{\gamma_p \cdot \varphi_p}{F_z} \right]. \quad (4.38)$$

Řešení této rovnice je možné provést obdobně jako ve výše uvedených případech vetknuté a kloubově uložené pružiny, včetně využití podmínky (4.22) pro stanovení integračních konstant A a B v řešení rovnice (4.38) předpokládaném ve tvaru (4.18). Řešení rovnice (4.38) má tedy tvar:

$$x = \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{1}{k} \cdot \sin kz - \left(\frac{F_x}{F_z} \cdot H + x_m - \frac{\gamma_p \cdot \varphi_p}{F_z} \right) \cdot \cos kz + \frac{F_x}{F_z} \cdot (H - z) + x_m - \frac{\gamma_p \cdot \varphi_p}{F_z}. \quad (4.39)$$

Pro maximální deformaci pružiny x_m opět platí podmínka (4.26). Dosazením této podmínky do rovnice (4.39) je možné získat vyjádření této deformace ve tvaru:

$$x_m = \frac{F_x}{F_z} \cdot \left(\frac{1}{k} \cdot \operatorname{tg} kH - H \right) - \frac{\gamma_p \cdot \varphi_p}{F_z} \cdot \left(\frac{1}{\cos kH} - 1 \right). \quad (4.40)$$

Pro výpočet celkové deformace soustavy pružina–podložka je pak možné využít vztah:

$$x_c = x_m + x_{0m} + x_{0p}, \quad (4.41)$$

kde x_{0m} vyjadřuje přírůstek deformace pružiny vyvolaný vlivem působení příčné síly F_x a x_{0p} vyjadřuje přírůstek deformace samotné pryžokovové podložky, která je způsobena působením příčné síly F_x při uvažování konečné hodnoty smykové tuhosti podložky k_{px} ; platí tedy:

$$x_{0p} = \frac{F_x}{k_{px}}. \quad (4.42)$$

Příčnou tuhost pružiny, která je na jednom konci vetknuta a na druhém konci uložena pomocí pryžokovového kloubu, můžeme tedy vyjádřit jako:

$$k_x^p = \frac{F_x}{x_c} = \frac{1}{\frac{1}{F_z} \cdot \left(\frac{1}{k} \cdot \operatorname{tg} kH - H \right) - \frac{\gamma_p \cdot \varphi_p}{F_x \cdot F_z} \cdot \left(\frac{1}{\cos kH} - 1 \right) + \frac{H}{S} + \frac{1}{k_{px}}}. \quad (4.43)$$

Budeme-li v tomto vztahu uvažovat nulovou úhlovou tuhost pryžokovové podložky γ_p a pokud nebudeme uvažovat smykovou deformaci podložky, přechází logicky vztah (4.43) ve výraz (4.35) platný pro výpočet příčné tuhosti pružiny, která je na jednom konci uložena kloubově. Při nenulové úhlové tuhosti podložky je však pro výpočet příčné tuhosti s využitím výše odvozeného vztahu potřeba znát ještě úhel natočení podložky φ_p . Protože však tento úhel tvoří okrajovou podmínku pro pružinu, lze jej vypočítat z podmínky:

$$z = H \Rightarrow \frac{dx}{dz} = \varphi_p. \quad (4.44)$$

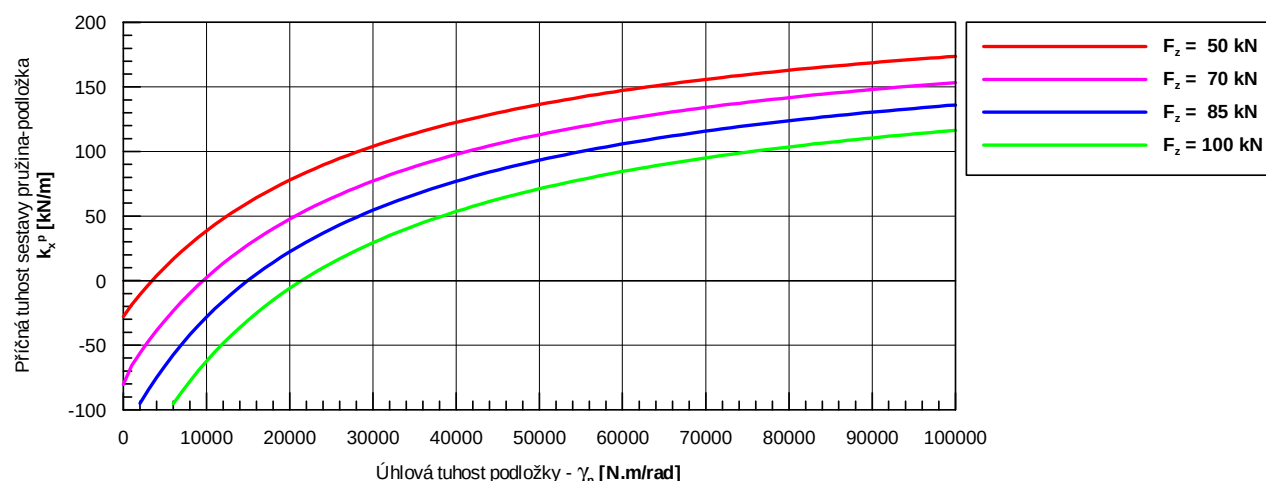
Derivací vztahu (4.39) a dosazením podmínky (4.44) je možné vztah pro úhel natočení podložky φ_p najít ve tvaru:

$$\varphi_p = \frac{\frac{F_x}{F_z} \cdot (\cos kH + k \cdot H \cdot \sin kH - 1) + k \cdot x_m \cdot \sin kH}{1 + \frac{k \cdot \gamma_p}{F_z} \cdot \sin kH}. \quad (4.45)$$

Dosadíme-li tento vztah do vztahu (4.40) pro maximální deformaci pružiny, můžeme následnou úpravou (s využitím výše uvedeného postupu) výsledný vztah (4.43) pro **výpočet příčné tuhosti pružiny s pryžokovovou podložkou** přepsat do tvaru:

$$k_x^p = \frac{1}{\frac{1}{k} \cdot \operatorname{tg} kH - H - \gamma_p \cdot \left(1 - \frac{1}{\cos kH} \right) \cdot \frac{1 - \cos kH - k \cdot H \cdot \sin kH}{F_z + \gamma_p \cdot k \cdot \sin kH} + \frac{H}{S} + \frac{1}{k_{px}}}. \quad (4.46)$$

Odvozený vztah (4.46) tedy předpokládá lineární charakteristiku pryžokovové podložky, kdy pro moment potřebný k natočení podložky (a tedy i dosedací plochy příslušného závěrného závitu pružiny) platí vztah (4.37). Výsledná příčná tuhost sestavy pružina–podložka ve směru naklápění podložky je pak závislá na úhlové tuhosti této podložky γ_p . Pro nulovou úhlovou tuhost podložky (a při zanedbání vlivu smykové tuhosti podložky k_{px}) přechází vztah (4.46) ve vztah (4.35) pro výpočet příčné tuhosti pružiny, která je na jednom konci vetknuta a na druhém uložena kloubově. Uvažujeme-li opačný extrém, tedy: $\gamma_p \rightarrow \infty$, poskytuje vztah (4.46) stejné výsledky jako Grossův vztah (4.30), který udává příčnou tuhost pružiny oboustranně vetknuté. Závislost příčné tuhosti pružiny s podložkou na úhlové tuhosti této podložky je pro parametry sekundární pružiny lokomotivy  (viz tab. 1) uvedena pro různé podmínky svislého zatížení v grafu na obr. 42.



Obr. 42 Závislost příčné tuhosti pružiny s kloubovou podložkou na úhlové tuhosti podložky pro parametry sekundární pružiny lokomotivy 102E za různých podmínek svislého zatížení.

Pokud by měl být na základě provedené analýzy realizován **přibližný návrh charakteristiky pryžokovové podložky pro použití na uvažované nákladní lokomotivě ŠKODA 102E**, bylo by tedy nutné splnit požadavek na zachování kladných hodnot příčné tuhosti vypružení v podélném směru. Má-li sestava pružina–podložka vykazovat nezápornou příčnou tuhost i při maximálním (dynamickém) zatížení, které má dle tab. 1 hodnotu 100,7 kN, nesmí být při použití stávajících pružin úhlová tuhost pryžokovové kloubové podložky nižší než $\gamma_{p,min} \doteq 22 \text{ kN}\cdot\text{m/rad}$. Při této úhlové tuhosti podložky by při statickém zatížení tíhou skříně lokomotivy o celkové hmotnosti 90 t sestava pružina–podložka měla vykazovat příčnou tuhost $k_x^p \doteq 50 \text{ kN/m}$. A v souladu se vztahem (3.11) by pak odpor proti natáčení podvozku měl mít hodnotu $\gamma \doteq 375 \text{ kN}\cdot\text{m/rad}$.

4.1.3 Experimentální ověření příčné tuhosti flexi-coil pružiny

Protože je rozptyl hodnot příčné tuhosti uvažované flexi-coil pružiny, vypočtených s využitím různých, v současnosti používaných vzorců (viz graf na obr. 36), značný, bylo pro ověření skutečné příčné tuhosti provedeno **měření na vzorku pružiny sekundárního vypružení lokomotivy ŠKODA 102E** [56]. Měření bylo realizováno na elektrohydraulickém zatěžovacím stavu INOVA (obr. 43) v těžkých laboratořích Dopravní fakulty Jana Pernera v Pardubicích během ledna a února 2013. Cílem měření bylo stanovení příčné tuhosti pružiny a tenzometrické měření mechanického napětí v pružině. Zkoumána přitom byla jednak samotná sekundární pružina (obr. 44), ale také pružina osazená pryžokovovou podložkou, resp. byl sledován vliv této podložky na tuhost celé sestavy pružina–podložka a na napětí dosahované v pružině při jejím svislém a příčném zatěžování.

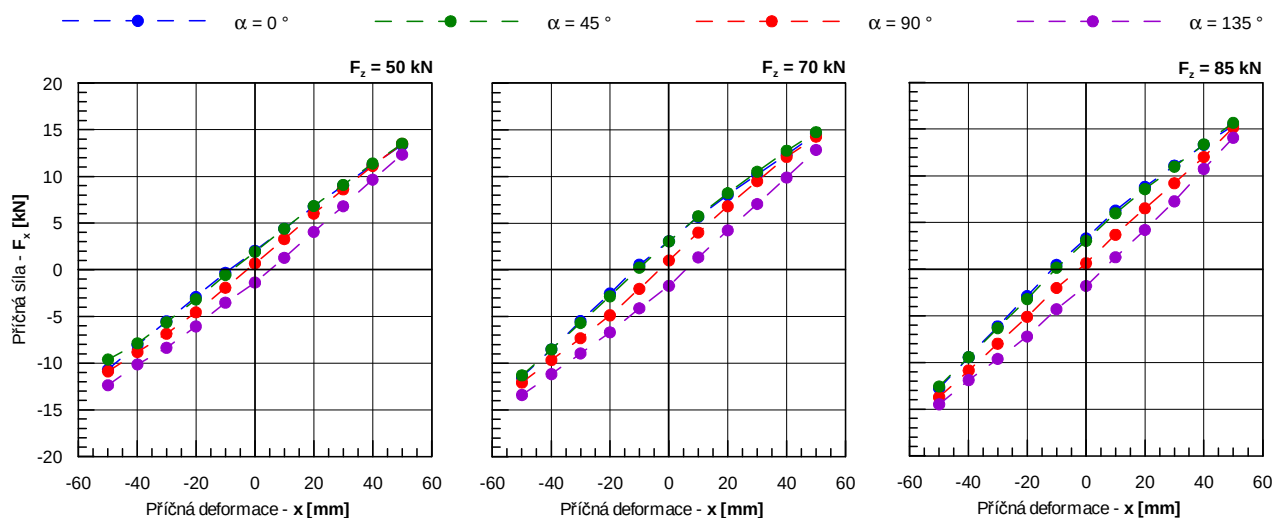
Příčná tuhost vyšetřované pružiny byla zkoumána při různých hodnotách svislého zatížení (50, 70 a 85 kN) a při různém natočení pružiny kolem své svislé osy (0, 45, 90 a 135 °), tedy v různých polohách, vzájemně se lišících orientací závěrných závitů vůči směru příčného zatížení a vzájemně pootočených o 45 °. V grafech na obr. 45 jsou znázorněny výsledky měření příčné charakteristiky pružiny pro jednotlivé směry zatěžování při uvedených hodnotách svislého zatížení. Pokud se naměřené body těchto charakteristik proloží lineárními funkcemi, lze pro jednotlivé hodnoty svislého zatížení a natočení pružiny získat hodnoty příčné tuhosti pružiny uvedené v tab. 2.



Obr. 43 Zkušební stav INOVA pro testování charakteristik prvků vypružení kolejových vozidel v těžkých laboratořích DFJP v Pardubicích.



Obr. 44 Flexi-coil pružina sekundárního vypružení lokomotivy ŠKODA při měření příčné tuhosti a mechanického napětí v pružině.



Obr. 45 Výsledky měření příčné tuhosti flexi-coil pružiny sekundárního vypružení lokomotivy ŠKODA při různých hodnotách svislého zatížení (vlevo: 50 kN, uprostřed: 70 kN a vpravo: 85 kN) a pro různé úhly natočení pružiny.

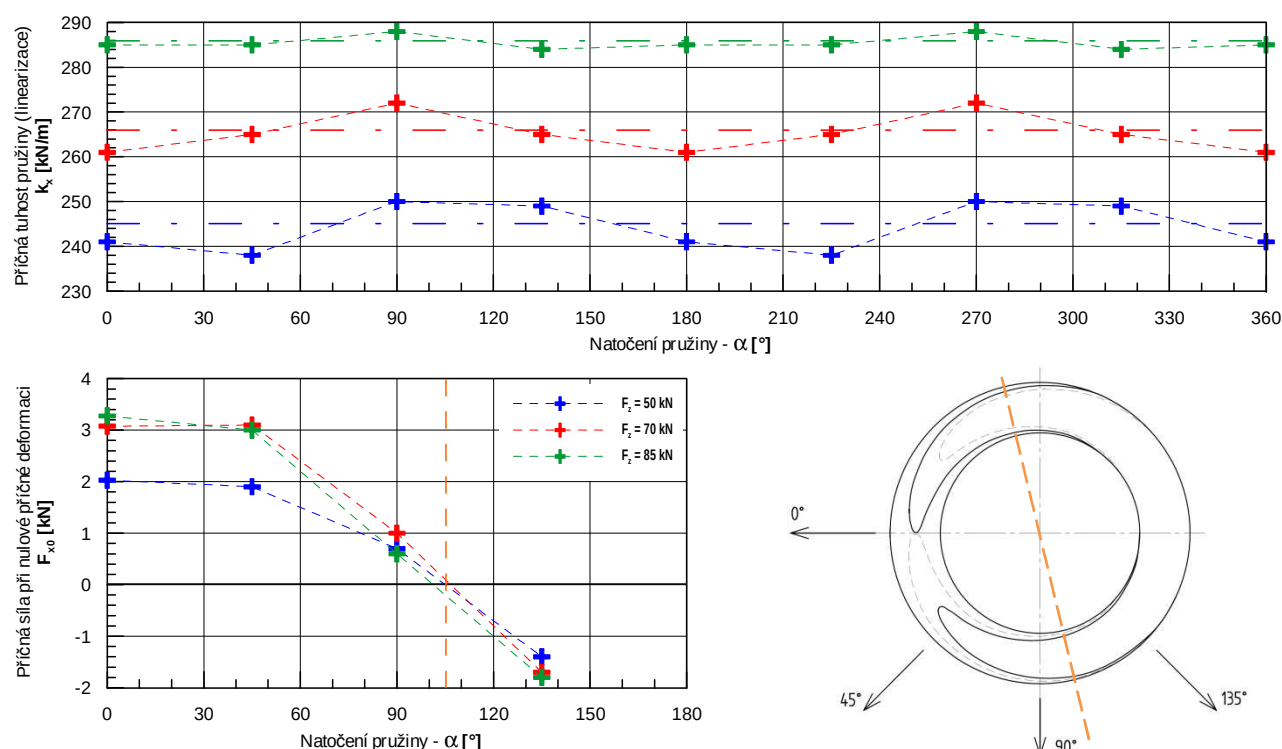
Tab. 2 Naměřené hodnoty příčné tuhosti samotné sekundární flexi-coil pružiny lokomotivy ŠKODA.

Pružina „Pr1“ bez podložky	Svislé zatížení pružiny F_z		
Natočení pružiny α	$F_z = 50 \text{ kN}$	$F_z = 70 \text{ kN}$	$F_z = 85 \text{ kN}$
$\alpha = 0^\circ$	241 kN/m	261 kN/m	285 kN/m
$\alpha = 45^\circ$	238 kN/m	265 kN/m	285 kN/m
$\alpha = 90^\circ$	250 kN/m	272 kN/m	288 kN/m
$\alpha = 135^\circ$	249 kN/m	265 kN/m	284 kN/m
Průměrná příčná tuhost $\bar{k}_x$	245 kN/m	266 kN/m	286 kN/m

Jak je z uvedených výsledků zřejmé (viz tab. 2 a obr. 45), **hodnota příčné tuhosti pružiny do jisté míry závisí na úhlu natočení pružiny**. S natočením pružiny, resp. s polohou závěrných závitů vůči směru zatěžování, také souvisí skutečnost, že **nulové příčné síly v pružině není dosahováno při nulové příčné deformaci**. Pružina tak vykazuje určitou hodnotu příčné síly (zde v řádu jednotek kN) už při pouhém svislém zatížení, a to právě v závislosti na úhlu natočení. Dosahované hodnoty příčných sil při nulové příčné deformaci jsou pro různé kombinace svislého zatížení a natočení této pružiny uvedeny v tab. 3. Natočení pružiny se přitom teoreticky může v provozu měnit, což vnáší určitou nejistotu do identifikace charakteristik vazeb použitých v pojezdu lokomotivy, resp. kolejového vozidla obecně. Nevhodně orientované pružiny sekundárního vypružení tak mohou způsobit např. asymetrii charakteristiky momentu odporu proti natáčení podvozku.

Tab. 3 Naměřené hodnoty příčné síly, kterou vyšetřovaná pružina vykazuje při nulové příčné deformaci.

Pružina „Pr1“ bez podložky	Svislé zatížení pružiny F_z		
Natočení pružiny α	$F_z = 50 \text{ kN}$	$F_z = 70 \text{ kN}$	$F_z = 85 \text{ kN}$
$\alpha = 0^\circ$	2,0 kN	3,1 kN	3,3 kN
$\alpha = 45^\circ$	1,9 kN	3,1 kN	3,0 kN
$\alpha = 90^\circ$	0,7 kN	1,0 kN	0,6 kN
$\alpha = 135^\circ$	-1,4 kN	-1,7 kN	-1,8 kN



Obr. 46 Vliv natočení pružiny na příčnou tuhost pružiny (nahore) a na příčnou sílu v pružině při nulové příčné deformaci (vlevo dole) pro různé hodnoty svislého zatížení; orientace závěrných závitů pružiny (vpravo dole).

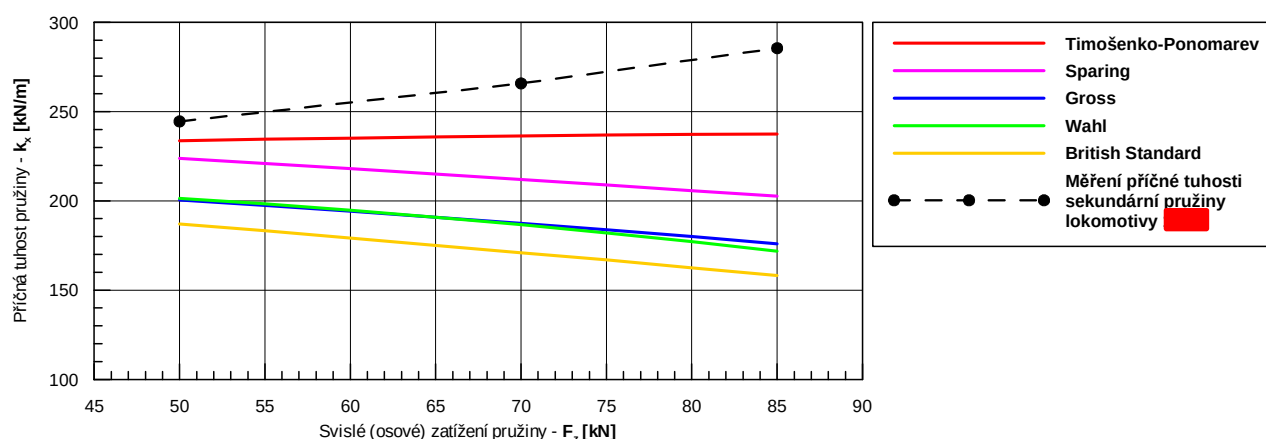
Vliv natočení pružiny na její příčnou tuhost a na velikost příčné síly vznikající při pouhém svislém zatížení pružiny je spolu s orientací závěrných závitů pružiny znázorněn v grafech na obr. 46. Jelikož příčná tuhost pružiny byla stanovena na základě proložení bodů zobrazených v grafech na obr. 45 lineárními funkcemi a tyto body byly naměřeny jak pro záporné, tak pro kladné hodnoty

příčné deformace, lze předpokládat, že jsou příslušné hodnoty platné jak přímo pro měřené hodnoty úhlu natočení pružiny, tak i pro tyto hodnoty zvětšené o 180° . Z horního grafu na obr. 46 je zřejmé, že **závislost příčné tuhosti pružiny na jejím natočení je přibližně harmonická s periodou 180°** . Příčná tuhost přitom pro dané svislé zatížení osciluje okolo své střední hodnoty (viz hodnoty uvedené v tab. 2, v grafu na obr. 46 zobrazené čerchovanou čarou) s amplitudou, která se s rostoucím svislým zatížením zmenšuje. V nejnepříznivějším vyšetřovaném případě (tj. při svislém zatížení silou $F_z = 50$ kN) činí největší zjištěná odchylka příčné tuhosti od průměrné hodnoty $\Delta k_x^\alpha = 7$ kN/m, tedy přibližně 3 % průměrné příčné tuhosti pro dané zatížení.

Podstatně významnější vliv než natočení pružiny okolo svislé osy však má na její příčnou tuhost svislé zatížení. Pokud proložíme hodnoty průměrné příčné tuhosti pružiny z tab. 2, vypočtené zprůměrováním hodnot tuhostí zjištěných pro různá natočení při jednotlivých hodnotách svislého zatížení, lineární funkcí, můžeme v tomto případě uvažovat **závislost příčné tuhosti samotné flexi-coil pružiny na jejím svislém zatížení** ve tvaru:

$$k_x = 1,17 \cdot F_z + 185,6, \quad (4.47)$$

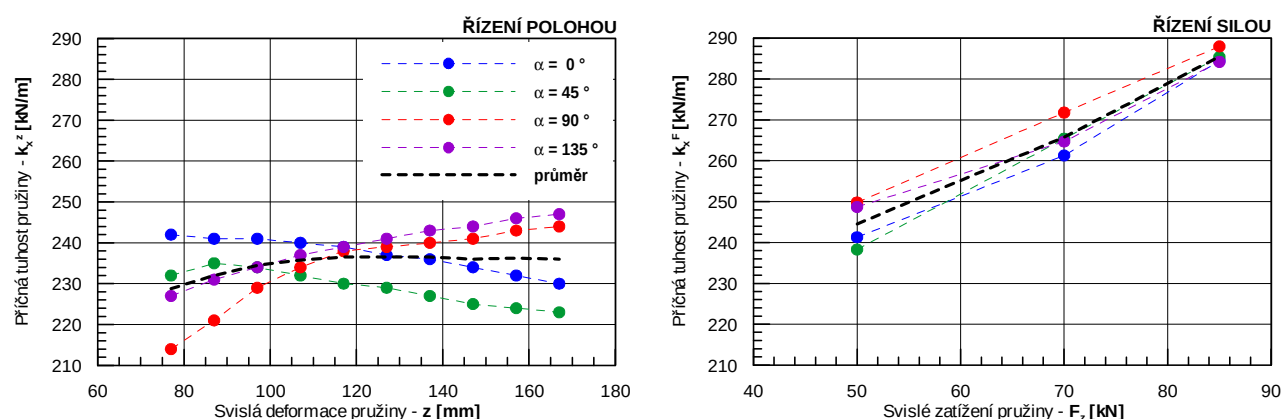
kde k_x je příčná tuhost pružiny v [kN/m] a F_z je svislé zatížení pružiny v [kN]. Je tedy zřejmé, že s rostoucím svislým zatížením se příčná tuhost vyšetřované pružiny zvětšuje. Např. při nárůstu svislého zatížení z hodnoty $F_z = 70$ kN na hodnotu $F_z = 85$ kN vykazuje vyšetřovaná pružina nárůst průměrné hodnoty příčné tuhosti o $\Delta k_x^{F_z} = 20$ kN/m, což je cca 7,5 % původní hodnoty. Toto zjištění je však v rozporu s naprostou většinou běžně používaných empirických vzorců, které naopak vykazují pro vyšší osová zatížení pružiny daných parametrů obvykle nižší příčnou tuhost. Jedinou výjimkou je Timošenkov–Ponomarevův vztah, u něhož dochází s rostoucím osovým zatížením jen k velmi mírnému nárůstu příčné tuhosti pružiny. Porovnání závislostí příčné tuhosti pružiny na svislém (osovém) zatížení získaných pomocí různých vzorců je spolu s výsledky měření na vzorku pružiny lokomotivy [redacted] uvedeno ve formě grafu na obr. 47.



Obr. 47 Příčná tuhost flexi-coil pružiny sekundárního vypružení lokomotivy ŠKODA [redacted] v závislosti na svislém zatížení; výsledky výpočtů dle používaných empirických vzorců a výsledky měření.

Vysvětlení tohoto jevu, kdy zejména vzorce pro výpočet příčné tuhosti flexi-coil pružiny obsahující empiricky stanovené koeficienty poskytují pro vyšší svislé zatížení pružiny nižší hodnoty příčné tuhosti, by možná mohlo souviset s efektem, který byl pozorován i při měření charakteristik

různých pružin na dynamickém zkušebním stavu DFJP v Pardubicích. Jde přitom o **volbu metody, která je ke stanovení příčné tuhosti pružiny použita**. Při příčném zatěžování pružiny za podmínky určitého svislého zatížení lze totiž v principu řídit buď polohu, nebo sílu. Při experimentálním ověřování tuhosti pružiny lokomotivy ŠKODA [redacted] (viz kap. 4.1.3 a 4.1.4) bylo použito **řízení silou**. To znamená, že příčné zatěžování pružiny bylo prováděno vždy při konstantní svislé síle. Při příčném zatěžování pružiny se tedy musela nepatrně měnit výška pružiny – tak, aby svislá síla byla udržována na konstantní hodnotě. Druhou možností, která byla využita např. při měření charakteristik pružin lokomotivy 744.0 CZ LOKO (viz zprávu [55]), je **řízení polohou**. V tomto případě byla vždy pružina nejprve zatížena svisle tak, že deformace pružiny odpovídala určité hodnotě svislého zatížení. Při následném příčném zatěžování již nebyla výška pružiny korigována, a proto se při tomto příčném zatěžování nepatrně měnila i hodnota svislé síly v pružině, přičemž výška pružiny zachovávala svoji původní hodnotu. Porovnání výsledků, které uvedené metody poskytují, je znázorněno na příkladu výsledků měření příčné tuhosti dvou sekundárních pružin stejných parametrů v grafech na obr. 48.



Obr. 48 Vliv metody měření na experimentálně zjištěné hodnoty příčné tuhosti flexi-coil pružiny – zjištěné závislosti příčné tuhosti na svislém zatížení pružiny při řízení zkoušky polohou (vlevo) a silou (vpravo).

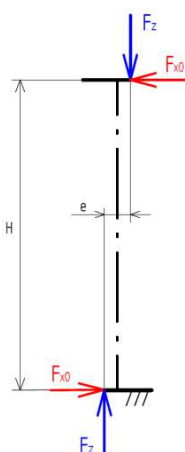
Z uvedených grafů je zřejmé, že obě metody měření poskytují rozdílné výsledky. Zatímco při řízení zkoušky silou je ve sledovaném případě závislost příčné tuhosti pružiny na svislém zatížení vždy rostoucí, při řízení polohou je tato závislost při některých hodnotách natočení pružiny okolo svislé osy klesající. Kromě toho se zde poměrně výrazně liší oblasti hodnot, ve kterých se takto zjištěné příčné tuhosti pružiny pohybují, zejména v případě vyšších hodnot svislého zatížení. Oba typy charakteristik přitom nelze zcela jednoduše vzájemně přepočítat a v tomto případě také není jasné, nakolik jsou rozdíly mezi naměřenými tuhostmi způsobené odchylkami v rozměrech (tj. výrobními tolerancemi) jednotlivých pružin, byť typově shodných, a nakolik metodou měření příčné tuhosti. Princip řízení silou se nicméně jeví jako výhodnější, neboť lépe odpovídá situaci na reálném vozidle, kde je sekundární pružina svisle zatížena stálou hodnotou svislé síly, odpovídající tíze skříně. Souvislost uvedené problematiky s klesající závislostí příčné tuhosti pružiny na svislém zatížení, kterou poskytují mnohé empirické vztahy, by také mohla spočívat v tom, že při tvorbě příslušného vztahu mohly být některé konstanty vhodně „naladěny“ tak, aby výsledky výpočtů odpovídaly pozorovaným výsledkům měření, jež mohly být ovlivněny právě použitou metodou měření příčné tuhosti.

Pokud se vrátíme k pozorované závislosti příčné síly v pružině, která vzniká při pouhém svislém zatížení pružiny, na úhlu natočení pružiny kolem svislé osy (viz obr. 46, resp. tab. 3) a na svislém zatížení pružiny, je vhodné vysvětlit mechanismus vzniku této síly. Pozorovaná závislost příčné síly v pružině na úhlu natočení pružiny je totiž pouhým důsledkem použité metody měření příčné tuhosti, kdy je spodnímu vozíku zkušebního stavu umožněn pohyb pouze v jednom směru, ve kterém je také siloměrnou vložkou měřena působící příčná síla. Ve skutečnosti tak není měřena přímo příčná síla vyvozená pružinou, ale jen její průmět do směru pohybu vozíku.

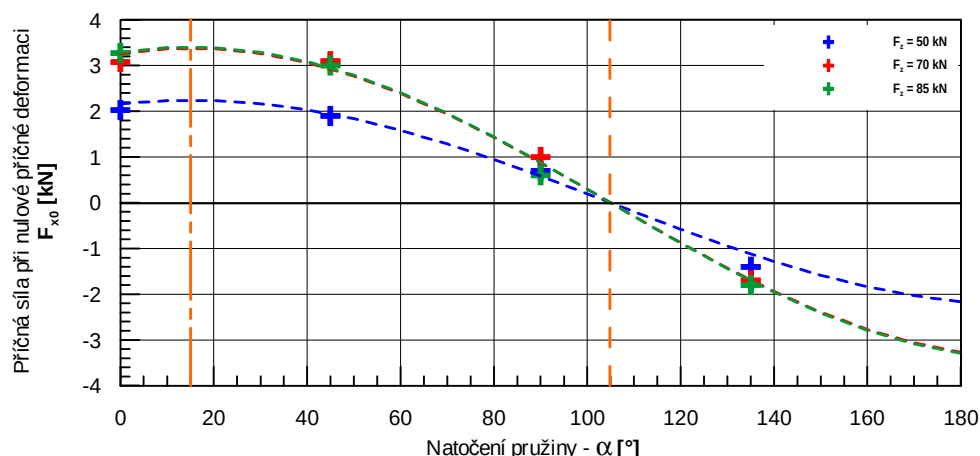
Vznik příčné síly působící při pouhém svislém zatížení pružiny je možné interpretovat tak, že výslednice svislé síly mezi horní opěrnou plochou a samotnou pružinou a výslednice svislé síly působící mezi dolní opěrnou plochou a pružinou mohou být sice rovnoběžné, avšak vzájemně posunuté. Vlivem tohoto posunutí vzniká moment, který je vykompenzován právě momentem příčné síly v pružině F_{x0} . Příslušná momentová rovnováha může být v souladu se schématem uvedeným na obr. 49 vyjádřena rovnicí:

$$F_{x0} \cdot H - F_z \cdot e = 0, \quad (4.48)$$

kde e je posunutí nositelek svislých sil mezi jednotlivými opěrnými plochami a H je výška pružiny při svislém zatížení silou F_z .



Obr. 49 Vznik příčné síly v pružině.



Obr. 50 Proložení závislosti příčné síly v pružině na natočení pružiny (pro různé hodnoty svislého zatížení) harmonickou funkcí s využitím metody nejmenších čtverců.

Posunutí nositelek svislých sil e je dáno tím, že působíště výslednice svislé síly mezi pružinou a opěrnou plochou se nachází v těžišti plochy tvořené závěrným závitem při zohlednění rozložení měrného tlaku v této ploše. Vypočítat tuto excentricitu je s ohledem na tvarové nepřesnosti reálné pružiny prakticky nemožné. Na základě výsledků měření uvedených v grafu na obr. 46, resp. v tab. 10 je však možné polohu tohoto působíště svislé síly odhadnout. Z dolního grafu na obr. 46 je zřejmé, že ve všech zatěžovacích stavech by měla vyšetřovaná pružina vykazovat nulovou příčnou sílu při pouhém svislém zatížení přibližně při úhlu natočení $\alpha_0 \doteq 105^\circ$. Tento směr – tedy jakási „nulová rovina“, **ve které pružina nevykazuje při samotném svislém zatížení žádnou příčnou sílu** – je v příslušném grafu, ale i ve schématickém znázornění půdorysu pružiny na obr. 46 vyznačen oranžovou čárkovanou čarou. Přijmeme-li tento úhel „nulové roviny“ jako fakt, je možné naměřená data proložit s využitím metody nejmenších čtverců funkcí:

$$F_{x0} = A_{F_{x0}} \cdot \sin(\alpha + 75^\circ), \quad (4.49)$$

kde $A_{F_{x0}}$ je amplituda příčné síly v pružině při určitém svislém zatížení a posunutí argumentu funkce sinus o 75° vyplývá jednak z předpokladu polohy „nulové roviny“ dané úhlem $\alpha_0 = 105^\circ$ a také ze skutečnosti, že perioda této harmonické funkce je 360° . Perioda 360° je důsledkem toho, že byl měřen průmět příčné síly v pružině při jejím natáčení. Hodnoty amplitudy $A_{F_{x0}}$, které vycházejí pro různé hodnoty svislého zatížení pružiny, jsou uvedeny v tab. 4. Na obr. 50 jsou pak vykresleny průběhy takto dopočítaných funkcí.

Tab. 4 Parametry související s vyšetřováním příčné síly vznikající v pružině zatížené pouze svislou silou.

Svislé zatížení pružiny	$F_z = 50 \text{ kN}$	$F_z = 70 \text{ kN}$	$F_z = 85 \text{ kN}$
Amplituda příčné síly v pružině ($A_{F_{x0}}$)	2,24 kN	3,37 kN	3,40 kN
Poměr amplitudy příčné síly a svislé síly ($A_{F_{x0}}/F_z$)	0,0447	0,0481	0,0399
Výška pružiny zatížené svislou silou (H)	537 mm	500 mm	472 mm
Vzdálenost nositelek svislých sil – excentricita (e)	24 mm	24 mm	19 mm

S ohledem na výše uvedené je zřejmé, že největší příčnou sílu v pružině, jejíž absolutní hodnota by měla přibližně odpovídat velikosti konstanty $A_{F_{x0}}$, lze naměřit pro úhel natočení pružiny, který je kolmý k „nulové rovině“; v tomto případě tedy při natočení pružiny $\alpha \doteq 15^\circ$ (viz oranžovou čerchovanou čáru v grafu na obr. 50), resp. $\alpha \doteq 195^\circ$. Tento úhel natočení také odpovídá směru, ve kterém skutečně příslušná příčná síla působí a nejde jen o její průmět do jiné roviny.

Pokud přijmeme předpoklad, že příčná síla vznikající v pružině při jejím prostém svislém zatížení je důsledkem excentricky působících výslednic svislých sil mezi pružinou a jednotlivými opěrnými plochami, je možné hodnotu této excentricity vypočítat s využitím úpravy vztahu (4.49) jako:

$$e = H \cdot \frac{A_{F_{x0}}}{F_z} = \left(H_0 - \frac{F_z}{k_z} \right) \cdot \frac{A_{F_{x0}}}{F_z}, \quad (4.50)$$

kde H_0 je volná výška pružiny a k_z její svislá (osová) tuhost. Vypočtené hodnoty excentricity jsou uvedeny v tab. 4. Nositelky výslednic svislých sil mezi pružinou a jednotlivými opěrnými plochami, které se musí také nacházet právě v rovině kolmé k „nulové rovině“, by tedy měly být vzájemně vzdáleny přibližně 24 mm. Tato hodnota vychází shodně jak pro svislé zatížení $F_z = 50 \text{ kN}$, tak i pro $F_z = 70 \text{ kN}$. Při vyšším svislém zatížení (zde pro $F_z = 85 \text{ kN}$) se již poloha nositelek svislých sil poněkud posouvá, což může být způsobeno dosedáním závěrných závitů pružiny.

4.1.4 Experimentální ověření příčné tuhosti flexi-coil pružiny s podložkou

Kromě příčné tuhosti samotné flexi-coil pružiny byla v rámci zmíněného měření na zkušebním stavu DFJP v Pardubicích ověřována také příčná tuhost pružiny osazené pryžokovovou podložkou GMT, dovolující při příčném zatížení sestavy pružina–podložka naklápění opěrné plochy pružiny na jednom jejím konci. Tato podložka (viz přílohu 4) je v zatíženém stavu zobrazena na obr. 51; celá sestava pružina–podložka je při měření s natočenou podložkou zachycena na obr. 52.



Obr. 51 Testovaná pryžokovová podložka s lankovými snímači pro měření smykové a úhlové deformace podložky.



Obr. 52 Celkový pohled na sestavu pružina–podložka při natočené podložce.

Při měření byly opět testovány různé stavy, a to jak z hlediska svislého zatížení sestavy (50, 70 a 85 kN), tak i natočení pružiny (0, 45, 90 a 135 °) a pryžokovové podložky (0, 45, 60 a 90 °). Orientace pružiny je v tomto případě označena stejně jako při měření bez podložky (viz schéma na obr. 46). V případě označení orientace podložky odpovídá natočení $\beta = 0^\circ$ stavu, kdy je tato podložka příčně zatěžována takovým způsobem, že nejlépe plní funkci kloubového uložení konce pružiny (např. při pohledu na obr. 51 tedy ve směru zprava doleva). Kromě svislých a příčných deformací celé sestavy a příslušných sil působících v těchto směrech byla pomocí lankových snímačů měřena i deformace podložky. Samotné měření příčné tuhosti probíhalo stejně jako v případě měření charakteristiky pružiny bez podložky (viz kap. 4.1.3); tzn., že byly pro jednotlivé zatěžovací stavy sestavy pružina–podložka, dané kombinací svislého zatížení, natočení podložky a natočení pružiny, měřeny body charakteristiky *příčná síla–příčná deformace*, a to obvykle v rozsahu příčné deformace $-50 \text{ mm} \leq x \leq +50 \text{ mm}$ s krokem $\Delta x = 10 \text{ mm}$. Takto zjištěné příčné charakteristiky byly opět proloženy lineárními funkcemi ve tvaru:

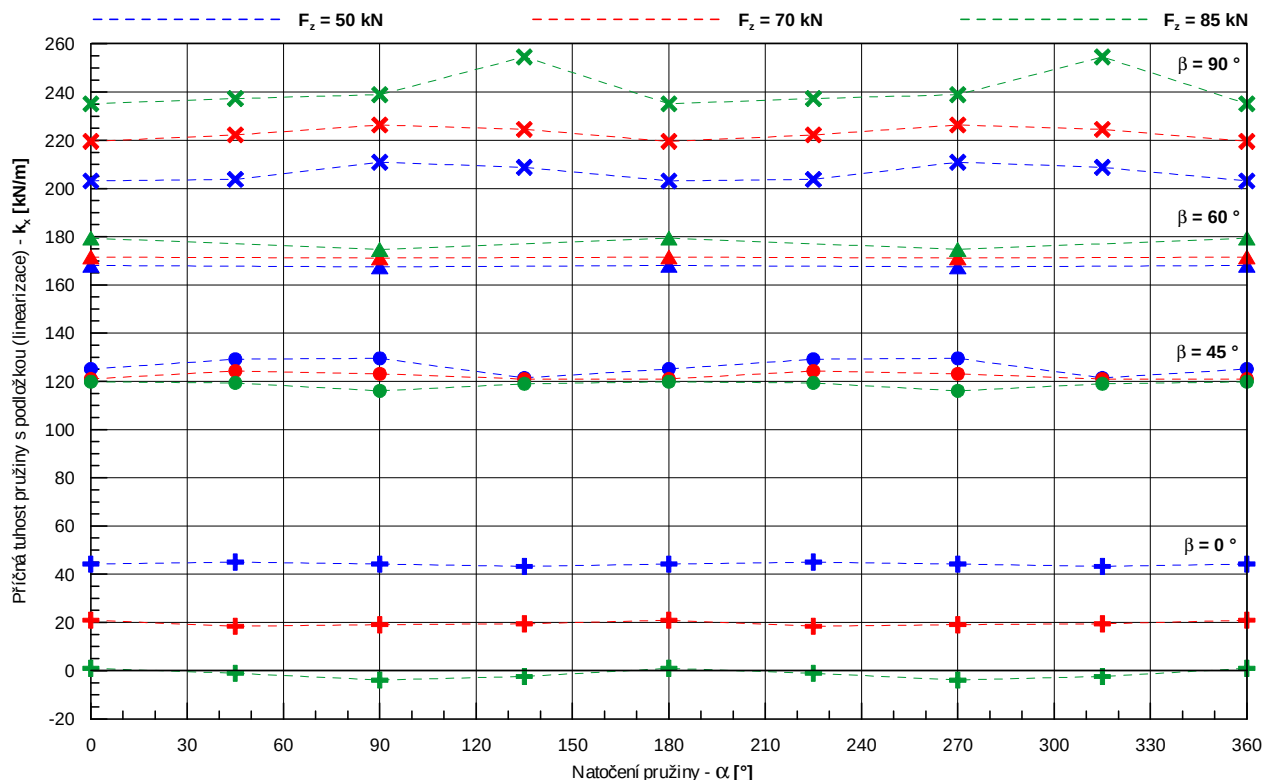
$$F_x = k_x \cdot x + F_{x0}, \quad (4.51)$$

kde k_x je příčná tuhost celé sestavy pružina–podložka pro daný zatěžovací stav a F_{x0} je příčná síla, kterou tato sestava vykazuje při zatížení pouze svislou silou. Takto získané hodnoty příčných tuhostí pružiny s podložkou (včetně průměrných hodnot příčné tuhosti sestavy pro dané svislé zatížení a natočení podložky) jsou uvedeny v tab. 5. Hodnoty příčné síly, kterou sestava vykazuje při pouhém svislém zatížení, jsou pak uvedeny v tab. 6.

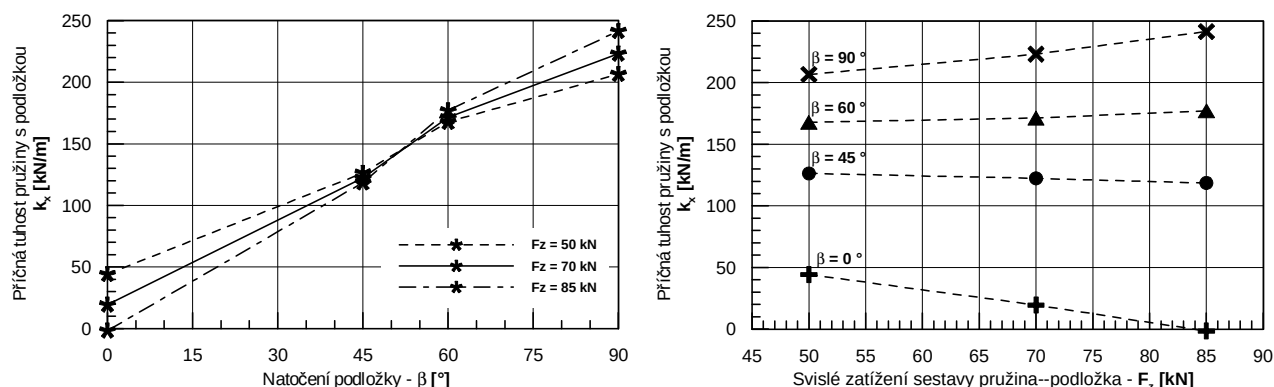
Na obr. 53 jsou data z tab. 5 znázorněna ve formě grafu. Z tohoto grafu je zřejmé, že dominantní vliv na příčnou tuhost sestavy pružina–podložka má jednak úhel natočení podložky (tedy směr, v němž je podložka zatěžována) a jednak svislé zatížení celé sestavy. Úhel natočení samotné pružiny (tedy směr jejího zatěžování ve vztahu k poloze závěrných závitů, resp. její natočení vůči pryžokovové podložce) oproti tomu příčnou tuhost celé sestavy příliš neovlivňuje.

Tab. 5 Naměřené hodnoty příčné tuhosti sekundární flexi-coil pružiny lokomotivy ŠKODA s podložkou GMT.

Pružina „Pr1“ s podložkou „Po1“		Svislé zatížení pružiny F_z		
Natočení podložky β	Natočení pružiny α	$F_z = 50 \text{ kN}$	$F_z = 70 \text{ kN}$	$F_z = 85 \text{ kN}$
$\beta = 0^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	44 kN/m	21 kN/m	+1 kN/m
	$\alpha = 45^\circ$	45 kN/m	18 kN/m	-1 kN/m
	$\alpha = 90^\circ$	44 kN/m	19 kN/m	-4 kN/m
	$\alpha = 135^\circ$	43 kN/m	19 kN/m	-2 kN/m
	Prům. příčná tuhost $\bar{k}_x$	44 kN/m	20 kN/m	-2 kN/m
$\beta = 45^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	125 kN/m	121 kN/m	120 kN/m
	$\alpha = 45^\circ$	129 kN/m	124 kN/m	119 kN/m
	$\alpha = 90^\circ$	130 kN/m	123 kN/m	116 kN/m
	$\alpha = 135^\circ$	121 kN/m	121 kN/m	119 kN/m
	Prům. příčná tuhost $\bar{k}_x$	126 kN/m	122 kN/m	119 kN/m
$\beta = 60^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	168 kN/m	172 kN/m	179 kN/m
	$\alpha = 90^\circ$	167 kN/m	171 kN/m	175 kN/m
	Prům. příčná tuhost $\bar{k}_x$	168 kN/m	171 kN/m	177 kN/m
$\beta = 90^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	203 kN/m	220 kN/m	235 kN/m
	$\alpha = 45^\circ$	204 kN/m	222 kN/m	237 kN/m
	$\alpha = 90^\circ$	211 kN/m	226 kN/m	239 kN/m
	$\alpha = 135^\circ$	209 kN/m	225 kN/m	255 kN/m
	Prům. příčná tuhost $\bar{k}_x$	207 kN/m	223 kN/m	241 kN/m



Obr. 53 Vliv natočení pružiny na příčnou tuhost sestavy pružina–podložka pro různé hodnoty svislého zatížení a při různých úhlech natočení pryžkovové podložky; pozn.: na výrazněji se odchylovící hodnoty tuhosti pro $\alpha = 135^\circ$ (resp. 315°) a $F_z = 85 \text{ kN}$ může mít vliv výpočet této tuhosti jen pro jeden směr zatěžování (výpadek signálu).

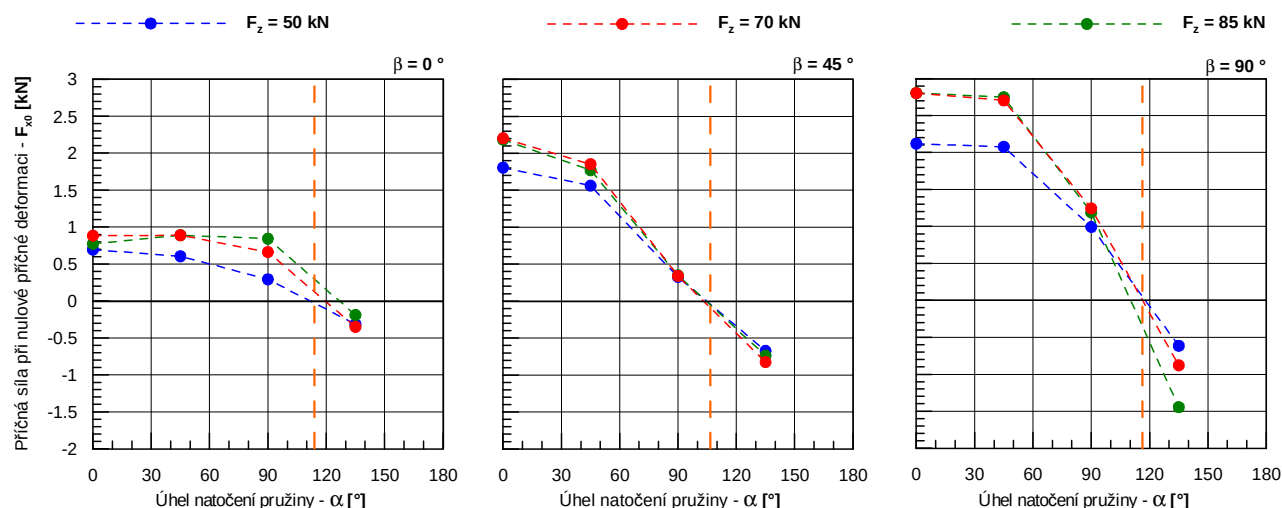


Obr. 54 Vliv natočení podložky a svislého zatížení na příčnou tuhost sestavy pružina–podložka (průměrné hodnoty tuhosti pro všechny vyšetřované úhly natočení pružiny); vlevo: vliv natočení podložky pro různé hodnoty svislého zatížení, vpravo: vliv svislého zatížení pro různé hodnoty úhlu natočení podložky.

Z grafu na obr. 53 dále vyplývají následující závěry, které jsou však lépe viditelné na závislostech průměrné příčné tuhosti sestavy pružina–podložka (průměrované pro všechny vyšetřované úhly natočení pružiny, viz tučné hodnoty v tab. 5) na úhlu natočení podložky a na svislém zatížení celé sestavy zobrazených v grafech na obr. 54. Je-li podložka orientována tak, že je zatěžována v tom směru, v němž nejlépe plní funkci kloubu (tj. pro $\beta = 0^\circ$), příčná tuhost celé sestavy s rostoucím zatížením klesá. Je-li však podložka zatěžována ve směru příčném (tj. pro $\beta = 90^\circ$), ve kterém se uplatňuje především smyková deformace podložky a naklápění opěrné plochy závěrného závitu je jen minimální, příčná tuhost celé sestavy s rostoucím zatížením naopak roste – podobně, jako je tomu i v případě zatěžování samotné pružiny. **Závislosti příčné tuhosti celé sestavy na svislém zatížení tak s rostoucím úhlem natočení podložky postupně přechází z klesající v rostoucí, což má za následek skutečnost, že pro mezilehlé hodnoty úhlu natočení podložky není závislost příčné tuhosti sestavy na jejím svislém zatížení tak výrazná jako při $\beta = 0^\circ$, resp. $\beta = 90^\circ$.**

Tab. 6 Naměřené hodnoty příčné síly, kterou sestava pružina–podložka vykazuje při nulové příčné deformaci.

Pružina „Pr1“ s podložkou „Po1“		Svislé zatížení pružiny F_z		
Natočení podložky β	Natočení pružiny α	$F_z = 50$ kN	$F_z = 70$ kN	$F_z = 85$ kN
$\beta = 0^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	0,7 kN	0,9 kN	0,8 kN
	$\alpha = 45^\circ$	0,6 kN	0,9 kN	0,9 kN
	$\alpha = 90^\circ$	0,3 kN	0,7 kN	0,8 kN
	$\alpha = 135^\circ$	−0,3 kN	−0,4 kN	−0,2 kN
$\beta = 45^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	1,8 kN	2,2 kN	2,2 kN
	$\alpha = 45^\circ$	1,6 kN	1,9 kN	1,8 kN
	$\alpha = 90^\circ$	0,3 kN	0,3 kN	0,3 kN
	$\alpha = 135^\circ$	−0,7 kN	−0,8 kN	−0,7 kN
$\beta = 60^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	0,9 kN	1,5 kN	1,6 kN
	$\alpha = 90^\circ$	0,7 kN	1,2 kN	0,8 kN
$\beta = 90^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	2,1 kN	2,8 kN	2,8 kN
	$\alpha = 45^\circ$	2,1 kN	2,7 kN	2,7 kN
	$\alpha = 90^\circ$	1,0 kN	1,2 kN	1,2 kN
	$\alpha = 135^\circ$	−0,6 kN	−0,9 kN	−1,4 kN



Obr. 55 Vliv natočení pružiny na příčnou sílu v sestavě pružina–podložka při nulové příčné deformaci pro různé hodnoty natočení podložky a svislého zatížení sestavy.

Zanalyzujeme-li data uvedená v tab. 6, můžeme – podobně jako v případě zkoumání vlastností samotné pružiny (viz kap. 4.1.3) – zhodnotit **vliv natočení pružiny na příčnou sílu, která v sestavě pružiny s podložkou působí při prostém svislém zatížení sestavy**. Tento vliv natočení pružiny na velikost příčné síly v sestavě je pro různé úhly natočení podložky a pro různé hodnoty svislého zatížení zobrazen v grafech na obr. 55. Z uvedených grafů je zřejmé, že přítomnost pryžokovové podložky příliš nemění orientaci „nulové roviny“, která ve všech zkoumaných případech přísluší úhlu natočení pružiny cca 105 až 120°. Příčná síla F_{x0} , která tedy v sestavě působí při pouhém svislém zatížení, musí působit ve směru kolmém, tj. ve směru odpovídajícím natočení pružiny zhruba 15 až 30°, resp. 195 až 210°. Z výsledků je však také zřejmé, že **orientace podložky mění absolutní hodnotu příčné síly F_{x0}** , která v sestavě pružina–podložka při pouhém svislém zatížení působí. Zatímco v případě příčné orientace podložky (tj. pro $\beta = 90^\circ$), která téměř nedovoluje naklápění opěrné plochy pružiny, jsou dosahované maximální hodnoty příčné síly F_{x0} při jednotlivých úrovních svislého zatížení podobné jako v případě pružiny bez podložky (viz kap. 4.1.3), při orientaci podložky odpovídající úhlu $\beta = 0^\circ$ jsou hodnoty této síly přibližně třetinové.

Z výše uvedeného vyplývá **obecné doporučení pro zástavbu pružin s vyšetřovaným typem pryžokovových podložek do pojezdu vozidla**. Je-li vyžadována co možná nejmenší příčná síla působící při pouhém svislém zatížení pružin s podložkami, musí být vždy „nulová rovina“ pružiny orientována rovnoběžně s příčnou osou podložky. V takovém případě budou sice při pouhém svislém zatížení vypružení působit v pružinách příčné síly (a to přímo ve směru naklápění opěrných ploch pružin), avšak tyto síly budou poměrně malé. Pokud je však požadováno, aby ve směru naklápění opěrné plochy pružiny nepůsobila pokud možno při pouhém svislém zatížení vypružení žádná příčná síla, musí být naopak „nulová rovina“ pružiny orientována rovnoběžně s podélnou osou podložky, tedy se směrem, v němž se opěrná plocha pružiny může naklápět. V tomto případě je však nutné mít na paměti, že v pružinách vzniká při svislém zatížení příčná síla, která působí kolmo na směr naklápění podložky a že velikost této síly může mít prakticky stejnou úroveň jako v případě použití pružiny bez pryžokovové podložky.

4.1.5 Korekce výsledků analytických výpočtů příčné tuhosti pružiny na základě výsledků provedených experimentů

Porovnáme-li výsledky analytického výpočtu **příčné tuhosti samotné flexi-coil pružiny** s výsledky experimentu, obdržíme hodnoty uvedené v tab. 7. V případě naměřených hodnot se jedná o hodnoty průměrované pro všechny vyšetřované úhly natočení pružiny kolem svislé osy (viz též kap. 4.1.3); vliv natočení pružiny (tj. vliv polohy závěrných závitů vůči směru příčného zatížení) je zde tedy zanedbán. Z uvedené tabulky je zřejmé, že se výsledky získané analytickým výpočtem podle Grosse (viz kap. 4.1.1) poměrně výrazně odchyľují od hodnot naměřené příčné tuhosti. Ve všech případech, daných různou hodnotou svislého zatížení pružiny, je příčná tuhost podle Grosse nižší než příčná tuhost naměřená. Kromě toho má závislost příčné tuhosti na svislém zatížení v případě výsledků podle Grosse (s rostoucím zatížením tuhost klesá) opačný trend než v případě výsledků naměřených (s rostoucím zatížením tuhost roste).

Tab. 7 Příčná tuhost pružiny bez podložky – výsledky analytického výpočtu podle Grosse, výsledky měření na vzorku pružiny a výsledky modifikovaného výpočtu.

Svislé zatížení pružiny	$F_z = 50 \text{ kN}$	$F_z = 70 \text{ kN}$	$F_z = 85 \text{ kN}$
Příčná tuhost – výpočet podle Grosse	200,5 kN/m	187,5 kN/m	175,9 kN/m
Příčná tuhost – výsledky měření ()	244,5 kN/m	265,8 kN/m	285,5 kN/m
Příčná tuhost – modifikovaný výpočet	245,1 kN/m	267,8 kN/m	287,4 kN/m

S ohledem na tyto významné odchylky byla v rámci řešení této práce provedena **úprava výpočtu příčné tuhosti vetknuté flexi-coil pružiny**. Tato úprava vychází z předpokladu, že se na příčné deformaci nepodílí celá výška zatížené pružiny, ale jen její část, zde označená jako *efektivní výška pružiny* H_{ef} . To je dáno jednak skutečností, že okrajové části pružiny jsou tvořeny závěrnými závity, ale také tím, že uvnitř pružiny bývají na vozidle umístěny vodící trny určité výšky (při experimentálním ověřování pružiny, popisovaném v kap. 4.1.3, byly použity trny výšky 45 mm), které mohou příčnou deformaci pružiny v příslušné oblasti za určitých podmínek omezovat, resp. znemožňovat. Uvažovaný vliv trnů má za následek, že poměr efektivní výšky pružiny H_{ef} k výšce zatížené pružiny H s rostoucím svislým zatížením klesá. Pokud pak při výpočtu příčné tuhosti pružiny podle Grosse (viz kap. 4.1.1) dosazujeme za výšku pružiny právě tuto efektivní výšku, lze docílit stavu, kdy rostoucí svislé zatížení způsobuje nárůst příčné tuhosti pružiny. Samotné stanovení efektivní výšky pružiny bylo v tomto případě provedeno s využitím výsledků měření a výsledný vztah pro výpočet efektivní výšky pružiny byl nakonec nalezen ve tvaru:

$$H_{ef} = (1,05327 - 0,00299 \cdot F_z) \cdot H, \quad (4.52)$$

kde F_z je svislé zatížení pružiny v [kN] a H je výška pružiny zatížené svislou silou F_z . **Modifikovaný Grossův vztah pro výpočet příčné tuhosti (oboustranně vetknuté) flexi-coil pružiny** pak má tvar:

$$k_x^{G,mod} = \frac{1}{\frac{1}{F_z} \cdot \left[\frac{2}{k_{ef}} \cdot \operatorname{tg} \left(k_{ef} \cdot \frac{H_{ef}}{2} \right) - H_{ef} \right] + \frac{H_{ef}}{S_{ef}}}, \quad (4.53)$$

příčměž pro výpočet konstanty k_{ef} platí:

$$k_{ef} = \sqrt{\frac{F_z}{B_{ef} \cdot \left(1 - \frac{F_z}{S_{ef}}\right)}}, \quad (4.54)$$

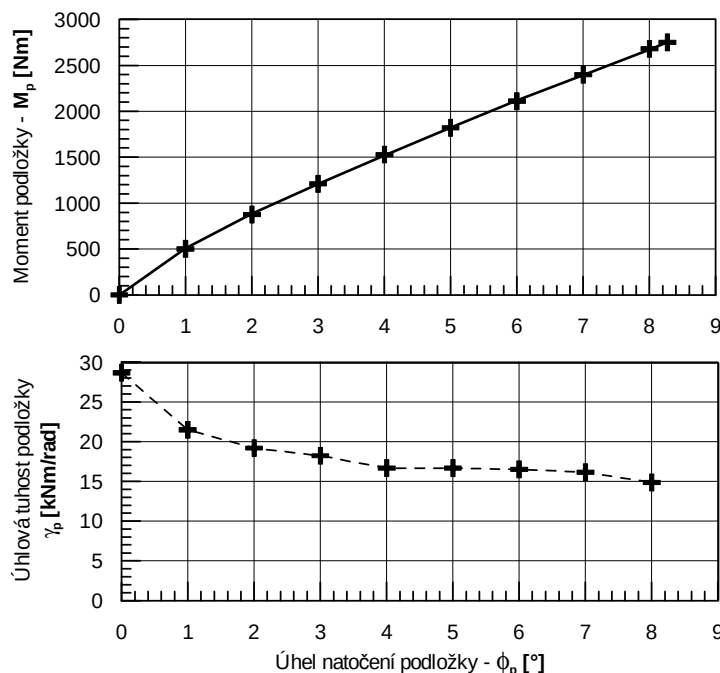
kde se pro výpočet tuhostí B_{ef} a S_{ef} využijí Grossovy vztahy (4.10), resp. (4.11) s tím rozdílem, že se do nich namísto výšky zatížené pružiny H dosadí právě efektivní výška pružiny H_{ef} .

Hodnoty příčné tuhosti samotné sekundární flexi-coil pružiny lokomotivy ŠKODA [redacted], vypočtené pomocí modifikovaného Grossova vztahu (4.53), jsou opět uvedeny v tab. 7. Je zřejmé, že tyto výsledky jsou již (na rozdíl od hodnot vypočtených s využitím původního Grossova vztahu) velmi blízké naměřeným hodnotám a zároveň vykazují požadovanou závislost na svislém zatížení. Jelikož byla závislost efektivní výšky pružiny na svislém zatížení stanovena na základě výsledků experimentu pro konkrétní pružinu, nelze v této fázi upravenou metodu výpočtu příčné tuhosti pružiny označit za obecně platnou. Pokud ale zkusíme modifikovaný výpočet aplikovat na pružinu z vypružení lokomotivy ř. 709 CZ LOKO, pro kterou jsou konstrukční parametry, příčné tuhosti vypočítané podle jednotlivých empirických vzorců, ale i výsledky měření příčné tuhosti uvedeny např. v článkách [39, 53] (zde označena jako pružina „A“), obdržíme pro statické svislé zatížení $F_z = 36,14$ kN hodnotu příčné tuhosti $k_{x(709)}^{G,mod} = 27,4$ kN/m. Tato hodnota je přitom poměrně blízká skutečně naměřené příčné tuhosti $k_{x(709)}^{exp} = 25$ kN/m, zatímco původní výpočet podle Grosse poskytuje hodnotu $k_{x(709)}^G = 20,8$ kN/m, Wahlův vzorec hodnotu $k_{x(709)}^W = 21,8$ kN/m a např. Timošenkův-Ponomarevův vztah hodnotu $k_{x(709)}^{TP} = 23,0$ kN/m. Modifikovaný Grossův vztah tedy v principu může poskytovat dobré výsledky i v případě pružin odlišných parametrů.

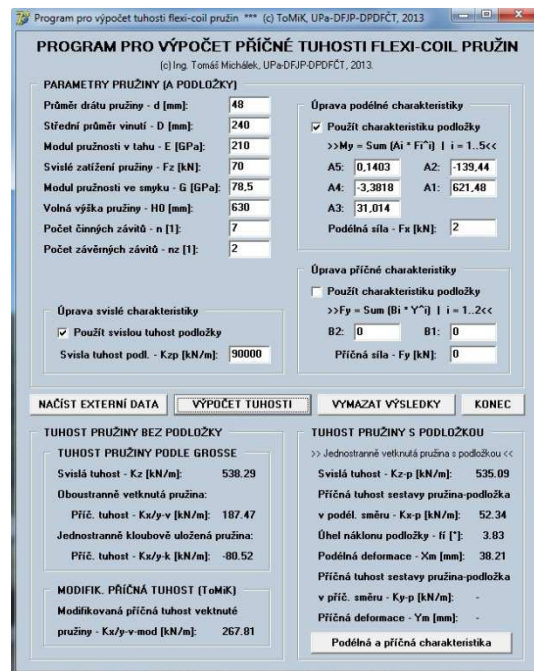
Chceme-li porovnávat výsledky analytického výpočtu **příčné tuhosti pružiny s pryžkovou podložkou** s výsledky experimentu, musíme pro výpočet příčné tuhosti celé sestavy pružina–podložka s využitím odvozeného vzorce (4.46) znát úhlovou tuhost použité podložky. Jak je však zřejmé z údajů od výrobce této podložky (viz přílohu 4), závislost momentu podložky na jejím úhlovém natočení je nelineární. Několik bodů odečtených z této charakteristiky je zobrazeno v horním grafu na obr. 56; pokud je na základě těchto bodů dopočítána úhlová tuhost podložky, výsledkem je dolní graf na obr. 56. Úhlová tuhost použité podložky tedy s rostoucí deformací poměrně výrazně klesá. Pokud bychom do vzorce (4.46) dosadili mezní hodnoty intervalu, v němž se tato úhlová tuhost pohybuje, získáme výsledky, které jsou uvedeny v tab. 8.

Tab. 8 Příčná tuhost pružiny s podložkou – výsledky různých variant analytických výpočtů a výsledky měření.

Svislé zatížení sestavy pružina–podložka	$F_z = 50$ kN	$F_z = 70$ kN	$F_z = 85$ kN
Příčná tuhost – výpočet pro $\gamma = 30$ kN·m/rad	104,0 kN/m	77,1 kN/m	54,5 kN/m
Příčná tuhost – výpočet pro $\gamma = 15$ kN·m/rad	60,5 kN/m	27,8 kN/m	0,2 kN/m
Příčná tuhost – výsledky měření	44,2 kN/m	19,5 kN/m	–1,6 kN/m
Příčná tuhost – výpočet pro nelin. charakteristiku	80,4 kN/m	52,3 kN/m	30,5 kN/m
Příčná tuhost – modifik. výsledky pro nelin. char.	48,6 kN/m	15,9 kN/m	4,4 kN/m



Obr. 56 Aproximace charakteristiky podložky polynorem (nahore) a závislost úhlové tuhosti podložky na natočení (dole).



Obr. 57 Uživatelské rozhraní programu pro výpočet příčné tuhosti pružiny s podložkou.

Aby bylo možné při výpočtu uvažovat i **nelineární charakteristiku podložky**, byla v rámci řešení této práce vytvořena speciální aplikace. Uživatelské rozhraní tohoto programu pro výpočet příčné tuhosti pružin samotných i pružin s podložkami je zobrazeno na obr. 57. Charakteristika podložky, tedy závislost momentu podložky na její úhlové deformaci, vstupuje do výpočtu ve formě koeficientů polynomu maximálně 5. řádu bez konstantního členu. Pro podložku zkoumanou při provedených experimentech je náhrada této charakteristiky příslušným polynorem znázorněna v horním grafu na obr. 56 a tento polynom je možné zapsat ve tvaru:

$$M_p = 0,1403 \cdot \varphi_p^5 - 3,3818 \cdot \varphi_p^4 + 31,014 \cdot \varphi_p^3 - 139,44 \cdot \varphi_p^2 + 621,48 \cdot \varphi_p, \quad (4.55)$$

kde moment podložky M_p je udáván v [Nm] a úhlová deformace podložky φ_p ve [°]. Samotný výpočet probíhá numerickou iterační metodou. Ta využívá dvojího vyjádření příčné tuhosti sestavy pružina–podložka, přičemž první vyjádření obsahuje moment podložky a druhé vyjádření pak úhlovou deformaci (natočení) této podložky. Cílem použité metody je dosažení rovnosti hodnot příčné tuhosti získaných oběma způsoby, čehož lze docílit nalezením příslušného bodu charakteristiky podložky. Tím prvním vztahem pro výpočet příčné tuhosti je vztah (4.43), který byl odvozen v kap. 4.1.2 a který je zde upravený do tvaru:

$$k_x^I = \frac{1}{\frac{1}{F_z} \cdot \left(\frac{1}{k} \cdot \tan kH - H \right) - \frac{M_p}{F_x \cdot F_z} \cdot \left(\frac{1}{\cos kH} - 1 \right) + \frac{H}{S}}. \quad (4.56)$$

Druhé vyjádření příčné tuhosti sestavy pružina–podložka je odvozeno poněkud odlišným způsobem. Toto odvození je obdobné jako odvození příčné tuhosti podložky s pryžokovovým kloubem uvedené v kap. 4.1.2 a začíná se odlišovat počínaje vztahem (4.39), který je uvažován v upraveném tvaru:

$$x = \frac{F_x}{F_z} \cdot \frac{1}{k} \cdot \sin kz - \left(\frac{F_x}{F_z} \cdot H + x_m - \frac{M_p}{F_z} \right) \cdot \cos kz + \frac{F_x}{F_z} \cdot (H - z) + x_m - \frac{M_p}{F_z}. \quad (4.57)$$

Ze vztahu (4.57) může být odvozen vztah pro úhlovou deformaci (natočení) podložky, a to dosazením podmínky (4.44) do první derivace vztahu (4.57):

$$\varphi_p = \frac{F_x}{F_z} \cdot (\cos kH - 1) - k \cdot \left(\frac{M_p}{F_z} - \frac{F_x}{F_z} \cdot H - x_m \right) \cdot \sin kH. \quad (4.58)$$

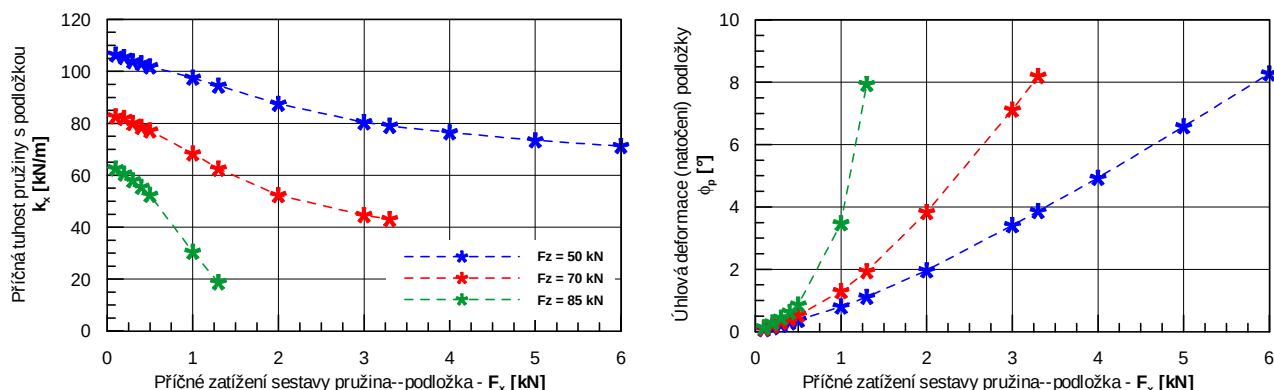
Z tohoto vztahu může být následně vyjádřen moment podložky M_p , který lze dosadit do vztahu (4.57), ze kterého může být dosazením podmínky (4.26) vyjádřena maximální deformace pružiny, resp. celé sestavy, a to jako:

$$x_m = \frac{F_x}{F_z} \cdot \left[\frac{2}{k} \cdot \operatorname{tg} \left(k \cdot \frac{H}{2} \right) - H \right] + \varphi_p \cdot \frac{1}{k} \cdot \operatorname{tg} \left(k \cdot \frac{H}{2} \right). \quad (4.59)$$

Druhé vyjádření příčné tuhosti sestavy pružina–podložka je tedy možné ve tvaru:

$$k_x^{II} = \frac{1}{\frac{1}{F_z} \cdot \left[\frac{2}{k} \cdot \operatorname{tg} \left(k \cdot \frac{H}{2} \right) - H \right] + \frac{\varphi_p}{F_x \cdot k} \cdot \operatorname{tg} \left(k \cdot \frac{H}{2} \right) + \frac{H}{S}}. \quad (4.60)$$

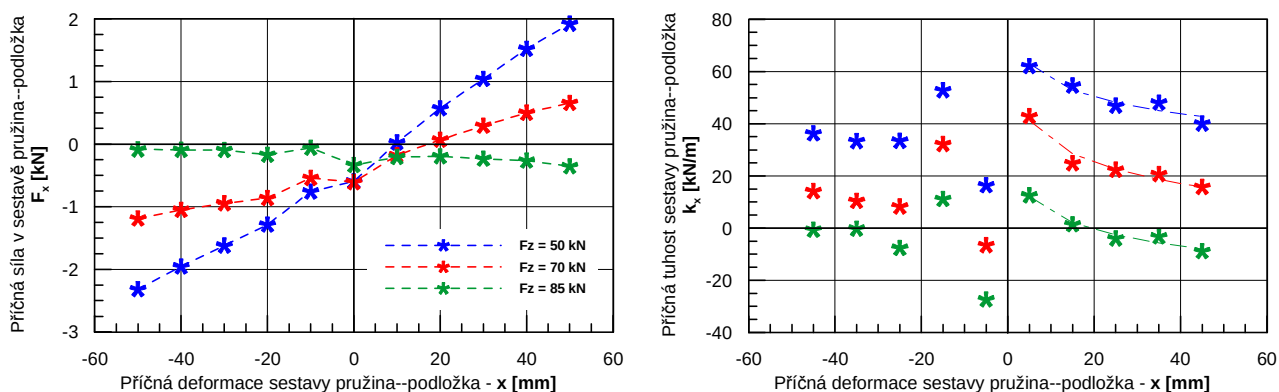
Nalezením vhodného bodu charakteristiky podložky, definovaného souřadnicemi $[\varphi_p, M_p]$, tedy lze docílit rovnosti tuhostí celé sestavy počítaných podle vztahů (4.56) a (4.60). Tato hodnota příčné tuhosti sestavy je zároveň výsledkem výpočtu. Konkrétní výsledky tohoto iteračního řešení se zahrnutím nelineární charakteristiky podložky (definované polynomem (4.55)) jsou uvedeny v tab. 8. Jelikož však takto vypočtená **příčná tuhost závisí i na příčném zatížení**, jsou výsledky v tab. 8 počítány přibližně pro takové příčné síly, kterými byla sestava zatěžována při zkouškách¹. Závislost příčné tuhosti sestavy pružina–podložka a také úhlové deformace (natočení) podložky, resp. natočení příslušné dosedací plochy pružiny, na příčném zatížení je pak pro různé hodnoty svislého zatížení znázorněna jakožto výsledek nelineárního výpočtu v grafech na obr. 58.



Obr. 58 Vliv příčného zatížení sestavy pružina–podložka na výslednou příčnou tuhost této sestavy (vlevo) a na velikost úhlové deformace (natočení) podložky, resp. úhel naklonění dosedací plochy pružiny (vpravo) při zohlednění nelineární charakteristiky úhlové tuhosti podložky při výpočtu.

¹ Zde byly uvažovány příčné síly $F_x = 3$ kN pro $F_z = 50$ kN, $F_x = 2$ kN pro $F_z = 70$ kN a $F_x = 1$ kN pro $F_z = 85$ kN.

Chceme-li zjistit, zda tuto závislost příčné tuhosti na příčném zatížení vykazuje i **reálná pružina s podložkou**, je potřeba výsledky experimentu podrobit bližší analýze, neboť hodnoty tuhostí uvedené v tab. 5 byly získány proložení naměřených dat lineárními funkcemi (viz kap. 4.1.4), čímž byla informace o této závislosti ztracena. V levém grafu na obr. 59 jsou proto znázorněny přímo naměřené body charakteristiky vyšetřované sestavy zatěžované ve směru, ve kterém podložka nejlépe plní funkci kloubu (tj. pro úhel natočení podložky $\beta = 0^\circ$). Z hlediska natočení pružiny kolem svislé osy zde byla zvolena varianta $\alpha = 135^\circ$, jelikož je tento směr zatěžování pružiny nejbližší „nulové rovině“ (viz kap. 4.1.3 a 4.1.4). V případě ostatních úhlů natočení pružiny jsou však výsledky podobné. Hodnoty příčné tuhosti celé sestavy, jež jsou z naměřených dat dopočteny vždy jako podíl přírůstku příčné síly a příslušné deformace, jsou zobrazeny v pravém grafu na obr. 59. Tyto výsledky potvrzují klesající závislost příčné tuhosti sestavy na příčném zatížení, resp. v tomto případě na příčné deformaci. Tento trend je nejlépe patrný v oblasti kladných příčných deformací; v oblasti záporných deformací jsou zde výsledky výrazněji ovlivněny jednak nesymetričností zkoušené pružiny, ale zejména výše popsanou skutečností, že i při nulové příčné deformaci (tj. při pouhém svislém zatěžování) vykazuje sestava pružina–podložka určitou příčnou sílu.



Obr. 59 Naměřená příčná charakteristika pružiny s podložkou pro různé hodnoty svislého zatížení (vlevo) a odpovídající hodnoty příčné tuhosti (vpravo); kombinace natočení podložky a pružiny: $\beta = 0^\circ$, $\alpha = 135^\circ$.

Pokud porovnáme dosahované absolutní hodnoty tuhostí naměřených (viz pravý graf na obr. 59) s výsledky numerického výpočtu příčné tuhosti pružiny s podložkou (viz levý graf na obr. 58), zjistíme, že se tyto výsledky poměrně značně liší, byť jsou – na rozdíl od aplikace vztahu (4.46) uvažujícího pouze konstantní úhlovou tuhost naklápěcí podložky – schopny zachytit závislost příčné tuhosti sestavy na její příčné deformaci. Tuto disproporci mezi výsledky výpočtu a měření je možné vysvětlit jednak tím, že přesná charakteristika pryžokovové podložky (tj. závislost její úhlové tuhosti na úhlové deformaci) nebyla při výpočtu přesně známa. Uvažována proto byla nominální charakteristika udávaná výrobcem podložky (viz obr. 56, resp. přílohu 4), která však nebyla samostatně experimentálně ověřována. Dále se zde může projevovat skutečnost, že není známo, za jakých podmínek byla charakteristika podložky zjišťována. To znamená, že v sestavě s konkrétní pružinou se může podložka chovat zcela odlišně v porovnání s podmínkami jejího ověřování u výrobce. Z tohoto důvodu byla provedena **korekce výsledků numerického výpočtu příčné tuhosti** flexi-coil pružiny s naklápěcí podložkou s nelineární charakteristikou. Tato korekce

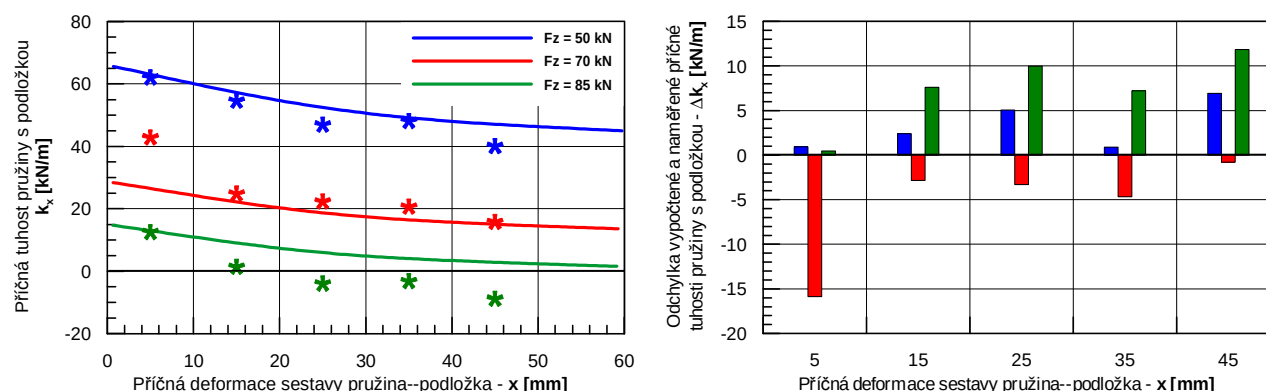
spočívá v zavedení konstanty C , která je závislá na svislém zatížení sestavy pružina–podložka a kterou je původní tuhost dělena, a v současném ponížení původní hodnoty příčné tuhosti podle následujícího vztahu:

$$k_x^{kor} = \frac{k_x}{C} - 5 \text{ kN/m}, \quad (4.61)$$

kde hodnotu konstanty C je možné určit jako:

$$C = 0,05 \cdot F_z - 1, \quad (4.62)$$

kde F_z je svislé zatížení sestavy pružina–podložka, udávané v [kN]. Porovnání výsledků výpočtu příčné tuhosti flexi-coil pružiny s naklápěcí podložkou po provedené korekci s výsledky měření je provedeno ve formě závislostí na příčné deformaci celé sestavy v grafech na obr. 60. V levém grafu jsou znázorněny přímo jednotlivé naměřené body a vypočtené závislosti; v pravém grafu pak odchylky vypočtených a naměřených hodnot příčné tuhosti pro jednotlivé hodnoty příčných deformací, pro jejichž okolí byla vždy příčná tuhost měřena.



Obr. 60 Porovnání korigovaných výsledků numerického výpočtu příčné tuhosti pružiny s podložkou s výsledky měření (vlevo; výsledky výpočtu jsou znázorněny plnými čarami, výsledky měření jednotlivými body) a odchylky korigovaných výsledků numerického výpočtu a výsledků měření při různých hodnotách příčné deformace (vpravo).

Pokud porovnáme výsledky jednotlivých variant analytických výpočtů příčné tuhosti sestavy pružina–podložka uvedené v tab. 8 s výsledky experimentu, můžeme konstatovat, že zde existují výrazné odchylky, přičemž zcela dominantní vliv na výslednou příčnou tuhost celé sestavy má charakteristika pryžokovové podložky. Nejlepší číselné shody s výsledky měření je zde dosaženo při aplikaci numerického výpočtu příčné tuhosti, uvažujícího nelineární charakteristiku podložky, s provedenou korekcí výsledků. Pouze numerická metoda výpočtu příčné tuhosti umožňuje zohlednit jak závislost této tuhosti na svislém zatížení, tak i na zatížení příčném. Pro důkladnější ověření výsledků by však bylo třeba jednak experimentálně přezkoušet charakteristiku samotné pryžokovové naklápěcí podložky, ale také mít k dispozici výsledky pro pružinu, resp. celou sestavu zatěžovanou v „nulové rovině“ (viz kap. 4.1.3 a 4.1.4), aby byl pokud možno eliminován vliv příčné síly, která vzniká v pružině při jejím prostém svislém zatěžování. Každopádně se v případě použití takovýchto prvků vypružení, které zásadně ovlivňují jeho výsledné charakteristiky, se jeví jako účelné provést experimentální ověření vždy, byť teoretický výpočet může trendy v chování vypružení velmi dobře naznačit.

4.2 Charakteristika tlumičů vrtivých pohybů podvozků

Bude-li na nákladní lokomotivě použito sekundární vypružení, které vykazuje co možná nejmenší odpor proti natáčení podvozku, dojde sice k poklesu kvazistatické vodící síly na nabíhajícím kole prvního dvojkolí v obloucích malých poloměrů, avšak tato úprava může mít zároveň negativní vliv na stabilitu jízdy lokomotivy ve vyšších rychlostech. Pokud bychom uvažovali příčnou tuhost sestavy pružina–podložka navrženou v závěru kap. 4.1.2, tedy $k_x^p = 50 \text{ kN/m}$, měl by pokles odporu proti natáčení podvozku oproti stávajícímu provedení sekundárního vypružení na lokomotivě ■■■ činit zhruba 70 %. V případě použití stávajících pružin doplněných testovanými pryžokovovými podložkami (viz kap. 4.1.4) by pak při statickém zatížení sekundárního vypružení skříní zamýšlené lokomotivy mohl pokles odporu proti natáčení podvozku odhadem dosáhnout až 90 %. Tak významné změkčení sekundárního vypružení by na základě výsledků citlivostní analýzy provedené v kap. 3.2.1 mělo mít za následek teoretický pokles kritické rychlosti² lokomotivy nevybavené tlumiči vrtivých pohybů podvozků z původních 161 km/h na 154 ÷ 155 km/h. Vzhledem k uvažované maximální rychlosti $V_{max} = 160 \text{ km/h}$ přitom musí nákladní lokomotiva ŠKODA ■■■ v souladu se standardy [2, 4, 9] prokázat stabilní chod i při rychlosti $1,1 \cdot V_{max}$, tedy alespoň 176 km/h. S ohledem na požadavek zachování poměrně krátkého rozvoru podvozku, který může podle výsledků citlivostní analýzy uvedených v kap. 3.2.6 stabilitu lokomotivy ovlivnit velmi významně, je proto použití účinných tlumičů vrtivých pohybů podvozků nutností.

Protože jsou na lokomotivě ŠKODA ■■■ použity tlumiče vrtivých pohybů podvozků, které na tomto vozidle vyhovují i pro rychlost $V_{max} = 200 \text{ km/h}$, resp. 220 km/h, nabízí se možnost jejich využití i na zamýšlené nákladní lokomotivě ■■■. Ve vývojové fázi nové lokomotivy je však potřeba s využitím simulačních výpočtů provést důkladné ověření vhodnosti charakteristik těchto tlumičů právě i pro nákladní lokomotivu, která má vyšší celkovou hmotnost a vykazuje výrazně nižší odpor proti natáčení podvozků. Zde však vyvstává **otázka věrohodného modelování charakteristik tlumičů vrtivých podvozků pro potřeby simulačních výpočtů jízdy kolejových vozidel**.

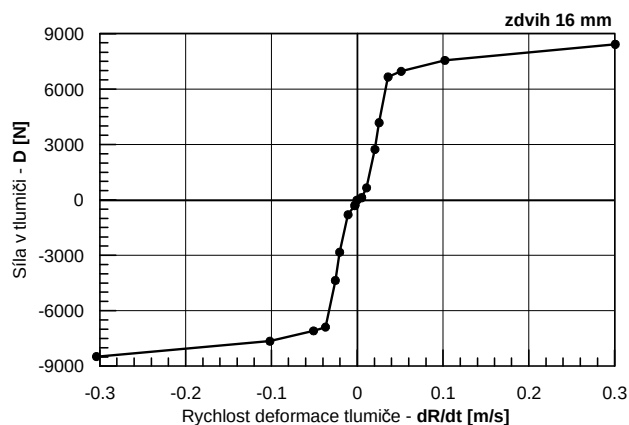
Při běžném způsobu modelování hydraulických tlumičů v simulačních výpočtech jízdy kolejových vozidel vstupuje do výpočtu tzv. **rychlostní charakteristika tlumiče**, tedy závislost síly v tlumiči D na rychlosti jeho deformace $\dot{R}$. Tato charakteristika může být v obecném případě nesymetrická a nelineární. K získání těchto charakteristik slouží tlumičové zkoušky, při kterých je obvykle tlumiči vnucována výchylka harmonického průběhu s určitou amplitudou a s různými frekvencemi (zkouška je tedy řízena polohou). Přitom je sledována pracovní charakteristika tlumiče, tedy závislost síly v tlumiči D na jeho deformaci R , ze které je patrná zmařená energie během jednoho cyklu (ta odpovídá ploše hysterezní smyčky). Rychlostní charakteristiku tlumiče lze získat jako maximální sílu dosaženou v daném cyklu, která odpovídá příslušné rychlosti deformace tlumiče. Tato rychlost souvisí právě s frekvencí zatěžování tlumiče.

² Uvedené hodnoty kritické rychlosti jsou stanovené simulačními výpočty jízdy lokomotivy na ideální přímé koleji při klesající rychlosti jízdy, a to za podmínek daných součinitelem tření v kontaktu kolo–kolejnica $f = 0,40$ a kontaktem dvojkolí–kolej s hodnotou ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,403$ pro amplitudu vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3 \text{ mm}$.

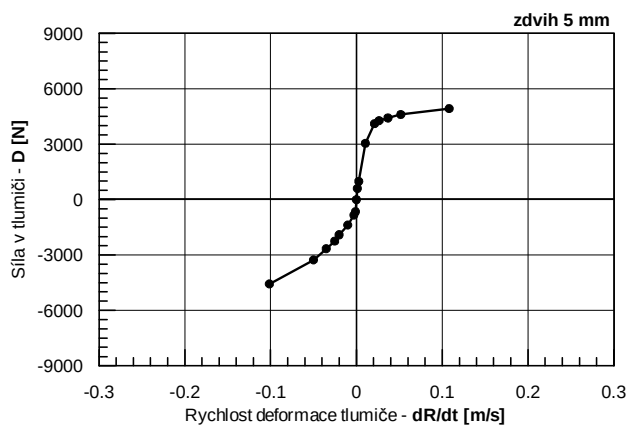
Zveřejnění tohoto oddílu je omezeno.

Zveřejnění tohoto oddílu je omezeno.

Obr. 61 Změřená pracovní charakteristika vzorku tlumiče „Os5“ pro zdvih 16 mm.



Obr. 62 Změřená pracovní charakteristika vzorku tlumiče „Os5“ pro zdvih 5 mm.



Obr. 63 Rychlostní charakteristiky vzorku tlumiče „Os5“ odečtené z pracovních charakteristik získaných tlumičovými zkouškami pro amplitudu zdvihu 16 mm (vlevo) a 5 mm (vpravo).

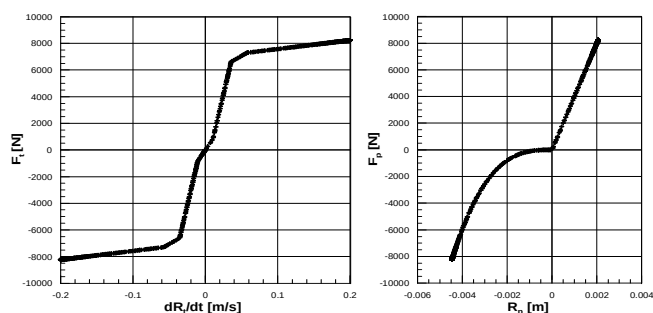
V grafech na obr. 61 a obr. 62 jsou uvedeny záznamy z tlumičových zkoušek konkrétního vzorku tlumiče lokomotivy [redacted], pocházející přímo od výrobce tlumiče. Obě pracovní charakteristiky se liší testovaným zdvihem tlumiče. Na obr. 61 byl tlumič testován při amplitudě zdvihu ± 16 mm, na obr. 62 pak při amplitudě zdvihu pouze ± 5 mm. Odpovídající rychlostní charakteristiky jsou zobrazeny v grafech na obr. 63. Z uvedených grafů je možné vyvodit následující závěry:

- Rychlostní charakteristika tlumiče je velmi silně závislá na tom, za jakých podmínek byla zjišťována. V daném případě je velmi dobře patrný zejména vliv amplitudy zdvihu, která byla použita při tlumičové zkoušce. Tento fakt je ovšem zcela zásadní při analýze stability jízdy vozidla ve vyšších rychlostech, při nichž se nestabilní chod projevuje kmitáním podvozků, které odpovídá v místech tlumičů vrtivých pohybů podvozků velmi malým amplitudám deformace tlumičů (řádově několik mm) a poměrně vysokým frekvencím (v závislosti na podmínkách kontaktní geometrie dvojkolí–kolej obvykle zhruba $3 \div 5$ Hz). Z grafů na obr. 63 (zejména z jejich horní části, neboť dolní část pracovní charakteristiky zde vykazuje ne zcela standardní chování – viz dále) je zřejmé, že **amplituda zdvihu aplikovaná při tlumičové zkoušce ovlivňuje zejména velikost dosahované tlumicí síly, ale také strmost rychlostní charakteristiky v oblasti malých rychlostí deformace.**

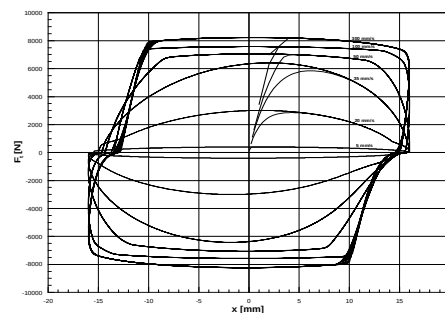
- Vzorek tlumiče zkoumaný v tomto konkrétním případě nefunguje při malých hodnotách zdvihu ideálně. To je zřejmé především z velmi výrazné prodlevy v nárůstu síly v dolní části pracovní charakteristiky na obr. 62. Tato skutečnost, kterou popis tlumiče pouze pomocí rychlostní charakteristiky jen velmi těžko zohlední, se může opět negativně projevit především při analýze stability jízdy vozidla. Důvodem je zmenšující se plocha hysterezní smyčky v pracovní charakteristice tlumiče při jeho stlačování, čemuž odpovídá pokles množství energie zmařené v průběhu jednoho cyklu, a tedy i zhoršení tlumicích schopností tlumiče. Například při zatěžování tlumiče s frekvencí odpovídající maximální rychlosti deformace tlumiče $\dot{R} = 0,1 \text{ m/s}$ (čemuž v grafu na obr. 62 odpovídají smyčky, při nichž je dosahováno největších absolutních hodnot síly) je energie zmařená v tlumiči přibližně o 30 % menší oproti případu, kdy by na spodní větvi pozorovaná prodleva nenastala.

S cílem **ověřit vhodnost tlumičů vrtivých pohybů podvozků lokomotivy** i pro nákladní verzi byla v rámci této práce provedena citlivostní analýza vlivu charakteristik těchto tlumičů na stabilitu jízdy lokomotivy. S ohledem na výše uvedené byl při analýze zkoumán vliv dosahované maximální síly v tlumiči a strmosti rychlostní charakteristiky při nízkých rychlostech deformace. Změnou těchto parametrů je tedy simulována změna tlumicích schopností tlumiče při malých amplitudách a vysokých frekvencích zatěžování. Protože byla tato analýza provedena na modelu nákladní lokomotivy s upraveným modelem sekundárního vypružení, reprezentujícím změkčení vypružení pomocí naklápěcích pryžokovových podložek, jsou její výsledky uvedeny až v kap. 7. Prodleva v nárůstu síly v dolní části pracovní charakteristiky tlumiče (viz obr. 62) modelována nebyla³, jelikož jde o nestandardní stav, který by se běžně v provozu vyskytovat neměl.

³ Analýze možností modelování prodlevy v nárůstu síly ve vadném tlumiči při jeho stlačování však v rámci této práce pozornost věnována byla. První možností, která by teoreticky mohla umožnit modelování pozorovaného jevu, je aplikace tzv. globální charakteristiky tlumiče (viz disertační práci [41]), která kromě závislosti na rychlosti popisuje sílu v tlumiči i v závislosti na zrychlení. Pro potřeby zjištění globální charakteristiky je však potřeba provést rozsáhlá měření na vyšetřovaném tlumiči. Realizace takových měření je sice na DFJP plánována; v době dokončování této práce však zatím nebyly potřebné výsledky k dispozici. Druhou možností, jak docílit pozorovaný jev je detailnější modelování tlumiče, při kterém jsou již pístnice modelovány jako samostatná tělesa a do modelu jsou doplněny pružné vazby s vhodnou charakteristikou. Tato úprava vychází z předpokladu, že prodleva v pracovní charakteristice tlumiče je způsobena nežádoucí přítomností vzduchu v tlumiči (zpěněním oleje) a tento vzduch se při stlačování chová de facto jako pneumatická pružina. Takový model, přibližující ideální tlumič tomuto stavu, se podařilo odladit na dílčím modelu samotného tlumiče. Tvar charakteristiky ideálního tlumiče a přidané pružné vazby a také dosažené pracovní charakteristiky při harmonickém zatěžování ukazují grafy níže. Aplikace tohoto modelu tlumiče do modelu celého vozidla v systému SJKV však doposud nebyla s ohledem na problém numerické stability výpočtu úspěšná.



Obr. X3a Rychlostní char. tlumiče (vlevo) a char. pružné vazby (vpravo).



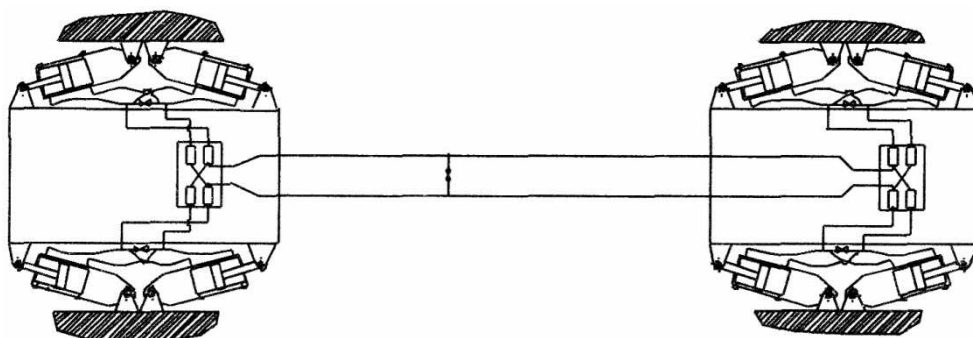
Obr. X3b Pracovní charakteristika tlumiče.

4.3 Charakteristiky prvků pro natáčení podvozků

Jednou z možností, jak lze ovlivnit příčné silové účinky vozidla na kolej, je také aplikace zařízení ovlivňujících natáčení jednotlivých podvozků při jízdě obloukem. Jde zejména o **mezipodvozkové vazby**, nebo **aktivní prvky**. Účelem instalace těchto zařízení na vozidlo je především omezení velikosti kvazistatických vodicích sil (zejména na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků), a to jednak ve vztahu ke snížení opotřebení kol a kolejnic v obloucích a jednak s ohledem na splnění požadavků na limitní hodnoty kvazistatických vodicích sil, které jsou definovány příslušnými standardy a posuzovány v rámci schvalovacího procesu. Tato kapitola se proto zabývá možnostmi využití takových zařízení v pojezdu zamýšlené nákladní lokomotivy ŠKODA ■■■.

4.3.1 Mezipodvozková vazba

Mezipodvozkové vazby mohou být provedeny buď jako mechanické, nebo hydraulické; jejich schématické znázornění spolu se stručným popisem principu jejich funkce jsou uvedeny např. v práci [22]. **Hydraulická mezipodvozková vazba** od firmy Liebherr, jejíž schéma je znázorněno na obr. 64, již byla v roce 2009 testována i na jedné lokomotivě typu ŠKODA 109E. Výsledky simulačních výpočtů, které předcházely instalaci vazby na lokomotivu, jsou uvedeny v článku [52].



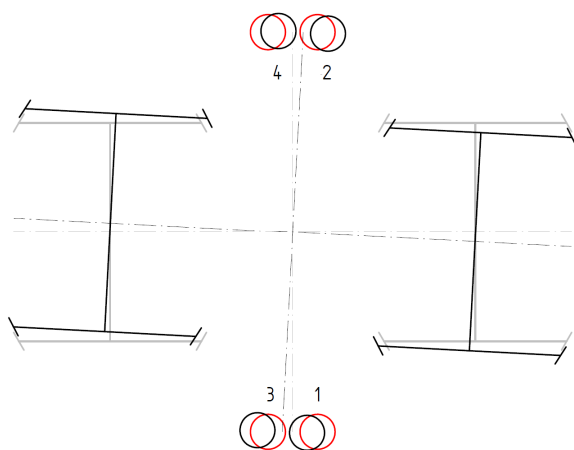
Obr. 64 Hydraulická mezipodvozková vazba Liebherr testovaná na lokomotivě ŠKODA 109E; [52].

Obecně lze říci, že **princip činnosti mezipodvozkové vazby** spočívá v tom, že zadní podvozek pomáhá při jízdě vozidla obloukem natáčet podvozek přední. Využívá se přitom skutečnosti, že absolutní hodnota úhlu natočení zadního podvozku vůči skříní je při průjezdu vozidla obloukem obvykle větší než v případě podvozku předního. Nejpriznivější stav, kterého je možné volbou vhodné charakteristiky (hydraulické) mezipodvozkové vazby dosáhnout, je vyrovnání hodnot kvazistatických vodicích sil působících na nabíhajících kolech předního a zadního podvozku. Jelikož musí zůstat zachována celková silová rovnováha vozidla v příčném směru, součet kvazistatických vodicích sil na všech kolech vozidla se nemění (tzn., že zůstává roven celkové nevyrovnané síle) a dochází pouze k „přerozdělení“ těchto sil mezi jednotlivými koly.

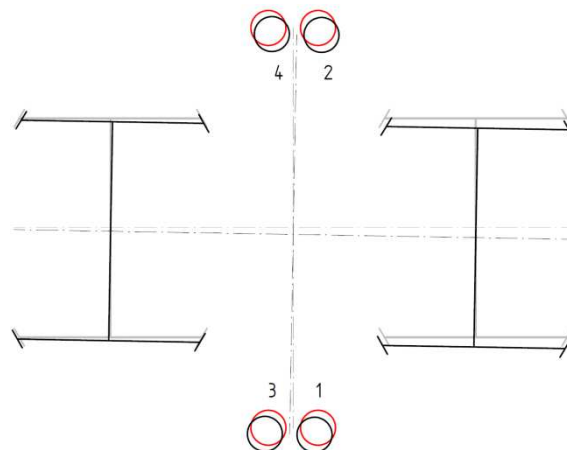
Účinnost mezipodvozkové vazby je silně závislá na velikosti odporu proti natáčení podvozku. Vliv tohoto odporu na velikost kvazistatických vodicích sil, působících na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků, je analyzován v rámci citlivostní analýzy v kap. 3.2.1. Mezipodvozková vazba při jízdě vozidla obloukem působí svým momentem (jehož velikost je závislá na rozdílu úhlů

natočení jednotlivých podvozků vůči skříní) proti momentu odporu proti natáčení podvozku, čímž snižuje kvazistatickou vodící sílu na nabíhající kole předního podvozku a zároveň zvyšuje vodící sílu na nabíhající kole zadního podvozku. Jak ovšem ukazují výsledky citlivostní analýzy (viz kap. 3.2.1), při výrazném poklesu odporu proti natáčení podvozku se hodnoty sledovaných vodících sil vzájemně přibližují a při teoretickém nulovém odporu proti natáčení podvozku by měly být stejné, a to i bez použití mezipodvozkové vazby. S ohledem na skutečnost, že pro nákladní lokomotivu ŠKODA ■ je zamýšleno použití pryžokovových naklápěcích podložek pod sekundární pružiny, které velmi výrazně snižují jejich příčnou tuhost v podélném směru (viz kap. 4.1.4), a tím i odpor proti natáčení podvozku, vyvstává logicky otázka, zda je vůbec použití (hydraulické) mezipodvozkové vazby na takové lokomotivě opodstatněné. Pro nalezení odpovědi na tuto otázku je potřeba provést podrobnější analýzu toho, jakých hodnot nabývá odpor proti natočení podvozku při jízdě lokomotivy obloukem.

V případě použití samotných flexi-coil pružin, které vykazují ve všech směrech (tj. v souřadném systému vozidla podélně i příčně) přibližně stejnou příčnou tuhost, má odpor proti natáčení podvozku za všech okolností zhruba konstantní hodnotu. V případě doplnění sekundárních pružin naklápěcími pryžokovovými podložkami se však vypružení stává z hlediska své příčné tuhosti silně anizotropní (viz též kap. 4.1.4), což situaci značně komplikuje. **Moment odporu proti natočení podvozku zde proto nezávisí pouze na natočení podvozku vůči skříní, ale také na příčné deformaci sekundárního vypružení (a tedy na nedostatku převýšení, resp. na rychlosti jízdy obloukem),** a to velmi výrazně. Pro případ, že by byly v sekundárním vypružení použity pružiny z lokomotivy ■ doplněné naklápěcími pryžokovovými podložkami GMT, jejichž charakteristika byla experimentálně ověřována (viz kap. 4.1.4) a jejichž implementace do výpočtového modelu nákladní lokomotivy ■ je detailně popsána dále (viz kap. 5), lze tuto problematiku názorně demonstrovat na následujících dvou příkladech.



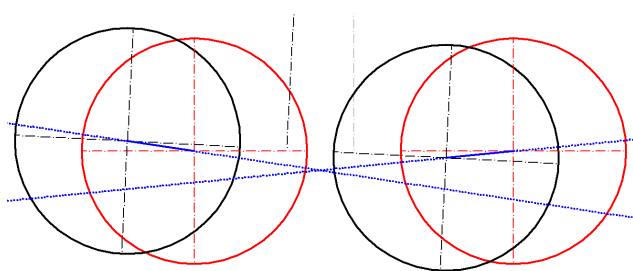
Obr. 65 Celková deformace sekundárního vypružení při natočení podvozku o 3° při nulové příčné deformaci.



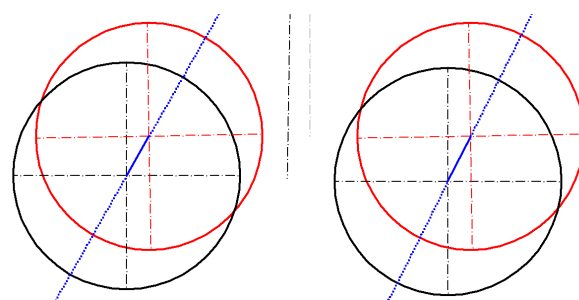
Obr. 66 Celková deformace sekundárního vypružení při natočení podvozku o 1° při příčné deformaci 45 mm.

V prvním případě je na obr. 65 schematicky znázorněno pouhé natočení podvozku o úhel $\beta = 3^\circ$ při současné nulové deformaci sekundárního vypružení v příčném směru. Uvedený úhel natočení podvozku přibližně odpovídá postavení v oblouku o velmi malém poloměru (při zohlednění vlivu

volného kanálu koleje např. $R = 90$ m); nulová příčná deformace vypružení pak obecně odpovídá jízdě s nulovým nedostatkem převýšení. Na obr. 66 je schematicky znázorněn případ natočení podvozku o úhel $\beta = 1^\circ$, což přibližně odpovídá tětiové poloze podvozku v oblouku o poloměru $R = 250$ m, při příčné deformaci sekundárního vypružení 45 mm, která přibližně odpovídá dosednutí příčných narážek mezi skříní a rámem podvozku, a tedy i jízdě s vysokou hodnotou nedostatku převýšení. Oba obrázky jsou vykresleny v měřítku (tzn., že délkové a úhlové poměry nejsou zkresleny). Černé kružnice znázorňují dosedací plochy pružiny na rámu podvozku; červené kružnice pak opěrné plochy pružin na skříní. Na obr. 67 a obr. 68 jsou detailně zobrazeny příslušné deformace pružin, které jsou na obr. 65 a obr. 66 označeny jako „1“ a „3“, a to včetně směrů deformace, které jsou znázorněny modrými přímkami. Samotné absolutní deformace znázorňují jednotlivé modré úsečky spojující středy příslušných kružnic, resp. konců pružin.

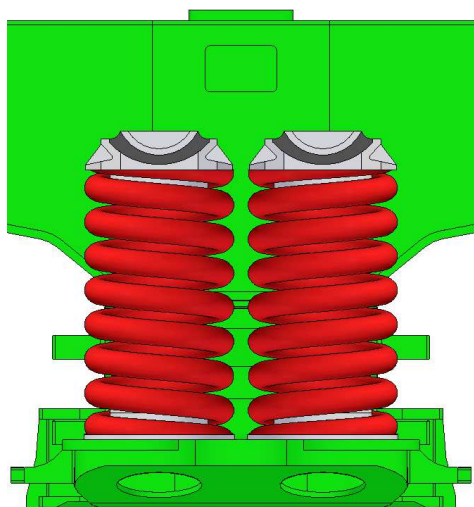


Obr. 67 Celková deformace sekundárních pružin 1 a 3 při natočení podvozku o 3° při nulové příčné deformaci.

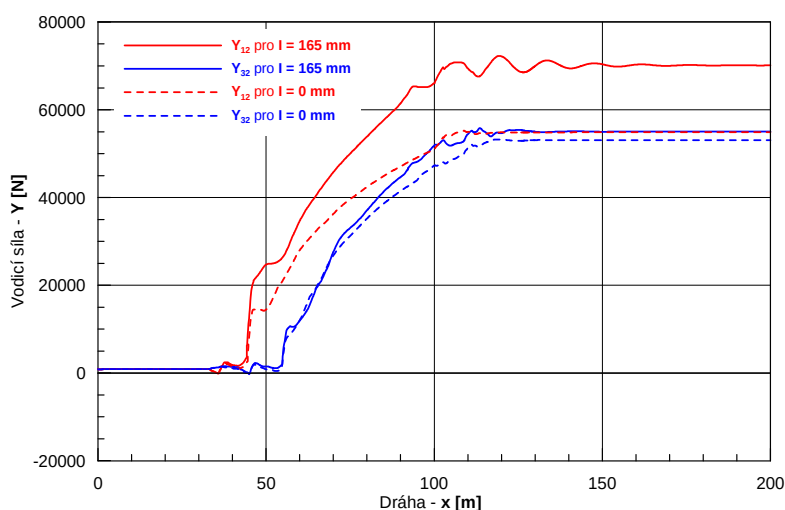


Obr. 68 Celková deformace sekundár. pružin 1 a 3 při natočení podvozku o 1° při příčné deformaci 45 mm.

Jak je z uvedených schémat zřejmé, při pouhém natáčení podvozků zcela dominuje deformace pružin v podélném směru (vzhledem k souřadnému systému vozidla). Pokud se však přidá příčná deformace sekundárního vypružení, vznikající v důsledku jízdy s nedostatkem převýšení, může se dominantním směrem deformace pružin stát směr příčný. A je-li příčná tuhost pružin (např. právě v důsledku použití naklápěcích podložek) silně závislá na směru zatěžování, má tato skutečnost velmi výrazný vliv na charakteristiku odporu proti natáčení podvozku, a tedy i na dynamické vlastnosti kolejového vozidla jako celku.



Obr. 69 Uvažované uspořádání sekundárních pružin na podvozku.



Obr. 70 Vodicí síly na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí při jízdě obloukem o poloměru 250 m s nedostatkem převýšení 165 a 0 mm.

Budeme-li předpokládat uspořádání pružin na lokomotivě v souladu s obr. 69, tedy s osami naklápění podložek rovnoběžnými s příčnou osou podvozku, a charakteristiku příčné tuhosti pružin s podložkami v souladu s grafem na obr. 81 (viz detailní popis modelu sekundárního vypružení uvedený v kap. 5.2), vychází ve výše uvedených případech za předpokladu statického zatížení pružin svislou silou $F_z = 73$ kN pro příslušné hodnoty deformace a směru deformace následující hodnoty příčných sil působících v jednotlivých pružinách:

- $F_{\Delta}^{(1+4)} = \{1,30; 1,65; 1,65; 1,30\}$ kN pro pouhé natočení podvozku o úhel $\beta = 3^\circ$,
- $F_{\Delta}^{(1+4)} = \{8,05; 8,12; 6,98; 7,06\}$ kN pro úhel natočení podvozku pouze $\beta = 1^\circ$, avšak při současné příčné deformaci sekundárního vypružení 45 mm.

Tyto hodnoty horizontálních sil v pružinách jsou platné pro příslušné směry zatížení jednotlivých pružin a pro hodnoty absolutní deformace v tomto směru (viz modré přímky na obr. 67 a obr. 68). Na odporu proti natáčení podvozku se však vždy podílí pouze ta složka těchto sil, kterou lze v souřadném systému vozidla označit jako podélnou⁴, tj. složka cosinová. Hledaný odpor proti natočení podvozku tedy vychází:

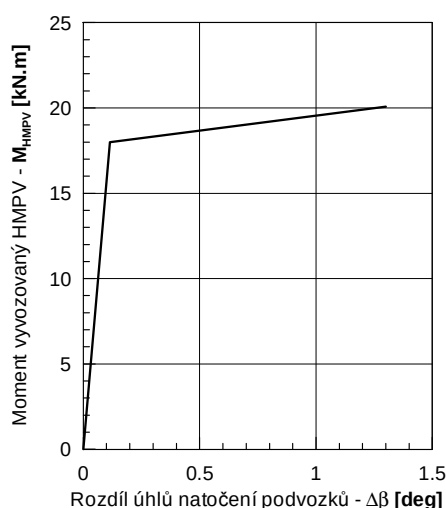
- $\gamma \doteq 150$ kN·m/rad pro případ pouhého natočení podvozku o úhel $\beta = 3^\circ$,
- $\gamma \doteq 1\,110$ kN·m/rad pro natočení podvozku $\beta = 1^\circ$ a příčnou deformaci sekundárního vypružení 45 mm.

Ač jsou uvedené dva výpočty pro dvě různé situace pouze zjednodušené, poskytují dobrou představu o tom, jak zásadně může příčná deformace sekundárního vypružení, resp. rychlost jízdy obloukem, ovlivnit odpor proti natáčení podvozku. V souladu se závěry citlivostní analýzy uvedenými v kap. 3.2.1 pak lze předpokládat, že i dosahované hodnoty kvazistatických vodicích sil budou výrazně ovlivněny rychlostí jízdy obloukem, a to nejen přímo v důsledku různých hodnot nevyrovnaného zrychlení jako takového, ale právě také nepřímo – jako důsledek různých hodnot odporu proti natáčení podvozku. Tato skutečnost je zde demonstrována v grafu na obr. 70, kde jsou vykresleny průběhy vodicích sil působících na nabíhajících kolech 1. (červeně) a 3. (modře) dvojkolí při simulaci jízdy nákladní lokomotivy (viz kap. 5) obloukem o poloměru $R = 250$ m s převýšením $p = 150$ mm a s nedostatkem převýšení o hodnotě jednak $I = 165$ mm (tj. zhruba rychlostí $V = 82$ km/h – plnou čarou) a jednak $I = 0$ mm (tj. přibližně rychlostí $V = 56$ km/h – čárkovanou čarou). V obou případech byla simulována jízda po ideálně trasované koleji bez nerovností. Součinitel tření v kontaktu kola a kolejnice měl hodnotu $f = 0,40$ a charakteristiky kontaktní geometrie odpovídaly kolejnicím tvaru 60E1 s úklonem 1:40 a teoretickému jízdnímu obrysu S1002 při rozchodu koleje 1435 mm a jmenovitém rozkolí 1360 mm.

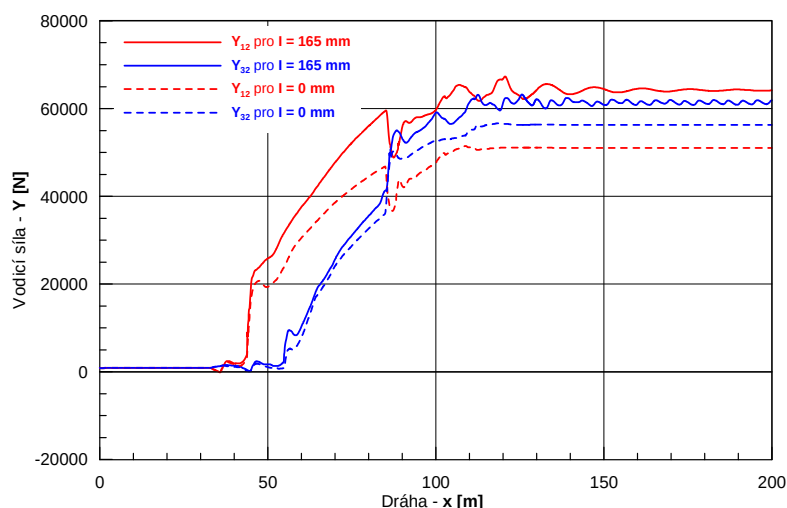
A právě výše popsáný jev zcela zásadním způsobem ovlivňuje **možnosti použití (hydraulické) mezipodvozkové vazby na uvažované lokomotivě**. Funguje-li tato vazba standardním způsobem, tedy že pouze v závislosti na rozdílu natočení předního a zadního podvozku vůči skříni vyvozuje na

⁴ Přesněji řečeno jde o složky působících sil, které jsou v místech daných pružin tečné ke kružnici, po níž dochází k natáčení podvozku. S ohledem na malé hodnoty úhlu natočení podvozku je ale možné uvažovat podélně působící složky sil v pružinách (v souřadném systému vozidla), aniž by byl výsledek výrazněji zkreslen.

jednotlivých podvozcích moment, který ve svém důsledku snižuje při jízdě obloukem malého poloměru kvazistatickou vodicí sílu na nabíhající kole prvního dvojkolí a zvyšuje tuto sílu na nabíhající kole třetího dvojkolí, nebude zdaleka za všech okolností dosaženo žádaného stavu, tedy vyrovnání velikosti kvazistatických vodicích sil na těchto kolech. Při jízdě s vyšší hodnotou nedostatku převýšení, kdy odpor proti natáčení podvozku nabývá poměrně značných hodnot, sice dojde při volbě vhodné charakteristiky vazby k požadovanému sblížení (teoreticky k vyrovnání) hodnot kvazistatických vodicích sil působících na nabíhající kolech jednotlivých podvozků, avšak při průjezdu obloukem s nízkou hodnotou nedostatku převýšení může docházet k situaci, že vlivem působení vazby bude nejvyšší hodnota kvazistatické vodicí síly pozorována na nabíhající kole zadního podvozku. Tato situace je zde opět demonstrována na dvojici příkladů. V grafu na obr. 71 je znázorněna charakteristika hydraulické mezipodvozkové vazby, která byla testována na lokomotivě ŠKODA 109E. S modelem nákladní lokomotivy (viz kap. 5), vybavené touto vazbou, byly opět provedeny simulační výpočty jízdy obloukem o poloměru $R = 250$ m s převýšením $p = 150$ mm a s nedostatkem převýšení jednak $I = 165$ mm a také $I = 0$ mm. Výsledky těchto simulací jsou uvedeny v grafu na obr. 72. Zatímco při jízdě s vysokým nedostatkem převýšení (plné čáry) je patrné požadované sblížení kvazistatických vodicích sil na nabíhající kolech obou podvozků (zejména při porovnání s výsledky simulačních výpočtů lokomotivy bez HMPV – viz obr. 70), při jízdě s nulovým nedostatkem převýšení (čárkované čáry) je na nabíhající kole zadního podvozku dosahováno větší hodnoty vodicí síly než na nabíhající kole podvozku předního. To je dáno právě skutečností, že v tomto případě je moment odporu proti natáčení podvozku sám o sobě malý a mezipodvozková vazba jej svým účinkem de facto posouvá do záporných hodnot.



Obr. 71 Charakteristika HMPV, která byla testována na lokomotivě ŠKODA 109E.



Obr. 72 Vliv HMPV na vodicí síly na nabíhající kolech 1. a 3. dvojkolí při jízdě obloukem $R = 250$ m s nedostatkem převýšení 165 a 0 mm.

Na základě výše uvedeného je možné konstatovat, že použití (hydraulické) mezipodvozkové vazby u nákladní lokomotivy s uvažovaným uspořádáním sekundárního vypružení je sice možné, avšak optimálního účinku lze dosáhnout (v závislosti na volbě charakteristiky vazby) pouze za určitých podmínek, daných zejména nedostatkem převýšení. Pro optimální fungování mezipodvozkové vazby v celém pásmu přípustných hodnot rychlosti jízdy obloukem by bylo nutné účinek vazby regulovat i v závislosti na nedostatku převýšení, čímž by se celý systém stal systémem aktivním.

4.3.2 Aktivní prvky

Vedle mezipodvozkových vazeb, které jsou systémy pasivními, se pro natáčení podvozků vozidla při jízdě obloukem nabízí možnost využití systémů aktivních, tedy takových, které pro svoji funkci vyžadují přívod energie a jsou požadovaným způsobem regulovány z vnějšku. Příkladem takového systému je systém ADD (*aktive Drehdämpfer*) vyvinutý společnostmi Siemens a Liebherr. Princip funkce systému ADD, který je možné na lokomotivu dosadit namísto podélných tlumičů vrtivých pohybů podvozků a který při průjezdu oblouky malých poloměrů pomáhá natáčet jednotlivé podvozky do oblouku, je přiblížen například v práci [22]. Výsledky simulačních výpočtů vodicích vlastností lokomotivy 109E vybavené systémem ADD jsou pak prezentovány v článku [26].

Jak již bylo řečeno výše, nejpříznivějším stavem, kterého je možné při jízdě vozidla obloukem dosáhnout s využitím mezipodvozkových vazeb, je vyrovnaní hodnot kvazistatických vodicích sil na nabíhající kolech předního a zadního podvozku. To lze samozřejmě docílit i s využitím aktivních prvků, avšak teoreticky je možné pomocí aktivních systémů dosáhnout i výraznějšího poklesu vodicích sil. Protože však součet kvazistatických vodicích sil působících na všech kolech vozidla musí být roven celkové nevyrovnané síle vozidla i v tomto případě, jedná se opět jen o „přerozdělení“ vodicích sil mezi jednotlivá kola, resp. jednotlivá dvojkolí. Zatímco v případě mezipodvozkových vazeb šlo zejména o „přesunutí“ části vodicí síly z nabíhajícího kola prvního podvozku na nabíhající kolo podvozku druhého, v případě vhodného použití aktivních prvků je možné docílit rovnoměrnějšího rozdělení kvazistatických vodicích sil i mezi jednotlivá dvojkolí obou podvozků. Obecně lze **výhody použití aktivních prvků** shrnout do následujících bodů:

- možnost výraznějšího snížení kvazistatických vodicích sil než u mezipodvozkových vazeb spojené s rovnoměrnějším rozdělením vodicích sil mezi jednotlivá kola, resp. dvojkolí,
- možnost regulace natáčení každého podvozku zvlášť, což může být přínosné zejména v protisměrných obloucích a ve výhybkách,
- možnost regulace v závislosti na dalších veličinách (např. rychlost, nevyrovnané zrychlení).

Samozřejmě, že aktivní systémy mají i své **nevýhody**. Mezi ty nejvýznamnější patří:

- nutnost zajištění bezpečnosti při poruše, resp. při nesprávné funkci aktivního systému,
- s tím související finanční i časová náročnost schvalování aktivního systému umístěného v pojezdu vozidla a majícího přímý vliv na bezpečnost jízdy,
- nutnost přívodu externí energie, jejíž spotřeba nemusí být zanedbatelná a spolu s náklady na údržbu systému může zvyšovat provozní náklady celého vozidla.

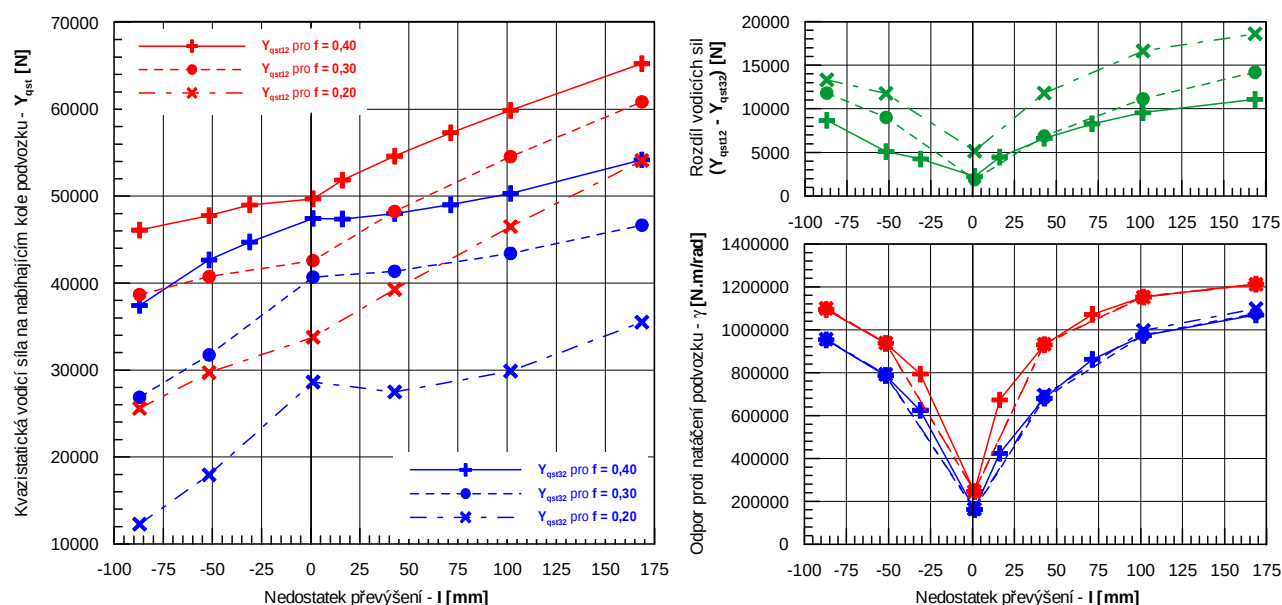
I přes uvedená negativa představuje použití aktivních prvků cestu k tomu, jak dosáhnout nižších příčných silových účinků vozidla na trať. Vzhledem k tomu, že v případě použití mezipodvozkové vazby na zamýšlené nákladní lokomotivě by – jak vyplývá z kap. 4.3.1 – bylo nutné regulovat její účinek v závislosti na nedostatku převýšení, bylo by možné i takovou mezipodvozkovou vazbu považovat za aktivní systém. Z tohoto důvodu je v této kapitole věnována pozornost **definici požadavků na systém aktivních prvků pro natáčení podvozků**, tedy návrhu charakteristiky takového systému, a možnost použití „klasické“ mezipodvozkové vazby již není dále rozvíjena.

Pro tyto účely bylo nutné nejprve provést analýzu toho, jak se lokomotiva s novým sekundárním vypružením (viz popis modelu uvedený v kap. 5 a náčrtek na obr. 69) chová v obloucích o malých poloměrech. Proto byla v rámci této práce provedena série simulačních výpočtů jízdy vozidla obloukem po ideálně trasované koleji bez nerovností s následujícími parametry:

- poloměr oblouku: $R = \{250; 300; 400; 500\}$ m,
- nedostatek převýšení: $I \in (-120; +170)$ mm,
- součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice: $f = \{0,20; 0,30; 0,40\}$,
- charakteristiky kontaktní geometrie odpovídající kontaktní dvojici: S1002–60E1/1: 40.

Jak již bylo popsáno v kap. 4.3.1, jedním z důsledků doplnění sekundárních pružin o naklápěcí pryžkovové podložky je závislost odporu proti natáčení podvozku na nedostatku převýšení při jízdě vozidla obloukem. Cílem provedené analýzy proto bylo stanovit, jakým způsobem odpor proti natáčení podvozku závisí na výše uvedených vstupních parametrech a jaké to má důsledky pro vodivé vlastnosti lokomotivy. Sledovanými veličinami proto byly:

- kvazistatické vodivé síly na jednotlivých kolech lokomotivy,
- úhly natočení jednotlivých podvozků vůči skříni,
- momenty působící ve vazbě skříně a podvozků kolem svislé osy, resp. hodnoty odporu proti natáčení jednotlivých podvozků,
- příčné posuvy skříně vůči rámcům podvozků pro kontrolu toho, zda za dané situace dochází k dosednutí příčných narážek.

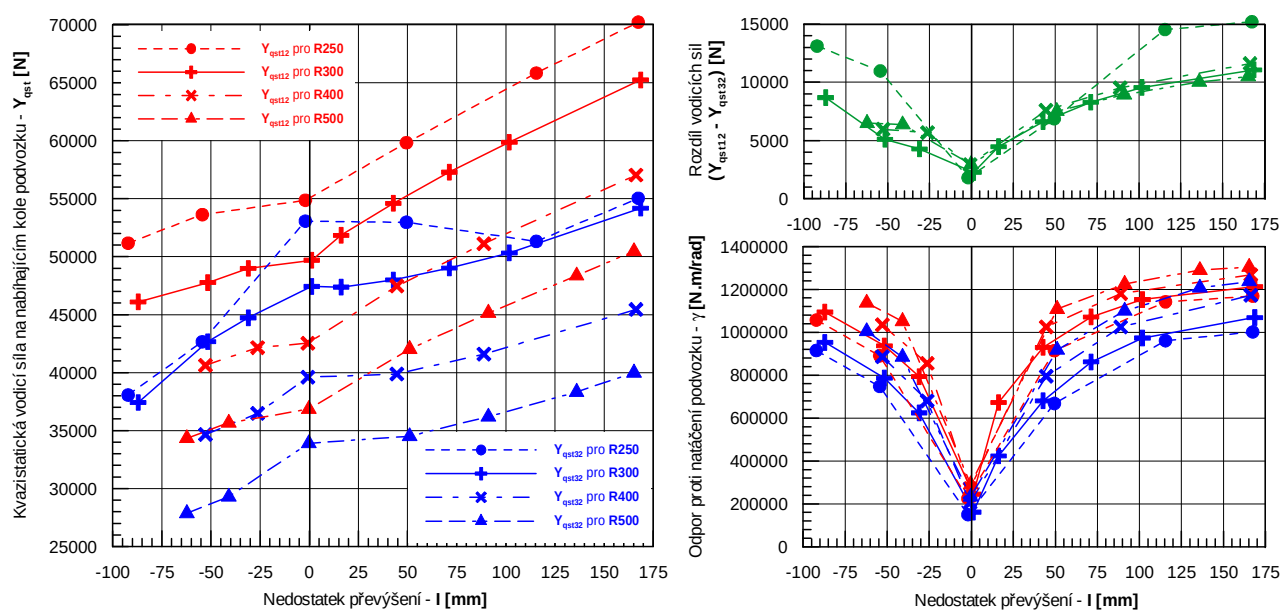


Obr. 73 Výsledky simulačních výpočtů jízdy lokomotivy obloukem o poloměru 300 m za různých podmínek součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice; dosahované kvazistatické vodivé síly na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků (vlevo), rozdíly těchto kvazistatických vodivích sil (vpravo nahoře) a ustálené hodnoty odporu proti natáčení podvozků (vpravo dole), vždy v závislosti na nedostatku převýšení.

V grafech na obr. 73 jsou prezentovány výsledky provedených simulačních výpočtů pro oblouk o poloměru $R = 300$ m. Z pravého dolního grafu je patrné, jak významně odpor proti natáčení podvozku závisí na nedostatku převýšení, resp. na rychlosti jízdy obloukem. Tato závislost je

přítom prakticky nezávislá na součiniteli tření v kontaktu kola a kolejnice a křivka pro zadní podvozek (modře) je vždy – v důsledku jiných poměrů na tomto podvozku (úhel natočení vůči skřini, příčná deformace sekundárního vypružení) – položena o něco níže než křivka pro podvozek přední (červeně). Svého minima nabývá odpor proti natáčení podvozku při nulovém nedostatku převýšení, což koresponduje se závěry kap. 4.3.1. Velmi významný (tj. zhruba o čtvrtinu a více v porovnání s nejvyššími dosahovanými hodnotami) je přitom pokles odporu proti natáčení podvozku přibližně v rozmezí hodnot nedostatku převýšení od -50 mm do $+50$ mm. V souladu se závěry kap. 3.2.1 má rostoucí odpor proti natočení podvozku za následek větší rozdíly mezi kvazistatickými vodicími silami působícími na nabíhající kolech předního a zadního podvozku, resp. výraznější nárůst kvazistatické vodicí síly na nabíhající kole prvního dvojkolí. To je patrné i z levého a horního pravého grafu na obr. 73.

Na obr. 74 jsou pak zobrazeny výsledky těchto simulačních výpočtů pro různé hodnoty poloměru oblouku při stálé hodnotě součinitele tření v kontaktu kola a kolejnice $f = 0,40$. Z výsledků je opět patrné, že nejmenších hodnot rozdílu kvazistatických vodicích sil působících na nabíhající kolech předního a zadního podvozku je ve všech případech dosaženo při nulovém nedostatku převýšení. Ač se absolutní hodnoty vodicích sil při daném nedostatku převýšení s rostoucím poloměrem oblouku zmenšují, rozdíly mezi nabíhajícími koly jednotlivých podvozků zůstávají přibližně stejné. Výjimku tvoří jen oblouk o poloměru 250 m, kde jsou tyto rozdíly při vyšších hodnotách nedostatku převýšení vyšší než v obloucích větších poloměrů. Průběhy závislosti dosahovaných hodnot odporu proti natáčení podvozků na nedostatku převýšení mají taktéž opět stejný charakter; pouze v obloucích o větších poloměrech jsou maximální dosahované hodnoty odporu proti natáčení jednotlivých podvozků o něco vyšší než v obloucích menších poloměrů. To patrně souvisí s menším úhlem natočení podvozku vůči skřini v oblouku o větším poloměru.



Obr. 74 Výsledky simulačních výpočtů jízdy lokomotivy oblouky různých poloměrů za podmínky součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice 0,40; dosahované kvazistatické vodicí síly na nabíhající kolech jednotlivých podvozků (vlevo), rozdíly těchto kvazistatických vodicích sil (vpravo nahoře) a ustálené hodnoty odporu proti natáčení podvozků (vpravo dole), vždy v závislosti na nedostatku převýšení.

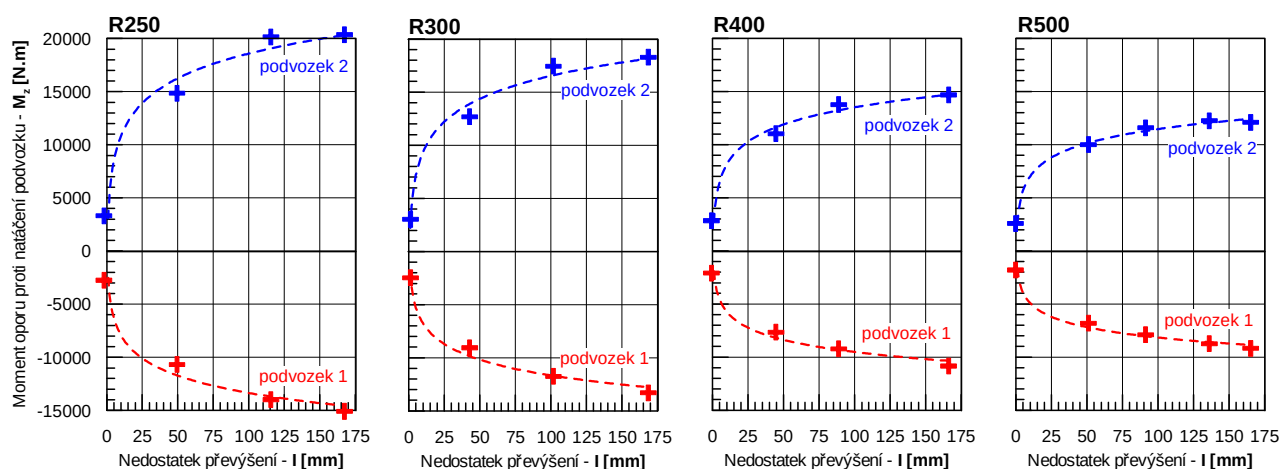
Jelikož jsou pro jednotlivé poloměry oblouků úhly natočení podvozků vůči skříni a dosahované hodnoty odporu proti natáčení jednotlivých podvozků prakticky nezávislé na součiniteli tření v kontaktu kolo–kolejnice, je možné pro jednotlivé vyšetřované hodnoty nedostatku převýšení v oblouku daného poloměru určit (průměrováním příslušných hodnot přes jednotlivé uvažované hodnoty součinitele tření) průměrné hodnoty momentů odporu proti natáčení jednotlivých podvozků. Tyto momenty lze obecně stanovit jako:

$$M_{z,i} = \gamma_i \cdot \beta_i, \quad (4.63)$$

kde γ_i je odpor proti natáčení i -tého podvozku a β_i je úhel natočení i -tého podvozku vůči skříni. Závislost těchto momentů na nedostatku převýšení je pak možné proložit vhodnými funkcemi. V tomto případě se jako vhodné jeví logaritmické funkce, jež mohou být obecně zapsány ve tvaru:

$$M_z(I) = A \cdot \ln I + B, \quad (4.64)$$

kde I je nedostatek převýšení v [mm] a A a B jsou konstanty. Zjištěné závislosti momentů odporu proti natáčení podvozků na kladných hodnotách nedostatku převýšení jsou pro vyšetřované poloměry oblouku vykresleny v grafech na obr. 75, a to včetně průběhů aproximačních funkcí. Konstanty A a B jsou pro jednotlivé poloměry oblouků uvedeny v tab. 9. Pro záporné hodnoty nedostatku převýšení by tyto závislosti byly velmi podobné, což je důsledkem symetrie závislosti odporu proti natáčení podvozku na nedostatku převýšení (viz grafy na obr. 73 a obr. 74).



Obr. 75 Aproximace závislostí momentu odporu proti natáčení podvozku na nedostatku převýšení pro různé poloměry oblouku; výsledky simulačních výpočtů (křížky) a aproximační funkce (čárkované čáry).

Tab. 9 Koeficienty aproximačních funkcí závislostí momentu odporu proti natáčení jednotlivých podvozků lokomotivy na nedostatku převýšení v obloucích o různých poloměrech.

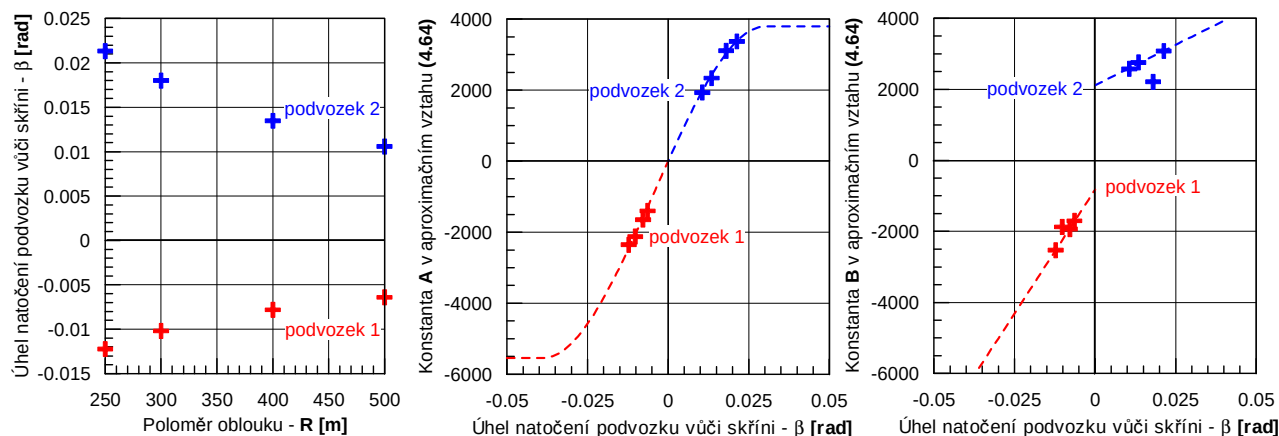
Poloměr oblouku R [m]	Koeficienty pro podvozek 1		Koeficienty pro podvozek 2	
	A_1	B_1	A_2	B_2
250	−2353	−2526	3369	3078
300	−2125	−1876	3110	2214
400	−1647	−1935	2336	2756
500	−1403	−1700	1930	2576

Jak je zřejmé z výsledků uvedených v tab. 9, koeficienty A_i i B_i jsou závislé na poloměru oblouku R . Aby bylo dosaženo kompletního **matematického popisu momentu odporu proti natáčení jednotlivých podvozků**, je potřeba koeficienty A a B ve vztahu (4.64) definovat právě jako funkce poloměru oblouku. Vzhledem ke skutečnosti, že na reálné lokomotivě by bylo nutné použít jako vstup pro algoritmus řízení aktivních prvků nějaký měřitelný signál, nabízí se možnost získávat informaci o poloměru oblouku nepřímo – na základě úhlu natočení jednotlivých podvozků, který s poloměrem oblouku úzce souvisí. Závislost průměrných dosahovaných hodnot úhlu natočení jednotlivých podvozků na poloměru pravotočivého oblouku, získaná jako jeden z výsledků provedené série simulačních výpočtů, je zobrazena v levém grafu na obr. 76. Prostřední a pravý graf na obr. 76 pak uvádí závislosti koeficientů A a B na úhlu natočení jednotlivých podvozků, včetně průběhů aproximačních funkcí, které byly nalezeny ve tvaru:

$$\begin{aligned} \beta < -0,039: A(\beta) &= -5541, \\ \beta \in (-0,039; 0,030): A(\beta) &= -57541457 \cdot \beta^3 - 744381 \cdot \beta^2 + 200537 \cdot \beta, \\ \beta > 0,030: A(\beta) &= 3793, \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\begin{aligned} \beta < 0: B(\beta) &= 139609 \cdot \beta - 823, \\ \beta > 0: B(\beta) &= 45541 \cdot \beta + 2114, \end{aligned} \quad (4.66)$$

kde β je úhel natočení příslušného podvozku vůči skříni v [rad]. Přitom je potřeba mít na paměti, že uvedené aproximační vztahy byly hledány pro průjezd vozidla pravotočivým obloukem, a pro průjezd lokomotivy levotočivým obloukem je tedy nezbytné všechny veličiny (znaménka úhlů natočení podvozků vůči skříni, smysl momentů odporu proti natáčení jednotlivých podvozků atd.) příslušným způsobem transformovat.



Obr. 76 Závislost úhlu natočení jednotlivých podvozků na poloměru oblouku (vlevo) a závislost koeficientů A (uprostřed) a B (vpravo) v aproximačním vztahu (4.64) na úhlu natočení podvozku v pravotočivém oblouku.

Mají-li aktivní prvky **plnit funkci mezipodvozkové vazby**, tzn. vyrovnávat velikosti kvazistatických vodicích sil na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků při průjezdu lokomotivy obloukem, musí **kompensovat moment odporu proti natáčení jednotlivých podvozků**, tedy působit na podvozky momentem opačného smyslu. Tato myšlenka byla aplikována při návrhu charakteristiky „*aktivní mezipodvozkové vazby*“, jejíž model je popsán v kap. 5. Výsledky simulačních výpočtů vodicích vlastností lokomotivy ŠKODA [redacted] vybavené aktivními prvky jsou pak prezentovány v kap. 7.

5 Dynamický model nákladní lokomotivy

Předmětem této kapitoly je popis dynamického modelu nákladní lokomotivy **ŠKODA** , který byl vytvořen v rámci řešení této práce. Pro potřeby realizace simulačních výpočtů byla vytvořena nová verze programového systému SJKV, označená **SJKV-LokCargo_** . Tento simulační nástroj vychází z předchozí verze SJKV-L3A, která je používána pro simulační výpočty jízdy lokomotivy ŠKODA 109E a jejíž bližší popis je uveden v kap. 3.1.1. Schéma funkce (viz obr. 2), stejně jako použité metody řešení kontaktu kolo–kolejnice, adheze i numerického řešení pohybových rovnic, zůstává v nové verzi programu zachováno. Odlišnosti je ale možné najít právě v dynamickém modelu lokomotivy; jde zejména o:

- podrobnost modelu vozidla,
- model sekundárního vypružení,
- model systému aktivních prvků.

5.1 Obecná struktura modelu

Programový systém SJKV je založen na dynamice tuhých těles (na multi-body simulacích), a proto jsou zde vozidla modelována jako soustavy tuhých těles, vzájemně spolu vázaných pružnými a tlumicími vazbami. Zatímco ve verzi SJKV-L3A je model lokomotivy tvořen 7 tělesy (dvojkolí, rámy podvozků a skříň), v nové verzi je model podrobnější, neboť jej tvoří:

- **4 dvojkolí** (každé o 6 stupních volnosti),
- **8 ložiskových skříní** (každá o 2 stupních volnosti: posuv v ose a rotace okolo osy dvojkolí),
- **2 rámy podvozků** (každý o 6 stupních volnosti),
- **skříň lokomotivy** (o 6 stupních volnosti).

Celkem je tedy model nákladní lokomotivy tvořen 15 tělesy a má celkem 58 stupňů volnosti⁵. Důvodem pro podrobnější modelování jednotlivých částí byla snaha o popis každé pružné a tlumicí vazby zvlášť. Zatímco v případě, kdy nejsou uvažovány např. ložiskové skříně, musí být tuhost primárních pružin a vodicích ojnic v příčném směru redukována v celkovou příčnou tuhost vazby podvozek–dvojkolí, v novém modelu jsou všechny prvky modelovány samostatně.

Model lokomotivy je charakterizován hmotnostmi a momenty setrvačnosti jednotlivých těles a rozměrovými parametry, tj. polohou těžišť jednotlivých těles, umístěním jednotlivých vazeb, resp. polohou působišť sil ve vazbách atd. Tyto parametry jsou pro model nákladní lokomotivy uvedeny v příloze 1.

⁵ Kromě toho je v modelu připraveno dalších 8 těles reprezentujících tlumiče vrtivých pohybů podvozků. Každý tlumič pak má 1 stupeň volnosti ve směru svého pohybu. Systém však umožňuje přepínání mezi „klasickým“ modelem tlumiče (vazba mezi skříní a podvozkem s nelineární charakteristikou) a modelem tlumičů s pružným uložením, tedy modelováním tlumičů jako samostatných těles. Tento složitější model však nebyl při analýzách provedených v rámci řešení této práce využit.

5.2 Model sekundárního vypružení

Jednou z nejvýznamnějších změn, která byla při tvorbě modelu nákladní lokomotivy oproti verzi SJKV-L3A provedena, je nový model sekundárního vypružení. Pro použití na lokomotivě ŠKODA  jsou v tomto stupni vypružení uvažovány ocelové flexi-coil pružiny doplněné naklápěcími pryžokovovými podložkami. Analytickému výpočtu a následnému experimentálnímu ověření příčné tuhosti jak pružin samotných, tak i pružin s podložkami je věnována kap. 4.1. Ze závěrů této kapitoly vyplývá, že příčná tuhost pružiny s podložkou (myšleno obecně ve smyslu tuhosti zjišťované ve směru kolmém k ose pružiny, nikoliv jen ve vztahu k souřadnému systému vozidla) je závislá na mnoha faktorech, konkrétně pak na:

- svislém (osovém) zatížení pružiny F_z ,
- příčné deformaci pružiny Δ , resp. na jejím příčném zatížení F_Δ ,
- úhlu natočení podložky β , tj. směru zatěžování sestavy pružina–podložka vůči směru, ve kterém podložka v největší možné míře dovoluje naklápění,
- úhlu natočení pružiny α , tj. směru zatěžování sestavy pružina–podložka vůči poloze závěrných závitů pružiny.

Tyto závislosti tedy bylo nutné zahrnout do výpočtového modelu lokomotivy. Klasický způsob modelování sekundárního vypružení, kdy je na každé straně podvozku uvažována (obvykle ve středu příslušných pružin) vazba vykazující určitou náhradní svislou a příčnou tuhost a navíc vazba skříňe a podvozku vykazuje určitou úhlovou tuhost (tj. odpor proti natáčení podvozku), se jeví jako nedostatečný. Takový model totiž neumožňuje dost dobře postihnout požadované závislosti, především pak charakteristiku momentu odporu proti natáčení podvozku, který je v důsledku silné směrové závislosti příčné tuhosti pružin s podložkami závislý např. i na rychlosti, kterou vozidlo projíždí daný oblouk. Důvod, proč tomu tak je, je podrobně analyzován v kap. 4.3.1, zabývající se možností využití mezipodvozkové vazby na lokomotivě. Řešením problému je tedy změna způsobu modelování sekundárního vypružení. **Nově je proto každá sekundární pružina (včetně podložky) modelována samostatně.** Důsledkem tohoto přístupu je mimo jiné i fakt, že problematický moment odporu proti natáčení podvozku již není vstupem pro simulační výpočty, ale je jejich výsledkem, závislým na aktuálních podmínkách.

Pro potřeby nového modelu sekundárního vypružení byl systém SJKV doplněn o programovou jednotku VTSV (výpočet tuhosti sekundárního vypružení). V souboru vstupních dat simulace (VDS; viz přílohu 1) tak nově figuruje logická proměnná „Sek-Vyp“, která umožňuje buď modelovat sekundární vypružení nově (s využitím programové jednotky VTSV), nebo „klasicky“ (tj. s využitím zadaných hodnot tuhostí sekundárních pružin v jednotlivých směrech, s výpočtem odporu proti natáčení podvozku podle vztahu (3.11)). Jednotka VTSV přitom pracuje následujícím způsobem:

- Každá sekundární pružina má přiřazené dvě dvojice souřadnic $[x_{si}; y_{si}]$ a $[x_{pi}; y_{pi}]$, které definují polohu středů horního a dolního konce těchto pružin ve vodorovné rovině, tedy polohu středů opěrných ploch pružin na skříni a na rámu podvozku. Tyto souřadnice jsou vztaheny k souřadnému systému svázanému se středem otočného čepu, tj. se skříni.

- Pro obecnou polohu podvozku pod skříní lokomotivy (viz schéma na obr. 77), která je definována úhlem natočení podvozku vůči skříní (β_p) a posunutím podvozku vůči skříní v podélném (R_{spx}), resp. příčném (R_{spx}) směru, jsou v každém kroku vypočteny aktuální souřadnice středů horního a dolního konce jednotlivých pružin, a to jako:

$$\begin{aligned} x_{si} &= \pm V_p, \\ y_{si} &= \pm E_p, \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} x_{pi} &= R_{spx} \pm \sqrt{\frac{V_p^2 + E_p^2}{1 + \operatorname{tg}^2 \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{E_p}{V_p} \right) \pm \beta_p \right]}}, \\ y_{pi} &= R_{spx} \pm \operatorname{tg} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{E_p}{V_p} \right) \pm \beta_p \right] \cdot (x_{pi} - R_{spx}), \end{aligned} \quad (5.2)$$

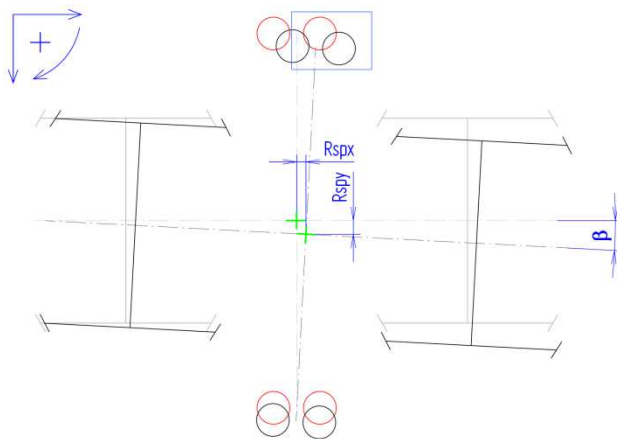
kde V_p je podélná vzdálenost středů pružin od příčné osy podvozku a E_p je příčná vzdálenost středů pružin od podélné osy podvozku.

- Na základě vypočtených souřadnic horního a dolního konce jednotlivých pružin je pak vypočtena absolutní deformace těchto pružin a směr této deformace (viz obr. 78):

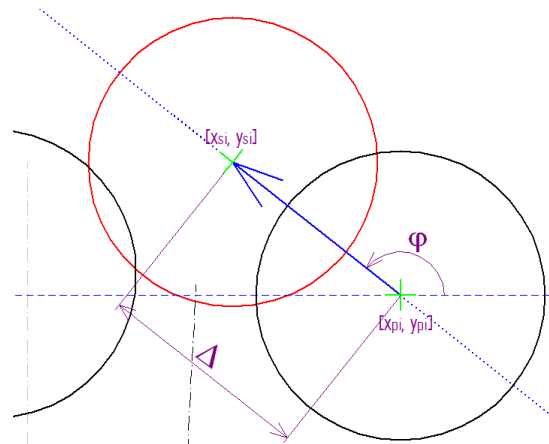
$$\Delta_i = \sqrt{(x_{si} - x_{pi})^2 + (y_{si} - y_{pi})^2}, \quad (5.3)$$

$$\varphi_i = \operatorname{arctg} \frac{y_{si} - y_{pi}}{x_{si} - x_{pi}}. \quad (5.4)$$

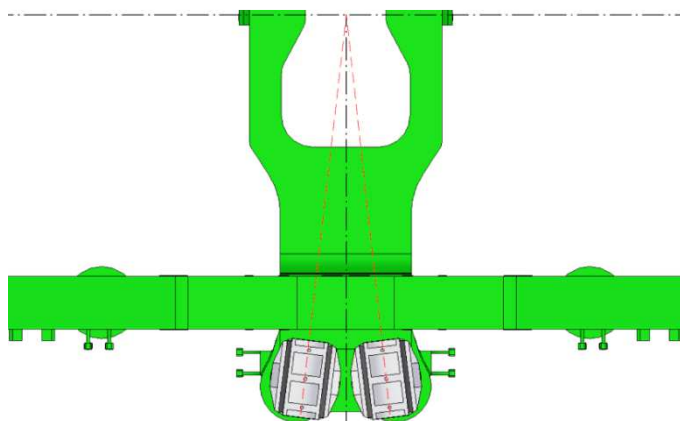
- Směr deformace jednotlivých pružin φ_i je dále transformován na směr zatížení těchto pružin vůči orientaci naklápěcích pryžokovových podložek β_i . Pokud jsou tyto podložky orientovány svojí osou naklápění rovnoběžně s příčnou osou podvozku (viz obr. 69), jsou si oba směry, resp. úhly rovny. Programová jednotka VTSV však umožňuje i výpočet pro případ, že jsou osy naklápění jednotlivých podložek orientovány tak, že směřují ke středu podvozku. Tento případ je znázorněn na obr. 79 a obr. 80.



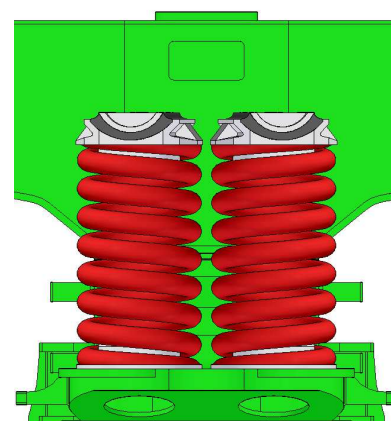
Obr. 77 Obecná poloha podvozku pod skříní lokomotivy (vyznačený detail je zobrazen na obr. 78).



Obr. 78 Detailní znázornění deformace a směru deformace sekundární pružiny.



Obr. 79 Alternativní uspořádání sekundárního vypružení s osami podložek směřujícími ke středu podvozku – půdorys.



Obr. 80 Alternativní uspořádání sekundárního vypružení – nárys.

- Na základě aktuálních hodnot svislého zatížení pružiny F_{zi} , absolutních hodnot deformace Δ_i a směru zatížení pružiny ve vodorovné rovině vůči naklápěcí podložce β_i je potom s využitím příčné charakteristiky pružiny (viz dále) stanovena příslušná příčná tuhost jednotlivých pružin a síla v těchto pružinách, působící v daném směru – tj. pod úhlem φ_i (viz vztah (5.4)). Platí tedy vztahy:

$$k_{xi} = f(F_{zi}, \Delta_i, \beta_i), \quad (5.5)$$

$$F_{\Delta i} = \int_0^{\Delta_i} k_{xi}(\Delta_i) d\Delta_i. \quad (5.6)$$

- A na základě znalosti velikosti a orientace těchto sil je na závěr vypočítána jednak **příčná tuhost vypružení k_{spy}** (pro odpovídající příčnou deformaci vazby skříň–podvozek R_{spy}) a jednak **odpor proti natáčení podvozku γ** (pro příslušný úhel natočení podvozku vůči skříni β_p), a to obecně jako:

$$k_{spy} = \frac{1}{R_{spy}} \cdot \sum_{(i)} F_{\Delta i} \cdot \sin \varphi_i, \quad (5.7)$$

$$\gamma = \frac{1}{\beta_p} \cdot E_p \cdot \sum_{(i)} F_{\Delta i} \cdot \cos \varphi_i. \quad (5.8)$$

Jak již bylo řečeno, k výpočtu síly v jednotlivých pružinách sekundárního vypružení využívá programová jednotka VTSV zadané **příčné charakteristiky**. Protože odvozené analytické vztahy pro výpočet příčné tuhosti pružiny s podložkou (viz vztah (4.46) v kap. 4.1.2, resp. naznačenou numerickou metodu výpočtu v kap. 4.1.5 – vztahy (4.56) a (4.60)) platí pouze pro směr zatěžování sestavy pružina–podložka, v němž je tato sestava nejměkčí (tj. pro $\beta = 0^\circ$), byla pro popis její příčné charakteristiky využita experimentálně zjištěná data, která byla aproximována vhodnou funkcí. Konkrétně byly využity výsledky měření, jež byla provedena na vzorku dvou pružin v kombinaci se dvěma podložkami (kromě výsledků kombinace „Pr1+Po1“, uvedených v kap. 4.1.4, byly uvažovány i kombinace „Pr1+Po2“ a „Pr2+Po1“). Jednotlivé výsledky byly vždy pro dané kombinace vstupních parametrů (svislé zatížení F_z , příčná deformace pružiny Δ , úhel natočení podložky β) příslušným způsobem průměrovány. Závislost příčné tuhosti sestavy na úhlu

natočení samotné pružiny α , jakož i existence příčné síly F_{x0} vznikající v pružině při jejím pouhém svislém zatížení (viz kap. 4.1.3, resp. 4.1.4), zde byly zanedbány, neboť tyto jevy mohou být do značné míry kompenzovány vhodnou orientací sousedních pružin na podvozku. **Závislost příčné tuhosti sestavy pružina–podložka na vstupních parametrech (5.5)**, která je implementována i v programové jednotce VTSV, byla nalezena v následujícím tvaru:

$$\begin{aligned} \Delta \leq \Delta_{lim}: k_x &= [A(F_z) \cdot \beta + B(F_z)] \cdot \exp [C(\beta) \cdot D(F_z) \cdot \Delta], \\ \Delta > \Delta_{lim}: k_x &= [A(F_z) \cdot \beta + B(F_z)] \cdot \exp [C(\beta) \cdot D(F_z) \cdot \Delta_{lim}], \end{aligned} \quad (5.9)$$

kde jednotlivé funkce mají následující tvar:

$$\Delta_{lim} = 0,0026 \cdot \beta^2 - 0,5678 \cdot \beta + 45,0330, \quad (5.10)$$

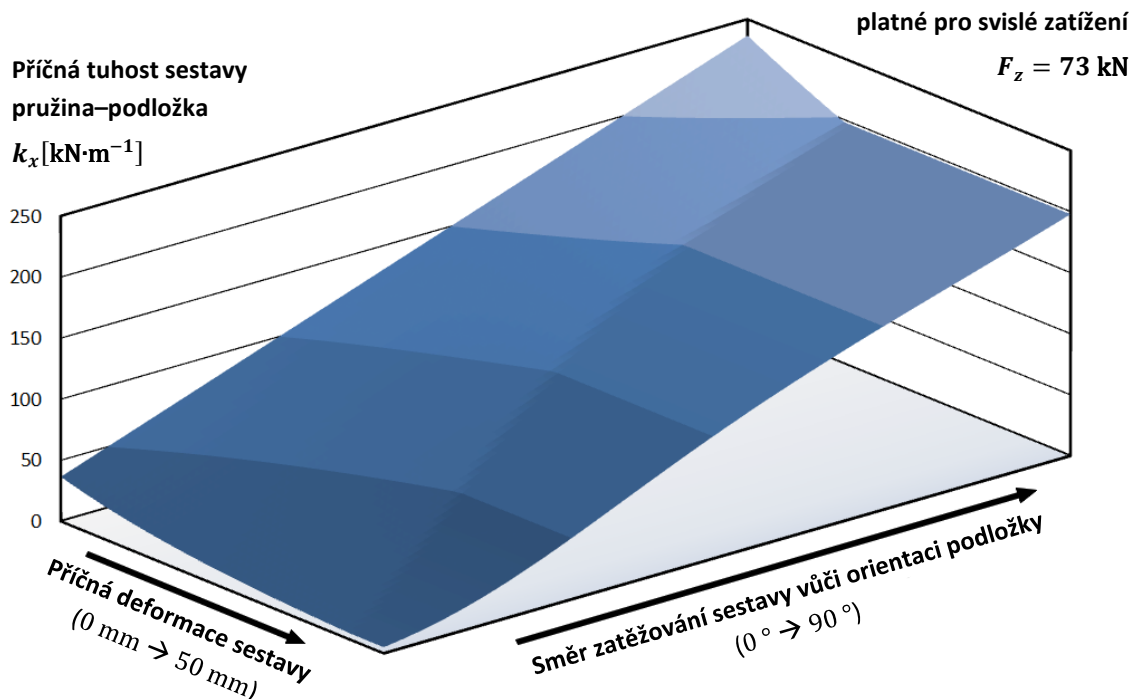
$$A(F_z) = 0,000384 \cdot F_z^2 - 0,03143 \cdot F_z + 2,4713, \quad (5.11)$$

$$B(F_z) = 109,7003 - 1,0032 \cdot F_z, \quad (5.12)$$

$$C(\beta) = 0,00000009 \cdot \beta^3 - 0,00002 \cdot \beta^2 + 0,0014 \cdot \beta - 0,0405, \quad (5.13)$$

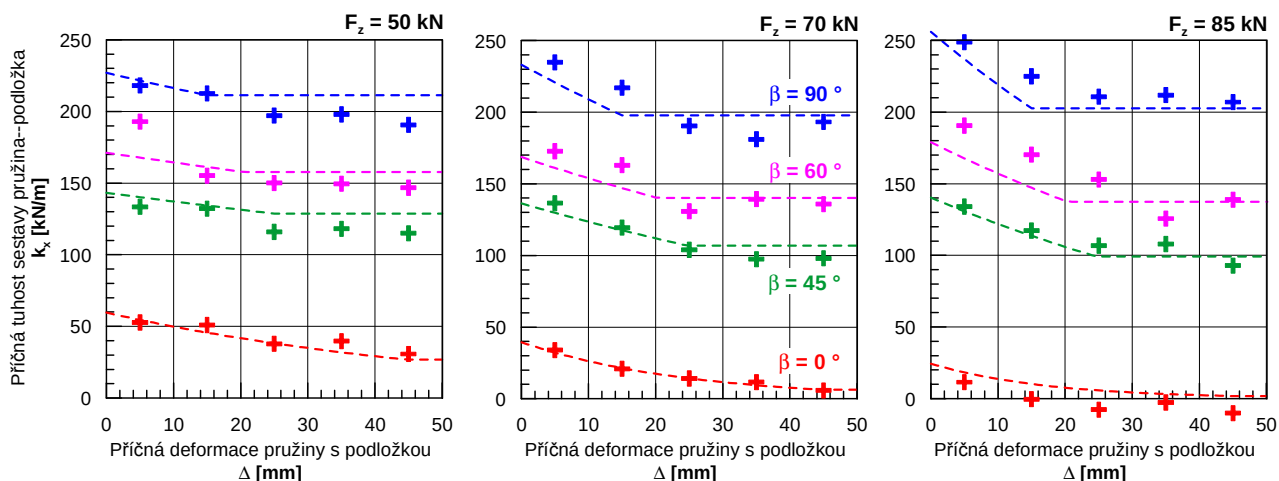
$$D(F_z) = 0,0284 \cdot F_z - 0,9798, \quad (5.14)$$

přičemž ve vztazích (5.9) až (5.14) je úhel β uváděn ve $^\circ$, svislé zatížení F_z v [kN] a deformace Δ a Δ_{lim} v [mm]. Příčná tuhost pružiny s podložkou k_x vychází v [kN/m]. Tato charakteristika je také použitelná pouze pro úhly natočení podložky β vůči směru zatížení v rozsahu 0° až 90° . Pro jiné hodnoty úhlů je potřeba provést před dosazením do uvedených vztahů transformaci úhlu vycházející ze symetrie podložky. Dále je potřeba mít na paměti, že uvedená charakteristika byla stanovena na základě měření provedených v rozsahu příčné deformace sestavy pružina–podložka $x \in \langle -50; +50 \rangle$ mm, pouze pro čtyři hodnoty úhlu natočení podložky $\beta = \{0; 45; 60; 90\}^\circ$ a jen pro tři hodnoty svislého zatížení $F_z = \{50; 70; 85\}$ kN, což může také limitovat její platnost.



Obr. 81 Aproximovaná závislost příčné tuhosti sekundární flexi-coil pružiny s naklápěcí pryžokovovou podložkou na příčné deformaci $x \in \langle 0; 50 \rangle$ mm a natočení podložky $\beta \in \langle 0; 90 \rangle^\circ$ pro hodnotu svislého zatížení $F_z = 73$ kN.

Na obr. 81 je pro názornost zobrazen trojrozměrný graf vyjadřující aproximovanou závislost příčné tuhosti pružiny s podložkou na příčné deformaci pružiny, rostoucí od 0 do 50 mm, a na směru zatížení pružiny vůči naklápěcí podložce, rostoucí od 0 do 90 °, a to pro svislé zatížení $F_z = 73$ kN. To odpovídá statickému zatížení pružiny sekundárního vypružení při předpokládané celkové hmotnosti nákladní lokomotivy 90 t. To, jak dobře zvolená aproximační funkce nahrazuje naměřená data, pak ukazují grafy na obr. 82, kde jsou zobrazeny jak naměřené (a zprůměrované) hodnoty příčné tuhosti sestavy pružina–podložka, které byly zjištěny pro jednotlivé hodnoty svislého zatížení a natočení podložky, tak i příslušné průběhy aproximační funkce.



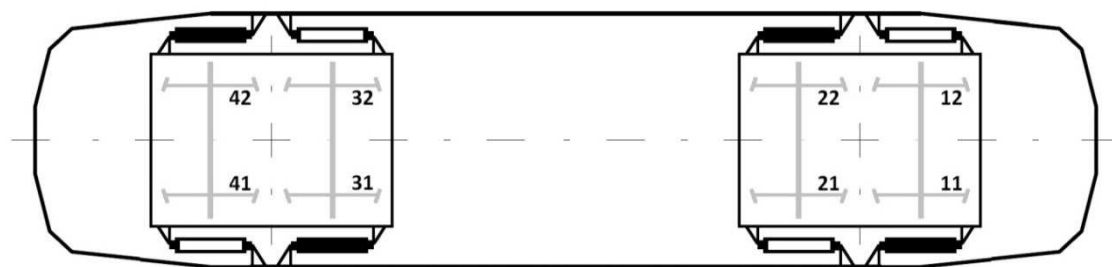
Obr. 82 Porovnání hodnot příčné tuhosti sestavy pružina–podložka zjištěných pro různé zatěžovací stavy měřením (křížky) a příslušných průběhů aproximační funkce (čárkované čáry).

5.3 Model systému aktivních prvků

Model nákladní lokomotivy ŠKODA ■ je vybaven jednak modelem hydraulické mezipodvozkové vazby a jednak modelem systému aktivních prvků. **Model hydraulické mezipodvozkové vazby** je převzat z modelu lokomotivy ŠKODA 109E, se kterým byly již dříve prováděny příslušné simulační výpočty (viz např. [52]). Jak ukazují výsledky analýzy provedené v kap. 4.3.1, funkčnost takové pasivní vazby na lokomotivě se sekundárním vypružením doplněným o pryžokovové naklápěcí podložky není optimální, a proto je dále pozornost věnována právě systému aktivních prvků.

Uvažovaný **systém aktivních prvků pro natáčení podvozků** by zde byl – stejně jako v případě německého systému ADD (viz např. [11]) – tvořen elektrohydraulickými prvky. Tyto prvky jsou dosazeny na místo tlumičů vrtivých pohybů podvozků (v případě lokomotivy ŠKODA ■ namísto poloviny těchto tlumičů – viz schéma na obr. 83) a zároveň integrují funkci těchto tlumičů, čímž přispívají ke stabilitě jízdy ve vyšších rychlostech. Při jízdě vozidla obloukem, je-li to vyžadováno, mohou vyvíjet tažnou nebo tlačnou sílu požadované velikosti⁶.

⁶ Nabízí se však i možnost využít alternativní uspořádání, kdy by aktivními prvky byly nahrazeny všechny standardní tlumiče vrtivých pohybů. V takovém případě by pak k vyvození požadovaného momentu na podvozek stačilo, aby jednotlivé prvky byly schopné vyvíjet buď jen tažnou, nebo jen tlačnou sílu, přičemž by v činnosti byly vždy jen dva aktivní prvky na každém podvozku. Počet použitých aktivních prvků by však byl v tomto případě dvojnásobný.



Obr. 83 Uvažované uspořádání aktivních prvků (vyznačeny černě) na lokomotivě ŠKODA 109E.

Model systému aktivních prvků již byl dříve implementován i do modelu lokomotivy ŠKODA 109E. V této první fázi systém pracoval s konstantní silou v jednotlivých prvcích a působil na příslušný podvozek tehdy, když natočení tohoto podvozku vůči skříni přesáhlo určitou minimální hodnotu. Aktivní prvky přitom pomáhaly natáčet oba podvozky do oblouku; tzn., že na předním podvozku působily proti smyslu momentu odporu proti natáčení podvozku a na zadním podvozku naopak ve smyslu působení momentu odporu proti natáčení podvozku. Výsledky simulačních výpočtů lokomotivy 109E vybavené tímto systémem jsou prezentovány v článku [26] a v práci [22].

V rámci tvorby modelu nákladní lokomotivy byl systém aktivních prvků dále rozšířen, což je zřejmé i ze zadávaných vstupních dat pro simulační výpočty (viz přílohu 1). Nově je tak možné zadáním příslušné hodnoty proměnné „FceADD“ v souboru vstupních dat zvolit mód, ve kterém systém aktivních prvků pracuje. Tyto módy jsou následující:

- **1 – působení aktivních prvků konstantní silou zadané velikosti**, a to tak, že vyvozený moment pomáhá natáčet oba podvozky do oblouku (tedy tak, jak je popsáno výše a jak byl tento systém modelován již dříve ve verzi systému SJKV-L3A);
- **2 – funkce mezipodvozkové vazby**, kdy aktivní prvky působí stejně jako mezipodvozková vazba s cílem vyrovnat kvazistatické vodící síly působící při průjezdu lokomotivy obloukem na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků – tzv. „aktivní mezipodvozková vazba“;
- **3 – řízená funkce aktivních prvků**, kdy systém funguje obdobně jako v prvním případě, ale velikost síly vyvozované aktivními prvky je řízena s cílem minimalizovat působící kvazistatické vodící síly při průjezdu lokomotivy obloukem.

Soubor vstupních dat simulace (VDS, viz přílohu 1) dále obsahuje následující proměnné, pomocí kterých se řídí funkce systému aktivních prvků:

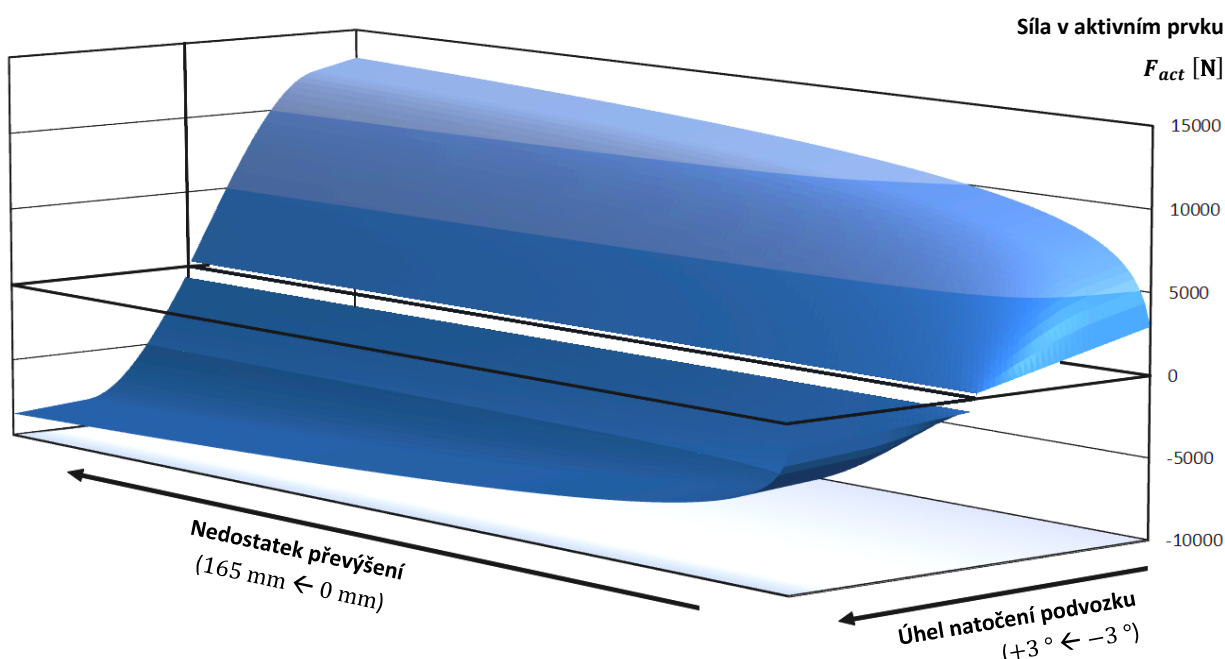
- „ADD“ – logická proměnná, kterou se systém aktivních prvků aktivuje, resp. deaktivuje;
- „Beta_zap“ a „Beta_vyp“ – absolutní hodnoty úhlů natočení jednotlivých podvozků vůči skříni, při kterých se aktivuje, resp. deaktivuje zvolená funkce systému aktivních prvků („FceADD“); prakticky tak lze omezit funkčnost systému aktivních prvků shora určitou hodnotou poloměru oblouku;
- „I_lim“ – minimální absolutní hodnota nedostatku (a tedy i přebytku) převýšení, při které se aktivuje, resp. deaktivuje zvolená funkce systému aktivních prvků („FceADD“);
- „F_ADD“ – maximální absolutní hodnota síly, která může být systémem aktivních prvků vyvozována; v případě módu „1“ pak jde přímo o absolutní hodnotu působící síly.

5.3.1 Funkce mezipodvozkové vazby

Pokud má systém aktivních prvků plnit funkci mezipodvozkové vazby, musí na obou podvozcích kompenzovat moment odporu proti natáčení těchto podvozků, tzn. působit ve vazbě skříně a podvozku momentem opačným. To ostatně vyplývá i ze závěrů citlivostní analýzy vlivu odporu proti natáčení podvozku na vodící vlastnosti lokomotivy (viz kap. 3.2.1). Jak již bylo uvedeno výše, jedním z důsledků použití naklápěcích pryžokovových podložek sekundárních flexi-coil pružin je silná závislost příčné tuhosti těchto pružin na směru zatěžování (ve vztahu k orientaci naklápěcích podložek). To pak ve svém důsledku vede k závislosti momentu odporu proti natáčení podvozku nejen na úhlu natočení podvozku vůči skříně, ale i na příčném posuvu skříně vůči rámu podvozku, resp. na nedostatku převýšení při jízdě vozidla obloukem. V kap. 4.3.2 je proto provedena detailní **analýza charakteristiky odporu proti natáčení podvozků lokomotivy** se sekundárním vypružením modelovaným v souladu s kap. 5.2. Výsledkem této analýzy je popis závislosti momentu odporu proti natáčení podvozků uvažované lokomotivy na nedostatku převýšení a na úhlu natočení jednotlivých podvozků při jízdě vozidla obloukem aproximační funkcí, která je definována vztahy (4.64) až (4.66). Při znalosti tohoto momentu je možné pro dané podmínky (tj. pro nedostatek převýšení I a pro úhel natočení podvozku vůči skříně β) definovat potřebnou sílu v aktivních prvcích F_{act} tak, aby byl moment odporu proti natáčení podvozku kompenzován; tedy:

$$F_{act} = -\frac{M_z(I, \beta)}{2 \cdot W_{st}}, \quad (5.15)$$

kde W_{st} je příčná vzdálenost aktivních prvků, resp. tlumičů vrtivých pohybů podvozků, od podélné osy podvozku a záporné znaménko vyjadřuje opačný smysl působení momentu síly dvojice aktivních prvků vůči momentu odporu proti natáčení podvozku M_z .



Obr. 84 Aproximovaná závislost síly vyvozované aktivními prvky, potřebné ke kompenzaci momentu odporu proti natáčení podvozku při jízdě pravotočivým obloukem, na úhlu natočení podvozku vůči skříně $\beta \in \langle -3; +3 \rangle^\circ$ a na absolutní hodnotě nedostatku převýšení $I \in (0; 165)$ mm.

Grafické znázornění této závislosti je uvedeno ve formě trojrozměrného grafu na obr. 84. Nutno ovšem podotknout, že uvedená závislost je platná jednak jen pro průjezd vozidla pravotočivým obloukem a jednak pro kladné hodnoty nedostatku převýšení. Orientace oblouku se týká faktu, že pro přední podvozek jsou v grafu na obr. 84 platné kladné hodnoty sil (příslušné zápornému úhlu natočení podvozku) a pro zadní podvozek hodnoty sil záporné (příslušné kladnému úhlu natočení podvozku). Pro levotočivý oblouk musí být tato závislost příslušným způsobem transformována. Pro záporné hodnoty nedostatku převýšení (tj. pro přebytek převýšení) je možné s ohledem na symetričnost závislosti momentu odporu proti natáčení podvozku na nedostatku převýšení (viz obr. 73 a obr. 74) uvažovat identickou závislost s tím, že do výpočtu (viz vztah (4.64)) vstupuje absolutní hodnota nedostatku převýšení.

Závislost funkce systému aktivních prvků na úhlu natočení podvozku a na nedostatku převýšení by v praktické aplikaci dále vyžadovala **řídící signály**, které by poskytovaly aktuální informace o hodnotách těchto veličin. V simulačním programu je v současné době funkce systému aktivních prvků řízena jednoduše přímo v závislosti na úhlu natočení jednotlivých podvozků vůči skříni a na nevyrovnaném zrychlení na jednotlivých podvozcích, které lze snadno přepočítat na nedostatek převýšení. V případě reálného použití se pro měření úhlu natočení podvozků nabízí – stejně jako u systému ADD [11] – využití snímačů polohy (zdvihu), integrovaných do aktivních prvků, resp. do tlumičů vrtivých pohybů podvozků. K získání informace o nedostatku převýšení na jednotlivých podvozcích by mohly sloužit např. filtrované signály příčného zrychlení snímaného na rámech jednotlivých podvozků, přičemž odpovídající nedostatek převýšení by bylo možné určit jako:

$$I = \frac{2s \cdot \ddot{y}^+}{(1 + s_R^+) \cdot g}, \quad (5.16)$$

kde $2s$ je vzdálenost styčných kružnic, $\ddot{y}^+$ je měřená (a filtrovaná) hodnota příčného zrychlení na rámu podvozku, s_R^+ je součinitel náklonu podvozku a g je tíhové zrychlení. Nutným důsledkem filtrování signálu příčného zrychlení je i určité zpoždění funkce systému aktivních prvků. Vliv tohoto zpoždění, jehož velikost by závisela i na konkrétním provedení řídicího systému aktivních prvků, zatím není v simulačním programu zohledněn. V současné době je pouze možné nastavit určitou minimální hodnotu nedostatku, resp. přebytku převýšení, při jejímž překročení se systém aktivních prvků stává funkčním. Další možností, jak by teoreticky bylo možné systém aktivních prvků řídit, je využití informace o aktuální poloze a rychlosti vozidla a zejména mapy tratě, která je dnes implementována v některých automatizačních a zabezpečovacích systémech (AVV, ETCS).

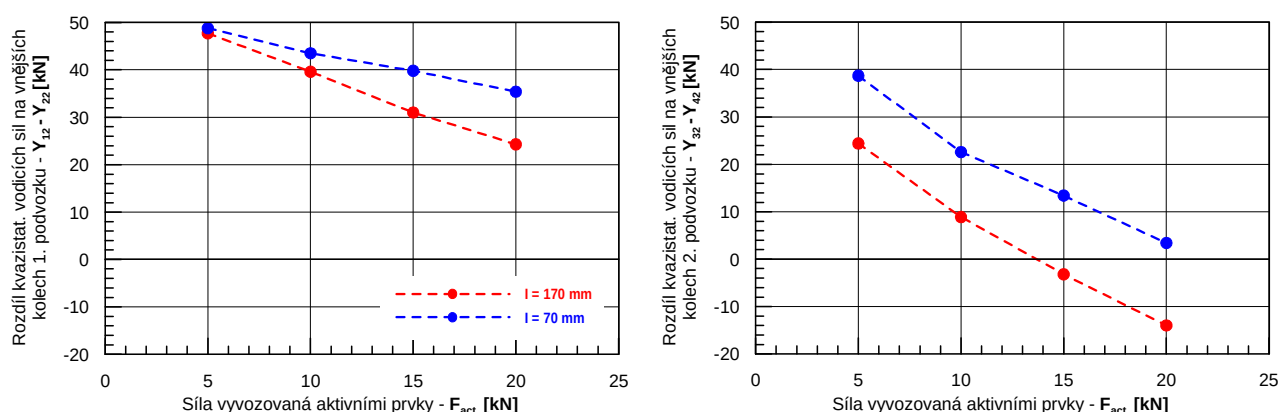
5.3.2 Řízená funkce aktivních prvků

Jak ukazují i výsledky simulačních výpočtů vodicích vlastností lokomotivy ŠKODA 109E vybavené systémem ADD s prvky vyvíjejícími při jízdě obloukem konstantní sílu (viz [22, 26]), je možné s využitím aktivních prvků v principu docílit ještě výraznějšího poklesu kvazistatických vodicích sil na nabíhajících kolech než při aplikaci principu mezipodvozkové vazby. Tato vlastnost vyplývá ze schopnosti aktivních prvků pomáhat natáčet při průjezdu obloukem koleje oba podvozky směrem do oblouku. Nejprůznivější stav, kterého může být s využitím aktivních prvků teoreticky dosaženo,

je **vyrovnání kvazistatických vodících sil na vnějších kolech jednotlivých dvojkolí v jednotlivých podvozcích**. Stejně jako v případě (aktivní) mezipodvozkové vazby se tedy jedná o „přerozdělení“ vodících sil působících na jednotlivých kolech, neboť celková silová rovnováha v příčném směru musí zůstat i při použití aktivních prvků zachována. Tato kapitola se tedy zabývá návrhem takové charakteristiky systému aktivních prvků, která umožní co možná největší snížení kvazistatických vodících sil působících na nabíhajících kolech při jízdě obloukem.

Návrh charakteristiky aktivních prvků byl proveden na základě výsledků simulačních výpočtů jízdy modelu lokomotivy ŠKODA [red square] oblouky o různých poloměrech a s různým nedostatkem převýšení. Přitom byla aktivní funkce systému aktivních prvků označena jako „1“, tj. působení silou konstantní velikosti F_{act} . Velikost této síly byla rovněž variována, a to v rozmezí $5 \div 20$ kN. Pro konkrétní podmínky výpočtu, tedy pro danou sílu v aktivních prvcích, poloměr oblouku, nedostatek převýšení a také součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice, pak byly sledovány rozdíly kvazistatických vodících sil na vnějších kolech jednotlivých podvozků, tedy:

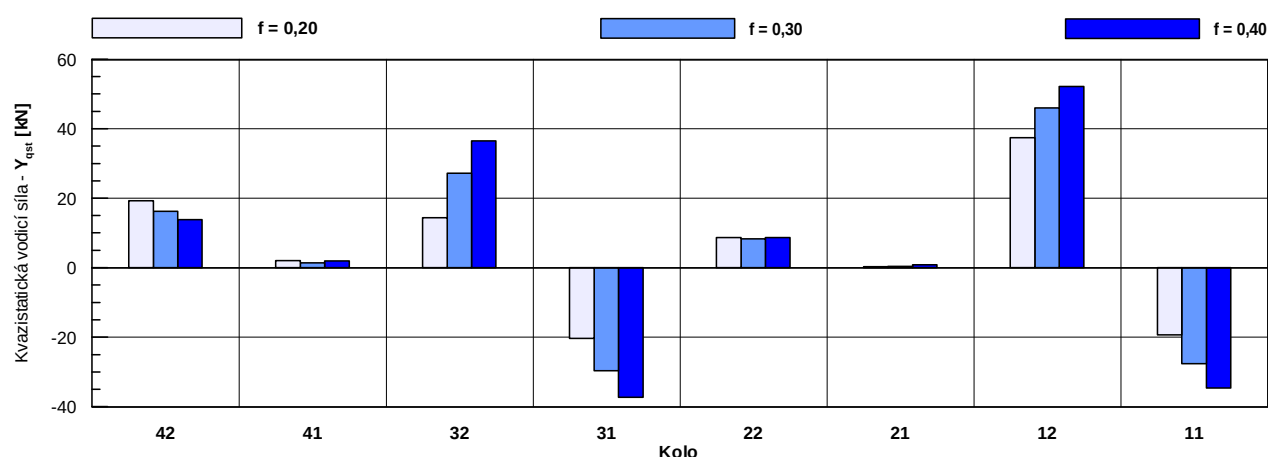
$$\begin{aligned} Y_{12} - Y_{22} &= f_1(F_{act}, R, I, f), \\ Y_{32} - Y_{42} &= f_2(F_{act}, R, I, f). \end{aligned} \quad (5.17)$$



Obr. 85 Vliv velikosti síly v aktivních prvcích na dosahované hodnoty rozdílu kvazistatických vodících sil působících při průjezdu lokomotivy ŠKODA [red square] obloukem o poloměru $R = 300$ m na vnějších kolech jednotlivých podvozků (přední podvozek – vlevo, zadní podvozek – vpravo) pro různé hodnoty nedostatku převýšení ($I = 170$ mm – červeně, $I = 70$ mm – modře) a pro součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$.

Ukázka výsledků těchto simulačních výpočtů, provedených systémem SJVK-LokCargo [red square] pro poloměr oblouku $R = 300$ m a pro hodnotu součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$ je prezentována ve formě grafů na obr. 85. Takto získaná data je opět možné proložit vhodnými aproximačními funkcemi a z podmínky, že rozdíly vodících sil na vnějších kolech jednotlivých podvozků mají být nulové, lze stanovit potřebnou velikost síly v aktivních prvcích na daném podvozku. Zde se však objevuje **problém získání řídicích signálů pro systém aktivních prvků** při praktické realizaci takového systému. Zatímco informaci o poloměru oblouku je možné získat, resp. odhadnout na základě snímané hodnoty úhlu natočení podvozku (a případně i na základě porovnání aktuální polohy vozidla s mapou tratě) a hodnotu nedostatku převýšení lze dopočítat např. z filtrovaného průběhu příčného zrychlení měřeného na rámu podvozku (viz vztah (5.16)), hodnotu součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice dnes nelze běžnými metodami a s potřebnou

přesností stanovit. A přitom právě součinitel tření má při průjezdu vozidla obloukem velmi významný vliv na rozdělení kvazistatických vodících sil na jednotlivá kola. Důkazem tohoto tvrzení je graf na obr. 86, v němž jsou znázorněny kvazistatické vodící síly na jednotlivých kolech nákladní lokomotivy při simulaci průjezdu obloukem o poloměru $R = 300$ m s nedostatkem převýšení $I = 70$ mm při působící síle v aktivních prvcích o velikosti $F_{act} = 10$ kN pro tři různé hodnoty součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice. Z těchto výsledků je zřejmé, že zejména na zadním podvozku ovlivňuje součinitel tření sledovanou hodnotu rozdílu kvazistatických vodících sil působících na vnějších kolech zcela zásadně.



Obr. 86 Vliv součinitele tření na dosahované hodnoty kvazistatických vodících sil na jednotlivých kolech lokomotivy ŠKODA při jízdě obloukem o poloměru $R = 300$ m s nedostatkem převýšení $I = 70$ mm při aktivní funkci „1“ systému aktivních prvků s konstantní silou $F_{act} = 10$ kN.

S ohledem na praktickou nemožnost stanovení aktuální hodnoty součinitele tření mezi kolem a kolejnicí za provozu lokomotivy a vzhledem k vlivu tohoto součinitele tření na dosahované kvazistatické vodící síly je při návrhu charakteristiky potřeba vhodně zvolit hodnotu součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice, při níž bude funkce systému aktivních prvků optimální (tzn., že za takových podmínek tření dojde – pokud možno – k vyrovnání velikostí kvazistatických vodících sil na vnějších kolech v rámci jednotlivých podvozků). V rámci této práce byla pro tyto účely zvolena **hodnota součinitele tření $f = 0,25$** . Za těchto třecích podmínek by tedy (pokud to ostatní podmínky dovolí) teoreticky měla nastat situace, kdy $Y_{12} = Y_{22}$ a $Y_{32} = Y_{42}$. Bude-li součinitel tření v kontaktu kola a kolejnice větší než 0,25 (což odpovídá suchým kolejnicím), přední dvojkolí v podvozku by mělo vykazovat větší hodnotu kvazistatické vodící síly než dvojkolí zadní. Za špatných adhezních podmínek, kdy $f < 0,25$, by tomu ale mohlo být i naopak.

Pro předpokládanou hodnotu součinitele tření $f = 0,25$ tedy byla provedena série simulačních výpočtů jízdy nákladní lokomotivy oblouky koleje o poloměrech $R = \{250; 300; 400; 500\}$ m s nedostatkem převýšení v rozsahu $I \in \langle 50; 170 \rangle$ mm s cílem stanovit charakteristiku systému aktivních prvků, tj. závislost síly v aktivních prvcích F_{act} na jednotlivých podvozcích na poloměru oblouku R a nedostatku převýšení I . Tato charakteristika byla nakonec nalezena ve tvaru:

$$F_{act} = - \frac{E_i(I) \cdot \ln R + F_i(I)}{C_i(I) \cdot R + D_i(I)}, \quad (5.18)$$

kde jednotlivé funkce $C_i(I)$ až $F_i(I)$ jsou funkcemi nedostatku převýšení I udávaného v [mm] a mají pro jednotlivé podvozky následující tvar:

$$\begin{aligned} C_1(I) &= 0,0002 \cdot I^2 - 0,0675 \cdot I + 5,8212, \\ C_2(I) &= 0,0003 \cdot I^2 - 0,0680 \cdot I - 0,2510, \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} D_1(I) &= -0,1229 \cdot I^2 + 29,900 \cdot I - 3659,8, \\ D_2(I) &= -0,0712 \cdot I^2 + 13,925 \cdot I - 1674,3, \end{aligned} \quad (5.20)$$

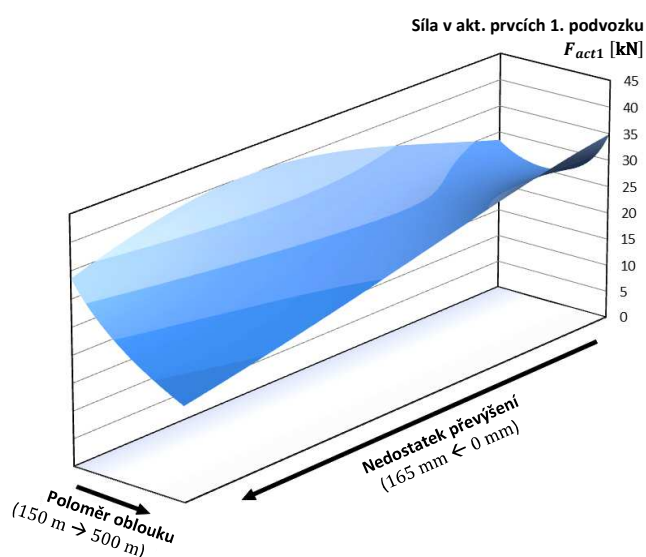
$$\begin{aligned} E_1(I) &= -0,6266 \cdot I^2 + 197,10 \cdot I - 44226, \\ E_2(I) &= -1,8498 \cdot I^2 + 428,84 \cdot I - 7034,3, \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\begin{aligned} F_1(I) &= 3,6684 \cdot I^2 - 1137,2 \cdot I + 300985, \\ F_2(I) &= 10,858 \cdot I^2 - 2621,3 \cdot I + 75530 \end{aligned} \quad (5.22)$$

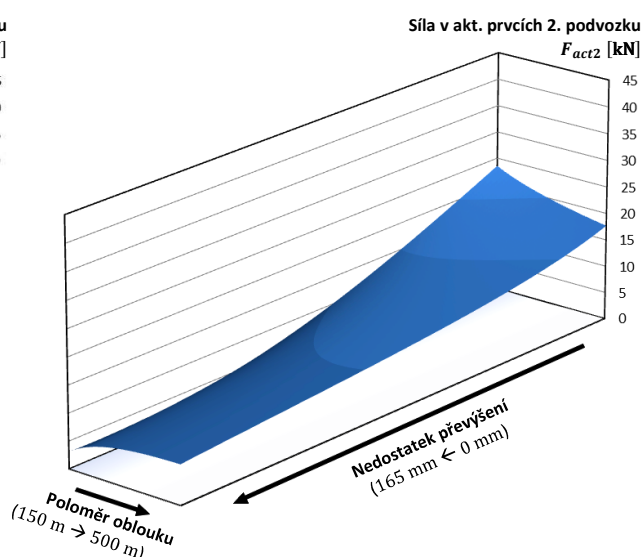
a poloměr oblouku R může být pro jednotlivé podvozky odhadnut například na základě zjištěné závislosti úhlu natočení těchto podvozků β_i (udávaného v [rad]) na poloměru oblouku R , která je uvedena v levém grafu na obr. 76 a může být pro adekvátní rozsah poloměrů oblouku, resp. úhlů natočení jednotlivých podvozků aproximována např. jako:

$$\begin{aligned} R &= \exp\left(\frac{0,05815 - |\beta_1|}{0,00836}\right), \\ R &= \exp\left(\frac{0,10656 - |\beta_2|}{0,01549}\right). \end{aligned} \quad (5.23)$$

Grafické znázornění navržených charakteristik je uvedeno na obr. 87 pro aktivní prvky na předním podvozku a na obr. 88 pro aktivní prvky na zadním podvozku lokomotivy. Jedná se však o charakteristiky teoretické, neboť potřebná síla vychází zejména na předním podvozku příliš velká, a proto je pro praktické použití shora limitována. Výsledky simulačních výpočtů vodicích vlastností nákladní lokomotivy vybavené systémem aktivních prvků jsou pak uvedeny v kap. 7.



Obr. 87 Aproximovaná závislost síly v aktivních prvcích 1. podvozku na poloměru oblouku $R \in \langle 150; 500 \rangle$ m a na nedostatku převýšení $I \in \langle 0; 165 \rangle$ mm.



Obr. 88 Aproximovaná závislost síly v aktivních prvcích 2. podvozku na poloměru oblouku $R \in \langle 150; 500 \rangle$ m a na nedostatku převýšení $I \in \langle 0; 165 \rangle$ mm.

6 Problematika verifikace výpočtového modelu a validace výsledků simulačních výpočtů

Jednou z nejdůležitějších fází realizace simulačních výpočtů dynamických vlastností kolejových vozidel je **ověření správnosti použitého výpočtového modelu a potvrzení vypovídací schopnosti výsledků simulačních výpočtů**. Někdy se též hovoří o verifikaci a validaci výpočtového modelu, resp. výsledků simulačních výpočtů. Tato kapitola se proto detailněji zabývá postupy, kterými lze správnost funkce použitých simulačních nástrojů ověřovat. V úvodu kapitoly je provedena analýza současného stavu legislativy nejen ve vztahu k validaci výpočtových modelů, ale i k využívání výsledků simulačních výpočtů obecně. Dále je zde představena metodika validace výpočtových modelů, která byla navržena v rámci řešení evropského projektu DynoTRAIN, a principy ověřování modelu jsou aplikovány na model elektrické lokomotivy vytvořený v programovém systému SJKV. V závěru jsou zde ukázány problematické aspekty validace výpočtových modelů.

6.1 Simulační výpočty jízdy vozidla z pohledu současné legislativy

V současnosti platné evropské standardy pro železniční kolejová vozidla, které se zabývají i procesem schvalování nových vozidel do provozu, tedy příslušné **technické specifikace pro interoperabilitu** [1, 2, 3], standardně požadují u vozidel s provozní rychlostí vyšší než 60 km/h v oblasti ověřování jejich dynamických vlastností za jízdy realizaci traťových jízdních zkoušek. Konkrétně se v tomto ohledu příslušné TSI odvolávají na metodiku provádění a vyhodnocení jízdních zkoušek definovanou evropskou normou EN 14363 [4]; v případě vozidel s naklápečími skříněmi jsou tyto požadavky doplněny odkazem na normu EN 15686 [5]. Limitní hodnoty pro posuzování dynamických vlastností vozidel jsou taktéž obvykle převzaty z normy EN 14363 [4]; v některých případech (např. definice mezní hodnoty kvazistatické vodící síly v obloucích malých poloměrů v TSI CR LOC&PAS [2]) je již použita nová definice vycházející z vyhlášky UIC 518 [9]. Náklady na tyto zkoušky jsou však značné a zejména v případě menších sérií vozidel tvoří velmi významnou část celkových nákladů na vývoj, čímž ve svém důsledku snižují konkurenceschopnost železniční dopravy, zejména v porovnání s dopravou silniční.

Vývoj výpočetní techniky v posledních desetiletích umožnil rozvoj numerických metod, kterými lze jízdu kolejového vozidla simulovat, a to v celém širokém spektru provozních situací i vnějších podmínek, přičemž dnes pro tyto účely existuje celá řada komerčních (např. SIMPACK, VAMPIRE, ADAMS/VI-Rail atd.), ale i nekomerčních (např. SJKV) softwarových nástrojů, obvykle založených na principu tzv. multi-body simulací. Pokrok v oblasti simulačních výpočtů a jejich rozšíření vedou v posledních letech spolu s tlakem na snižování nákladů na vývoj kolejových vozidel ke snaze o využití počítačových simulací pro potřeby schvalování vozidel do provozu, které má potenciál snížit rozsah traťových zkoušek jejich nahrazením výsledky simulačních výpočtů; někdy se hovoří o tzv. „**virtuální certifikaci**“. Problematika využití simulačních výpočtů ve schvalovacím procesu se tak začíná objevovat i v příslušných standardech, resp. jejich nových návrzích.

6.1.1 Vyhláška UIC 518:2009

Pravděpodobně prvním normativním dokumentem, který zmiňuje možnost využití simulačních výpočtů v procesu schvalování kolejových vozidel do provozu, je **4. vydání vyhlášky UIC 518 ze září 2009** [9]. Zde jsou v kapitole 5.4 definovány tři oblasti pro použití simulačních výpočtů, a to:

- schválení dodatečných úprav existujícího vozidla,
- schválení nového vozidla porovnáním s již ověřenou tzv. „základní konstrukcí“ (v originále „Base Design“),
- doplnění rozsahu zkušebních podmínek, pokud program zkoušek vozidla nebyl kompletní.

Je-li **modifikováno stávající vozidlo**, připouští vyhláška provedení numerických simulací namísto nutnosti realizace jízdních zkoušek. Cílem simulačních výpočtů je prokázat, že provedené úpravy neovlivňují nepříznivě dynamické vlastnosti vozidla. Úpravami existujícího vozidla se zde rozumí např. změna využití vozidla nebo jeho vylepšení. Dále musí být splněny následující podmínky:

- úpravy vozidla se musí nacházet v definovaných mezích⁷,
- využití upraveného vozidla musí být obdobné jako u vozidla původního,
- výsledky měření na původním vozidle musí být použitelné pro validaci modelu a musí zahrnovat adekvátní rozsah zkušebních podmínek (z hlediska kvality koleje, poloměrů oblouků, nedostatku převýšení, podmínek kontaktu dvojkolí–kolej atd.),
- k validaci výpočtového modelu musí být použita data o trati, na níž byly prováděny zkoušky původního vozidla.

Vyhláška také vysloveně říká, že lze simulační výpočty použít pro hodnocení upraveného vozidla v případě, že původní (neupravené) vozidlo bylo testováno podle UIC 518 a při těchto zkouškách byly překročeny některé limity v oblasti zatížení koleje nebo jízdních vlastností. Simulačními

⁷ Mezní změny parametrů, pro které je možné buď úplně upustit od traťových zkoušek, nebo použít namísto jízdních zkoušek simulační výpočty, anebo použít zjednodušenou metodu měření, jsou pro jednotlivé kategorie vozidel definovány v příloze B vyhlášky UIC 518:2009 [9]. Tyto změny se týkají:

- vzdálenosti otočných čepů,
- výšky těžiště skříně nad TK,
- hmotnosti nevypružených, jednou vypružených a dvakrát vypružených částí,
- momentu setrvačnosti skříně kolem svislé osy,
- torzní tuhosti skříně,
- maximální hmotnosti na nápravu,
- zvýšení provozní rychlosti,
- rozvoru podvozku,
- jmenovitého průměru kol,
- svislé tuhosti jednotlivých stupňů vypružení,
- charakteristik vedení dvojkolí (tuhost, tlumení, vůle apod.),
- momentu odporu proti natáčení podvozku,
- momentu setrvačnosti podvozku kolem svislé osy
- a charakteristik příčného sekundárního vypružení (tuhost, tlumení, vůle apod.)

a jsou dány procentuálně ve vztahu k původní hodnotě parametru, resp. absolutní hodnotou přírůstku původní hodnoty v případě zvýšení provozní rychlosti.

výpočty tak lze prokázat, že provedené úpravy vedou k takovému zlepšení dynamických vlastností vozidla, že upravené vozidlo již bezpečnostní limity splňuje. Určité zkoušky však musí být na aktuálně upraveném vozidle přesto provedeny, a to pro potvrzení, že příslušné změny byly do modelu zahrnuty správně. Rozsah požadovaných zkoušek se může lišit v závislosti na charakteru provedených změn; může však zahrnovat např.:

- kolové síly a jejich rozložení,
- statické a kvazistatické testy, zkoušky při nízké rychlosti,
- laboratorní zkoušky komponentů,
- omezený rozsah jízdních zkoušek, např. měření zrychlení na skříni apod.

Zcela analogicky jako v případě modifikací existujícího vozidla je možné postupovat i v případě **schvalování nového vozidla porovnáním s tzv. „základní konstrukcí“**. Tento případ se může týkat např. schvalování různých typů vozidla určité platformy, kdy se s jedním typem (tj. se „základní konstrukcí“) provedou kompletní jízdní zkoušky a ostatní typy (tzn. podobné typy ve smyslu podmínek definovaných v příloze B) se již ověřují s využitím simulačních výpočtů.

V případě **doplňování rozsahu zkušebních podmínek** lze při splnění určitých podmínek využít výsledky simulačních výpočtů pro doplnění výsledků traťových zkoušek v případech, kdy není k dispozici požadovaný rozsah délky zkušebních úseků v jednotlivých zkušebních oblastech, anebo vozidlo nebylo testováno při úplném rozsahu rychlosti, resp. nedostatku převýšení, příp. podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej.

Dle vyhlášky UIC 518:2009 [9] musí být výpočtový model vozidla ověřen porovnáním s výsledky zkoušek prováděných s příslušným vozidlem. Např. při schvalování úprav existujícího vozidla je tedy **navržený postup využití simulačních výpočtů ve schvalovacím procesu** následující:

- nejprve se vytvoří výpočtový model existujícího vozidla a provedou se simulační výpočty,
- výsledky simulačních výpočtů se porovnají s výsledky měření na reálném vozidle – tzn., že se provede validace modelu,
- poté se do výpočtového modelu zahrnou příslušné úpravy prováděné na vozidle,
- s upraveným modelem se provedou simulační výpočty, jejichž výsledky se porovnají s příslušnými limitními hodnotami pro schválení vozidla do provozu.

Výsledky simulačních výpočtů musí být zdokumentovány ve zprávě, jejíž nezbytnou součástí je i **zpráva o validaci** výpočtového modelu vozidla. Validací modelu se podrobně zabývá příloha K vyhlášky UIC 518 [9], podle které se porovnávají výsledky simulačního výpočtu a měření jak pro případ traťových (dynamických) zkoušek, tak i statických, resp. kvazistatických testů. Proces validace modelu musí být doložen nezávislým posudkem, přičemž samotná vyhláška nedefinuje (s výjimkou dovolených maximálních a průměrných relativních odchylek statických hodnot svislých kolových sil) **žádné mezní hodnoty odchylek výsledků simulačních výpočtů a měření**, které by rozhodovali o úspěšné, či neúspěšné validaci modelu.

6.1.2 Návrh normy prEN 14363:2013

Stávající návrh nové verze normy **prEN 14363** [8] věnující se ověřování dynamických vlastností kolejových vozidel v podstatě přejímá přístup definovaný ve vyhlášce UIC 518:2009 [9], avšak o něco podrobněji jej specifikuje, zejména v oblasti validace výpočtového modelu. Zásadním rozdílem mezi UIC 518 [9] a návrhem normy prEN 14363 [8] je ovšem skutečnost, že zatímco vyhláška UIC 518 [9] uvádí přípustné procentuální změny parametrů vozidla, pro které je možné využít simulační výpočty namísto jízdních zkoušek provedených s reálným vozidlem, návrh normy prEN 14363 [8] podmiňuje tuto možnost použití simulačních výpočtů velikostí změny chování modifikovaného, nebo podobného vozidla. To znamená, že simulace může být použita i pro podstatně větší změny parametrů, pokud je výsledné chování modifikovaného vozidla podobné referenčnímu vozidlu, a naopak simulace nemůže nahradit jízdní zkoušky na reálném vozidle, pokud jsou výsledky simulace jízdních zkoušek modifikovaného vozidla výrazně odlišné od chování referenčního vozidla. Simulačními výpočty se pak konkrétně zabývá příloha K návrhu normy prEN 14363 [8], která připouští jejich použití namísto jízdních zkoušek reálného vozidla v následujících případech:

- rozšíření rozsahu zkušebních podmínek, pokud zkušební program nebyl zcela naplněn,
- schválení úprav stávajících vozidel,
- schválení nových vozidel porovnáním s již schváleným „referenčním vozidlem“ (v originále „Reference Vehicle“),
- vyšetřování dynamických vlastností vozidel v případě poruchových stavů.

Základní podmínkou pro použití simulačních výpočtů namísto zkoušek na reálném vozidle je opět **validace výpočtového modelu vozidla**, která je vždy prováděna na základě porovnání výsledků simulačních výpočtů s výsledky zkoušek. Jelikož schvalovací proces vyžaduje hodnocení statických, kvazistatických i dynamických zkoušek, měl by být výpočtový model zvalidován pro všechny tyto tři typy zkoušek. Rozsah podmínek dynamických zkoušek, pro které byl model zvalidován, následně také určuje rozsah vhodnosti, resp. akceptovatelnosti modelu vozidla pro další simulační výpočty. Z tohoto důvodu se doporučuje provést validaci modelu pro co možná nejširší rozsah podmínek.

Návrh normy [8] – stejně jako vyhláška UIC 518 [9] – uvádí, že výsledky validačních simulačních výpočtů v jednotlivých zkušebních úsecích by měly být zpracovány, analyzovány a porovnány s výsledky příslušných traťových zkoušek. K tomuto porovnání lze využít následující parametry:

- veličiny hodnocené podle EN 14363 – tzn. dosahované hodnoty v jednotlivých úsecích, průměrné hodnoty, směrodatné odchylky a očekávané hodnoty,
- výkonové spektrální hustoty, resp. dominantní frekvence měřených/simulovaných signálů zrychlení a sum vodících sil ve vybraných úsecích,
- grafy rozložení hodnot vodících a svislých kolových sil v závislosti na poloměru oblouku, nedostatku převýšení apod.,
- časové průběhy měřených/simulovaných veličin.

Součástí validačního procesu výpočtového modelu vozidla je i **hodnocení výsledků statických a kvazistatických zkoušek**. Za účelem validace modelu by tak měly být v souladu s návrhem [8] posuzovány následující veličiny a jevy:

- statické svislé kolové síly a jejich rozložení,
- chování vozidla na zborcené koleji, resp. při zkušebním zkrucování,
- odpor proti natáčení podvozku,
- součinitel náklonu a příčné posunutí skříně a podvozků,
- příp. i další výsledky, např. měření deformací a sil ve vypružení.

Druhou částí validačního procesu je **porovnávání výsledků traťových (dynamických) zkoušek s výsledky simulačních výpočtů**. V tomto případě by měly být uvažovány následující parametry:

- **nerovnosti koleje**, jež by měly být dostatečné k vybuzení vozidla ve všech směrech a zahrnovat celou škálu kvality geometrické polohy koleje,
- **rychlost vozidla** – validace je limitována testovaným rozsahem rychlostí, přičemž by vozidlo mělo být testováno až do své maximální rychlosti zvýšené o 10 %,
- **nedostatek převýšení** – validace je opět limitována testovaným rozsahem,
- **přímá kolej** – dostatečná délka a rozsah podmínek (z hlediska součinitele tření, kontaktní geometrie dvojkolí–kolej a rozchodu koleje), který zajistí ověření stability vozidla,
- **oblouky** – rychlost by měla odpovídat až maximálnímu nedostatku převýšení danému hodnotou maximálního nedostatku převýšení, pro který je vozidlo navrženo, zvýšenou o 10 %,
- **oblouky velmi malých poloměrů** pro účely hodnocení vodicích vlastností vozidla v takových podmínkách,
- **podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej**, jež by měly zahrnovat kompletní rozsah podmínek vyžadovaný pro schvalování vozidla,
- **podmínky tření v kontaktu kolo–kolejnice** by měly dostatečně reprezentovat suché kolejnice – tzn., že hodnota součinitele tření nesmí být nižší než 0,36,
- **podmínky ložení vozidla** ve stejném rozsahu jako pro schvalování,
- **pozice vozidla v soupravě**, je-li to relevantní, tedy např. u jednotek,
- **poruchové stavy vypružení**, je-li to vyžadováno při schvalování.

V příloze K návrhu normy [8] jsou také – na rozdíl od vyhlášky UIC 518 [9] – přímo definovány **mezní odchylky výsledků simulačních výpočtů a měření na vozidle pro úspěšnou validaci** výpočtového modelu. Tyto dovolené odchylky jsou ve většině případů dány procentuálně, přičemž porovnání výsledků simulace a měření je v případě některých veličin vyžadováno, v jiných pouze doporučeno. Sledovanými veličinami zde jsou:

- **statické zatížení dvojkolí** (vyžadováno) – maximální odchylka 6 %⁸,
- **statické zatížení podvozků** (vyžadováno) – maximální odchylka 3 %,

⁸ Průměrná odchylka všech dvojkolí, podvozků atd. však nesmí být větší než 3 %.

- **statické zatížení jednotlivých stran vozidla** (vyžadováno) – maximální odchylka 3 %,
- **zatížení kola na zborcené koleji** (doporučeno) – maximální odchylka 15 %⁹,
- **odlehčení kola na zborcené koleji** (doporučeno) – maximální odchylka 10 %,
- **vodicí síly v oblouku o poloměru 150 m** (doporučeno) – maximální odchylka 8 %,
- **odpor proti natočení podvozku** (doporučeno) – maximální odchylka nespecifikována,
- **součinitel náklonu** (doporučeno) – maximální odchylka nespecifikována,
- **vlastní frekvence kmitání skříně** (doporučeno) – maximální odchylka nespecifikována,
- **kvazistatické vodicí síly** (vyžadováno) – max. odchylka 10 %, nebo 4 kN (větší z hodnot),
- **kvazistatické kolové síly** (vyžadováno) – maximální odchylka 8 %,
- **vodicí síly** (vyžadováno) – posouzení průběhů a spekter (FFT)¹⁰,
- **kolové síly** (vyžadováno) – posouzení průběhů a spekter (FFT)¹⁰,
- **příčné a svislé zrychlení na skříní** (vyžadováno) – posouzení průběhů a spekter (FFT)¹⁰,
- **příčné a svislé zrychlení na rámech podvozků** (vyžadováno) – posouzení průběhů a spekter (FFT)¹⁰.

Proces validace výpočtového modelu musí být podrobně zdokumentován ve **zprávě o validaci**. Tato zpráva by přitom měla být dle návrhu normy [8] členěna do následujících kapitol:

- **popis modelu vozidla** obsahující obecný popis vozidla včetně typů prvků vypružení, parametrů modelu, charakteristik vazeb apod.,
- **model kontaktu dvojkolí–kolej** – v této kapitole by měl být uveden popis použitého modelu kontaktu včetně charakteristiky skluzových sil, uvažování pružnosti materiálu v dotykové ploše a případně i uvažování vícebodového kontaktu,
- **model koleje** – v této kapitole by měl být uveden použitý model koleje (nebo odkaz na něj) včetně případných hodnot tuhostí a tlumení uložení koleje,
- **použitý software** včetně čísla verze a příp. detailů ohledně použití speciálních modulů,
- **validační testy** – tato kapitola by měla obsahovat popis statických, kvazistatických a dynamických testů včetně rozsahu uvažovaných poloměrů oblouků, rychlostí, nedostatku převýšení, kvality geometrické polohy koleje, podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej atd.,
- **výsledky validace** – kapitola obsahující okomentované výsledky validace výpočtového modelu (dosahované hodnoty sledovaných veličin, průběhy ve formě grafů),
- **recenzní zpráva** – validaci modelu posuzuje **nezávislý posuzovatel** a jeho posudek (např. ve formě kopie podepsané recenzní zprávy) může být přímo součástí zprávy o validaci.

⁹ Průměrná odchylka všech dvojkolí, podvozků atd. však nesmí být větší než 7 %.

¹⁰ Pro posouzení (časových nebo dráhových) průběhů veličin lze použít výpočet středních hodnot a 0,15% a 99,85% kvantilů v jednotlivých hodnocených úsecích, a to jak pro výsledky měření, tak pro výsledky simulačních výpočtů; tyto statistické charakteristiky by si měly být dle návrhu normy [8] „blízké“. Při hodnocení frekvenčních spekter je důraz kladen zejména na shodu v poloze dominantních frekvencí.

6.1.3 Nařízení Komise (EU) č. 321/2013 („TSI CR WAG“)

Prvním závazně platným dokumentem, který výslovně uvádí možnost nahrazení jízdních zkoušek kolejových vozidel simulačními výpočty, je **nová verze technické specifikace pro interoperabilitu nákladních vozů** [3], platná od 1. 1. 2014. Zatímco vyhlášky UIC a normy EN totiž obecně závazné nejsou, v případě TSI mají členské země Evropské unie povinnost tato nařízení respektovat. V oblasti ověřování dynamických vlastností nákladních vozů TSI [3] doslova uvádí:

„Dynamické chování jednotky za jízdy se prokazuje buď:

- *provedením postupů stanovených v kapitole 5 normy EN 14363:2005, nebo*
- ***provedením simulace s využitím ověřeného modelu.***

Prokazování shody je popsáno v bodě 6.2.2.3.

U jednotek vybavených pojezdem posouzeným na úrovni prvků interoperability v souladu s bodem 6.1.2.1 se zvláštní zkouška nebo simulace na úrovni subsystému nevyžaduje.“

Z hlediska zmíněného prokazování shody se potom TSI CR WAG [3] v bodě 6.2.2.3 odkazuje na alternativní náhradu traťových zkoušek simulacemi, a to za podmínek definovaných v normě EN 15827:2011 [6], která se obecně věnuje požadavkům na podvozky a pojezdy.

6.1.4 Norma EN 15827:2011

Na odstavci 9.3 normy **EN 15827** [6] se odkazuje TSI CR WAG [3]. Zde jsou definovány podmínky, za kterých je možné traťové zkoušky nahradit simulačními výpočty. Norma [6] v této souvislosti uvádí, že cílem simulačních výpočtů je dosáhnout stejných vypovídacích schopností, jaké mají výsledky traťových zkoušek. Jako příklad je zde také (avšak pouze do doby zahrnutí této problematiky do technické specifikace CEN, nebo revize normy EN 14363) v příloze G popsán simulační proces, kterým je možné toto docílit. Dle normy [6] jsou však přípustné i jiné postupy umožňující dosažení relevantních výsledků simulačních výpočtů.

Samotná příloha G opět přejímá přístup definovaný ve vyhlášce UIC 518:2009 [9]. Tzn., že oblasti použití numerických simulací namísto traťových zkoušek jsou následující:

- schválení úprav stávajících vozidel,
- schválení nových vozidel porovnáním se schválenou „základní konstrukcí“ („Base Design“),
- rozšíření rozsahu zkušebních podmínek, pokud zkušební program nebyl zcela naplněn,
- testování jízdních vlastností vozidel při překročení mezních hodnot některých parametrů nebo při selhání některých komponent.

Stejně jako UIC 518 [9], i EN 15827 [6] udává pro případ úpravy stávajících vozidel, resp. porovnání nového vozidla s již existujícím vozidlem dovolené odchylky základních parametrů (právě ve vztahu vůči schválené „základní konstrukci“), při nichž je možné upustit od traťových zkoušek a nahradit je simulacemi. Zvláště jsou přitom definovány mezní odchylky parametrů nákladních vozů a ostatních („nenákladních“) vozidel.

Validace výpočtového modelu se provádí porovnáním výsledků zkoušek vozidla „základní konstrukce“ a výsledků příslušných simulačních výpočtů. Je přitom potřeba porovnat jak výsledky zkoušek statických, resp. kvazistatických (kolové síly a jejich rozložení, chování na zborcené koleji, odpor proti natáčení podvozku a součinitel náklonu skříně a podvozku), tak i traťových (dle EN 14363 [4]). Validace modelu musí být opět **zdokumentována ve zprávě a posouzena nezávislým posuzovatelem**.

6.2 Metody ověřování výpočtového modelu

Využití výsledků simulačních výpočtů jakožto podkladů pro schvalování kolejových vozidel do provozu je již dnes dle výše uvedených standardů v principu možné; je však podmíněno použitím ověřeného výpočtového modelu příslušného vozidla. Způsob, jakým je možné ověření neboli validaci modelu docílit, však v současnosti není přesně definován a podmínky, za jakých lze výpočtový model prohlásit za zvalidovaný, nejsou zcela jednoznačně dané a mají spíše charakter doporučení. Například vyhláška UIC 518:2009 [9] nebo příloha G normy EN 15827:2011 [6], na níž se odkazuje i nová verze TSI pro nákladní vozy [3], sice vyžadují validaci modelu provedenou prostřednictvím porovnání výsledků simulace a měření, avšak neříkají, co to úspěšná validace je, resp. jaké mohou být odlišnosti ve výsledcích simulačních výpočtů a měření na reálném vozidle. Podmínka doložení úspěšné validace modelu nezávislým posudkem, která je obsažena i v návrhu normy prEN 14363:2013 [8], se navíc jeví jako značně subjektivní. Uznání či neuznání výsledků simulačních výpočtů jakožto věrohodných podkladů pro schválení vozidla je proto i nadále věcí příslušného schvalovacího orgánu.

6.2.1 Obecné postupy ověřování výpočtového modelu

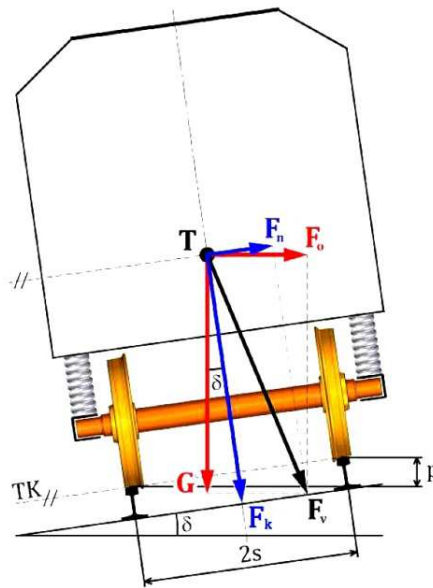
Ověření výpočtového modelu je obecně jednou z nejdůležitějších součástí procesu vyšetřování dynamických vlastností vozidla cestou numerických simulací a je nutné jej provést vždy po vytvoření nového modelu. Možnosti, jak v této fázi ověřit, zda výpočtový model poskytuje věrohodné výsledky, jsou však omezené a závisí zejména na tom, jaká data a jaké nástroje jsou výpočtáři k dispozici. Ověřování výpočtového modelu je tak obecně možné rozdělit do následujících etap:

- **ověření správnosti funkce jednotlivých prvků modelu** – tedy ověření, zda např. jednotlivé vazby v modelu (pružiny, tlumiče atd.) pracují při simulaci korektně – to by mělo být provedeno vždy;
- **ověření výsledků simulačních výpočtů analytickými výpočty**, které je možné aplikovat hned v několika oblastech:
 - **kontrola celkové silové rovnováhy vozidla v příčném a ve svislém směru** – tzn., že součet vodicích sil na všech kolech vozidla musí být roven celkové nevyrovnané síle a součet svislých kolových sil na všech kolech vozidla musí odpovídat celkové tíhové síle vozidla, což lze v souladu se schématem na obr. 89 zapsat ve tvaru:

$$\sum_{(ij)} Y_{qst,ij} = F_n \doteq M \cdot \left(\frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - g \cdot \frac{p}{2s} \right), \quad (6.1)$$

$$\sum_{(ij)} Q_{qst,ij} = F_k \doteq M \cdot \left(g + \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} \cdot \frac{p}{2s} \right), \quad (6.2)$$

kde F_n a F_k jsou složky výslednice sil F_v , působící na vozidlo ve směru rovnoběžném s rovinou TK, resp. ve směru kolmém na rovinu TK (viz schéma na obr. 89);



Obr. 89 Rozklad výslednice sil působí na vozidlo v oblouku.

- o **kontrola vlastních frekvencí kmitání skříně**, a to minimálně pro netlumené kmitání ve svislém směru (tzn. houpání a kývání skříně), k čemuž lze s výhodou využít zjednodušené dynamické modely vozidla při znalosti hmotností a momentů setrvačnosti skříně, příp. i rámu podvozků, a (linearizovaných) hodnot tuhostí obou stupňů svislého vypružení;
- o **kontrola odlehčení kola při postavení vozidla na zborcené koleji** – ta může být pro případ standardního čtyřnápravového vozidla při zanedbání torzní poddajnosti rámu vozidla a rámu podvozků a také hystereze ve vazbách (což jsou např. právě u lokomotiv s uložením skříně na podvozcích pomocí flexi-coil pružin poměrně přijatelné předpoklady) přibližně vypočtena ze známých parametrů vozidla, a to jako součet dílčích odlehčení kola, tedy podle následujícího vztahu, jehož odvození je naznačeno např. ve skriptech [44]:

$$\Delta Q_t = \Delta Q_t^+ + \Delta Q_t^*, \quad (6.3)$$

kde ΔQ_t^+ je odlehčení kola vlivem zkroucení na bázi rozvoru podvozku a ΔQ_t^* je odlehčení kola vlivem zkroucení na bázi otočných čepů:

$$\Delta Q_t^+ = \frac{1}{4} \cdot p^+ \cdot k_{zl} \cdot \left(\frac{w}{s} \right)^2, \quad (6.4)$$

$$\Delta Q_t^* = \frac{1}{8} \cdot p^* \cdot \frac{2 \cdot k_{zI} \cdot k_{zII} \cdot E_p^2}{2 \cdot k_{zI} \cdot w^2 + k_{zII} \cdot E_p^2} \cdot \left(\frac{w}{s}\right)^2, \quad (6.5)$$

kde w je poloviční příčná vzdálenost pružin primárního vypružení, E_p je poloviční příčná vzdálenost pružin sekundárního vypružení, k_{zI} je svislá tuhost primárního vypružení příslušející jedné ložiskové skříni, k_{zII} je svislá tuhost sekundárního vypružení na jedné straně podvozku, s je polovina vzdálenosti styčných kružnic a p^+ , resp. p^* jsou hodnoty zborcení koleje na bázi rozvoru podvozku, resp. otočných čepů (viz též vztahy (3.5) a (3.6) uvedené v kap. 3.1.1);

- **ověření modelů vzájemným porovnáním výsledků získaných různými simulačními nástroji**, resp. různými pracovišti – v tomto případě sice stále nejde o validaci modelu ve smyslu požadavků standardů uvedených v kap. 6.1, avšak v případě, kdy je k dispozici vícero simulačních nástrojů, nebo výsledky různých modelů téhož vozidla pocházející z různých pracovišť, lze vzájemně porovnávat prakticky libovolné veličiny (síly v kontaktu kolo–kolejnice, síly ve vazbách a deformace vazeb, zrychlení na jednotlivých částech vozidla, ale i součinitel náklonu apod.), a to jak z hlediska dosahovaných (kvazistatických) hodnot, tak i časových průběhů; vzájemným porovnáváním výsledků získaných různými simulačními nástroji lze ale také objasnit některé nejasnosti či odstranit případné chyby;
- **ověření výsledků simulačních výpočtů porovnáním s výsledky měření na vozidle** – tedy validace modelu ve smyslu standardů uvedených v kap. 6.1, při níž je možné porovnávat výsledky simulačních výpočtů s výsledky jak (kvazi)statických testů, tak i jízdních zkoušek. Při této validaci je však nutné mít na paměti, že určitou chybou jsou zatíženy i samotné výsledky měření na vozidle a že naměřené signály jsou ve své podstatě stochastické (resp. ovlivněné náhodnými veličinami), a tudíž je nutné jejich následné statistické vyhodnocení. Způsob vyhodnocení výsledků měření však může mít také vliv na to, zda validace modelu bude úspěšná, a proto je nutné jednoznačně definovat, jak s výsledky simulačních výpočtů i měření při validaci naložit.

6.2.2 Metodika validace modelu navržená v rámci řešení projektu DynoTRAIN

S ohledem na nejasnosti ve stávající legislativě týkající se možností využití simulačních výpočtů při schvalování kolejových vozidel do provozu, zejména v oblasti validace výpočtového modelu, byla problematice tzv. „**virtuální certifikace**“ věnována pozornost při řešení evropského výzkumného projektu DynoTRAIN v letech 2009 až 2013. Cílem projektu DynoTRAIN, který byl zaměřen na oblast interakce vozidlo–kolej a spolu s dalšími dvěma projekty AeroTRAIN a PantoTRAIN tvořil součást zastřešujícího projektu TrioTRAIN, bylo zejména:

- harmonizovat evropské a národní standardy pro schvalování kolejových vozidel,
- uzavřít v TSI otevřené body týkající se dynamiky kolejových vozidel,
- zavést (standardizovat) proces virtuální certifikace, a tím zlevnit a urychlit celý proces schvalování kolejových vozidel do provozu.

Je otázkou, do jaké míry se tyto ambiciózní cíle podařilo, resp. podaří naplnit. Jednoznačně se však v rámci projektu DynoTRAIN podařilo vytvořit metodiku validace výpočtových modelů včetně návrhu limitních hodnot odchylek výsledků simulace a měření, které je potřeba pro úspěšnou validaci modelu dodržet. Právě použití zvalidovaného výpočtového modelu je totiž nutnou podmínkou využití simulačních výpočtů ve schvalovacím procesu, resp. prokázání věrohodnosti výsledků těchto výpočtů. Pokud by byl navržený postup implementován např. do revize normy EN 14363, vypadl by z procesu schvalování vozidla s využitím simulačních výpočtů subjektivní vliv „nezávislého posuzovatele“, a podmínky validace výpočtového modelu by byly jednoznačně definovány. Do té doby však zavádění „virtuální certifikace“ nemusí pro výrobce nutně znamenat ani časovou, ani finanční úsporu při vývoji a schvalování nového vozidla.

Navržená metodika validace modelu, která je pochopitelně založena na porovnávání výsledků simulace a měření, je velmi podrobně popsána v člancích prof. Polácha a kolektivu řešitelů projektu [33, 34, 35]. Ve stručnosti je možné tento postup shrnout do následujících bodů.

- Hodnocení výsledků simulačních výpočtů pro potřeby validace výpočtového modelu je založeno na **hodnocení 12 veličin** (viz tab. 10), jejichž volba vychází z metodiky hodnocení výsledků jízdních zkoušek **dle EN 14363**, přičemž jsou tyto veličiny v souladu s požadavky EN 14363 i filtrovány a zpracovávány.
- Pro validaci modelu je potřeba využít **výsledky alespoň z 12 zkušebních úseků**, jejichž délka musí být alespoň stejně dlouhá jako délka příslušných zkušebních úseků dle normy EN 14363. Do každé ze čtyř zkušebních oblastí definovaných v normě by přitom měly náležet minimálně 3 úseky.
- V každém zkušebním úseku se pro každou ze sledovaných veličin vypočte **charakteristická hodnota** (viz tab. 10), a to jak z výsledků měření, tak z výsledků simulačních výpočtů.
- Pro každou ze sledovaných veličin (vodicí síla, svislá kolová síla, zrychlení na skříni vozidla) musí být hodnoceny **alespoň dva signály**; tzn., že pro každou sledovanou veličinu lze porovnat minimálně 24 dvojic charakteristických hodnot simulace – měření. Pro každou takovou dvojici hodnot se vypočte **rozdíl mezi výsledkem simulace a měření** Δ_v , přičemž je za kladnou považována taková hodnota rozdílu, kdy je absolutní hodnota nasimulované veličiny větší než absolutní hodnota naměřené veličiny a naopak, tedy:

$$M_v \neq 0 \Rightarrow \Delta_v = (S_v - M_v) \cdot \frac{M_v}{|M_v|}, \quad (6.6)$$

$$M_v = 0 \Rightarrow \Delta_v = S_v, \quad (6.7)$$

kde M_v je charakteristická hodnota veličiny v získaná měřením a S_v je charakteristická hodnota veličiny v získaná simulačním výpočtem.

- Pro každou sledovanou veličinu musí být ze získané množiny minimálně 24 hodnot rozdílů vypočten jednak **průměr** $\overline{\Delta_v}$ a jednak **směrodatná odchylka** $s(\Delta_v)$.
- Vypočtené **průměry a směrodatné odchylky rozdílů se porovnají s mezními hodnotami pro validaci modelu** a jsou-li menší, je možné výpočtový model vozidla považovat za

zvalidovaný. Mezní hodnoty navržené v rámci řešení projektu DynoTRAIN jsou uvedeny v tab. 10. Uvedené limity se přitom vztahují na směrodatné odchylky rozdílů; pro průměrné rozdíly se příslušné limity rovnají $\frac{2}{3}$ uvedených hodnot. Pro nákladní vozy a pro vozidla bez sekundárního vypružení jsou navrženy dvojnásobné mezní hodnoty zrychlení.

Kromě samotného návrhu metodiky validace modelu byl tento postup v rámci řešení projektu také testován. K tomuto účelu byly využity výsledky rozsáhlé měřicí kampaně, realizované se zkušební soupravou tvořenou lokomotivou řady 120 DB, osobním vozem řady Bim DB, dvěma vozy řady Sgns s podvozky Y25 a dvojicí článků vozové jednotky Laas s pojezdem dle UIC 517. Na příslušných simulačních výpočtech se pak podílely Siemens, Bombardier Transportation, Alstom, IFSTTAR a Technická univerzita Berlín; použity přitom byly simulační nástroje SIMPACK a VOCO.

Tab. 10 Veličiny posuzované při validaci modelu podle metodiky navržené v rámci projektu DynoTRAIN, výpočet charakteristických hodnot a navržené mezní hodnoty směrodatných odchylek rozdílů simulace – měření; [33].

Veličina	Označení	Jednotka	Filtrování	Charakteristická hodnota	Mezní hodnota pro směrodat. odchylky rozdílů
Kvazistatická vodicí síla	Y_{qst}	kN	dolní propust 20 Hz	50% percentil (medián)	5,0
Kvazistatická svislá kolová síla	Q_{qst}	kN	dolní propust 20 Hz	50% percentil (medián)	$4 \cdot (1 + 0,01 \cdot Q_0)$
Kvazist. hodnota poměru Y/Q	$(Y/Q)_{qst}$	-	dolní propust 20 Hz	50% percentil (medián)	0,07
Kvazist. hodnota sumy vodicích sil	ΣY_{qst}	kN	dolní propust 20 Hz	50% percentil (medián)	6,0
Vodicí síla, maximum	Y_{max}	kN	dolní propust 20 Hz	0,15%/99,85% percentil	9,0
Svislá kolová síla, maximum	Q_{max}	kN	dolní propust 20 Hz	0,15%/99,85% percentil	$6 \cdot (1 + 0,01 \cdot Q_0)$
Poměr Y/Q , maximum	$(Y/Q)_{max}$	-	klouzavý průměr (okno 2 m, krok 0,5 m)	0,15%/99,85% percentil	0,10
Suma vodicích sil, maximum	ΣY_{max}	kN	klouzavý průměr (okno 2 m, krok 0,5 m)	0,15%/99,85% percentil	9,0
Příčné zrychlení na skříni, RMS	$\ddot{y}_{rms}^*$	m/s ²	pásmová propust 0,4 až 10 Hz	RMS	0,15
Svislé zrychlení na skříni, RMS	$\ddot{z}_{rms}^*$	m/s ²	pásmová propust 0,4 až 10 Hz	RMS	0,15
Příčné zrychlení na skříni, maximum	$\ddot{y}_{max}^*$	m/s ²	pásmová propust 0,4 až 10 Hz	0,15%/99,85% percentil	0,40
Svislé zrychlení na skříni, maximum	$\ddot{z}_{max}^*$	m/s ²	pásmová propust 0,4 až 10 Hz	0,15%/99,85% percentil	0,40

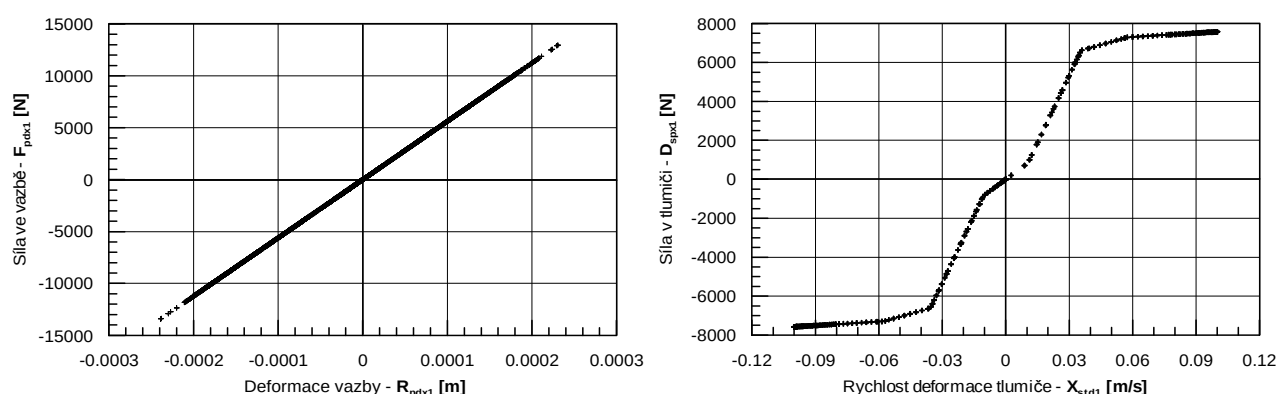
6.3 Validační simulační výpočty lokomotivy ŠKODA 109E

Dopravní fakulta Jana Pernera je jednou nemnoha z institucí, která se v ČR zabývá simulačními výpočty jízdy kolejových vozidel, a to již od 90. let 20. století. Za tu dobu již zde byly pomocí simulačních výpočtů vyšetřovány dynamické vlastnosti celé řady vozidel. Z projektů, na jejichž řešení se podílel i autor této práce, je možné uvést například návrh rámové lokomotivy ŠKODA („Ramona“; [20, 21, 36]), elektrickou jednopodlažní jednotku ŠKODA 7Ev („RegioPanter“ ČD; [49]), čtyřnápravovou dielelektrickou lokomotivu řady 744.0 CZ LOKO ([24, 27, 50, 51]) nebo právě univerzální elektrickou lokomotivu ŠKODA 109E (např. [26, 43]), resp. simulační výpočty směřující k úpravě této lokomotivy na nákladní verzi, označenou jako XXXX.

S ověřováním výpočtových modelů vytvořených (nejen) v programovém systému SJKV tak již jsou na DFJP určité zkušenosti, ze kterých vyplývá, že validace modelu stále není uzavřenou kapitolou. Nadále totiž při realizaci simulačních výpočtů vyvstávají určité otázky, které zcela neřeší ani návrh metodiky validace modelu, vytvořený v rámci řešení projektu DynoTRAIN a blíže představený v kap. 6.2.2. V této kapitole jsou proto na modelu lokomotivy 109E demonstrovány výše uvedené postupy ověřování výpočtového modelu (kap. 6.2) a některé z problematických aspektů validace na nich budou následně ukázány.

6.3.1 Ověření správnosti funkce jednotlivých prvků modelu

První fáze, tedy **ověření správnosti funkce jednotlivých prvků modelu**, je nezbytnou součástí procesu ladění modelu. Model lokomotivy byl v dané verzi odladěn s charakteristikami vazeb odpovídajícími vstupním datům získaným od výrobce a doplněnými výsledky experimentálního ověření charakteristik sekundárních pružin (včetně podložek) na zkušebním stavu DFJP ([54]). Toto ověření je demonstrováno v grafech na obr. 90, kde jsou zobrazeny výstupy ze simulačního výpočtu (deformace, resp. rychlost deformace vazby a příslušná síla ve vazbě), a to pro případ vedení dvojkolí v podélném směru (vlevo) a tlumiče vrtivých pohybů podvozku (vpravo). Pokud jsou výsledky vykresleny ve formě charakteristiky vazby, musí tato charakteristika odpovídat charakteristice požadované. Tzn., že např. v případě lineární vazby (zde případ podélné tuhosti vedení dvojkolí) musí sklon charakteristiky *síla–deformace* korespondovat s tuhostí vazby.



Obr. 90 Ukázka ověřování správnosti funkce vazeb modelu – pracovní charakteristika vedení dvojkolí (vlevo) a rychlostní charakteristika tlumiče vrtivých pohybů (vpravo).

6.3.2 Ověření výsledků simulačních výpočtů porovnáním s výsledky analytických výpočtů a simulačních výpočtů provedených jinými simulačními nástroji

Druhou a třetí fází ověřování modelu, tedy **porovnávání výsledků simulačních výpočtů s výsledky analytických výpočtů a vzájemné porovnávání výsledků simulačních výpočtů provedených různými simulačními nástroji**, je možné spojit. Jelikož je na DFJP kromě programového systému SJKV (v případě lokomotivy 109E jde o verzi SJKV-L3A) v současnosti používán i simulační software SIMPACK verze 8900, byla některá porovnání s výsledky analytických výpočtů provedena pro výsledky získané oběma simulačními nástroji. Výsledky těchto porovnání jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Porovnání výsledků simulačních výpočtů lokomotivy 109E provedených simulačními nástroji SJKV-L3A a SIMPACK 8900 s výsledky analytických výpočtů.

Veličina	Výsledky simulačních výpočtů		Teoretická hodnota	Odchytky od teoretických hodnot	
	SJKV	SIMPACT		SJKV	SIMPACT
Součet vodících sil v oblouku	94,3 kN	92,1 kN	94,5 kN	−0,2 kN (−0,2 %)	−2,4 kN (−2,5 %)
Součet kolových sil v oblouku	859,4 kN	872,8 kN	877,4 kN	−18,0 kN (−2,1 %)	−4,6 kN (−0,5 %)
Vlastní frekvence a poměr. útlum houpání skříně	1,218 Hz 25,9 %	1,220 Hz 25,9 %	1,29 Hz	−0,072 Hz	−0,070 Hz
Vlastní frekvence a poměr. útlum kývání skříně	1,208 Hz 27,6 %	1,199 Hz 28,2 %	1,30 Hz	−0,092 Hz	−0,101 Hz
Vlastní frekvence a poměr. útlum kolébání skříně	0,652 Hz 17,4 %	0,596 Hz 21,2 %	-	-	-
Odlehčení kola na mezním zborcení	35,3 kN	-	38,0 kN	−2,7 kN (−7,1 %)	-

Součty kvazistatických hodnot vodících a svislých kolových sil zde byly stanoveny pro průjezd lokomotivy obloukem o poloměru 250 m s převýšením vnějšího kolejnicového pásu 150 mm rychlostí 81,7 km/h, tj. s nedostatkem převýšení 165 mm. Z výsledků je zřejmé, že celková silová rovnováha je v souladu s rovnicemi (6.1) a (6.2) v obou modelech zachována, a to s odchylkou do 2,5 % od teoretické hodnoty. Odchylka součtu svislých kolových sil v případě systému SJKV je dána skutečností, že v použité verzi softwaru jsou kolové síly na jednotlivých kolech uvažovány jako vertikálně působící a vliv úhlu naklonění roviny koleje (který se pohybuje právě zhruba do 2 %) je zanedbán. Při úpravě simulačního programu na verzi SJKV-LokCargo_  byl však tento drobný nedostatek odstraněn.

Dále byla provedena **kontrola vlastních frekvencí kmitání skříně**. Analytický výpočet vlastních frekvencí houpání a kývání skříně byl proveden na zjednodušeném modelu vozidla, jehož schéma je znázorněno na obr. 91. Při tomto výpočtu byla zanedbána hmotnost rámu podvozků a kmitání bylo uvažováno jako netlumené. I přes tato zjednodušení však takový postup poskytuje poměrně

dobré výsledky, které je možno pro základní ověření modelu použít. V souladu se schématem na obr. 91 lze pohybové rovnice pro houpání a kývání skříně psát ve tvaru:

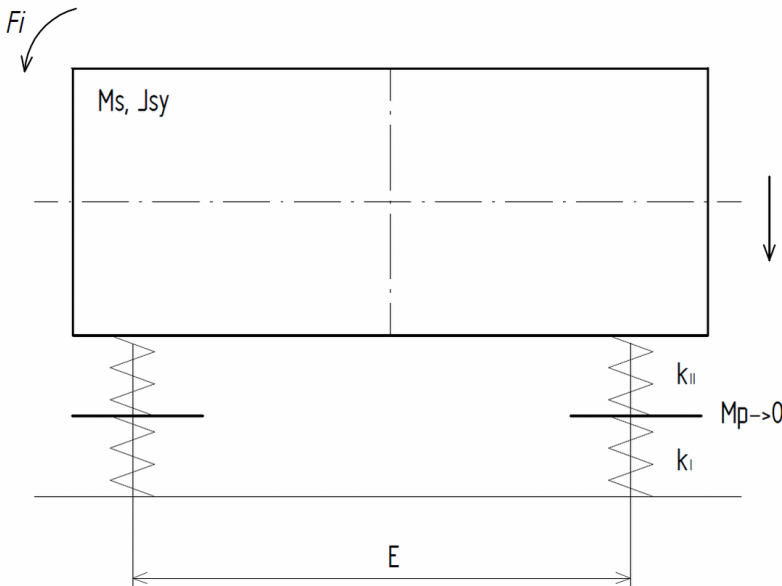
$$M_s \cdot \ddot{z}_s + 2 \cdot K \cdot z_s = 0, \quad (6.8)$$

$$J_{sy} \cdot \ddot{\varphi}_s + \frac{1}{2} \cdot K \cdot E^2 \cdot \varphi_s = 0, \quad (6.9)$$

kde M_s je hmotnost skříně, J_{sy} je moment setrvačnosti skříně k příčné ose, E je vzdálenost otočných čepů a K reprezentuje celkovou svislou tuhost soustavy vypružení jednoho podvozku. Vlastní frekvence netlumeného houpání a kývání skříně je tak možné odhadnout jako:

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K}{M_s}}, \quad (6.10)$$

$$f_\varphi = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K \cdot E^2}{2 \cdot J_{sy}}}. \quad (6.11)$$



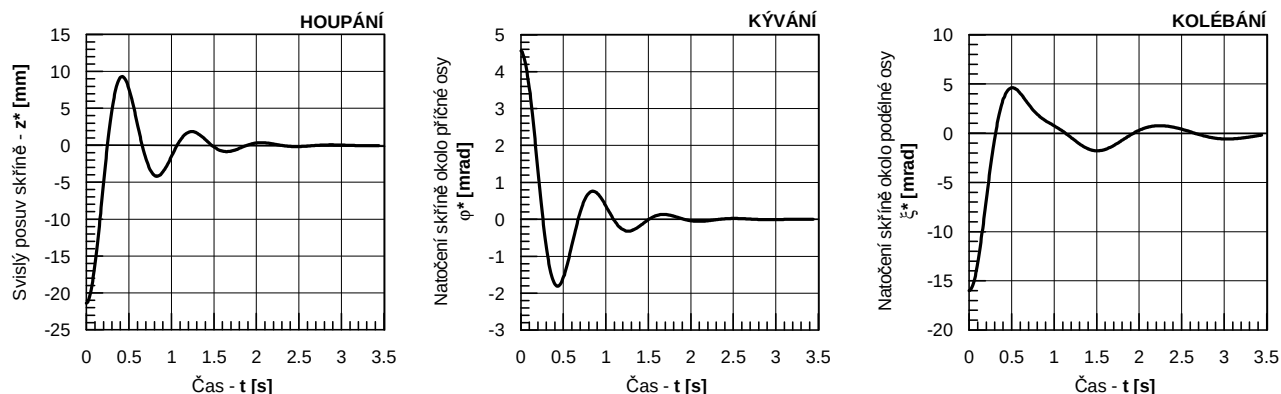
***** E I G E N V A L U E S *****

No.	Real-Part [1/s]	Imag-Part [rad/s]	Nat.Damping [-]	Frequency [Hz]
1	-5.0832E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
2	-5.0832E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
3	-5.0832E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
4	-5.0832E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
5	-2.0000E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
6	-2.0000E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
7	-2.0000E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
8	-2.0000E+03	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
9/ 10	0.0000E+00	+/- 0.0000E+00	0.0000	0.0000
11/ 12	0.0000E+00	+/- 0.0000E+00	0.0000	0.0000
13	-2.5167E+01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
14	-2.7294E+01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
15	-1.7962E+01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
16	-1.7760E+01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
17	2.0085E-01	+ 0.0000E+00	-1.0000	0.0000
18	-2.0092E-01	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
19	-2.0067E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
21/ 22	-1.5900E+02	+ 0.0000E+00	1.0000	0.0000
23/ 24	-2.8079E-01	+/- 1.5101E+00	0.2098	0.2492
25/ 26	-2.0084E+02	+/- 1.9993E+00	1.0000	0.3023
27/ 28	-8.1807E-01	+/- 3.7440E+00	0.2354	0.3952
29/ 30	-1.8794E+00	+/- 4.8645E+00	0.3604	0.7742
31/ 32	-2.2181E+00	+/- 7.5346E+00	0.2804	1.1392
33/ 34	-2.0594E+00	+/- 7.6681E+00	0.2594	1.2204
35/ 36	-1.0447E+00	+/- 8.1495E+00	0.3155	1.1607
37/ 38	-1.8092E+01	+/- 3.2249E+01	0.4893	5.1326
39/ 40	-1.1512E+01	+/- 3.2270E+01	0.4902	5.1360
41/ 42	-1.9777E+01	+/- 3.3083E+01	0.5131	5.2651
43/ 44	-2.2404E+01	+/- 3.4874E+01	0.5405	5.5103
45/ 46	-6.9227E+00	+/- 3.5217E+01	0.1929	5.6049
47/ 48	-6.8978E+00	+/- 3.5316E+01	0.1917	5.6207
49/ 50	-5.5480E+01	+/- 8.9400E+01	0.5273	14.2298
51/ 52	-5.5500E+01	+/- 8.9459E+01	0.5272	14.2379
53/ 54	-5.5021E+01	+/- 8.9601E+01	0.3640	14.4607
55/ 56	-3.3889E+01	+/- 9.0333E+01	0.3513	14.3769
57/ 58	-5.5383E+01	+/- 9.7797E+01	0.5125	14.7651
59/ 60	-5.1872E+01	+/- 9.3182E+01	0.4864	14.3704
61/ 62	-6.4610E+01	+/- 1.0333E+02	0.5377	16.1261
63/ 64	-6.4620E+01	+/- 1.0339E+02	0.5375	16.1371
65/ 66	-2.3154E+02	+/- 1.0257E+02	0.0226	16.2547
67/ 68	-2.0100E+01	+/- 1.1626E+02	0.1704	18.5039
69/ 70	-2.0097E+01	+/- 1.1627E+02	0.1703	18.5045
71/ 72	-1.7939E+01	+/- 1.1724E+02	0.1513	18.6598
73/ 74	-1.7939E+01	+/- 1.1725E+02	0.1512	18.6602
75/ 76	-7.0768E+00	+/- 1.2374E+02	0.0571	19.6939
77/ 78	-1.9837E+02	+/- 1.6074E+02	0.7769	25.5829
79/ 80	-1.9834E+02	+/- 1.6084E+02	0.7767	25.6016
81/ 82	-5.1752E+00	+/- 1.8200E+02	0.0284	28.9662
83/ 84	-5.1847E+00	+/- 1.8201E+02	0.0285	28.9705
85/ 86	-5.7010E+01	+/- 1.9960E+02	0.2746	31.7667
87/ 88	-5.7005E+01	+/- 1.9961E+02	0.2746	31.7694
89/ 90	-5.1054E+01	+/- 2.0038E+02	0.2469	31.8908
91/ 92	-5.1001E+01	+/- 2.0039E+02	0.2466	31.8931
93/ 94	-1.2195E+02	+/- 2.0268E+02	0.5356	32.2575
95/ 96	-1.2195E+02	+/- 2.0270E+02	0.5355	32.2575
97/ 98	-4.0878E+01	+/- 2.1659E+02	0.1855	34.4706
99/ 100	-4.0878E+01	+/- 2.1659E+02	0.1855	34.4713
101/ 102	-4.1293E+01	+/- 2.1697E+02	0.1870	34.5317
103/ 104	-4.1270E+01	+/- 2.1699E+02	0.1871	34.5338
105/ 106	-9.4175E+00	+/- 2.5761E+02	0.0765	41.0004
107/ 108	-1.1174E+01	+/- 2.5963E+02	0.0430	41.3208

Obr. 91 Zjednodušený model vozidla pro přibližný výpočet vlastních frekvencí houpání a kývání skříně.

Obr. 92 Výpočet vlastních frekvencí a poměrných útlumů v SIMPACKu.

V systému **SIMPACT 8900** se výpočet vlastní frekvence a poměrného útlumu pro jednotlivé tvary kmitání provádí s využitím speciálního řešiče pro analýzu vlastních čísel vyšetřovaného dynamického modelu. Možná je též animace jednotlivých tvarů kmitání. Výpočet vlastních čísel se provádí na linearizovaném modelu vozidla a jeho výsledkem je tabulka vlastních čísel (resp. jejich reálných a imaginárních částí) vyšetřované dynamické soustavy, resp. přímo hodnoty poměrného útlumu a vlastních frekvencí. Výstup ze systému SIMPACK pro případ vyšetřované lokomotivy je zobrazen na obr. 92; vlastní frekvence a poměrné útlumy houpání, kývání a kolébání skříně (zvýrazněné hodnoty na obr. 92) jsou také uvedeny v tab. 11.



Obr. 93 Průběhy kmitání skříně při zjišťování vlastních frekvencí houpání (svislý posuv těžiště), kývání (rotace kolem příčné osy) a kolébání (rotace kolem podélné osy) simulačními výpočty prováděnými v systému SJKV-L3A.

V programovém systému **SJKV** je možné vlastní frekvence a poměrné útlumy vlastních kmitů zjistit simulačními výpočty jízdy vozidla na ideální přímé koleji při počátečním vhodném vybuzení skříně vozidla. V grafech na obr. 93 jsou ve formě příslušných průběhů výchylek skříně zobrazeny výsledky takových simulačních výpočtů, prováděných při rychlosti jízdy 50 km/h s modelem vyšetřované lokomotivy a sloužících ke zjištění vlastních frekvencí a poměrných útlumů houpání, kývání a kolébání skříně. Hledanou vlastní frekvenci přitom lze stanovit pomocí vztahu:

$$f_i = \frac{1}{\Delta T}, \quad (6.12)$$

kde ΔT je perioda kmitání odečtená z průběhu příslušné výchylky. Poměrný útlum D daného tvaru kmitání je pak možné odhadnout s využitím definice logaritmického dekrementu λ , pro který platí (viz např. [15]) následující vztah:

$$\lambda = \ln \frac{x(t)}{x(t + \Delta T)} = 2\pi \cdot \frac{D}{\sqrt{1 - D^2}}, \quad (6.13)$$

kde $x(t)$ a $x(t + \Delta T)$ jsou dva sousední souhlasně orientované lokální extrémy průběhu kmitání. Uvažujeme-li slabě tlumenou soustavu, můžeme vztah (6.13) zjednodušit s využitím předpokladu $\sqrt{1 - D^2} \rightarrow 1$ a poměrný útlum vyjádřit přibližně jako:

$$D \doteq \frac{1}{2\pi} \cdot \ln \frac{x(t)}{x(t + \Delta T)}. \quad (6.14)$$

Výsledky uvedeného postupu aplikovaného na model vyšetřované lokomotivy v programovém systému SJKV-L3A jsou pro případ houpání, kývání a kolébání skříně uvedeny v tab. 11. Z výsledků je zřejmé, že oba modely vykazují velmi blízké hodnoty vlastních frekvencí i poměrných útlumů sledovaných módů kmitání skříně. Vzájemné odchylky frekvencí se pohybují v řádu setin Hz, přičemž tyto odchylky mohou být způsobeny např. i rozdílným modelováním pružného uložení koleje v obou modelech. V případě houpání a kývání skříně jsou také vlastní frekvence blízké teoretickým hodnotám, vypočteným s využitím zjednodušeného modelu.

Kontrola odlehčení kola při postavení vozidla na zborcené koleji byla provedena porovnáním výsledků získaných modulem „SJKV-L3A/ZkruVo“ (jehož funkce je blíže popsána v kap. 3.1.1)

s výsledky zjednodušeného analytického výpočtu podle vztahů (6.3) až (6.5). Mezní hodnota zborcení koleje přitom byla volena v souladu s metodou č. 3 dle EN 14363 [4] jako:

$$\lim g^* = \frac{20}{2a^*} + 3,0, \quad (6.15)$$

$$\lim g^+ = 7,0 \text{ ‰}. \quad (6.16)$$

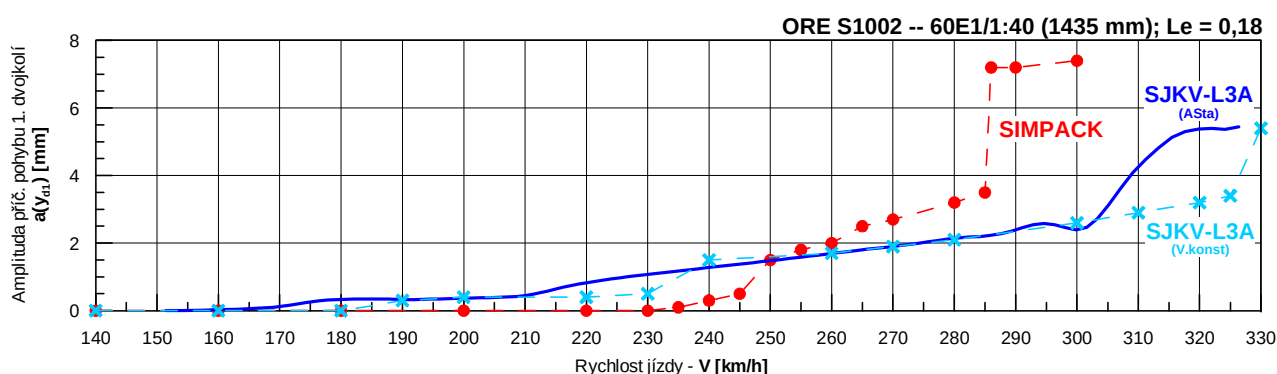
Výsledky ve formě dosažených hodnot odlehčení kola na mezním zborcení koleje (resp. při mezním zkroucení vozidla) jsou uvedeny v tab. 11. Zkrucovací diagramy vypočtené modulem „SJKV/ZkruVo“ pro případ vyšetřované lokomotivy (za předpokladu absolutně tuhého rámu lokomotivy a absolutně tuhých rámu podvozků) jsou uvedeny v grafech na obr. 8.

S využitím simulačních nástrojů SJKV-L3A a SIMPACK 8900 byla také vyšetřována **stabilita jízdy lokomotivy**. Příslušné simulační výpočty byly provedeny na ideální přímé koleji. V případě modelu lokomotivy v prostředí SJKV-L3A bylo počáteční vybuzení modelu vyvoláno osamělou příčnou nerovností koleje o velikosti 8 mm a použita byla jednak metoda analýzy stability při klesající rychlosti jízdy s využitím modulu „SJKV/ASta“ (viz kap. 3.1.1) a jednak série simulačních výpočtů při konstantní rychlosti jízdy, která již byla využita i při citlivostní analýze vlivu příčné tuhosti vedení dvojkolí na dynamické vlastnosti vozidla (viz kap. 3.2.4). V případě modelu lokomotivy v systému SIMPACK byla analýza stability provedena sérií simulačních výpočtů na ideální přímé koleji při konstantní rychlosti jízdy, přičemž bylo vybuzení vozidla na počátku simulace dosaženo počáteční příčnou výchylkou 1. a 3. dvojkolí o velikosti 8 mm. Příslušné simulační výpočty přitom byly provedeny za následujících podmínek:

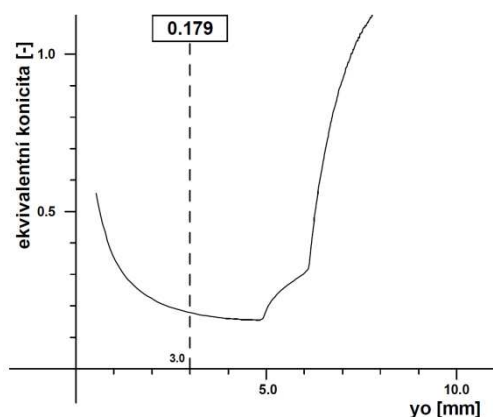
- součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice: $f = 0,40$;
- metoda řešení tečných sil v kontaktu kolo–kolejnice:
 - SJKV-L3A: metoda prof. Polácha [30],
 - SIMPACK 8900: FASTSIM;
- model kontaktu kolo–kolejnice:
 - SJKV-L3A: jednobodový, tuhý,
 - SIMPACK 8900: jednobodový, kvazielastický;
- podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej: teoretický jízdní obrys ORE S1002, rozkolí 1360 mm, teoretický příčný profil hlav kolejnic 60E1/1: 40, rozchod koleje 1435 mm; tzn. ekvivalentní konicita $\lambda_{ekv} = 0,18$ pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm.

Výsledky provedené analýzy stability jsou uvedené v grafu na obr. 94. Z výsledků je patrné, že modely vytvořené jednotlivými simulačními nástroji vykazují určité rozdíly. V obou případech se sice v příslušných bifurkačních diagramech objevují oblasti malých amplitud, při nichž nedochází k úplnému vyčerpání volného kanálu koleje, a oblasti velkých amplitud, avšak rychlostní pásma (ale i velikosti) pozorovaných amplitud se poněkud liší. Mimo to se vzájemně liší výsledky obou metod aplikovaných na model v prostředí SJKV, což bylo pozorováno i při zmíněné citlivostní analýze vlivu příčné tuhosti vedení dvojkolí na stabilitu lokomotivy (viz kap. 3.2.4, kde je tomuto problému věnována bližší pozornost). Budeme-li za kritickou rychlost považovat takovou hodnotu

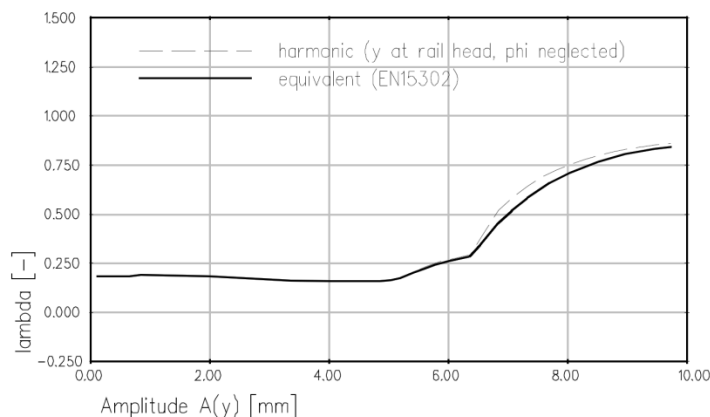
rychlosti, při které se nevyskytuje žádné příčné kmitání dvojkolí, bude tato rychlost činit cca 230 km/h v případě systému SIMPACK a zhruba 165 km/h, resp. 180 km/h v případě systému SJKV. Pokud však budeme za kritickou rychlost považovat až takovou hodnotu rychlosti, při jejímž překročení dvojkolí konají příčný pohyb, při němž dochází k vyčerpání volného kanálu koleje, činí tyto hodnoty cca 285 km/h pro SIMPACK a zhruba 320 km/h pro SJKV. Rozdíly mezi výsledky jednotlivých modelů mohou být způsobeny rozdílným způsobem zpracování kontaktní geometrie dvojkolí–kolej jednotlivými simulačními nástroji. To je zde dokumentováno na příkladu funkce ekvivalentní konicity uvažovaných kontaktních dvojic na obr. 95 (tuhý kontakt pro systém SJKV) a na obr. 96 (kvazielastický kontakt pro systém SIMPACK 8900). S ohledem na maximální rychlost uvažované lokomotivy 200 km/h by reálné vozidlo mělo v souladu s požadavky normy EN 14363 [4] vykazovat stabilní chod při zkušební rychlosti alespoň 220 km/h.



Obr. 94 Výsledky analýzy stability vyšetřované lokomotivy provedené systémy SJKV-L3A a SIMPACK 8900 – závislost amplitudy příčného pohybu prvního dvojkolí na rychlosti jízdy za daných podmínek kontaktní geometrie.



Obr. 95 Funkce ekvivalentní konicity pro dvojici S1002–60E1/1:40 vstupující do systému SJKV.



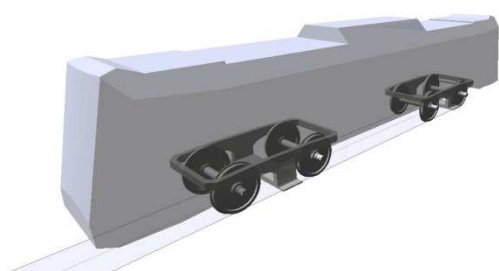
Obr. 96 Funkce ekvivalentní konicity pro kontaktní dvojici S1002–60E1/1:40 vstupující do systému SIMPACK 8900.

Kromě dvou výše uvedených simulačních nástrojů bylo v roce 2013 provedeno v rámci řešení projektu Centra kompetence drážních vozidel (CKDV) v pracovním balíčku WP5 také rozsáhlejší **porovnání výsledků simulačních výpočtů jízdy lokomotivy 109E oblouky různých poloměrů**, a to s využitím čtyř různých simulačních nástrojů používaných na třech výzkumných pracovištích v ČR. Programové systémy použité na jednotlivých pracovištích jsou včetně osob zodpovědných za realizaci příslušných simulačních výpočtů uvedeny v tab. 12.

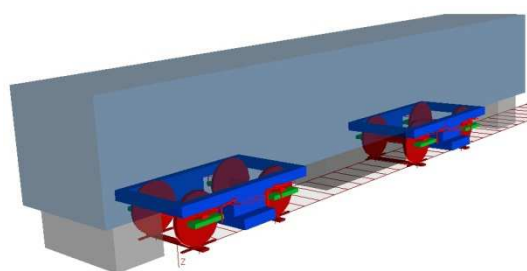
Tab. 12 Přehled simulačních nástrojů použitých při realizaci porovnávacích simulačních výpočtů v rámci CKDV/WP5.

Použitý simulační nástroj	Pracoviště	Odpovědný pracovník
SJKV-L3A	Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera	Ing. Tomáš Michálek
SIMPACK 8900		
SIMPACK 9.4-build65 64 bit	VÚKV, a.s.	Ing. Pavel Krulich
ADAMS/VI-Rail	ŠKODA TRANSPORTATION, a.s.	Ing. Miroslav Hora

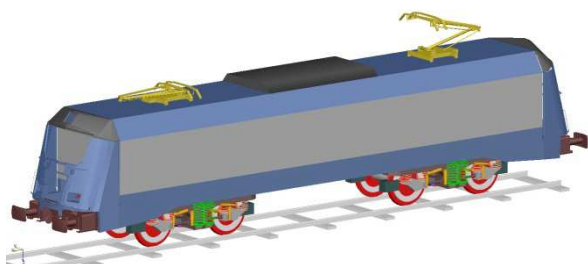
Detailní popis jednotlivých výpočtových modelů je včetně výsledků a jejich vyhodnocení uveden ve výzkumných zprávách CKDV [43, 47] a výsledky porovnávacích simulačních výpočtů byly také prezentovány v článku [45]. V následujícím textu jsou proto uvedeny jen základní údaje a shrnuty nejvýznamnější dosažené výsledky.



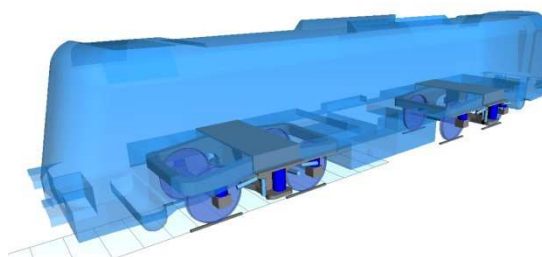
Obr. 97 Vizualizace modelu lokomotivy v systému SJKV-L3A (DFJP); [47].



Obr. 98 Vizualizace modelu lokomotivy v systému SIMPACK 8900 (DFJP); [47].

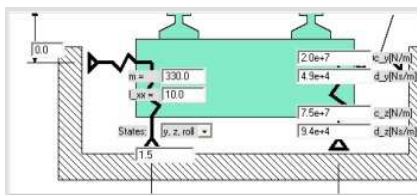


Obr. 99 Vizualizace modelu lokomotivy v systému ADAMS/VI-Rail (ŠKODA Transportation); [47].



Obr. 100 Vizualizace modelu lokomotivy v systému SIMPACK 9.4-build65 64 bit (VÚKV); [47].

Vizualizace jednotlivých modelů vozidla jsou zobrazeny na obr. 97 až obr. 100. Model lokomotivy vytvořený v systému **SJKV-L3A** se skládá celkem ze sedmi tuhých těles (skříň, rámy podvozků, dvojkolí); pro řešení tečných sil v kontaktu kolo–kolejnice je využit algoritmus prof. Polácha [30] a samotný kontakt kolo–kolejnice je uvažován jako tuhý, jednobodový. Oba modely vytvořené v různých verzích systému **SIMPACK** jsou tvořeny patnácti tuhými tělesy (skříň, rámy podvozků, ložiskové skříně, dvojkolí) a pro řešení tečných sil v kontaktu kolo–kolejnice je využit standardní algoritmus FASTSIM. V případě verze **8900** je kontakt kolo–kolejnice uvažován jako jednobodový, kvazielastický a uložení koleje je modelováno jako pružné s přednastavenými parametry (viz obr. 101); v případě novější verze **9.4-build65** je již kontakt kolo–kolejnice modelován jako elastický, vícebodový a uložení koleje je uvažováno jako tuhé. Nejpodrobněji je lokomotiva modelována v programovém systému **ADAMS/VI-Rail**, kde je model tvořen celkem 122 tělesy a vykazuje 144 stupňů volnosti; pro popis kontaktu kolo–kolejnice jsou zde použity prvky „WRGEN“, které jsou součástí softwaru VI-Rail a umožňují modelovat kontakt kola a kolejnice jako vícebodový.



Obr. 101 Použitý model pružného uložení koleje v systému SIMPACK 8900.

Zveřejnění tohoto oddílu je omezeno.

6.3.3 Ověření výsledků simulačních výpočtů porovnáním s výsledky měření

Zveřejnění tohoto oddílu je omezeno.

6.4 Problematické aspekty validace výpočtových modelů

S procesem validace výpočtových modelů je spjata celá řada problémů, které se mohou projevit na různých úrovních procesu „virtuální certifikace“. Z hlediska hodnocení shody mezi výsledky simulačních výpočtů a měření jde o volbu metody a limitních hodnot pro validaci modelu, čemuž byla věnována pozornost na evropské úrovni při řešení výše zmíněného projektu DynoTRAIN. Z pohledu samotných výsledků simulačních výpočtů (ale i měření) se jako problematický může jevit především vliv různých náhodných veličin na tyto výsledky. A na úrovni výpočtových modelů jde zejména o otázku věrohodnosti konkrétního zvoleného způsobu modelování fyzikální reality. V této kapitole je uvedeným problémům věnována bližší pozornost.

6.4.1 Volba limitů pro úspěšnou validaci modelu

Otázka volby limitů pro úspěšnou validaci je prvním problémem, který musel být řešen i při návrhu metodiky validace modelu v projektu DynoTRAIN. Při pohledu na tab. 10 je zřejmé, že mezní hodnoty směrodatných odchylek (ale i průměrů) rozdílů výsledků simulačních výpočtů a měření jsou zde definovány absolutně, v případě svislých kolových sil pak v závislosti na statické hodnotě zatížení kola Q_0 . To je ovšem zásadní změna oproti stávajícímu návrhu normy prEN 14363 [8], kde jsou dovolené odchylky (viz kap. 6.1.2) dány většinou relativně, v procentech. Oba způsoby hodnocení však mají svá negativa. Typickým příkladem, kde se nedostatky obou metod projeví, je hodnocení kvazistatické vodící síly na vnitřním kole druhého dvojkolí v podvozku běžného čtyřnápravového vozidla (např. lokomotivy) při průjezdu obloukem malého poloměru. Obvyklá hodnota vodící síly – jak je patrné např. i z horního grafu na (kolo 21) – nabývá totiž v takovém případě velmi malé absolutní hodnoty (řádově kN, ale může být i méně). V případě definice mezní hodnoty odchylky relativní chybou pak může i malý rozdíl výsledků simulace a měření způsobit odchylku v řádu stovek procent. Naopak definice mezní hodnoty odchylky absolutní chybou umožňuje považovat i poměrně velké rozdíly ve výsledcích simulace a měření za zcela vyhovující.

Tab. 13 Ukázka absolutního a relativního hodnocení odchylek sledovaných veličin.

Simulační nástroj	Výsledky simulačních výpočtů		Absolut. odchylky vztažené k průměrným hodnotám		Relativní odchylky vztažené k průměrným hodnotám	
	Y_{12}	Y_{21}	ΔY_{12}	ΔY_{21}	δY_{12}	δY_{21}
SJKV-L3A		1,6 kN		-0,35 kN	1,2 %	-17,9 %
SIMPACT 8900		1,5 kN		-0,45 kN	1,5 %	-23,1 %
SIMPACT 9.4		2,6 kN		0,65 kN	-3,9 %	33,3 %
ADAMS/VI-Rail		2,1 kN		0,15 kN	1,1 %	7,7 %

To, jakým způsobem se projeví hodnocení rozdílů dosažených výsledků absolutní a relativní odchylkou na hodnotách těchto odchylek, je demonstrováno v tab. 13, kde jsou uvedeny odchylky kvazistatických vodících sil na vnějším kole 1. dvojkolí a na vnitřním kole 2. dvojkolí lokomotivy při simulaci průjezdu obloukem o poloměru 300 m. V tomto případě jde o výsledky

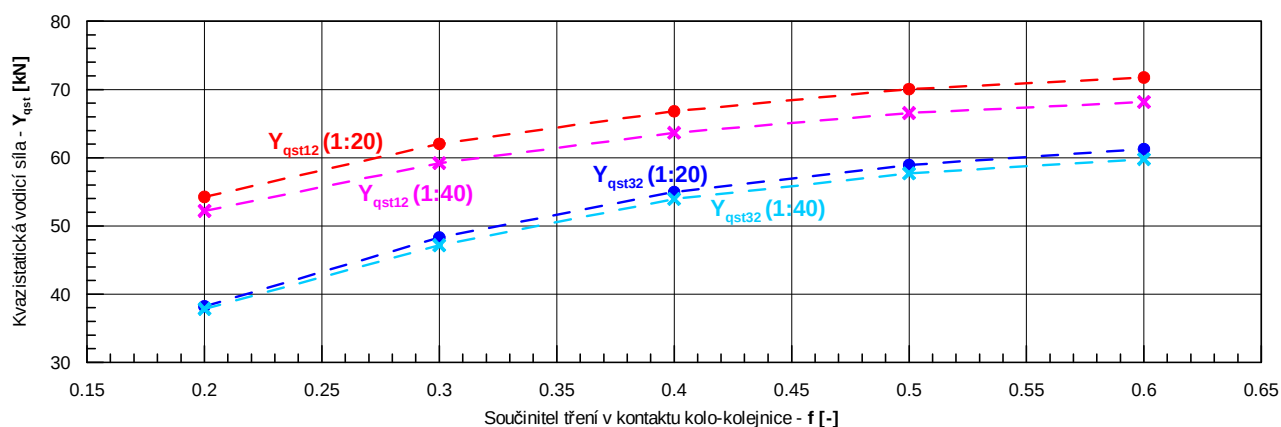
prezentované v příslušném grafu na . Jako referenční hodnota byla zvolena průměrná hodnota vodící síly získaná průměrováním výsledků jednotlivých simulačních nástrojů.

6.4.2 Vliv náhodných veličin na výsledky simulačních výpočtů a měření

Dalším, ještě závažnějším problémem je **otázka vlivu některých náhodných veličin na výsledky simulačních výpočtů, ale i měření**. Mezi typické představitele těchto veličin patří zejména:

- součinitel tření,
- podmínky kontaktu dvojkolí–kolej,
- nerovnosti koleje.

Jak je ukázáno např. v článkách [16, 19, 26], **součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice**, který do značné míry závisí na počasí, resp. na vlhkosti a teplotě vzduchu, a na funkci systému mazání okolků, velmi významně ovlivňuje velikost vodících sil při jízdě vozidla obloukem, ale také chování vozidla v přímé koleji, resp. jeho kritickou rychlost. V grafu na obr. 105 je na výsledcích simulačních výpočtů provedených systémem SJKV-L3A pro různé podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej demonstrován vliv součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice na dosahované hodnoty kvazistatické vodící síly na vnějších kolech 1. a 3. dvojkolí lokomotivy ŠKODA 109E při průjezdu obloukem o poloměru $R = 300$ m s nedostatkem převýšení $I = 130$ mm. Je zřejmé, že v takovém případě může pouhá změna součinitele tření vyvolat změnu vodící síly, která je větší než dovolená mezní hodnota odchylky pro validaci modelu (viz tab. 10). Vyhláška UIC 518 [9] i návrh normy prEN 14363 [8] sice uvádějí informaci vycházející z měření provedeného British Railways, totiž že součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice vykazuje jednostranné normální rozdělení se střední hodnotou $\mu_f = 0,36$ a směrodatnou odchylkou $\sigma_f = 0,075$, avšak volba konkrétního variačního rozpětí součinitele tření, který musí dle příslušných standardů splňovat jedinou podmínku – odpovídat suchým kolejnicím, je záležitostí výpočtaře. Vhodnou volbou této náhodné veličiny je tak prakticky možné výpočtový model do určité míry ladit, resp. výsledky simulačních výpočtů „podle potřeby“ přiblížit výsledkům měření.



Obr. 105 Závislost dosahovaných hodnot kvazistatických vodících sil působících na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí lokomotivy 109E při průjezdu obloukem o poloměru 300 m s nedostatkem převýšení 130 mm za různých podmínek kontaktní geometrie (teoretický jízdní obrys S1002 a kolej o rozchodu 1435 mm s kolejnicemi 60E1 o úklonu 1: 20 a 1: 40) na součiniteli tření v kontaktu kolo–kolejnice – výsledky simulačních výpočtů provedených systémem SJKV.

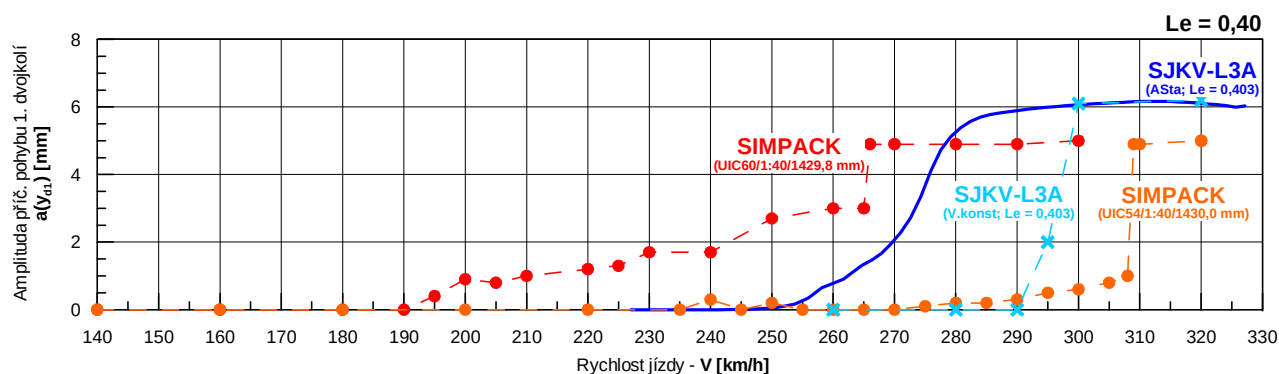
Kromě samotného součinitele tření v kontaktu kola a kolejnice se jako problematické jeví také **modelování vazeb se suchým třením** (pružnice, třecí tlumiče, torny, kluznice apod.), a to opět s ohledem na neurčitost součinitele tření v těchto vazbách, resp. neurčitost charakteristik takových vazeb při dynamickém zatěžování. To dokládá i fakt, že jedním z výsledků projektu DynoTRAIN je i konstatování, že zvalidovat výpočtový model nákladního vozu podle navržené metodiky je zejména v oblasti zrychlení dosahovaných na skříni vozidla velmi obtížné, ne-li téměř nereálné (viz např. [35]).

Další, do určité míry náhodný, parametr tvoří **kontaktní geometrie dvojkolí–kolej**. Charakteristiky kontaktní geometrie, které kontakt dvojkolí a koleje popisují, jsou totiž ovlivněny i rozchodem koleje a opotřebením hlav kolejnic, což jsou z hlediska hodnocení měření, resp. stanovení vstupů pro příslušné simulační výpočty opět v podstatě náhodné veličiny. Vliv kontaktní geometrie na vodící síly při průjezdu lokomotivy obloukem malého poloměru je opět demonstrován na výsledcích simulačních výpočtů v grafu na obr. 105. Výše popsané vyšetření vlivu součinitele tření na dosahované hodnoty kvazistatické vodící síly působící na nabíhajících kolech 1. a 3. dvojkolí lokomotivy zde bylo provedeno pro dvojici různých kontaktních podmínek. Červená a modrá čára znázorňují výsledky pro dvojkolí s teoretickým jízdním obrysem ORE S1002 a kolej o rozchodu 1435 mm s kolejnicemi 60E1 o úklonu 1:20 (hodnota ekvivalentní konicity pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm činí $\lambda_{ekv} = 0,01$); fialovou a tyrkysovou čarou jsou uvedeny výsledky pro obdobné podmínky, charakterizované ovšem úklonem kolejnic 1:40 (hodnota ekvivalentní konicity pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm činí $\lambda_{ekv} = 0,18$). Je zřejmé, že rozdíly ve výsledcích způsobené odlišnými podmínkami kontaktní geometrie zde mohou zejména na nabíhajícím kole 1. dvojkolí nabývat hodnot v řádu několika kN, což je opět hodnota porovnatelná s dovolenou odchylkou výsledků simulace a měření (viz tab. 10). Přitom nezanedbatelná „dynamická změna úklonu kolejnice“ s patřičným vlivem na charakteristiky kontaktní geometrie může být díky určité pružnosti uložení kolejnic na pražcích pozorována na vnější kolejnici v oblouku při průjezdu vozidla jako důsledek působení příčných sil na vnější kolejnicový pás (viz např. výsledky měření uvedené v článku [10]).

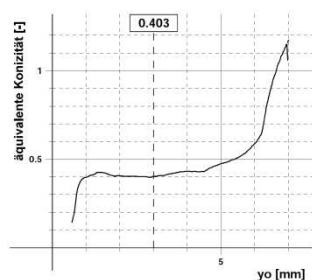
Mnohem významnější vliv však má kontaktní geometrie dvojkolí–kolej na jízdní vlastnosti vozidla v přímé koleji; tzn., že zásadně ovlivňuje kritickou rychlost vozidla. V tomto ohledu se ovšem jako problematická jeví i samotná definice podmínek, za kterých má být stabilita vozidla ověřována. Např. norma EN 14363 [4] hovoří o ekvivalentní konicitě pouze ve smyslu hodnoty vypočtené pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm. Podmínku dané hodnoty takto zjednodušeně pojaté ekvivalentní konicity však lze docílit pro různé kontaktní dvojice dvojkolí–kolej, přičemž ostatní charakteristiky kontaktní geometrie, ale i funkce ekvivalentní konicity se vzájemně mohou poměrně výrazně lišit. Vliv charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej na stabilitu vozidla je demonstrován bifurkačními diagramy na obr. 106. Stejně jako v kap. 6.3.2, i zde byla vyšetřována stabilita jízdy lokomotivy ŠKODA 109E simulačními nástroji SJKV-L3A (s využitím série simulačních výpočtů při konstantní rychlosti jízdy i s využitím modulu „SJKV/ASta“) a SIMPACK 8900, tentokrát však pro takové podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej, které vykazují pro amplitudu

příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm hodnotu ekvivalentní konicity přibližně $\lambda_{ekv} \doteq 0,4$. Tohoto požadavku však bylo dosaženo různými způsoby:

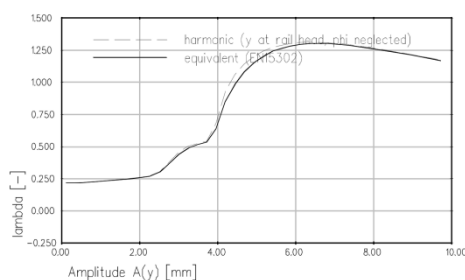
- v případě systému SJKV-L3A byly jako vstup do simulace využity charakteristiky kontaktní geometrie odpovídající opotřebovaným jízdním obrysům kol na kolejnicích 60E1 s úklonem 1: 40 (příslušná funkce ekvivalentní konicity je zobrazena na obr. 107),
- pro první variantu výpočtu v systému SIMPACK (červená čára v grafu na obr. 106) byl použit kontakt odpovídající dvojkolí s teoretickým jízdním obrysem S1002 na koleji s teoretickými kolejnicemi UIC60 o úklonu 1: 40 a se zúženým rozchodem 1429,8 mm (příslušná funkce ekvivalentní konicity je zobrazena na obr. 108),
- pro druhou variantu výpočtu v systému SIMPACK (oranžová čára v grafu na obr. 106) byl použit kontakt odpovídající dvojkolí s teoretickým jízdním obrysem S1002 na koleji s teoretickými kolejnicemi UIC54 o úklonu 1: 40 a se zúženým rozchodem 1430,0 mm (příslušná funkce ekvivalentní konicity je zobrazena na obr. 109).



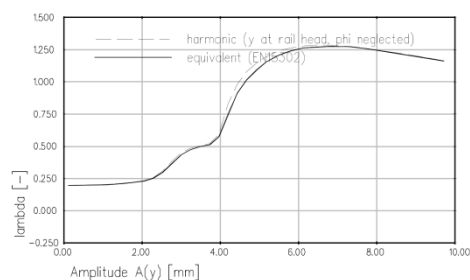
Obr. 106 Výsledky analýzy stability lokomotivy provedené systémy SJKV-L3A a SIMPACK 8900 – závislost amplitudy příčného pohybu prvního dvojkolí na rychlosti jízdy za daných podmínek kontaktní geometrie.



Obr. 107 Funkce ekvivalentní konicity pro systém SJKV.



Obr. 108 Funkce ekvivalentní konicity pro SIMPACK (UIC60/1: 40/1429,8 mm).



Obr. 109 Funkce ekvivalentní konicity pro SIMPACK (UIC54/1: 40/1430,0 mm).

Z výsledků uvedených na obr. 106 je zřejmé, že jednotlivé varianty simulačních výpočtů poskytují různé výsledky. Kromě výše popsaného rozdílu mezi jednotlivými metodami analýzy stability aplikovanými na model vozidla v systému SJKV (viz kap. 6.3.2, resp. 3.2.4) se zde opět projevují rozdíly ve výsledcích získaných jednotlivými simulačními nástroji. Zde jsou tedy tyto rozdíly (na rozdíl od výsledků uvedených na obr. 94) podpořeny právě i různými podmínkami kontaktní geometrie. S tím patrně souvisí i rozdílný charakter takto získaných bifurkačních diagramů. Především jsou zde ale pozorovány také rozdíly ve výsledcích získaných pro různé podmínky

kontaktní geometrie jedním jediným simulačním nástrojem – zde tedy SIMPACKem. Ač se i při pohledu na příslušné funkce ekvivalentní konicity (obr. 108 a obr. 109) zdají tyto charakteristiky podobné, pozorovaný vliv jejich rozdílu na stabilitu jízdy lokomotivy je značný. Pokud uvažujeme kritickou rychlost jako rychlost, při jejímž překročení kmitají jednotlivá dvojkolí tak, že amplitudou svého pohybu vyčerpávají volný kanál koleje, má tato kritická rychlost hodnotu zhruba 310 km/h v případě zúženého rozchodu a kolejnic UIC60, resp. cca 265 km/h v případě zúženého rozchodu a kolejnic UIC54, a to za jinak stejných podmínek a při analýze provedené na shodném modelu. Ukazuje se tedy, že pokud by simulační výpočty měly sloužit k prokázání stability jízdy vozidla v rámci schvalovacího procesu, je možné vhodnou volbou charakteristik kontaktní geometrie (i při dodržení požadované hodnoty ekvivalentní konicity pro amplitudu příčného pohybu dvojkolí $y_0 = 3 \text{ mm}$) kritickou rychlost vozidla „posunout“ žádoucím směrem.

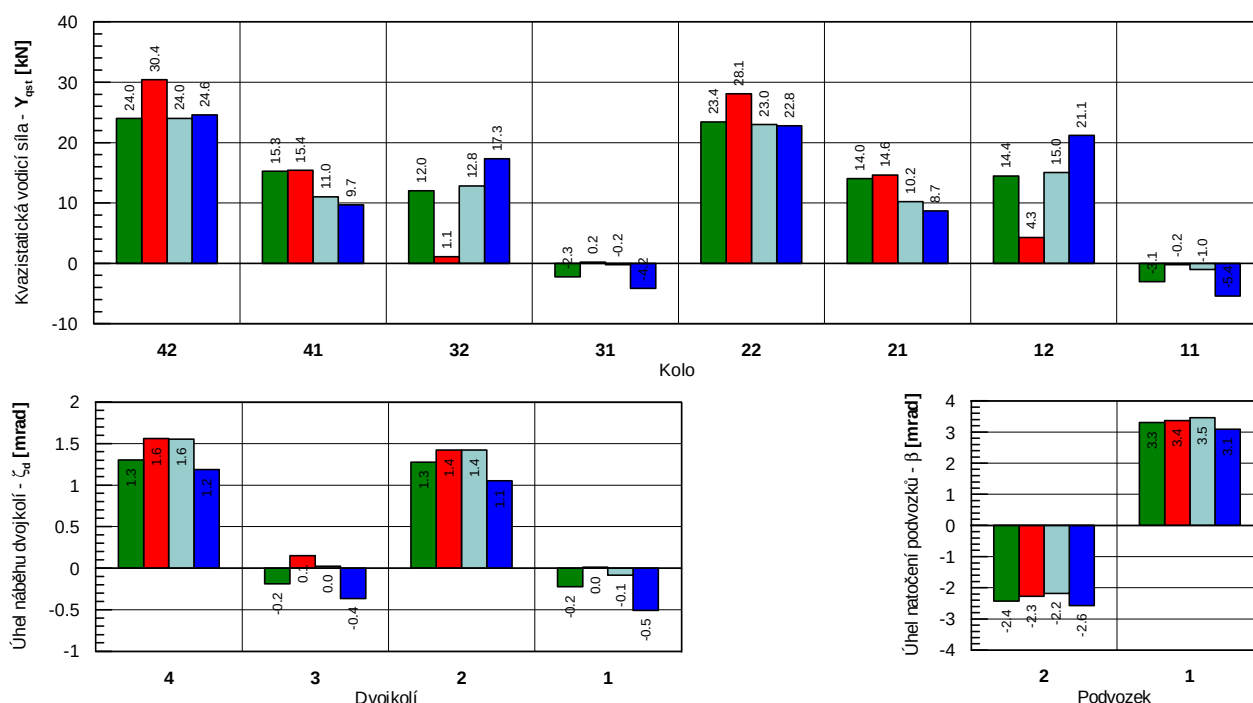
Další náhodnou veličinou, jejíž zohlednění v simulačních výpočtech může být problematické, jsou **nerovnosti koleje**, tedy odchylky kolejnicových pásů od jmenovité polohy dané trasováním koleje. V ideálním případě by validační simulační výpočty jízdy vozidla měly být prováděny při uvažování takových nerovností koleje, které se vyskytují i na reálné trati, na níž byly realizovány příslušné jízdní zkoušky. Tato data však nejsou vždy k dispozici a zjištění reálného stavu geometrické polohy koleje vyžaduje poměrně rozsáhlé měření a následné zpracování velkého množství dat. Zůstává přitom otázkou, po jakou dobu lze takové výsledky měření považovat za aktuální, neboť v provozu dochází ke změnám příslušných parametrů (opotřebení příčných profilů hlav kolejnic, degradace geometrické polohy koleje). A měření reálných nerovností koleje pro pouhé „jednorázové použití“ by mohlo být neúměrně nákladné. Kromě toho nerovnosti koleje (v důsledku změny rozchodu koleje, ale například i vlivem dynamických změn úklonu kolejnic) ovlivňují i podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej. Problémem validačních simulačních výpočtů tedy v tomto ohledu může být získání relevantních vstupů a jejich zohlednění při tvorbě modelu. Použití alternativních nerovností (získaných měření na jiné trati, příp. generovaných na základě spektrální výkonové hustoty vlnových délek nerovností) je sice možné, avšak může výrazně ovlivnit především frekvenční složení získaných signálů (zejména zrychlení) a rozptyly, resp. směrodatné odchylky některých veličin (zejména svislých kolových sil). Úspěšnost validace tak může být i při jinak dobře fungujícím modelu závislá na vhodné volbě nerovností koleje.

Dalším problematickým aspektem využitím simulačních výpočtů při schvalování vozidel je **otázka výrobních nepřesností a tolerancí**. Tato problematika se sice týká i měření na prototypu vozidla, kdy je zkoušen pouze jeden konkrétní vzorek, avšak v případě schvalování vozidel jen s využitím simulačních výpočtů by se stala nanejvýš závažnou. Jedná se o to, že žádná dvě vozidla nejsou identická a liší se celkovou hmotností, jejím rozložením a zejména charakteristikami použitých vazeb (tuhosti pružin a prvků vedení dvojkolí, charakteristiky tlumičů). Pokud by tedy byl např. zvalidován model vozidla s nominálními parametry, je otázkou, jak moc se odlišnosti dalších (sériových) vozidel projeví na jejich jízdních a vodicích vlastnostech. Vliv základních parametrů pojezdu elektrické lokomotivy na velikost kvazistatických vodicích sil v obloucích velmi malých poloměrů a na hodnotu kritické rychlosti v přímé koleji je ostatně demonstrován v kap. 3.2.

6.4.3 Vliv způsobu modelování na výsledky simulačních výpočtů

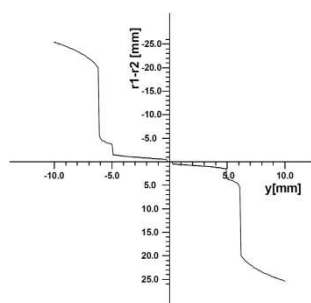
Poslední skupinu problémů při validaci výpočtových modelů kolejových vozidel tvoří otázky související s modelováním jednotlivých prvků (zejména silových vazeb mezi tělesy) a některých jevů (zde jde zejména o model kontaktu dvojkolí–kolej). Tato problematika je velmi aktuální především při používání komerčních simulačních nástrojů, kde uživatel nemusí vždy do detailů znát algoritmy, které se uplatňují při popisu některých částí modelu, resp. při jeho numerickém řešení. Tato situace je mnohdy navíc komplikovaná řadou nastavení, která mohou být z hlediska vhodnosti pro různé případy odlišná.

Vliv způsobu **modelování silové vazby** může být demonstrován na výsledcích porovnávacích simulačních výpočtů lokomotivy 109E realizovaných v rámci řešení projektu CKDV (viz kap. 6.3.2). První výsledky simulačních výpočtů jízdy vozidla obloukem provedené s využitím programového systému SIMPACK vykazovaly vyšší hodnoty součinitele náklonu skříně, resp. úhlu naklonění skříně kolem podélné osy, než modely vytvořené v systémech SJKV a ADAMS/VI-Rail. Výsledky pro jeden konkrétní případ jsou demonstrovány v příslušném grafu na . Výsledek získaný ve VÚKV (v systému SIMPACK 9.4-build65 64 bit) se však podařilo přiblížit ostatním výsledkům (ale také realitě) právě úpravou modelu sekundárních pružin, při níž byl na základě doporučení firmy SIMPACK změněn typ prvku použitý pro modelování těchto pružin. Touto úpravou došlo (i při nezměněných vstupních hodnotách tuhostí pružin v jednotlivých směrech) ke snížení dosaženého úhlu naklonění skříně kolem podélné osy zhruba o čtvrtinu.

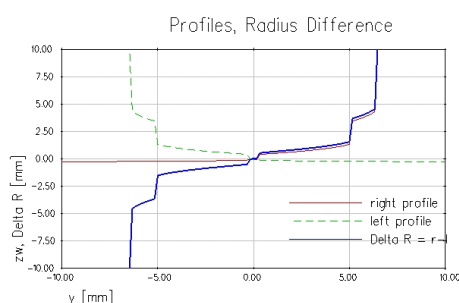


Obr. 110 Výsledky porovnávacích simulačních výpočtů průjezdu lokomotivy obloukem o poloměru $R = 1500$ m s nedostatkem převýšení $I = 165$ mm za podmínek kontaktní geometrie daných jízdními obrysy S1002 a kolejnicemi 60E1/1: 40 při jmenovitých hodnotách rozkolí a rozchodu koleje a při součiniteli tření v kontaktu $f = 0,40$; výsledky získané simulačními nástroji: SJKV-L3A (DFJP; tmavě modré sloupce), SIMPACK 8900 (DFJP; světle modré sloupce, SIMPACK 9.4-build65 64 bit (VÚKV; červené sloupce) a ADAMS/VI-Rail (ŠKODA Transportation; zelené sloupce); [47].

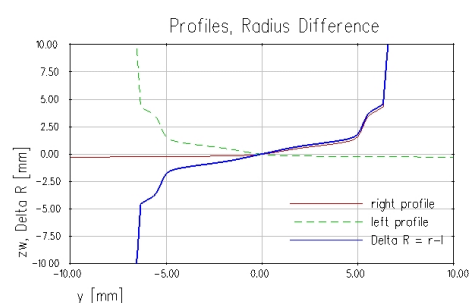
Zcela zásadní vliv na výsledky simulačních výpočtů jízdy kolejových vozidel však má zejména použitý **model kontaktu dvojkolí a koleje**. Tato skutečnost může být opět demonstrována i na výsledcích porovnávacích simulačních výpočtů jízdy lokomotivy obloukem realizovaných v rámci řešení projektu CKDV (viz kap. 6.3.2). Zejména v obloucích velkých poloměrů je možné pozorovat jev, kdy jednotlivé modely vykazují určité rozdíly v dosahovaných hodnotách kvazistatických vodicích sil, a to i přes to, že na „strukturální úrovni“ je chování jednotlivých modelů podobné, neboť kvazistatické hodnoty úhlů natočení jednotlivých podvozků, ale i úhlů náběhu jednotlivých dvojkolí jsou velmi blízké. Tento jev je zde demonstrován příslušnými výsledky průjezdu modelu lokomotivy obloukem o poloměru 1500 m v grafech na obr. 110. Zatímco dosahované hodnoty úhlů natočení jednotlivých podvozků a úhlů náběhu jednotlivých dvojkolí se vzájemně liší maximálně v řádu několika desetin mrad, kvazistatické vodicí síly získané různými simulačními nástroji dosahují odchylek v řádu jednotek až desítek kN. Příčinu těchto rozdílů je tedy s největší pravděpodobností možné hledat v řešení kontaktu dvojkolí–kolej, který je v různých simulačních nástrojích modelován odlišným způsobem.



Obr. 111 Δr funkce – SJKV
(S1002 – 60E1/1: 40).



Obr. 112 Δr funkce – SIMPACK 8900
(„rigid contact“).

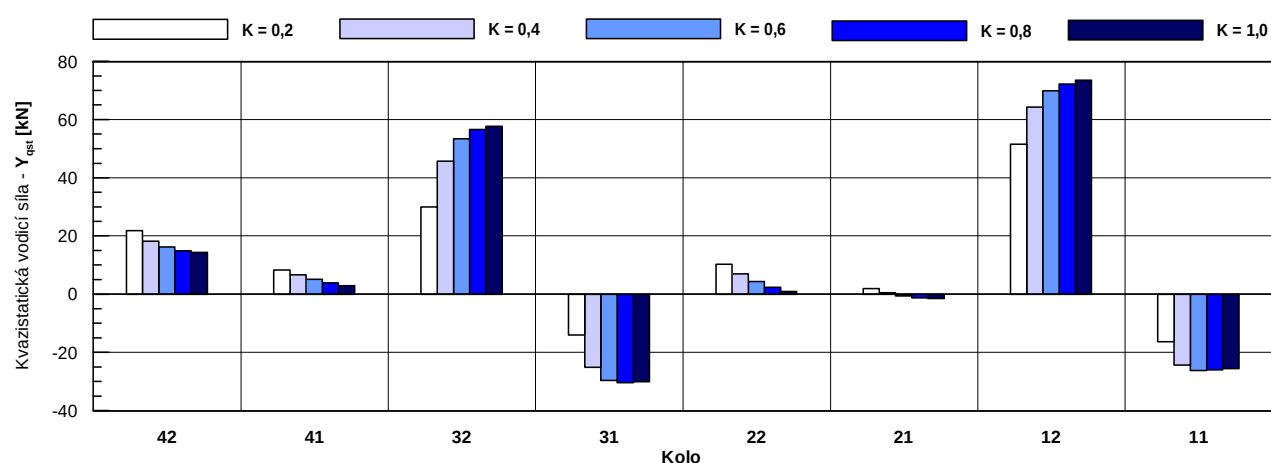


Obr. 113 Δr funkce – SIMPACK 8900
(„quasielastic contact“).

Pokud porovnáme např. simulační nástroje SJKV-L3A a SIMPACK 8900 hlediska popisu kontaktu, v obou případech zde byly jako vstupní data pro simulační výpočty použity předem připravené **charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej** a samotný kontakt kola a kolejnice byl modelován jako jednobodový. V případě systému SJKV ovšem tyto charakteristiky odpovídaly kontaktu dokonale tuhého dvojkolí a dokonale tuhé koleje (jak je dokumentováno průběhem Δr funkce v grafu na obr. 111), zatímco SIMPACK verze 8900 standardně používá tzv. *kvazielasticý kontakt*, přičemž jsou při výpočtu příslušných charakteristik kontaktní geometrie údajně aplikovány určité *vyhlazovací algoritmy*. I když běžnému uživateli není známo, jak tyto algoritmy fungují, rozdíl mezi *tuhým* a *kvazielasticým* kontaktem v prostředí SIMPACKu je dobře patrný z průběhů Δr funkcí na obr. 112 a obr. 113 (jde o stejnou kontaktní dvojici, pro kterou je Δr funkce znázorněna i na obr. 111).

Kromě toho se uvedené simulační nástroje vzájemně liší i použitým algoritmem pro **výpočet tečných sil v kontaktu**. Zatímco programový systém SJKV pracuje s algoritmem prof. Polácha [30], v prostředí SIMPACKu je standardně pro tyto účely používán algoritmus FASTSIM (i když uživatel může zvolit i jinou metodu) a navíc zde lze nastavit hodnotu konstanty, kterou se (při zadaném součiniteli tření v kontaktu kola a kolejnice) redukuje Kalkerovy koeficienty. Hodnota tohoto váhového koeficientu, která v podstatě definuje počáteční strmost adhezní charakteristiky (viz

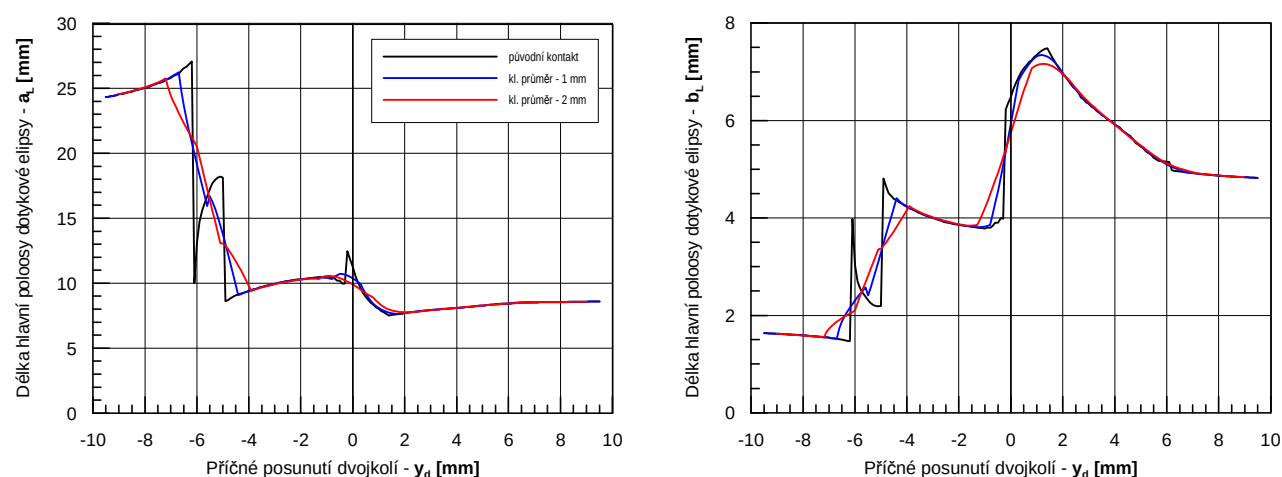
např. článek [13], přitom do značné míry souvisí s aktuálním stavem povrchů kola a kolejnice a v reálném provozu má náhodný charakter. Vliv nastavení hodnoty tohoto váhového koeficientu v prostředí SIMPACKu (verze 8900) na dynamické vlastnosti vozidla, byl v rámci řešení této práce taktéž podroben menší analýze. Její výsledky jsou uvedeny v grafu na obr. 114. Jde o kvazistatické hodnoty vodicích sil působících na jednotlivých kolech modelu lokomotivy při průjezdu obloukem koleje o poloměru 250 m s nedostatkem převýšení 165 mm za podmínek kontaktní geometrie dvojkolí a koleje daných teoretickým dvojkolím s jízdními obrysy S1002 a teoretickou kolejí s kolejnici 60E1 o úklonu 1:40. Ze získaných výsledků je zřejmé, že zejména nižší hodnoty konstanty pro redukci Kalkerových koeficientů mají velmi výrazný vliv na dosahované hodnoty kvazistatických vodicích sil a že charakter tohoto vlivu je obdobný jako účinky samotného součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice.



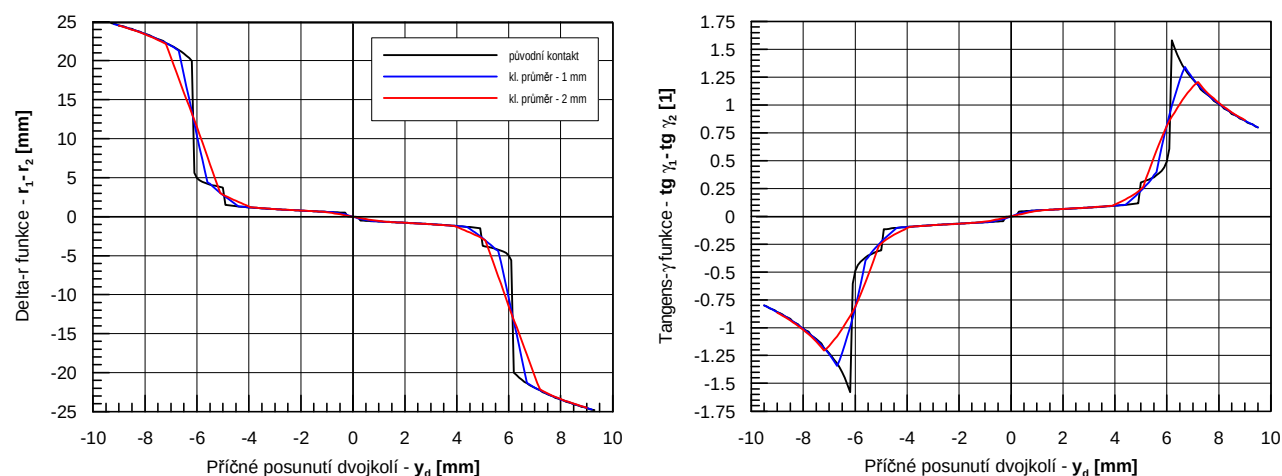
Obr. 114 Vliv nastavení váhového koeficientu pro redukci Kalkerových koeficientů na kvazistatické vodicí síly na jednotlivých kolech lokomotivy při použití algoritmu FASTSIM pro výpočet tečných sil v kontaktu v prostředí SIMPACK 8900 (S1002–60E1/1:40; $R = 250$ m, $I = 165$ mm, $f = 0,40$).

Výše uvedené rozdíly v modelování kontaktu dvojkolí a koleje tedy také mohou být příčinou odlišností v chování různých modelů vyšetřované lokomotivy z hlediska hodnocení stability jízdy, dokumentovaných např. v grafu na obr. 94. Jelikož simulační nástroj SIMPACK používá při popisu kontaktu dvojkolí a koleje tzv. *kvazielastický kontakt* a protože předpoklad dokonale tuhých těles, který se používá při výpočtu charakteristik kontaktní geometrie, sloužících pro popis kontaktu v programovém systému SJKV, není zcela ideální reprezentací fyzikální reality, byl v rámci této práce učiněn další experiment. Jeho cílem je ukázat, jak **úprava charakteristik kontaktní geometrie** ovlivňuje dynamické vlastnosti vozidla. Pro tyto účely byly charakteristiky kontaktní geometrie, popisující kontakt dvojkolí s teoretickými jízdními obrysy S1002 a s rozkolím 1360 mm a koleje s kolejnici 60E1 o úklonu 1:40 a s rozchodem 1435 mm, modifikovány s využitím klouzavého průměru. Aplikace uvedeného postupu vychází z předpokladu, že reálný kontakt kola a kolejnice se vlivem deformace povrchů odehrává v ploše a nikoliv jen v bodě, jak je tomu za předpokladu dokonale tuhých těles. Vzhledem k plošnému kontaktu kola a kolejnice by však v reálných charakteristikách kontaktní geometrie ve skutečnosti nemělo docházet ke skokovým změnám sledovaných veličin, protože dotyková plocha tyto veličiny de facto „průměruje“. V grafech na obr. 115 je tento problém prezentován na příkladu závislosti délek hlavní a vedlejší

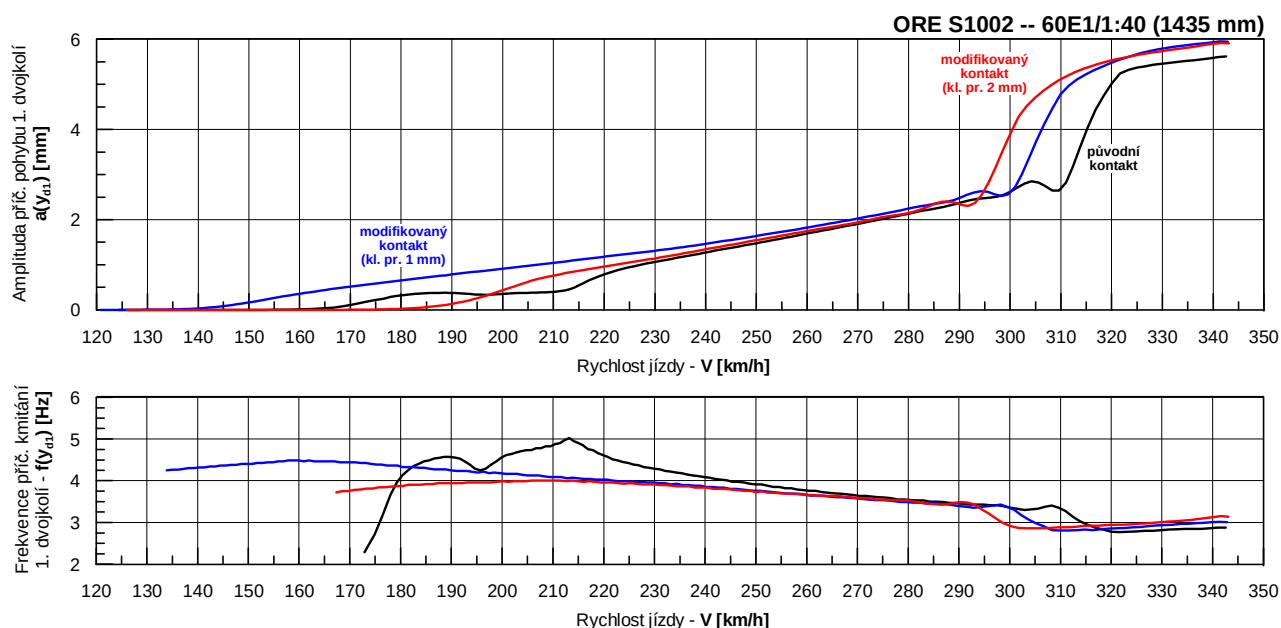
poloosy dotykové elipsy na levém kole při příčném posouvání dvojkolí ve volném kanálu koleje (za předpokladu platnosti Hertzovy teorie [14]). Zatímco původní průběh těchto charakteristik (v grafech na obr. 115 černou čarou) vykazuje především při hodnotách příčného posunutí dvojkolí $y_d \doteq -5$ mm a $y_d \doteq -6$ mm velmi výrazné skoky, způsobené přechodem dotykového bodu mezi oblastmi s různým zakřivením hlavy kolejnice a jízdního obrysu kola, aplikací klouzavého průměru dojde k vyhlazení těchto křivek. Modifikace charakteristik zde přitom byla provedena dvěma způsoby. Jednak byly charakteristiky vyhlazovány klouzavým průměrem na délce 1 mm příčného posunutí dvojkolí (v příslušných grafech znázorněno modrou čarou) a pak klouzavým průměrem na délce 2 mm příčného posunutí dvojkolí (v grafech znázorněno červenou čarou). Jak je zřejmé z grafů na obr. 115, toto vyhlazení klouzavým průměrem vede v obou případech k odstranění zmíněných skokových změn v příslušných průbězích. V grafech na obr. 116 jsou znázorněny další modifikované charakteristiky kontaktní geometrie, konkrétně Δr funkce a $\tan \gamma$ funkce. Opět jsou zde vždy uvedeny původní charakteristiky (černou čarou) a charakteristiky vyhlazené klouzavým průměrem na délce 1 mm (modrou čarou) a 2 mm (červenou čarou) příčného posunutí dvojkolí.



Obr. 115 Závislost délek hlavní (vlevo) a vedlejší (vpravo) poloosy dotykové elipsy na levém kole při příčném posouvání dvojkolí ve volném kanálu koleje; S1002 (rozkolí 1360 mm) – 60E1/1: 40 (rozchod koleje 1435 mm).



Obr. 116 Vliv vyhlazování charakteristik kontaktní geometrie klouzavým průměrem na tvar delta-r funkce (vlevo) a tangens-gamma funkce (vpravo); S1002 (rozkolí 1360 mm) – 60E1/1: 40 (rozchod koleje 1435 mm).



Obr. 117 Výsledky analýzy stability lokomotivy provedené s využitím modulu „Asta“ systému SJKV-L3A pro různě modifikované charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej – závislost amplitudy příčného pohybu prvního dvojkolí (nahore) a příslušné frekvence příčného kmitání dvojkolí (dole) na rychlosti jízdy.

Vliv popsané modifikace charakteristik kontaktní geometrie na dynamické vlastnosti vozidla byl vyšetřován s využitím modulu „Asta“ programového systému SJKV. Bylo tedy sledováno, jakým způsobem výše popsané úpravy ovlivňují chování vozidla na mezi stability, resp. jaký je jejich vliv na kritickou rychlost vozidla, vyšetřovanou simulačními výpočty na teoretické koleji. Výsledky ve formě závislostí amplitudy příčného kmitání 1. dvojkolí a frekvence tohoto kmitání na rychlosti jízdy jsou uvedeny v grafech na obr. 117. Ač byly jinak podmínky všech simulačních výpočtů stejné (zpomalování vozidla z rychlosti 350 km/h na rychlost 120 km/h na dráze délky 3300 m při součiniteli tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$), získané bifurkační diagramy se vzájemně liší, a modifikace charakteristik kontaktní geometrie tedy má na stabilitu vozidla nezanedbatelný vliv. V tomto případě je možné pozorovat jev, kdy se s rostoucí šířkou oblasti, na níž byl klouzavý průměr počítán, posouvá přechod z oblasti nestability (ve smyslu příčného kmitání dvojkolí s amplitudou vyčerpávající volný kanál koleje) do oblasti kmitání s menšími amplitudami k nižším rychlostem. V případě obou sad „vyhlazených charakteristik“ potom v bifurkačním diagramu zcela vymizí oblast ustáleného kmitání dvojkolí s velmi malou amplitudou (v řádu desetin mm), ale o vyšší frekvenci. To je patrně způsobeno vyhlazením teoretické skokové změny v průběhu Δr funkce a $\tan \gamma$ funkce v oblasti velmi malých hodnot příčného posunutí dvojkolí.

Poslední aspekt, který zde bude pouze zmíněn a který také může ovlivnit výsledky simulačních výpočtů, je **způsob modelování koleje**. V některých softwarových nástrojích se používá tuhé uložení koleje, někdy je kolej modelována jako pružně uložená na tuhých pražcích a někdy se využívá ekvivalentních hmot kolejnic příslušejících jednotlivým kolům. Použitý model koleje pak spolu se samotným modelem kontaktu souvisí např. i se schopností celého modelu postihnout vliv nerovností koleje na podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej, která je v případě použití charakteristik kontaktní geometrie jako vstupu pro simulační výpočet už z principu omezená.

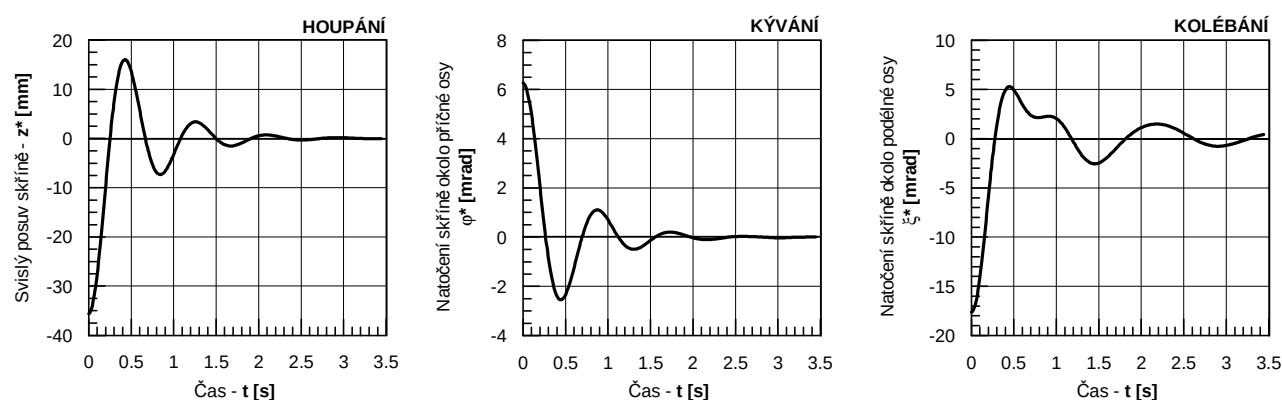
7 Simulační výpočty jízdy nákladní lokomotivy

Tato kapitola je věnována samotným simulačním výpočtům jízdy zamýšlené nákladní lokomotivy **ŠKODA**, realizovaným s výpočtovým modelem popsáným v kap. 5, tj. s využitím nové verze programového systému **SJKV-LokCargo** a při uvažování vstupních dat uvedených v příloze 1. Kapitola je dále rozčleněna do několika podkapitol:

- nejprve jsou s modelem lokomotivy s novým sekundárním vypružením ověřeny **základní charakteristiky vozidla**, jakými jsou vlastní frekvence kmitání skříně, odlehčení kola při postavení vozidla na zborcené koleji, součinitel náklonu skříně apod.;
- poté je provedena **analýza vodících vlastností lokomotivy** při průjezdu oblouky malých poloměrů, přičemž je věnována pozornost zejména vlivu systému aktivních prvků na vodící vlastnosti lokomotivy;
- s využitím citlivostní analýzy je provedena **analýza stability jízdy lokomotivy** při vyšších rychlostech s cílem vyšetřit vliv charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků právě na stabilitu jízdy, a to za různých podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej;
- a na závěr je provedeno porovnání dynamických účinků uvažované nákladní lokomotivy a lokomotivy obdobné, avšak vybavené tlapovými trakčními motory, s cílem kvantifikovat **vliv tlapového pohonu na dynamické účinky jízdy vozidla na kolej**.

7.1 Ověření základních charakteristik vozidla

První charakteristikou, jež byla pomocí simulačních výpočtů jízdy uvažované nákladní lokomotivy ověřována, jsou **vlastní frekvence a poměrné útlumy kmitání skříně**. Pro výpočet těchto veličin byl využit postup uvedený v kap. 6.3, při němž jsou hledané hodnoty stanoveny pomocí vztahů (6.12) a (6.14) a k čemuž byly využity průběhy příslušných výchylek skříně získané simulačními výpočty jízdy konstantní rychlostí na ideální přímé koleji po počátečním vybuzení skříně. Časové průběhy sledovaných výchylek skříně jsou uvedeny na obr. 118; výsledky výpočtů obsahuje tab. 14. Hodnoty vlastních frekvencí jsou navíc doplněny hodnotami teoretickými (viz kap. 6.3.2).



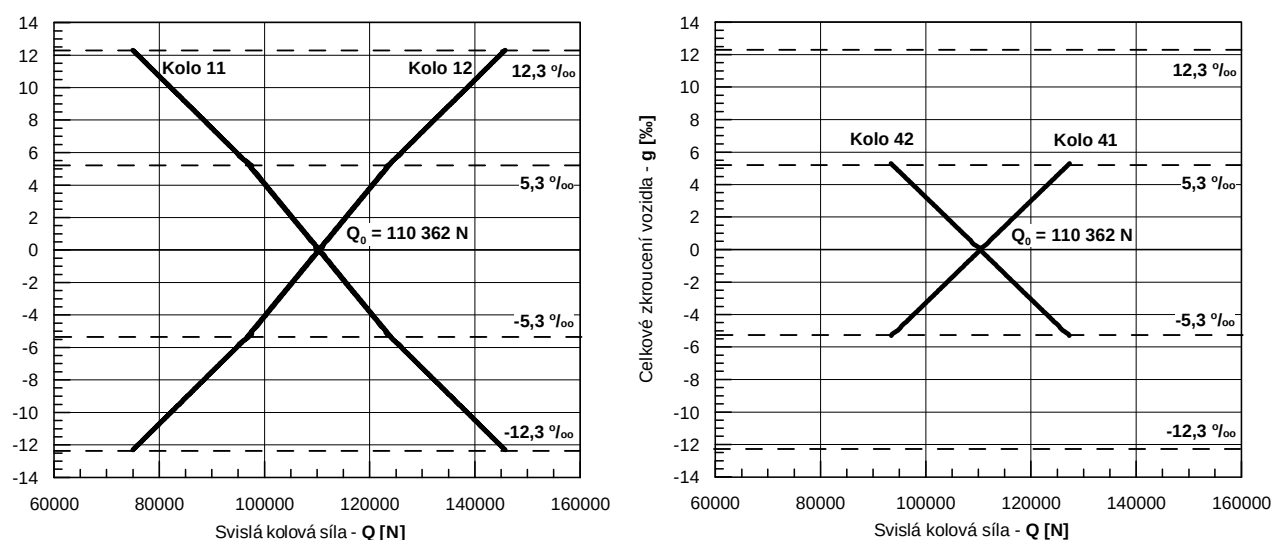
Obr. 118 Průběhy kmitání skříně nákladní lokomotivy při zjišťování vlastních frekvencí a poměrných útlumů houpání (svislý posuv těžiště), kývání (rotace kolem příčné osy) a kolébání (rotace kolem podélné osy) simulačními výpočty prováděnými v systému SJKV-LokCargo.

Tab. 14 Vlastní frekvence a hodnoty poměrného útlumu pro vybrané vlastní tvary kmitů skříně nákladní lokomotivy; výsledky simulačních výpočtů provedených systémem SJKV-LokCargo_ a výsledky analytických výpočtů.

	Vlastní frekvence	Poměrný útlum	Teoretická vlastní frekvence
Houpání skříně	1,20 Hz	25 %	1,33 Hz
Kývání skříně	1,17 Hz	26 %	1,31 Hz
Kolébání skříně	0,69 Hz	19 %	—

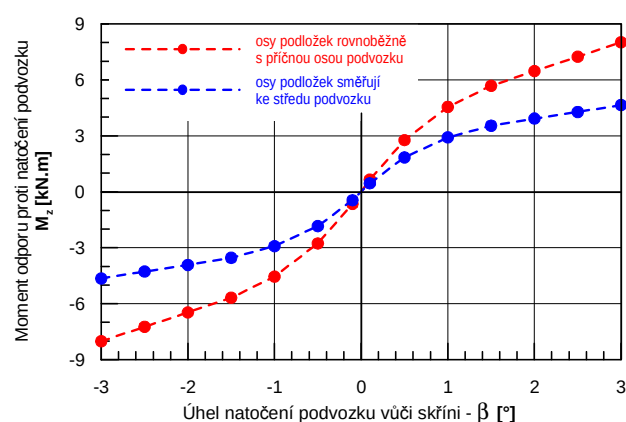
Z výsledků je zřejmé, že teoretické hodnoty získané s využitím vztahů (6.10) a (6.11) jsou blízké výsledkům simulačních výpočtů. Při porovnání s výsledky získanými pro model lokomotivy ŠKODA 109E s využitím nástrojů SJKV-L3A a SIMPACK (viz tab. 11) je také patrné, že vlastní frekvence uvažovaných tvarů kmitání skříně obou lokomotiv jsou velmi blízké, což bylo možné s ohledem na podobnost těchto vozidel a dominantní vliv hmotnosti skříně a svislé tuhosti jednotlivých stupňů vypružení očekávat.

Další charakteristikou, která je významná především z hlediska kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení, je **odlehčení kola při postavení vozidla na zborcené koleji**. Pro výpočet odlehčení kola zde byla využita starší verze programového systému SJKV-L3A, která již byla vybavena modulem „SJKV/ZkruVo“ (viz kap. 3.1.1). Nákladní lokomotiva tak zde byla reprezentována jen jednodušším modelem, ovšem s aktualizovanými parametry. K výpočtu mezních hodnot zkroucení vozidla byly použity vztahy (6.15) a (6.16) vycházející z metody č. 3 podle EN 14363 [4]. Získané výsledky jsou prezentovány v grafech na obr. 119. Maximální dosažená hodnota odlehčení kola při celkovém zkroucení vozidla $g = 12,3 ‰$ tak činí $\Delta Q_t = 35,4 \text{ kN}$, což představuje 32 % statické hodnoty svislé kolové síly (za předpokladu rovnoměrného rozložení svislých kolových sil). Největší hodnota odlehčení kola při zkroucení lokomotivy pouze na bázi otočných čepů (tj. pro $g^* = 5,3 ‰$) má hodnotu $\Delta Q_t^* = 17,0 \text{ kN}$. Tyto výsledky jsou blízké teoretickým hodnotám získaným analytickými výpočty podle vztahů (6.3) až (6.5), tedy: $\Delta Q_{t,teor.} = 37,2 \text{ kN}$ a $\Delta Q_{t,teor.}^* = 15,2 \text{ kN}$.

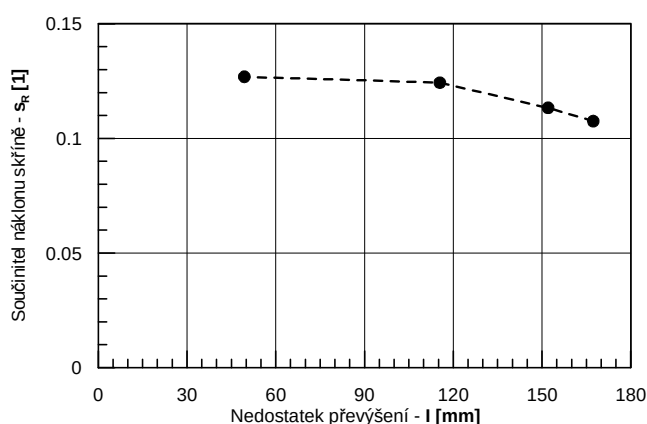


Obr. 119 Zkruvací diagramy získané modulem „SJKV/ZkruVo“ systému SJKV-L3A pro parametry lokomotivy ŠKODA ; svislé kolové síly kol prvního dvojkolí při celkovém zkroucení (vlevo) a svislé kolové síly kol čtvrtého dvojkolí při zkroucení jen na bázi otočných čepů (vpravo).

S bezpečností proti vykolejení úzce souvisí i další charakteristika, kterou je **odpor proti natáčení podvozku**. Této veličině je pro případ lokomotivy se sekundárním vypružením doplněným naklápěcími pryžokovovými podložkami věnována pozornost také v kap. 4.3, přičemž veškeré vlastnosti sekundárního vypružení zde vyplývají z jeho modelu, který je popsán v kap. 5.2. V grafu na obr. 120 je znázorněna charakteristika momentu odporu proti natáčení podvozku zjišťovaná na modelu nákladní lokomotivy ŠKODA [1], a to jednak pro základní uspořádání podložek s osami naklápění rovnoběžnými s příčnou osou podvozku (červeně; viz též obr. 69) a též pro alternativní uspořádání s osami podložek orientovanými ke středu podvozku (modře; viz též obr. 79 a obr. 80). Uvedené charakteristiky byly získány s využitím programového systému SJKV-LokCargo_ [1] odečtením příslušného momentu ve vazbě skříně a podvozku pro zadanou hodnotu natočení podvozku vůči skříně. Pro malé hodnoty natočení vůči skříně vykazují podvozky vyšší hodnoty odporu proti natáčení podvozku, resp. strmější nárůst momentu odporu; pro větší hodnoty natočení se pak tento odpor – je-li počítán jako podíl momentu odporu proti natočení podvozku a příslušného úhlu natočení – výrazně snižuje. To souvisí zejména s tuhostí sekundárních pružin s podložkami v podélném směru (viz obr. 81). Pokud by byl pro uvedený průběh momentu odporu proti natáčení podvozku nákladní lokomotivy stanoven pomocí vztahu (4.2) **faktor X** [4], vychází pro základní uspořádání podložek pro minimální poloměr oblouku $R_{min1} = 150$ m hodnota $X_1 = 0,011$ a pro poloměr oblouku $R_{min2} = 90$ m hodnota $X_2 = 0,015$, tedy prakticky řádově méně než je limitní hodnota $X_{lim} = 0,1$.



Obr. 120 Charakteristika momentu odporu proti natáčení podvozku nákladní lokomotivy pro dvě různá uspořádání naklápěcích pryžokovových podložek.



Obr. 121 Hodnoty součinitele náklonu skříně nákladní lokomotivy získané výpočtem z příčného zrychlení na skříně pro různé hodnoty nedostatku převýšení.

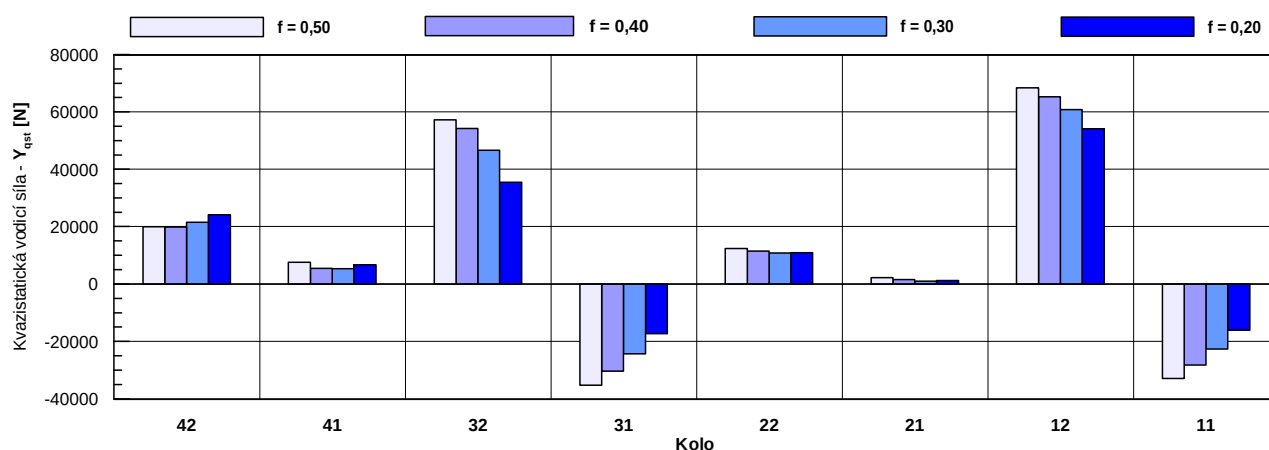
Poslední ověřovanou charakteristikou nákladní lokomotivy je zde **součinitel náklonu vozidlové skříně**. Pro stanovení hodnoty této veličiny byly využity simulační výpočty jízdy lokomotivy obloukem koleje bez nerovností a následný výpočet součinitele náklonu podle vztahu (6.17), tj. na základě příčného zrychlení snímaného na skříně. S ohledem na výše popisované „anomálie“ v chování sekundárního vypružení doplněného naklápěcími pryžokovovými podložkami bylo vyšetření součinitele náklonu provedeno pro několik různých hodnot rychlosti, resp. nedostatku převýšení při průjezdu obloukem o poloměru $R = 250$ m a s převýšením $p = 150$ mm. Výsledky jsou uvedeny v grafu na obr. 121 a je zřejmé, že se pohybují v rozmezí $s_R = 0,11 \div 0,13$.

7.2 Analýza vodicích vlastností

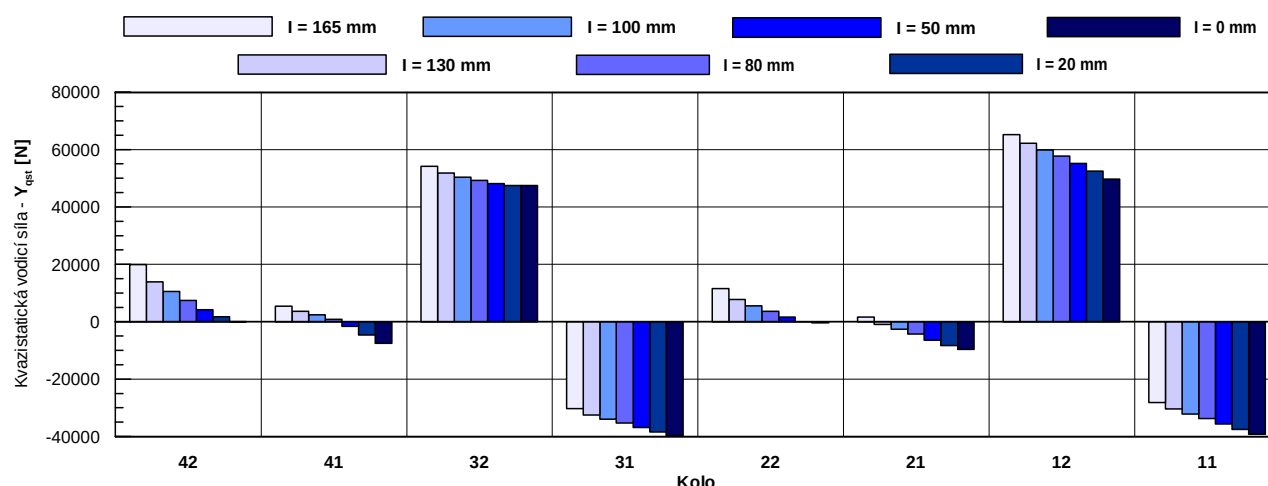
Předmětem této kapitoly je analýza vodicích vlastností nákladní lokomotivy s novým sekundárním vypružením a také se systémem aktivních prvků pro natáčení podvozků. Při této analýze byly s využitím simulačních výpočtů jízdy lokomotivy sledovány především **kvazistatické vodicí síly** na jednotlivých kolech při průjezdu oblouky malých a velmi malých poloměrů s cílem posoudit přínos naklápěcích pryžokovových podložek a systému aktivních prvků za různých provozních podmínek. Tyto podmínky jsou zde definovány zejména součinitelem tření v kontaktu kolo–kolejnice a také nedostatkem převýšení při jízdě obloukem. Veškeré simulační výpočty, jejichž výsledky jsou zde prezentovány, byly prováděny pro podmínky kontaktní geometrie dané teoretickým jízdním obrysem ORE S1002 a kolejnicemi tvaru 60E1 s úklonem 1: 40 při jmenovitých hodnotách rozkolí a rozchodu koleje. Ekvivalentní konicita této kontaktní dvojice dvojkolí–kolej má pro amplitudu vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm hodnotu $\lambda_{ekv} = 0,179$; příslušné charakteristiky kontaktní geometrie jsou uvedeny v příloze 2. Pro tyto účely byly využity simulační výpočty jízdy vozidla na ideálně trasované koleji bez nerovností. Ve všech případech byla uvažována základní orientace naklápěcích podložek, tj. s osou naklápění rovnoběžnou s příčnou osou podvozku.

7.2.1 Lokomotiva bez mezipodvozkové vazby a bez systému aktivních prvků

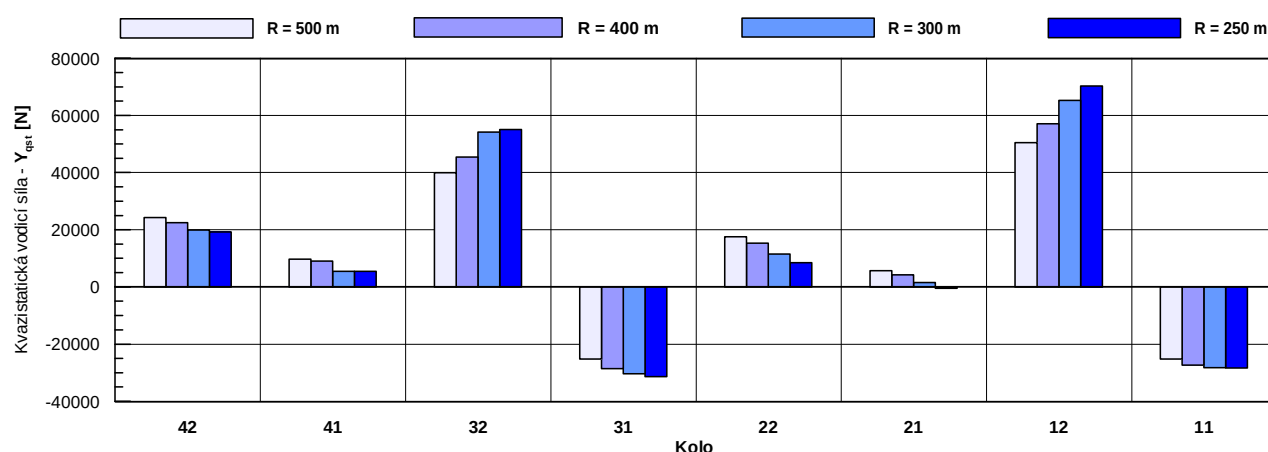
Jako první jsou zde uvedeny výsledky získané simulačními výpočty provedenými s modelem lokomotivy s novým sekundárním vypružením, avšak bez mezipodvozkové vazby a bez systému aktivních prvků. Jak je konstatováno v kap. 6.4.2, významný vliv na výsledky simulačních výpočtů má zvolený součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice. Tento vliv je zde demonstrován v grafu na obr. 122, kde jsou uvedeny kvazistatické vodicí síly působící na jednotlivých kolech vyšetřované nákladní lokomotivy, které byly získány simulačními výpočty jízdy vozidla obloukem o poloměru $R = 300$ m s nedostatkem převýšení $I = 165$ mm. Další veličinou, která má vliv na dosahované kvazistatické vodicí síly na jednotlivých kolech vozidla, je rychlost jízdy daným obloukem, resp. nedostatek převýšení. Tento vliv je demonstrován v grafu na obr. 123, kde jsou uvedeny výsledky simulačních výpočtů jízdy obloukem o poloměru $R = 300$ m při součiniteli tření $f = 0,40$.



Obr. 122 Vodicí vlastnosti lokomotivy ŠKODA ■ bez mezipodvozkové vazby a bez systému aktivních prvků – **vliv součinitele tření** na kvazistatické vodicí síly; oblouk $R = 300$ m, nedostatek převýšení $I = 165$ mm.



Obr. 123 Vodicí vlastnosti lokomotivy ŠKODA bez mezipodvozkové vazby a bez systému aktivních prvků – **vliv nedostatku převýšení** na kvazistatické vodící síly; oblouk o poloměru $R = 300$ m, součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$.

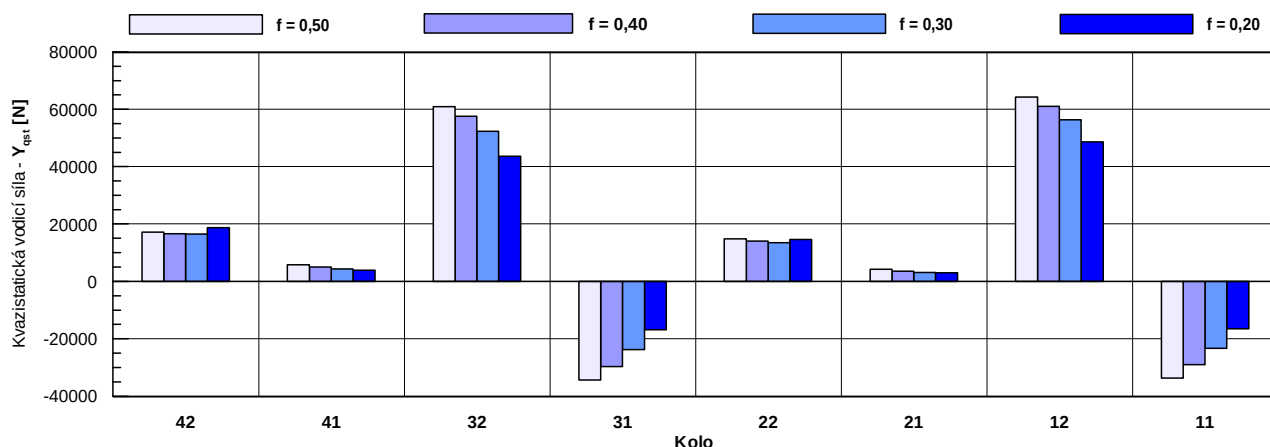


Obr. 124 Vodicí vlastnosti lokomotivy ŠKODA bez mezipodvozkové vazby a bez systému aktivních prvků – **vliv poloměru oblouku** na kvazistatické vodící síly; nedostatek převýšení $I = 165$ mm, součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$.

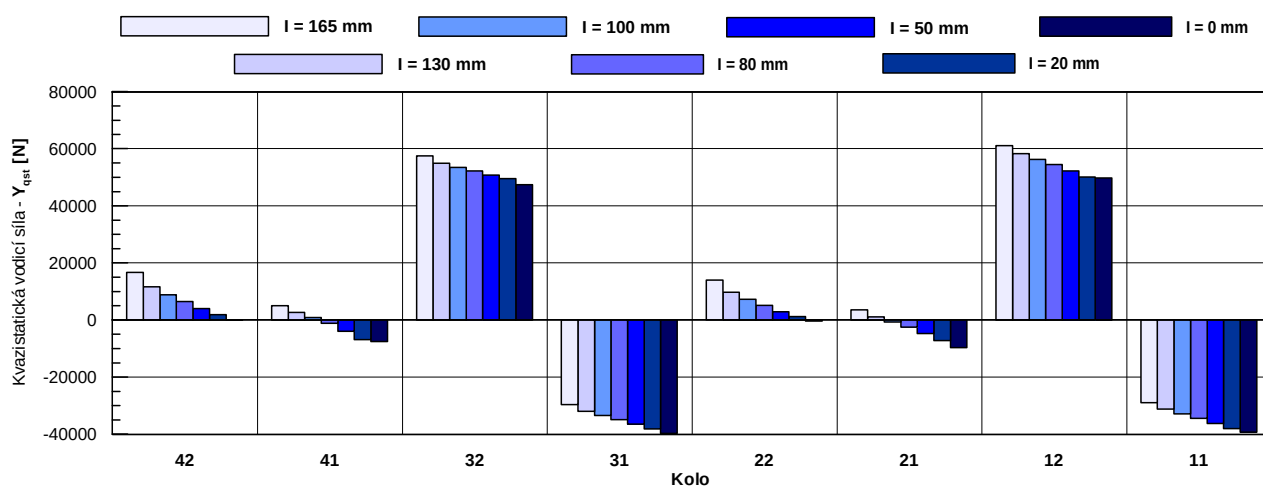
Posledním vlivem, který zde byl vyšetřován, je vliv poloměru oblouku na kvazistatické vodící síly. Výsledky této analýzy, která byla provedena pro jízdu s nedostatkem převýšení $I = 165$ mm a pro součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$, jsou prezentovány v grafu na obr. 124.

7.2.2 Lokomotiva se systémem aktivních prvků ve funkci mezipodvozkové vazby

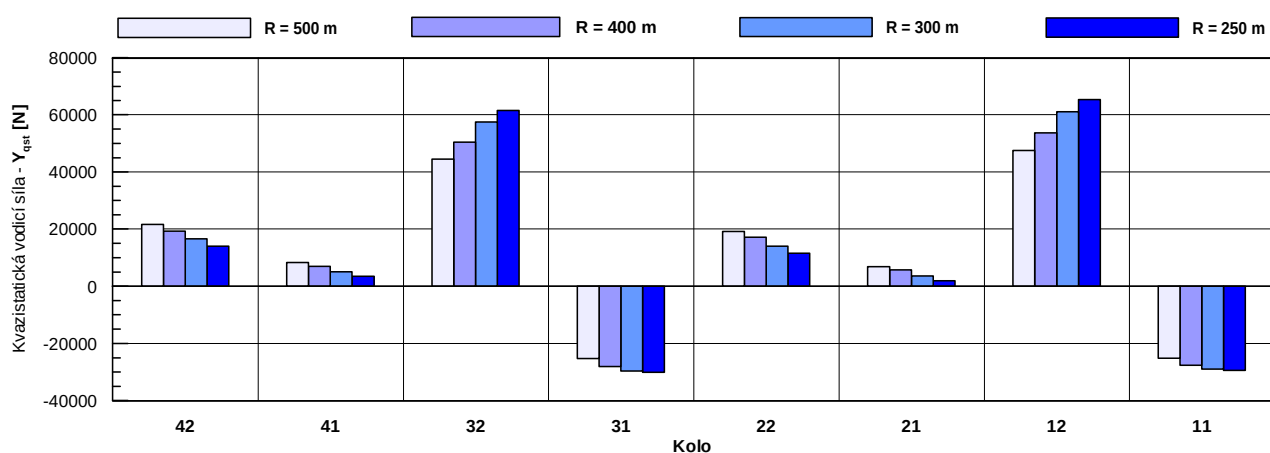
Obdobná série simulačních výpočtů byla provedena i s modelem lokomotivy vybavené aktivními prvky plnícími funkci mezipodvozkové vazby, tedy vyrovnávajícími kvazistatické vodící síly na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků při jízdě obloukem. Cílem těchto výpočtů je ověření charakteristiky „**aktivní mezipodvozkové vazby**“, jejíž návrh je popsán v kap. 5.3.1. Stejně jako v případě lokomotivy bez aktivních prvků či mezipodvozkové vazby (viz kap. 7.2.1), i zde byl pomocí simulačních výpočtů jízdy lokomotivy po ideálně trasované koleji bez nerovností sledován vliv součinitele tření (obr. 125), nedostatku převýšení (obr. 126) a poloměru oblouku (obr. 127) na dosahované hodnoty kvazistatických vodících sil na jednotlivých kolech.



Obr. 125 Vodicí vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA  vybavené systémem aktivních prvků ve funkci mezipodvozkové vazby – **vliv součinitele tření** na kvazistatické vodící síly; oblouk $R = 300$ m, nedostatek převýšení $I = 165$ mm, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.



Obr. 126 Vodicí vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA  vybavené systémem aktivních prvků ve funkci mezipodvozkové vazby – **vliv nedostatku převýšení** na kvazistatické vodící síly; oblouk o poloměru $R = 300$ m, součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.



Obr. 127 Vodicí vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA  vybavené systémem aktivních prvků ve funkci mezipodvozkové vazby – **vliv poloměru oblouku** na kvazistatické vodící síly; nedostatek převýšení $I = 165$ mm, součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.

Z hlediska funkce systému aktivních prvků, která byla při provedených simulačních výpočtech uvažována, zde bylo použito následující nastavení:

- absolutní hodnota maximální síly dosažitelné aktivními prvky: $F_{act,max} = 15 \text{ kN}^{14}$,
- minimální hodnota nedostatku převýšení, při kterém se „aktivní mezipodvozková vazba“ stává funkční: $I_{min} = 20 \text{ mm}$,
- absolutní hodnota minimálního úhlu natočení podvozku vůči skříni, při němž se „aktivní mezipodvozková vazba“ stává funkční: $\beta_{min} = 0,006 \text{ rad} \doteq 0,34^\circ$.

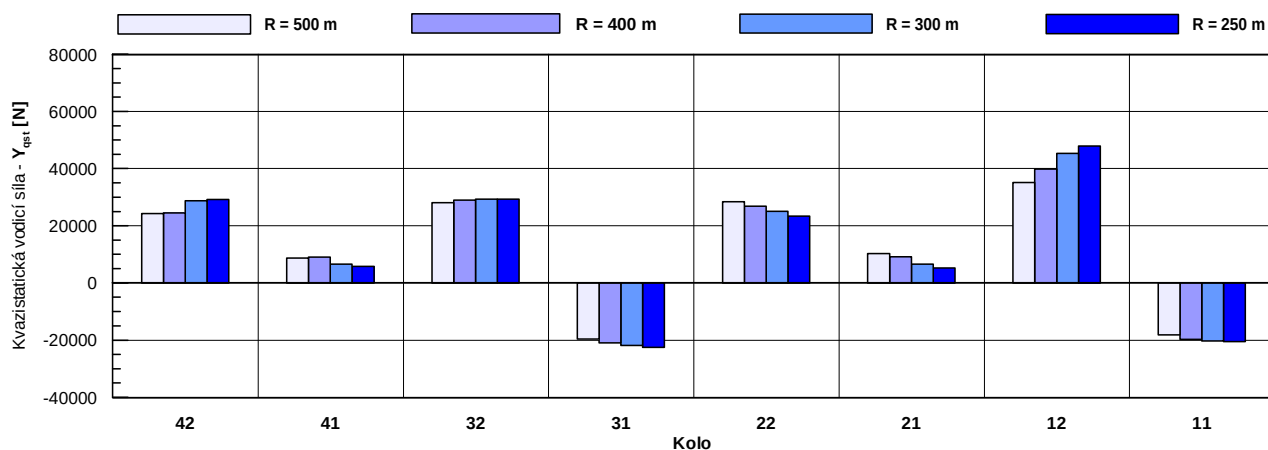
Při porovnání výsledků simulačních výpočtů vodicích vlastností nákladní lokomotivy vybavené „aktivní mezipodvozkovou vazbou“ s charakteristikou znázorněnou na obr. 84 a lokomotivy bez systému aktivních prvků (viz kap. 7.2.1) je zřejmý přínos aktivních prvků. Ten spočívá ve **snížení nejvyšších (a tedy i nejproblematictějších) hodnot kvazistatické vodicí síly na nabíhající kole předního podvozku**. To je však kompenzováno nárůstem kvazistatické vodicí síly na nabíhající kole zadního podvozku. Je tedy dosaženo stavu, kdy se při průjezdu vozidla obloukem chovají oba podvozky z hlediska kvazistatických vodicích sil na jednotlivých kolech velmi podobně. Navržená charakteristika „aktivní mezipodvozkové vazby“ sice nevede za všech okolností k dokonalému vyrovnání kvazistatických vodicích sil na nabíhajících kolech obou podvozků, avšak maximální pozorované rozdíly nepřekračují 5 kN. Lze tedy konstatovat, že navržená charakteristika plní očekávanou funkci.

7.2.3 Lokomotiva s řízeným systémem aktivních prvků

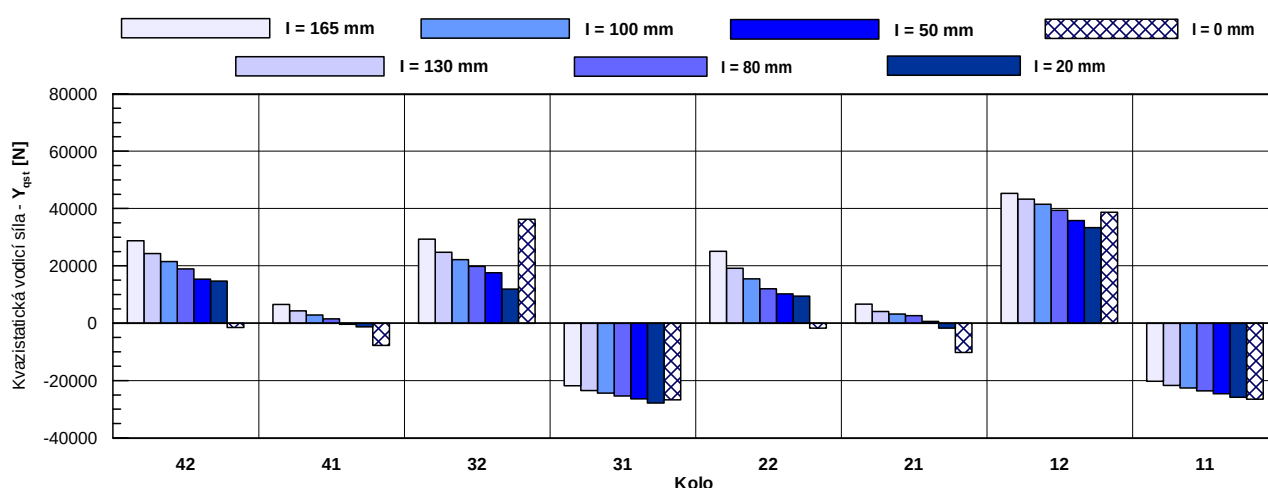
Poslední série simulačních výpočtů vodicích vlastností byla provedena pro nákladní lokomotivu vybavenou systémem řízených aktivních prvků. Cílem těchto výpočtů je zde opět ověření vlivu navržené charakteristiky aktivních prvků na vodicí vlastnosti lokomotivy. Návrh charakteristiky (viz vztahy (5.18) až (5.22), resp. obr. 87 a obr. 88) je podrobně popsán v kap. 5.3.2. Jak je uvedeno v návrhu, byla tato charakteristika optimalizována pro součinitel tření v kontaktu kola a kolejnice $f = 0,25$. Z tohoto důvodu byla nejdříve ověřována funkčnost systému aktivních prvků s navrženou charakteristikou právě pro tyto třecí podmínky. Všechny zde prezentované simulační výpočty byly opět provedeny na ideálně trasované koleji bez nerovností a omezující parametry systému aktivních prvků byly nastaveny stejně jako v případě simulace funkce mezipodvozkové vazby (viz kap. 7.2.2), tedy:

- absolutní hodnota maximální síly dosažitelné aktivními prvky: $F_{act,max} = 15 \text{ kN}$,
- minimální hodnota nedostatku převýšení, při kterém se systém aktivních prvků stává funkční: $I_{min} = 20 \text{ mm}$,
- absolutní hodnota minimálního úhlu natočení podvozku vůči skříni, při němž se systém aktivních prvků stává funkční: $\beta_{min} = 0,006 \text{ rad} \doteq 0,34^\circ$.

¹⁴ S ohledem na navrženou charakteristiku „aktivní mezipodvozkové vazby“ (viz obr. 84) však k využití této maximální hodnoty síly nedochází, neboť pro běžné provozní podmínky je vždy vyžadována síla menší velikosti. V principu je ale možné nastavit v modelu i nižší limit pro maximální dosažitelnou velikost síly v aktivních prvcích.



Obr. 128 Vodící vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA ■ vybavené systémem aktivních prvků s řízenou funkcí – **vliv poloměru oblouku** na kvazistatické vodící síly; nedostatek převýšení $I = 165$ mm, návrhový součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,25$, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.

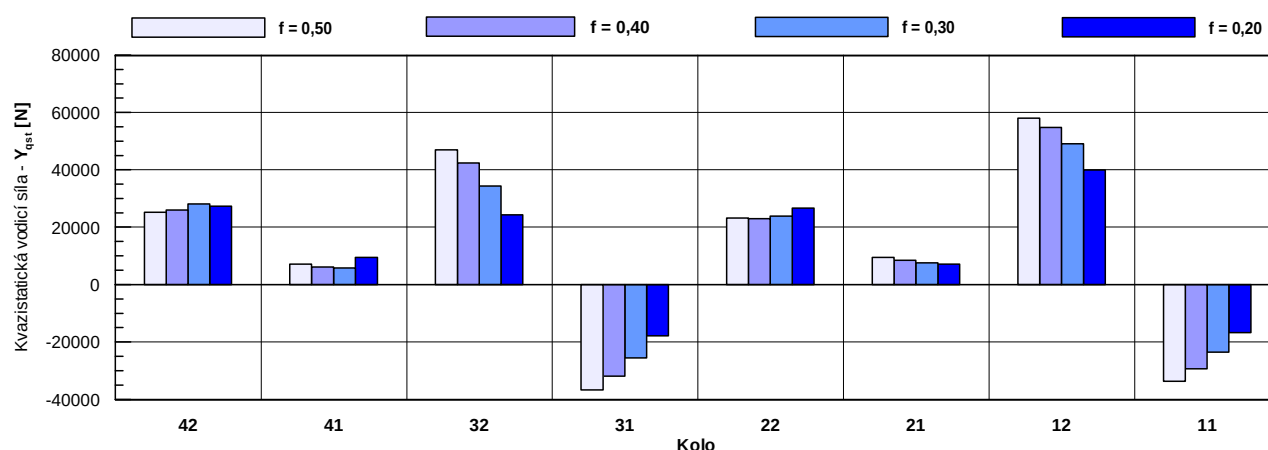


Obr. 129 Vodící vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA ■ vybavené systémem aktivních prvků s řízenou funkcí – **vliv nedostatku převýšení** na kvazistatické vodící síly; oblouk o poloměru $R = 300$ m, návrhový součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,25$, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.

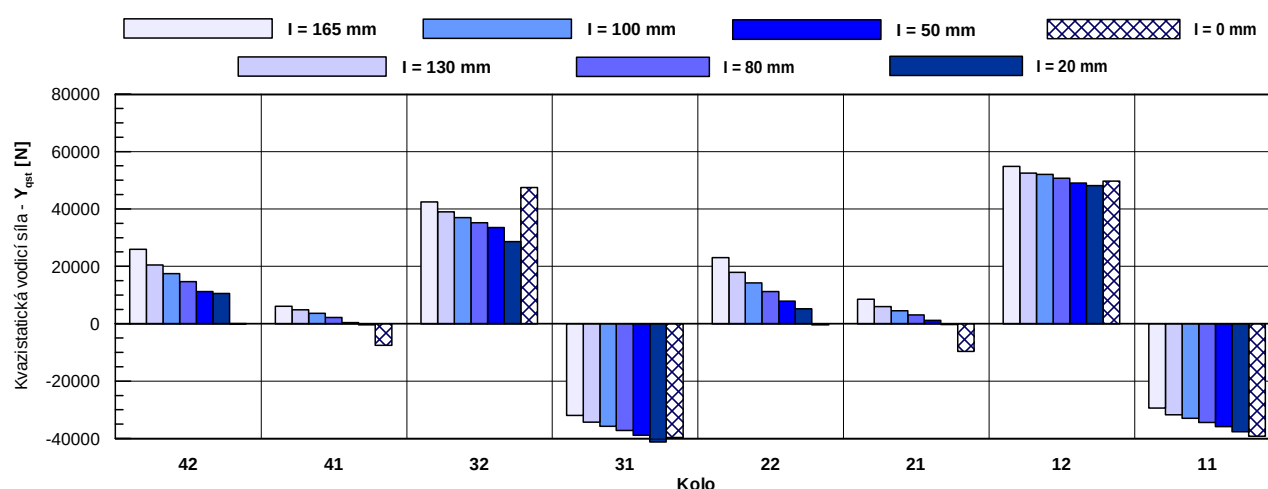
V grafu na obr. 128 jsou uvedeny výsledky analýzy vlivu poloměru oblouku na dosahované kvazistatické vodící síly při návrhovém součiniteli tření a při jízdě s nedostatkem převýšení $I = 165$ mm. Z výsledků je zřejmé, že na vnějších kolech zadního podvozku došlo působením aktivních prvků téměř k vyrovnaní kvazistatických vodících sil. Na vnějších kolech předního podvozku sice také došlo k výraznému přiblížení, avšak ne k úplnému vyrovnaní těchto sil. To je dáno omezenou hodnotou síly vyvozované jednotlivými aktivními prvky, zde tedy konkrétně $F_{act,max} = 15$ kN. Lepších výsledků (tzn. bližších hodnot kvazistatických vodících sil na vnějších kolech 1. a 2. dvojkolí) je přitom dosaženo v obloucích o větších poloměrech, což je způsobeno menším úhlem natočení podvozku vůči skřini, resp. nižší hodnotou momentu odporu proti natočení podvozku, který je potřeba působením aktivních prvků překonávat. V grafu na obr. 129 jsou pak pro návrhové třecí podmínky uvedeny výsledky simulačních výpočtů vodících vlastností lokomotivy v oblouku o poloměru $R = 300$ m, projížděném s různým nedostatkem převýšení. I zde je zřejmé téměř dokonalé vyrovnaní kvazistatických vodících sil na vnějších kolech zadního

podvozku, zatímco na podvozku předním dochází vlivem omezené velikosti síly v aktivních prvcích pouze k přiblížení těchto sil. Menších rozdílů kvazistatických vodících sil na vnějších kolech předního podvozku je přitom dosaženo při vyšších hodnotách nedostatku převýšení, kdy je podvozek působením větší nevyrovnané příčné síly více tlačén na vnější kolejnicový pás. Výsledky pro nulový nedostatek převýšení jsou poněkud odlišné z toho důvodu, že minimální nedostatek převýšení, při němž se systém aktivních prvků stává funkčním, byl nastaven na $I_{min} = 20$ mm. Při nulovém nedostatku převýšení se zde tedy lokomotiva chová, jako by nebyla systémem aktivních prvků vůbec vybavena.

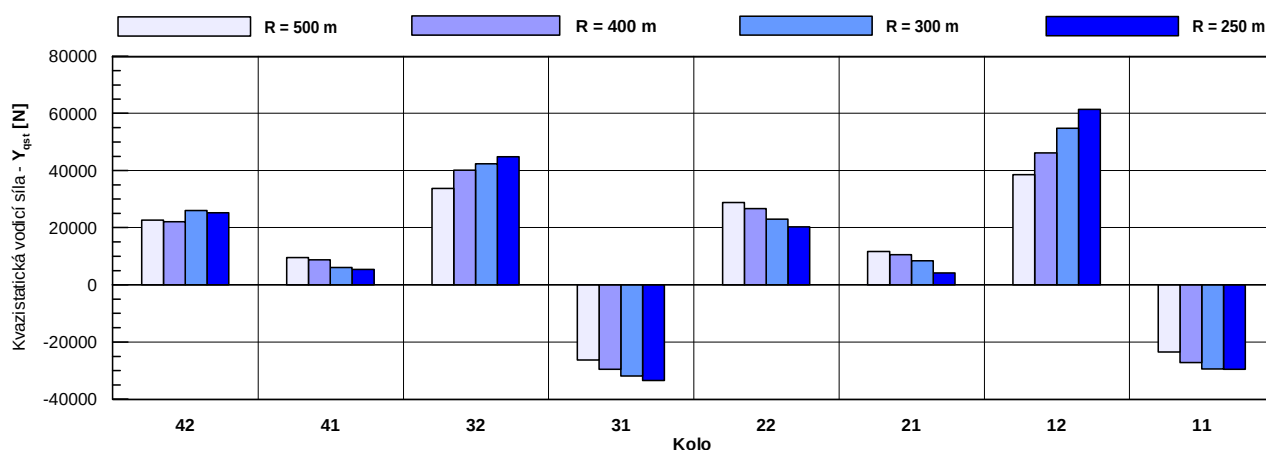
Kromě simulačních výpočtů pro návrhový součinitel tření mezi kolem a kolejnicí však byly pro lokomotivu vybavenou aktivními prvky s „řízenou funkcí“ provedeny i další výpočty. Podobně jako v kap. 7.2.1 a 7.2.2 byl i zde pomocí simulačních výpočtů jízdy vozidla po ideálně trasované koleji bez nerovností sledován vliv součinitele tření (obr. 130), nedostatku převýšení (obr. 131) a poloměru oblouku (obr. 132) na kvazistatické vodící síly na jednotlivých kolech.



Obr. 130 Vodící vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA  vybavené systémem aktivních prvků s řízenou funkcí – vliv součinitele tření na kvazistatické vodící síly; oblouk $R = 300$ m, nedostatek převýšení $I = 165$ mm, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.



Obr. 131 Vodící vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA  vybavené systémem aktivních prvků s řízenou funkcí – vliv nedostatku převýšení na kvazistatické vodící síly; oblouk o poloměru $R = 300$ m, součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.



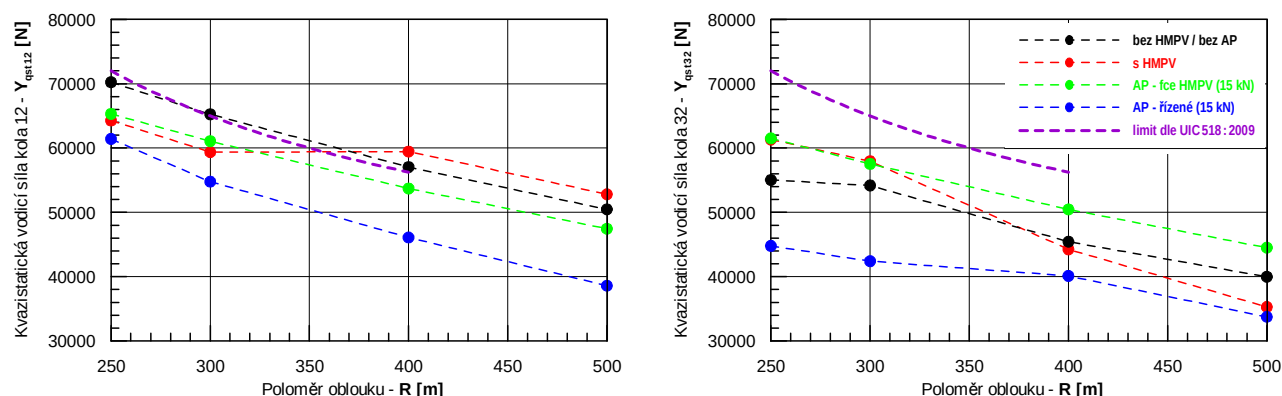
Obr. 132 Vodicí vlastnosti nákladní lokomotivy ŠKODA vybavené systémem aktivních prvků s řízenou funkcí – **vliv poloměru oblouku** na kvazistatické vodicí síly; nedostatek převýšení $l = 165$ mm, součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$, maximální síla v aktivních prvcích $F_{act,max} = 15$ kN.

Výsledky analýzy vlivu součinitele tření na vodicí vlastnosti lokomotivy s funkčními aktivními prvky (viz obr. 130) potvrzují očekávaný trend – tedy, že se s rostoucím součinitelem tření zvětšuje rozdíl mezi kvazistatickými vodicími silami na vnějších kolech jednotlivých podvozků. Chování lokomotivy při průjezdu obloukem o poloměru $R = 300$ m vykazuje při součiniteli tření $f = 0,40$ (viz obr. 131) v závislosti na nedostatku převýšení podobný trend jako při návrhovém součiniteli tření $f = 0,25$ (viz obr. 129). Rozdíl je zejména v tom, že při vyšším součiniteli tření v kontaktu kolo–kolejnice již nedochází k úplnému vyrovnání kvazistatických vodicích sil ani na vnějších kolech zadního podvozku. Vnější kolo předního dvojkolí v každém podvozku tak vždy vykazuje vyšší hodnotu kvazistatické vodicí síly. Hodnoty získané simulací jízdy vozidla s nulovým nedostatkem převýšení opět vybočují z pozorovaného trendu, neboť při této hodnotě nedostatku převýšení není systém aktivních prvků funkční. Výsledky analýzy vlivu poloměru oblouku (viz obr. 132) taktéž ukazují, že při vyšším součiniteli tření v kontaktu kolo–kolejnice již ani na zadním podvozku nedochází k úplnému vyrovnání kvazistatických vodicích sil na vnějších kolech podvozku. Vlivem menšího úhlu natočení podvozku vůči skřini je přitom efekt systému aktivních prvků významnější v obloucích o větších poloměrech.

Ve všech sledovaných případech ovšem použití systému aktivních prvků s „řízenou funkcí“ vede k příznivějšímu rozdělení kvazistatických vodicích sil na jednotlivá kola vozidla a k výraznějšímu snížení nejvyšších hodnot těchto sil než použití „aktivní mezipodvozkové vazby“. Na základě uvedených výsledků lze tedy konstatovat, že navržená charakteristika aktivních prvků s „řízenou funkcí“ funguje podle očekávání a je z hlediska vodicích vlastností lokomotivy přínosná.

7.2.4 Porovnání jednotlivých variant

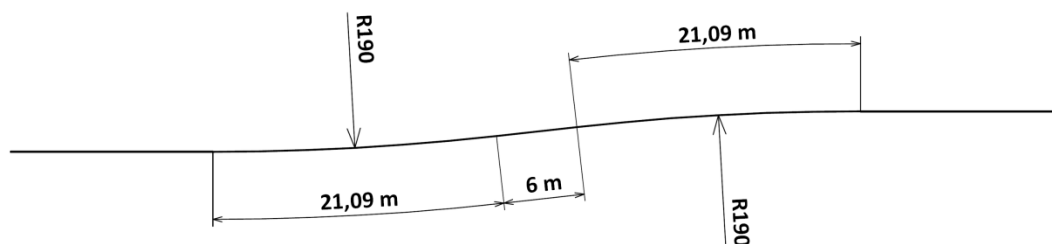
Závěrem kapitoly zabývající se analýzou vodicích vlastností nákladní lokomotivy je provedeno souhrnné porovnání jednotlivých variant, tedy lokomotivy bez mezipodvozkové vazby a aktivních prvků, lokomotivy s aktivními prvky ve funkci mezipodvozkové vazby (s „aktivní mezipodvozkovou vazbou“) a lokomotivy s aktivními prvky s „řízenou funkcí“. Pro úplnost jsou uvedeny též výsledky pro lokomotivu vybavenou hydraulickou mezipodvozkovou vazbou s charakteristikou dle obr. 71.



Obr. 133 Porovnání dosahovaných hodnot kvazistatických vodících sil na nabíhajících kolech předního (vlevo) a zadního (vpravo) podvozku pro různé varianty nákladní lokomotivy ŠKODA [1] při jízdě oblouky různých poloměrů s nedostatkem převýšení $I = 165$ mm při součiniteli tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$.

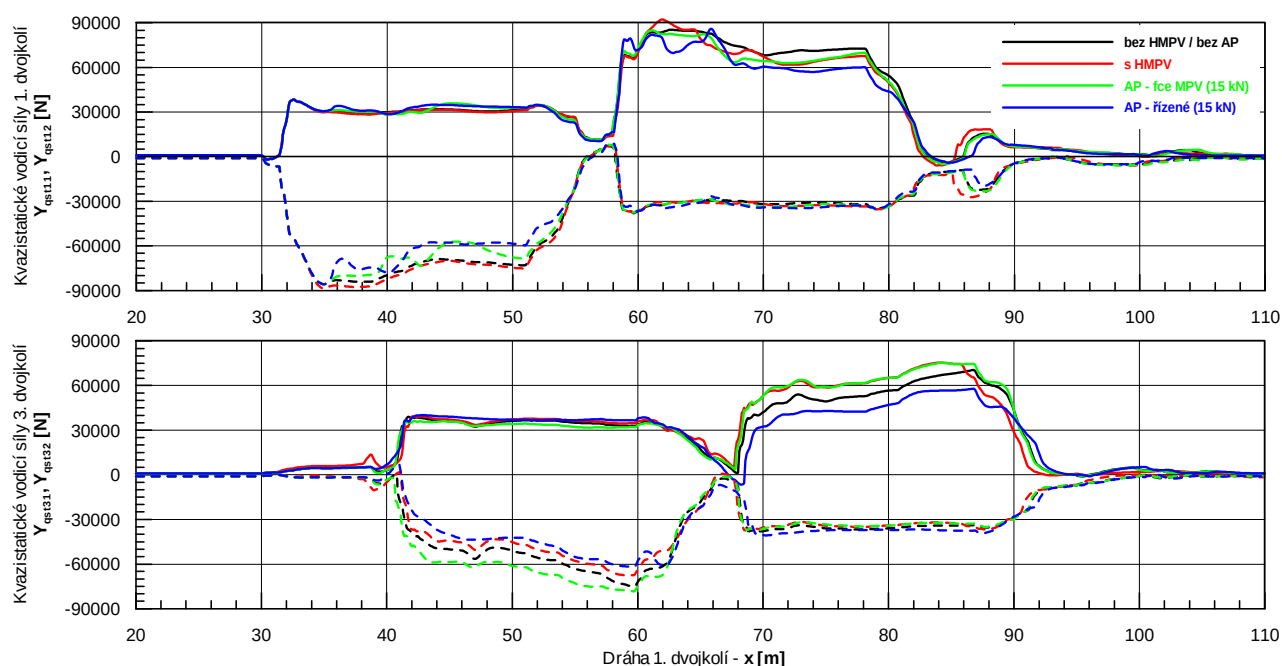
V grafech na obr. 133 je provedeno porovnání dosahovaných hodnot kvazistatických vodících sil na nabíhajících kolech jednotlivých podvozků. Jde o souhrn výsledků prezentovaných v kap. 7.2.1 až 7.2.3, doplněných o výsledky simulačních výpočtů vodících vlastností lokomotivy vybavené hydraulickou mezipodvozkovou vazbou, která již byla v minulosti testována na lokomotivě ŠKODA 109E (viz též kap. 4.3.1). V grafech je též doplněna mezní hodnota kvazistatické vodící síly, kterou předepisuje v obloucích velmi malých poloměrů (tj. $250 \text{ m} \leq R < 400 \text{ m}$) vyhláška UIC 518:2009 [9], resp. TSI CR LOC&PAS [2]. Z výsledků je zřejmé, že kvazistatická vodící síla na nabíhajícím kole 90tunové **lokomotivy, která není vybavena** ani mezipodvozkovou vazbou ani systémem aktivních prvků, se zde pohybuje na hranici přípustných hodnot daných platnou legislativou. Dříve platná mezní hodnota kvazistatické vodící síly podle EN 14363 [4], tj. $Y_{qst,lim}^{EN} = 60 \text{ kN}$, je pro kolejové vozidlo této kategorie prakticky nedosažitelná. **Hydraulická mezipodvozková vazba** se zde jeví jako účinná v obloucích o poloměrech menších než cca 350 m a umožňuje v této oblasti snížení kvazistatické vodící síly na nabíhajícím kole 1. dvojkolí zhruba o 5 kN při současném zvýšení této síly na nabíhajícím kole 3. dvojkolí o přibližně stejnou hodnotu. V obloucích větších poloměrů se pak hydraulická mezipodvozková vazba stává neúčinnou, což je způsobeno odvozením funkce od rozdílu úhlů natočení jednotlivých podvozků vůči skříní, resp. příslušnou charakteristikou vazby. „**Aktivní mezipodvozková vazba**“ vykazuje podobný účinek jako hydraulická mezipodvozková vazba, tedy snížení kvazistatické vodící síly na nabíhajícím kole 1. dvojkolí zhruba o 5 kN při obdobném zvýšení kvazistatické vodící síly na nabíhajícím kole 3. dvojkolí, avšak v celém rozsahu sledovaných poloměrů oblouku. To je dáno navrženou charakteristikou systému aktivních prvků, kdy je jeho účinek odvozován pro každý podvozek nezávisle, a to na základě jeho natočení vůči skříní. Nastavená minimální hodnota úhlu natočení podvozku vůči skříní, nutná pro aktivaci systému, by měla zajišťovat jeho funkčnost v obloucích o poloměrech zhruba 600 m a méně. Nejlepšího výsledku pak dosahuje **lokomotiva vybavená systémem aktivních prvků s „řízenou funkcí“**. Navržená charakteristika vede za daných podmínek k poklesu kvazistatické vodící síly na nabíhajícím kole 1. dvojkolí přibližně o 10 kN, a to v celém rozsahu sledovaných poloměrů oblouku. Zároveň dochází k významnému poklesu (cca o 5 ÷ 10 kN) i v případě kvazistatické vodící síly působící na nabíhajícím kole 3. dvojkolí. To je největší rozdíl systému aktivních prvků oproti mezipodvozkové vazbě, ať už skutečné (hydraulické), nebo simulované aktivními prvky.

Poslední porovnání vodicích vlastností jednotlivých variant uvažované nákladní lokomotivy bylo provedeno pro **průjezd protisměrnými oblouky o poloměru $R = 190$ m s krátkou mezipřímou**. Tato zkouška, která simuluje průjezd vozidla výhybkami, je nově definována v příloze N vyhlášky UIC 518:2009 [9]. Uspořádání osy koleje, vyžadované pro tuto zkoušku, je znázorněno na obr. 134. Jedná se o S-oblouk, tvořený dvěma protisměrnými oblouky délky 21,09 m s poloměrem $R = 190$ m bez přechodnic a krátkou mezipřímou délky 6 m. Zkouška má být provedena za sucha a při rychlosti jízdy $V = 40$ km/h.



Obr. 134 Uspořádání osy koleje pro simulaci průjezdu výhybkami podle přílohy N vyhlášky UIC 518:2009 [9].

V tomto případě nebylo cílem přímo stanovení hodnot posuzovaných veličin, ale spíše porovnání průběhů vodicích sil na nabíhajících kolech pro jednotlivé varianty lokomotivy. Simulační výpočty tedy byly provedeny na koleji trasované v souladu s obr. 134 bez nerovností, součinitel tření byl zvolen $f = 0,40$ a charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej odpovídaly kontaktní dvojici S1002–60E1/1: 40 (viz přílohu 2). Výsledky simulačních výpočtů ve formě průběhů vodicích sil na jednotlivých kolech 1. a 3. dvojkolí jsou znázorněny na obr. 135. Z uvedených výsledků je zřejmé, že **nejpříznivějších výsledků dosahuje lokomotiva vybavená řízeným systémem aktivních prvků**. Zároveň se potvrzuje i skutečnost, že **v protisměrných obloucích s krátkou mezipřímou mohou vozidla s mezipodvozkovou vazbou vykazovat horší vodicí vlastnosti než vozidla bez této vazby**.



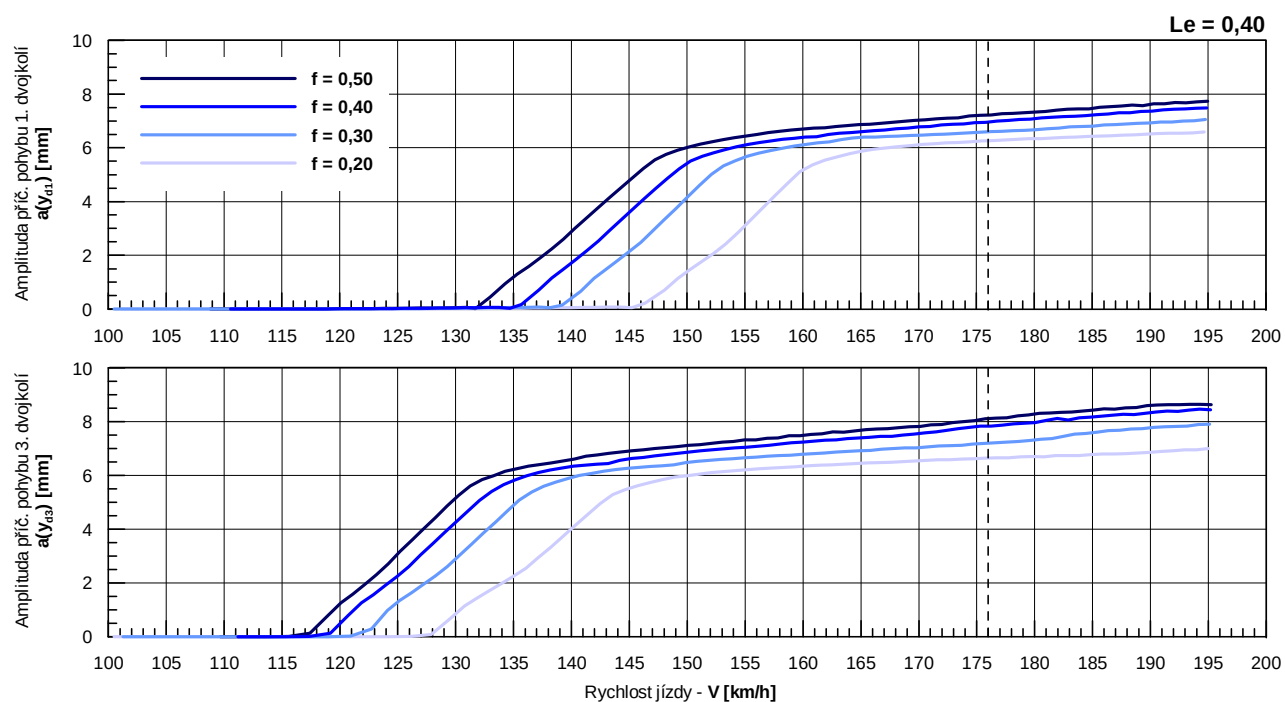
Obr. 135 Porovnání průběhů vodicích sil při průjezdu S-obloukem podle přílohy N vyhlášky UIC 518:2009 [9] pro jednotlivé varianty lokomotivy ŠKODA ■ – průběhy vodicích sil 1. dvojkolí (nahore) a 3. dvojkolí (dole).

7.3 Analýza stability

Jak vyplývá ze závěrů citlivostní analýzy (viz kap. 3.2.1), lze u lokomotivy se sníženým odporem proti natáčení podvozku očekávat pokles kritické rychlosti. Pro zajištění stabilního chodu vozidla je pak v kap. 4.2 navrženo použití tlumičů vrtivých pohybů podvozků, pracovně označených jako „Os5“, které jsou použity na lokomotivě [REDACTED]. Předmětem této kapitoly je tedy **ověření stability uvažované nákladní lokomotivy** pro různé podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej. Pro tyto účely zde byly využity simulační výpočty jízdy lokomotivy s klesající rychlostí na ideální přímé koleji s počátečním vybuzením osamělou nerovností koleje, provedené modulem „ASta“ simulačního nástroje **SJKV-LokCargo** [REDACTED]. Kromě simulačních výpočtů jízdy lokomotivy vybavené tlumiči s nominálními charakteristikami byla dále provedena i citlivostní analýza vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků na kritickou rychlost vozidla s cílem zohlednit odlišné chování tlumičů při zatěžování vyššími frekvencemi při malých hodnotách zdvihu, což je charakteristická situace právě pro nestabilní chod vozidla.

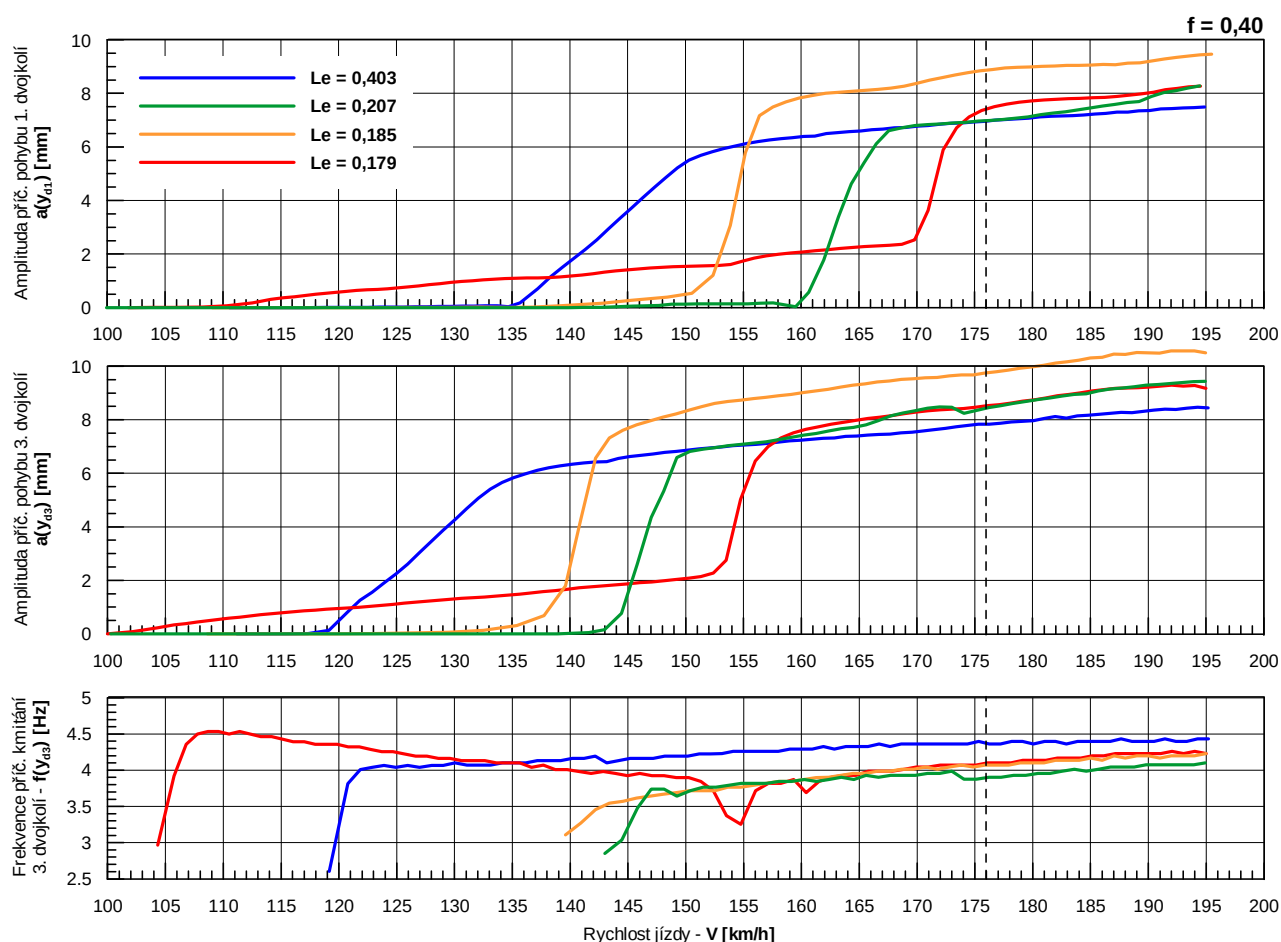
7.3.1 Lokomotiva bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků

Nejprve byla provedena analýza stability na modelu nákladní lokomotivy bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků. Cílem této analýzy je zejména stanovení kritické rychlosti upraveného modelu lokomotivy s novým sekundárním vypružením. Kromě toho však byl sledován i **vliv charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej a také vliv součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice na kritickou rychlost vozidla**.



Obr. 136 Vliv součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice na stabilitní vlastnosti modelu lokomotivy ŠKODA [REDACTED] bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků pro charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej definované ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,403$ při amplitudě vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm; závislost amplitudy příčného pohybu 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí na rychlosti jízdy.

V grafech na obr. 136 je demonstrován **vliv součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice** na stabilitní chování lokomotivy bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků. Jedná se o výsledky simulačních výpočtů provedené pomocí modulu „*SKV/ASt*“ při použití charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej s hodnotou ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,403$ při amplitudě vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm (viz přílohu 2), tedy stejných, jaké byly využity při citlivostní analýze prováděné na původním modelu v kap. 3. Oproti původním předpokladům, vycházejícím ze závěrů kap. 3.2.1, je pokles kritické rychlosti vyvolaný změnami v sekundárním vypružení výraznější. To je patrně způsobeno použitím dokonalejšího modelu vozidla. Při součiniteli tření $f = 0,40$ vychází touto metodou kritická rychlost 1. dvojkolí (resp. 1. podvozku) cca 135 km/h a kritická rychlost 3. dvojkolí (resp. 2. podvozku a tudíž i celé lokomotivy) dokonce jen zhruba 120 km/h. Výsledky získané pro různé hodnoty součinitele tření potvrzují skutečnost, že **vyšší hodnota součinitele tření vede k poklesu kritické rychlosti a naopak**. Rozptyl hodnot kritické rychlosti, kterého je zde dosaženo variací součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice v intervalu $f = 0,2 \div 0,5$, je v případě 1. dvojkolí (resp. 1. podvozku) zhruba $132 \div 145$ km/h a v případě 3. dvojkolí (resp. 2. podvozku) cca $117 \div 127$ km/h. Pouhou změnou součinitele tření v kontaktu v rámci běžně dosažitelných hodnot tak lze docílit změny kritické rychlosti vozidla i o 10 km/h.



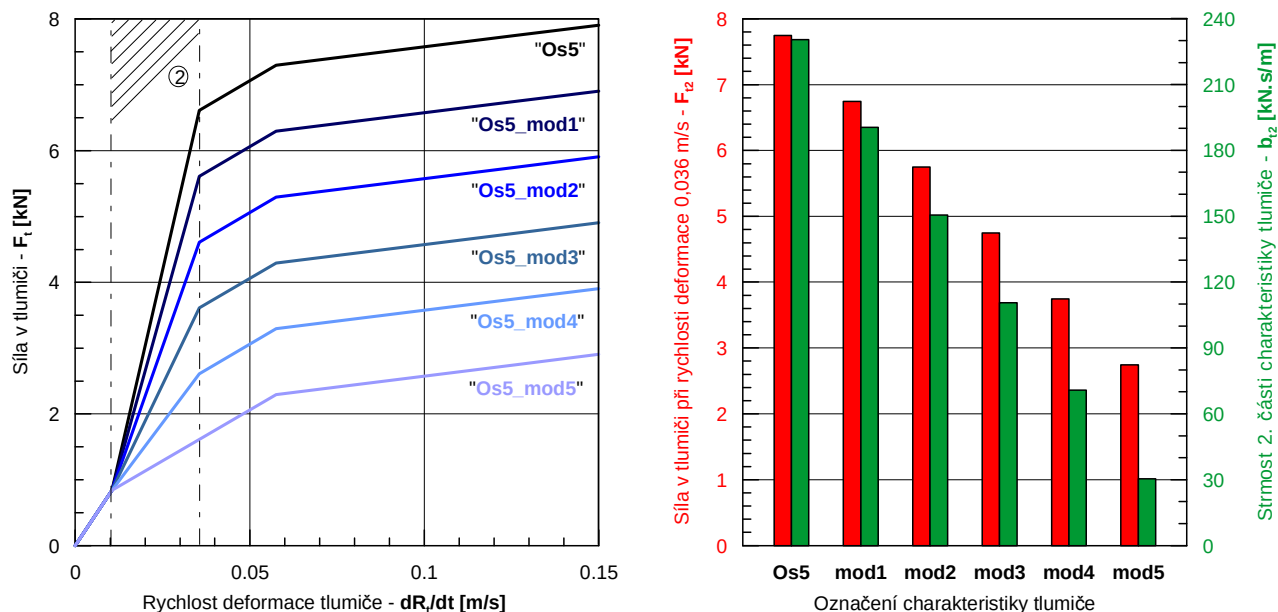
Obr. 137 Vliv různých charakteristik kontaktní geometrie na stabilitní vlastnosti modelu lokomotivy ŠKODA bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků za podmínky součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$; závislost amplitudy příčného pohybu 1. (nahore) a 3. (uprostřed) dvojkolí a frekvence příčného kmitání 3. dvojkolí (dole) na rychlosti jízdy.

V grafech na obr. 137 jsou zobrazeny **výsledky analýzy vlivu různých charakteristik kontaktní geometrie na stabilitní chování vyšetřované lokomotivy bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků**. V horním grafu jsou opět znázorněny bifurkační diagramy 1. dvojkolí, prostřední graf ukazuje bifurkační diagramy 3. dvojkolí a na dolním grafu je pro jednotlivé případy zobrazena frekvence kmitání 3. dvojkolí v závislosti na rychlosti jízdy. Z výsledků je zřejmé, že charakteristiky kontaktní geometrie mají v oblasti stability vozidla velmi výraznou roli¹⁵. Kromě teoretické kontaktní dvojice S1002–60E1/1:40 s hodnotou ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,179$ a kontaktní dvojice s poměrně vysokou hodnotou ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,403$ (viz přílohu 2) zde byly použity také dvě kontaktní dvojice odpovídající mírně opotřeбенým jízdním obrysům ORE S1002 a teoretickým kolejnicím 60E1/1:40. V prvním případě vykazuje tato kontaktní dvojice při amplitudě vlnivého pohybu dvojkolí $y_0 = 3$ mm ekvivalentní konicitu $\lambda_{ekv} = 0,185$ a ve druhém případě potom $\lambda_{ekv} = 0,207$. Ve všech případech byla v simulačních výpočtech uvažována hodnota součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$. Pokud bychom za nestabilitu považovali až kmitání dvojkolí s velkou amplitudou (a ne ustálené kmitání s amplitudou zhruba do 2 mm, které se vyskytuje u teoretické dvojice S1002–60E1/1:40 a může být pouhým důsledkem skokových změn některých charakteristik kontaktní geometrie při uvažování dokonale tuhých těles), tak přibližně platí, že **vyšší hodnota ekvivalentní konicity vede k poklesu kritické rychlosti a naopak**. Kritická rychlost lokomotivy pro kontakt s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,179$ je tak zhruba 153 km/h, zatímco v případě kontaktu s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,403$ je to přibližně 120 km/h. Oba mírně opotřeбенé jízdní obrysy se pak pohybují mezi těmito hodnotami. Zároveň je na tomto modelu možné pozorovat skutečnost, že kritická rychlost 1. dvojkolí (resp. předního podvozku) je ve všech případech cca o 15 km/h vyšší než kritická rychlost 3. dvojkolí (resp. zadního podvozku, resp. celé lokomotivy). Frekvence příčného kmitání dvojkolí při nestabilním pohybu se zde ve všech sledovaných případech pohybuje okolo 4 Hz; při uvažování kontaktu s vysokou ekvivalentní konicitou je pak mírně vyšší.

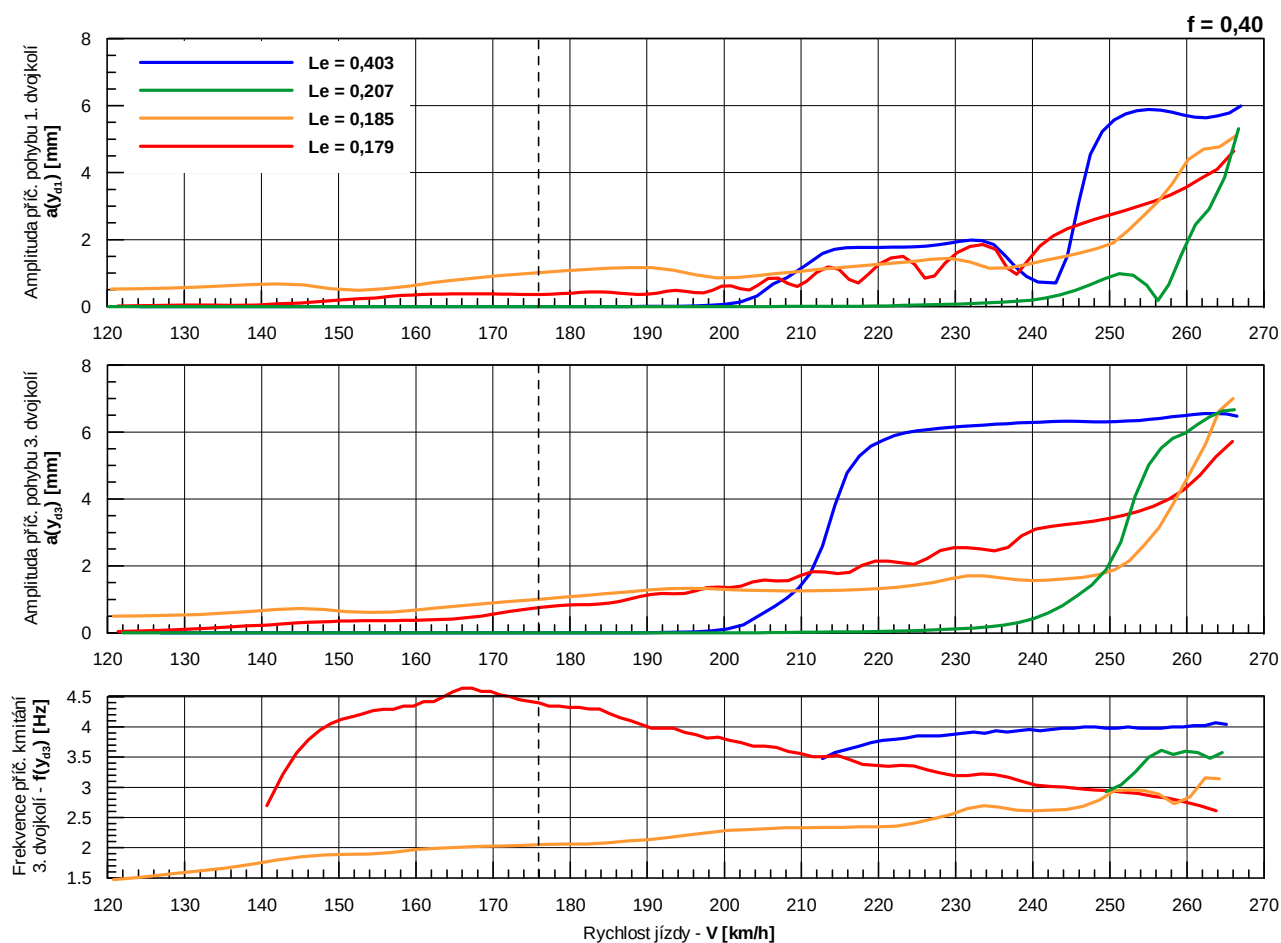
7.3.2 Lokomotiva s tlumiči vrtivých pohybů podvozků

Výsledky uvedené v předchozí kapitole ukazují, že použití tlumičů vrtivých pohybů podvozků na uvažované nákladní lokomotivě je pro dosažení stabilního chodu vozidla i při zkušební rychlosti alespoň 176 km/h nezbytné. Lokomotiva bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků totiž ve všech vyšetřovaných případech vykazuje výrazně nižší kritickou rychlost. Jak bylo řečeno výše, pro zajištění stability jízdy nákladní lokomotivy bylo navrženo použití tlumičů vrtivých pohybů podvozků, označených jako „Os5“, a to v počtu 8 kusů na lokomotivu. Rychlostní charakteristika těchto tlumičů je znázorněna černou čarou v levém grafu na obr. 138. Pro lokomotivu vybavenou tímto typem tlumiče byla – obdobně jako v kap. 7.3.1 pro lokomotivu bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků – provedena série simulačních výpočtů s cílem vyšetřit stabilitní chování vozidla v ideální přímé koleji za různých podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej.

¹⁵ Kromě samotného vlivu charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej na stabilitu je však třeba mít na paměti, že výsledky mohou být výrazně ovlivněny i způsobem modelování kontaktu, jak ostatně ukazuje i kap. 6.4.3.



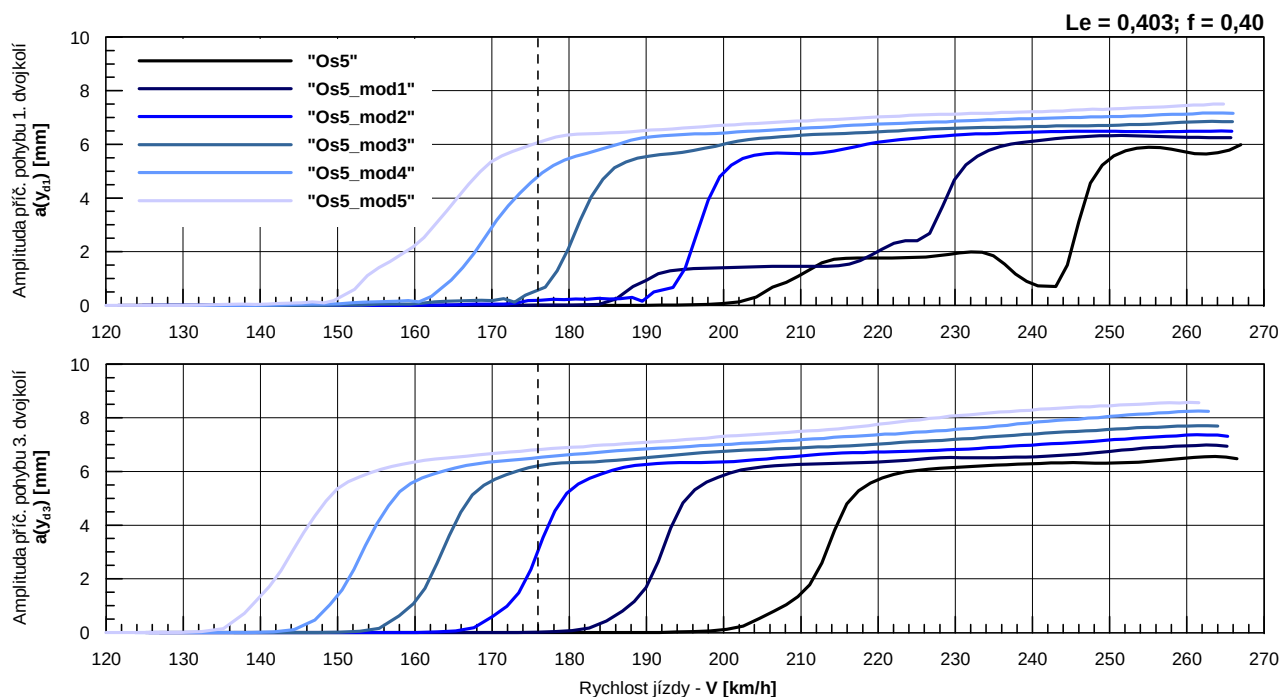
Obr. 138 Jmenovitá charakteristika tlumiče vrtivých pohybů „Os5“ a charakteristiky modifikované (vlevo); maximální dosahovaná síla a strmost v 2. části jednotlivých charakteristik (vpravo).



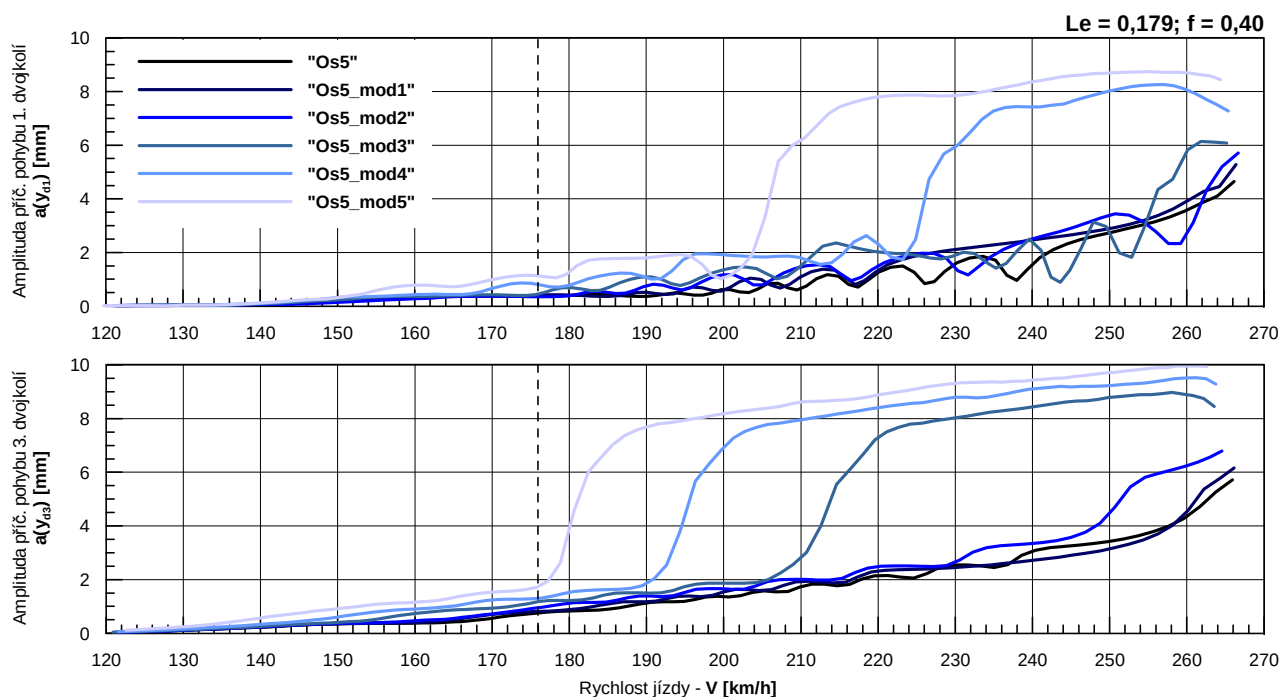
Obr. 139 Vliv různých charakteristik kontaktní geometrie na stabilitní vlastnosti modelu lokomotivy ŠKODA vybavené tlumiči vrtivých pohybů podvozků „Os5“ se jmenovitou charakteristikou za podmínky součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$; závislost amplitudy příčného pohybu 1. (nahore) a 3. (uprostřed) dvojkolí a frekvence příčného kmitání 3. dvojkolí (dole) na rychlosti jízdy.

Výsledky těchto simulačních výpočtů jsou prezentovány v grafech na obr. 139, kde jsou opět znázorněny obalové křivky amplitud příčných kmitů 1. a 3. dvojkolí v závislosti na rychlosti a navíc příslušná frekvence příčného kmitání 3. dvojkolí. S ohledem na vliv součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice na stabilitu vozidla (dokumentovaný grafy na obr. 136) zde byly všechny simulační výpočty provedeny pro méně příznivý případ suchých kolejnic, definovaný součinitelem tření $f = 0,40$. Při porovnání výsledků s grafy na obr. 137 je patrný výrazný posun kritické rychlosti k vyšším hodnotám, přičemž nižší kritickou rychlost opět vykazuje 3. dvojkolí, resp. zadní podvozek. Z výsledků je též zřejmé, že při nestabilním pohybu vykazují v případě lokomotivy s tlumiči vrtivých pohybů podvozků jednotlivá dvojkolí menší amplitudu příčných kmitů než v případě lokomotivy bez tlumičů. Při uvažování charakteristik kontaktní geometrie s nižší hodnotou ekvivalentní konicity (tj. pro $\lambda_{ekv} = 0,179$ a pro $\lambda_{ekv} = 0,185$) se sice i při nižších rychlostech projevuje ustálené kmitání dvojkolí s malou amplitudou, resp. – s ohledem na použitou metodu analýzy stability – pomalé dozínávání kmitů; v těchto případech však již nejde o nestabilní chod vozidla. Při zanedbání těchto kmitů dvojkolí s malou amplitudou se tedy i v případě lokomotivy vybavené tlumiči vrtivých pohybů potvrzuje skutečnost, že **podmínky kontaktní geometrie s vyšší ekvivalentní konicitou vedou k nižší kritické rychlosti**. Zjištěná kritická rychlost lokomotivy pro kontakt s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,403$ má hodnotu cca 200 km/h; v ostatních sledovaných případech dokonce přesahuje 230 km/h. **Tlumiče vrtivých pohybů podvozků „Os5“ se jmenovitou charakteristikou by tedy měly postačovat k zajištění stabilního chodu vozidla i při zkušební rychlosti 176 km/h.**

Kromě samotné analýzy stability nákladní lokomotivy vybavené tlumiči vrtivých pohybů „Os5“ s nominální charakteristikou však byl v rámci této práce sledován také **vliv změny charakteristiky na stabilitu jízdy**. To souvisí se závěry kap. 4.2, ze kterých vyplývá, že rychlostní charakteristika skutečného tlumiče může být při malých hodnotách zdvihu odlišná od jmenovité charakteristiky zjišťované pro velké hodnoty zdvihu. Přitom z výsledků provedených simulačních výpočtů nákladní lokomotivy vyplývá, že právě při nestabilním chodu se deformace tlumičů vrtivých pohybů podvozků pohybují v amplitudách cca $3 \div 5$ mm při frekvenci přibližně 4 Hz. Z tohoto důvodu byly z původní charakteristiky tlumiče „Os5“ odvozeny další, modifikované charakteristiky označené jako „Os5_mod1“ až „Os5_mod5“. Tyto charakteristiky jsou znázorněny v levém grafu na obr. 138 a od původní charakteristiky se odlišují sníženou hodnotou síly v tlumiči dosahované v rychlostní charakteristice na konci oblasti „2“ (viz šrafovanou oblast v levém grafu na obr. 138), a to vždy o 1 kN. Vzhledem ke sníženým hodnotám síly se modifikované charakteristiky odlišují i svojí strmostí (tzn. konstantou tlumení) v oblasti „2“. Grafické porovnání dosahovaných hodnot síly na konci oblasti „2“ a strmosti v druhé části je pro jednotlivé modifikace charakteristiky znázorněno v pravém grafu na obr. 138. Simulační výpočty reakce lokomotivy na osamělou příčnou nerovnost byly pro jednotlivé varianty charakteristik tlumičů vrtivých pohybů provedeny opět s využitím modulu „*JKV/ASt*“. Stejně jako v předchozích případech analýzy stability se lokomotiva pohybovala s konstantním odrychlením $1,157 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a součinitel tření mezi kolem a kolejnicí byl opět zvolen $f = 0,40$. Citlivostní analýza byla provedena jak pro kontakt s vysokou ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,403$, tak pro kontaktní dvojici S1002–60E1/1: 40 (viz přílohu 2).



Obr. 140 Výsledky citlivostní analýzy vlivu charakteristik tlumiče vrtivých pohybů na stabilitní vlastnosti lokomotivy ŠKODA ■ za podmínky charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,403$ a součinitele tření $f = 0,40$; závislost amplitudy příčného pohybu 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí na rychlosti jízdy.



Obr. 141 Výsledky citlivostní analýzy vlivu charakteristik tlumiče vrtivých pohybů na stabilitní vlastnosti lokomotivy ŠKODA ■ za podmínky charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej s ekvivalentní konicitou $\lambda_{ekv} = 0,179$ a součinitele tření $f = 0,40$; závislost amplitudy příčného pohybu 1. (nahore) a 3. (dole) dvojkolí na rychlosti jízdy.

Výsledky provedené citlivostní analýzy vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů na stabilitu jízdy nákladní lokomotivy jsou znázorněny pro kontakt s vysokou hodnotou ekvivalentní konicity $\lambda_{ekv} = 0,403$ v grafech na obr. 140 a pro teoretický jízdní obrys S1002 v kombinaci s kolejnicemi 60E1/1: 40 (tzn. pro $\lambda_{ekv} = 0,179$) v grafech na obr. 141. V obou případech je zřejmé, že **klesající**

strmost počáteční části rychlostní charakteristiky tlumiče spolu s klesající dosažitelnou silou v tlumiči má za následek pokles kritické rychlosti vozidla. Jak je patrné z grafů na obr. 140, tak **pro zajištění stabilního chodu lokomotivy až do zkušební rychlosti 176 km/h i při vysoké ekvivalentní konicitě $\lambda_{ekv} = 0,403$ se musí skutečná charakteristika tlumičů vrtivých pohybů podvozků při malých zdvizech pohybovat alespoň v oblasti mezi charakteristikami „Os5_mod1“ a „Os5_mod2“** (viz obr. 138), nebo lépe nad nimi. Zatímco nominální charakteristika „Os5“ zde vede na kritickou rychlost zhruba 200 km/h, pro charakteristiku „Os5_mod1“ je to přibližně 182 km/h a charakteristika „Os5_mod5“ vede na kritickou rychlost jen cca 135 km/h. Přitom je potřeba mít na paměti, že požadovanou charakteristiku musí vykazovat tlumiče vrtivých pohybů včetně svého upevnění ke skříni a k rámu podvozku, tedy včetně pryžokovových ok. Z výsledků prezentovaných v grafech na obr. 140 stojí za povšimnutí ještě jedna skutečnost týkající se chování 1. dvojkolí, resp. předního podvozku. Při použití „silnějších“ tlumičů vrtivých pohybů („Os5“, „Os5_mod1“ a v malé míře ještě i „Os5_mod2“) dochází za daných podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej při odeznívání příčných kmitů tohoto dvojkolí k jejich opětovnému nárůstu na určitou malou amplitudu, resp. k setrvání na malé amplitudě až do odeznění kmitů 3. dvojkolí, resp. zadního podvozku. Při použití „slabších“ tlumičů („Os5_mod3“ až „Os5_mod5“) tento jev již pozorován není. „Silnější“ tlumiče vrtivých pohybů tedy mají patrně za následek snadnější přenos kmitání mezi jednotlivými podvozky přes skříň vozidla. „Slabší“ tlumiče také vedou k větším amplitudám příčných kmitů jednotlivých dvojkolí při nestabilním pohybu.

V grafech na obr. 141 jsou pak znázorněny obdobné výsledky pro podmínky kontaktní geometrie dané teoretickým jízdním obrysem S1002 v kombinaci s kolejnicemi 60E1/1:40 při jmenovitých hodnotách rozkolí a rozchodu koleje. V tomto případě výsledky simulačních výpočtů ukazují, že stabilního chodu lokomotivy při rychlostech do 176 km/h by mělo být dosaženo i při degradaci původní charakteristiky tlumiče na variantu „Os5_mod5“. Na jednotlivých dvojkolích se sice projevuje doznívání kmitů, resp. ustálené kmitání s malou amplitudou i při nižších rychlostech (zhruba do 130 km/h), avšak toto není projevem nestability.

7.4 Dynamické vlastnosti lokomotivy s alternativním uspořádáním pojezdu – vliv tlapového pohonu dvojkolí

Posledním z cílů této práce je porovnání dynamických účinků jízdy nákladní lokomotivy na trať s dynamickými účinky vozidla s alternativním uspořádáním pojezdu, konkrétně s lokomotivou s tlapově uloženými trakčními motory. Právě tlapový pohon je v současnosti rozšířen zejména u lokomotiv pro nákladní dopravu (např. lokomotivy Bombardier TRAXX, nebo Siemens ES64F4, viz též [22]). Jeho výhody spočívají v poměrně jednoduché, robustní a především levné konstrukci v porovnání s plně, či částečně vypruženým pohonem. Nevýhodou je však **velmi vysoký podíl nevypružených hmot**, neboť je nutné mezi ně počítat zhruba $60 \div 80$ % hmotnosti pohonné jednotky ve svislém směru a v příčném směru pak dokonce její celou hmotnost. Situaci v tomto ohledu navíc zhoršuje používání valivých tlapových ložisek, která vytvářejí pevnější vazbu pohonné jednotky a dvojkolí než dříve používaná ložiska kluzná.

Cílem simulačních výpočtů popsaných v této kapitole je proto **porovnání dynamických účinků uvažované lokomotivy ŠKODA [REDACTED], vybavené vypruženým pohonem, na trať s účinky obdobné lokomotivy s pohonem tlakovým**. Pro tyto účely byl opět využit simulační program SJKV ve verzi LokCargo_ [REDACTED]. Alternativní provedení lokomotivy s nevypruženým pohonem je reprezentováno zjednodušeným modelem s parametry uvedenými v příloze 1. Lokomotiva s tlakovým pohonem se vyznačuje stejnou celkovou hmotností jako lokomotiva ŠKODA [REDACTED], tedy 90 t. Hmotnostní parametry pohonné jednotky byly odhadnuty na základě parametrů podobných vozidel¹⁶. Obdobně byly odhadnuty i hmotnostní parametry rámu podvozku, jehož rozměry by při případné realizaci byly podobné jako u lokomotivy ŠKODA [REDACTED], a hmotnost skříně byla upravena takovým způsobem, aby byla zachována celková hmotnost lokomotivy. Z hlediska tvorby modelu se ve vstupních datech simulace (viz přílohu 1) objevuje proměnná „*Mtm*“, značící hmotnost trakčního motoru, resp. celé pohonné jednotky. Jelikož v dané verzi systému není definován trakční motor jako samostatné těleso, tak se jeho hmotnost v programu dělí mezi dvojkolí jako takové a rám podvozku. S ohledem na uložení tlakového motoru se tak k hmotnosti dvojkolí přičítají $\frac{2}{3}$ hmotnosti motoru v pohybových rovnicích pro svislý směr (a k rámu podvozku pak $\frac{1}{3}$ hmotnosti každého motoru). V rovnicích pro příčný směr se k hmotnosti dvojkolí přičítá celá hmotnost motoru. Momenty setrvačnosti dvojkolí okolo podélné a svislé osy potom představují odhad celkových momentů setrvačnosti sestavy dvojkolí a pohonné jednotky. Tento postup již byl při modelování vozidla s tlakovým pohonem autorem využit v práci [24], kde je také blíže popsán.

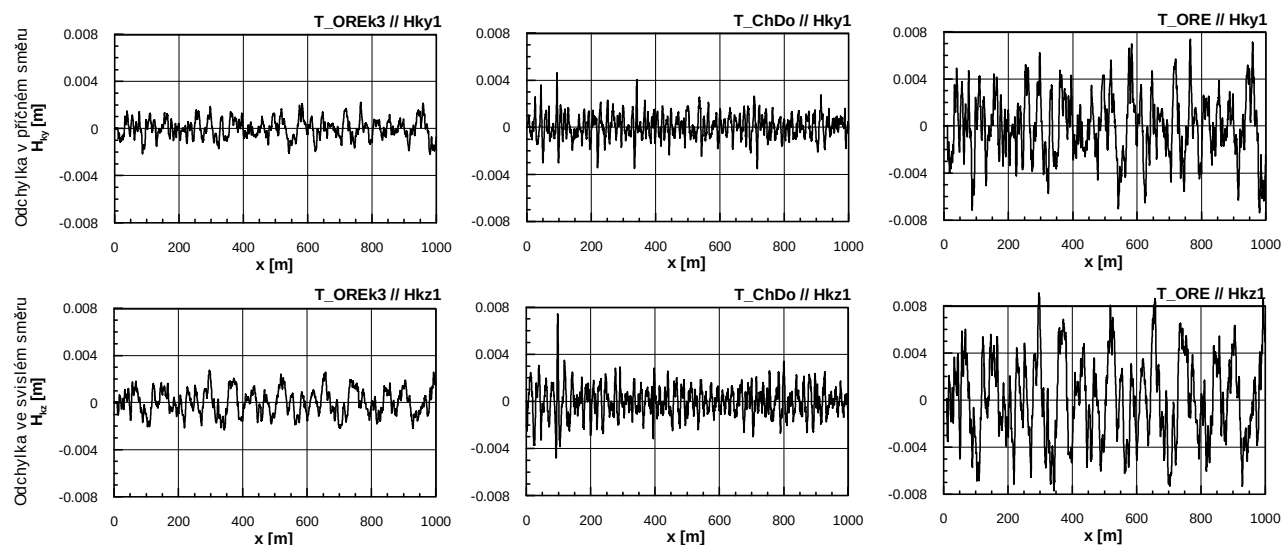
Z pohledu provedených simulačních výpočtů zde byla použita simulace jízdy vozidla na koleji s nerovnostmi. To proto, že **nevypružené hmoty v pojezdu lokomotivy se projevují zejména na dynamice svislých kolových sil**, kterou pochopitelně nelze simulačními výpočty jízdy vozidla po ideálně trasované koleji bez nerovností postihnout. Simulační výpočty proto byly provedeny na třech různých traťových úsecích (označených jako „*T_ORE*“, „*T_ChDo*“ a „*T_OREk3*“) délky 1 km. Uvažované traťové úseky se liší kvalitou geometrické polohy koleje. Pro představu jsou průběhy příčných a svislých odchylek levého kolejnicového pásu od ideální polohy pro jednotlivé úseky znázorněny na obr. 142. Základní charakteristiky těchto úseků jsou uvedeny v tab. 15¹⁷.

Tab. 15 Základní charakteristiky uvažovaných traťových úseků, použitých pro hodnocení dynamických účinků vozidla na koleji – maximální a směrodatné odchylky kolejnicových pásů v příčném a ve svislém směru od ideální polohy.

Traťový úsek	Odchylky v příčném směru		Odchylky ve svislém směru	
	Maximum Δy_{max} [mm]	Směrodatná odchylka s_y [mm]	Maximum Δz_{max} [mm]	Směrodatná odchylka s_z [mm]
„ <i>T_OREk3</i> “	2,21	0,80	2,74	1,08
„ <i>T_ChDo</i> “	4,03	0,97	3,85	1,14
„ <i>T_ORE</i> “	7,36	2,68	9,11	3,62

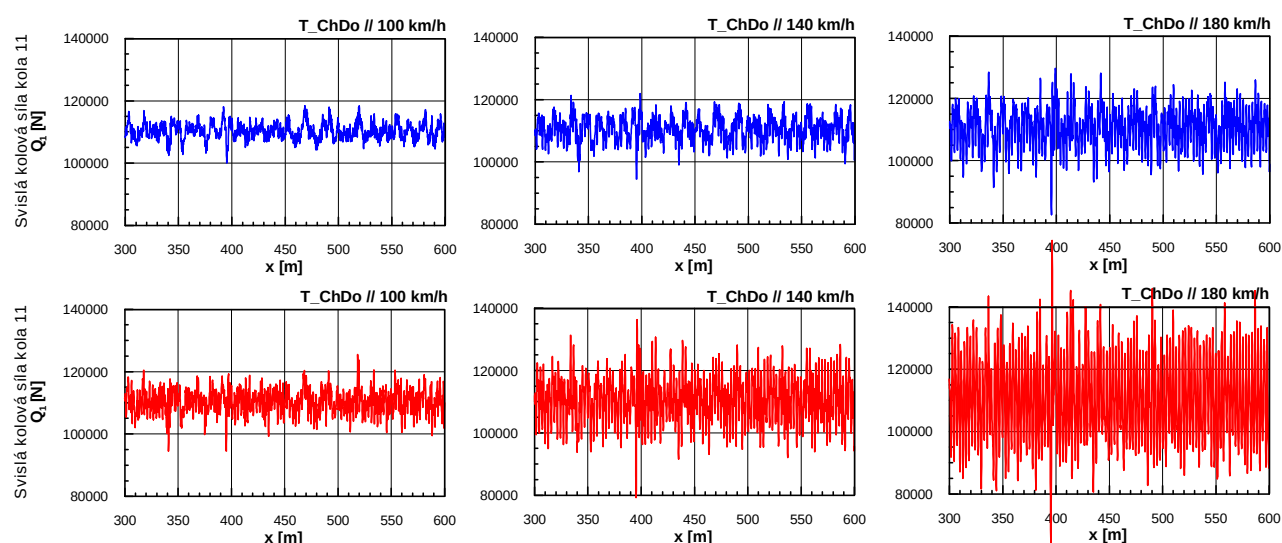
¹⁶ Například dle informací uvedených v [57] váží kompletní pohonná jednotka elektrické lokomotivy Siemens ES64F4 3760 kg a celá sestava dvojkolí–pohon má hmotnost 5919 kg.

¹⁷ Uvedené charakteristiky jsou počítány jen pro část úseků $x \in \langle 100; 1000 \rangle$ m, v nichž bylo prováděno vyhodnocení.

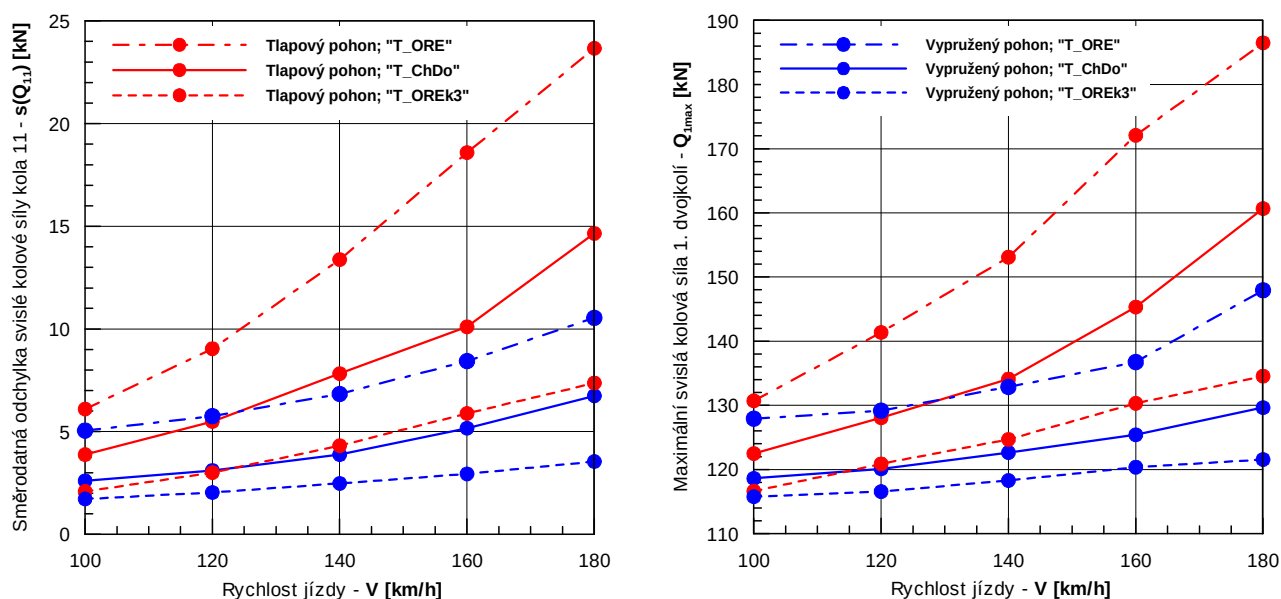


Obr. 142 Odchylyky levého kolejnicového pásu uvažovaných traťových úseků – „T_OREk3“ (vlevo), „T_ChDo“ (uprostřed) a „T_ORE“ (vpravo) – od ideální polohy v příčném směru (nahore) a ve svislém směru (dole).

Všechny simulační výpočty byly provedeny pro podmínky charakteristik kontaktní geometrie dvojkolí–kolej dané teoretickým jízdním obrysem S1002 v kombinaci s kolejnicemi tvaru 60E1 s úklonem 1: 40 při jmenovitých hodnotách rozkolí a rozchodu koleje (viz též přílohu 2) a pro hodnotu součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice $f = 0,40$. Pro každý vyšetřovaný traťový úsek byla provedena série simulačních výpočtů pro různé rychlosti jízdy v rozsahu $V = 100 \div 180$ km/h, a to jak pro lokomotivu s vypruženým, tak i s tlakovým pohonem. Každá simulace byla provedena na dráze délky 1000 m. Pro hodnocení výsledků však byl využit pouze úsek $x \in \langle 100; 1000 \rangle$ m. Počáteční úsek délky 100 m byl z hodnocení vyřazen, neboť simulace začíná z klidu a k vybuzení modelu je potřeba určitý čas. Ukázka výsledků simulačních výpočtů ve formě dráhových průběhů svislé kolové síly pravého kola prvního dvojkolí pro obě uvažované varianty lokomotivy a pro různé rychlosti jízdy jsou zobrazeny v grafech na obr. 143.



Obr. 143 Ukázky průběhů svislé kolové síly kola 11 uvažované nákladní lokomotivy s vypruženým (nahore, resp. modře) a s tlakovým (dole, resp. červeně) pohonem získané simulací jízdy na trati „T_ChDo“ při rychlostech 100 km/h (vlevo), 140 km/h (uprostřed) a 180 km/h (vpravo).



Obr. 144 Hodnocení vlivu nevypružených hmot v pojezdu nákladní lokomotivy na dynamiku svislých kolových sil; závislost směrodatné odchylky svislé kolové síly kola 11 v hodnoceném úseku na rychlosti (vlevo) a závislost očekávané hodnoty maximální svislé kolové síly pro 1. dvojkolí v hodnoceném úseku na rychlosti (vpravo).

Hodnocení výsledků bylo provedeno dvojím způsobem. V prvním případě byla v hodnoceném úseku délky 900 m pro jednotlivá kola vypočítána **průměrná hodnota a směrodatná odchylka svislé kolové síly**. Průměrná hodnota je vždy velmi blízká statické hodnotě svislé kolové síly, jež má pro lokomotivu o celkové hmotnosti 90 t teoretickou hodnotu $Q_0 = 110,4$ kN. Směrodatné odchylky pro pravé kolo 1. dvojkolí (tj. pro kolo 11) jsou pak pro jednotlivé případy vykresleny v levém grafu na obr. 144. Červeně jsou pro jednotlivé tratě vždy zobrazeny výsledky pro fiktivní lokomotivu s tlakovým pohonem, modře jsou znázorněny výsledky pro lokomotivu ŠKODA. Prezentované výsledky potvrzují skutečnost, že **dynamika svislých kolových sil silně závisí na kvalitě geometrické polohy koleje a na rychlosti jízdy** a že **rozdíl v dynamickém působení lokomotivy s vypruženým a s tlakovým pohonem na trať roste s rostoucí rychlostí**. Například na trati „T_ChDo“ nabývá při rychlosti 100 km/h směrodatná odchylka svislé kolové síly kola 11 hodnoty 2,6 kN pro lokomotivu s vypruženým pohonem a 3,9 kN pro lokomotivu s tlakovým pohonem. Tyto hodnoty představují 2,4 %, resp. 3,5 % statické hodnoty svislé kolové síly Q_0 . Při rychlosti 160 km/h je to však na dané trati již 5,2 kN (tj. 4,7 % Q_0), resp. 10,1 kN (tj. 9,2 % Q_0); při rychlosti 180 km/h pak dokonce 6,7 kN (6,1 % Q_0), resp. 14,7 kN (13,3 % Q_0). Zatímco při nižších rychlostech (tj. zhruba do 120 km/h) tedy nepředstavuje vyšší podíl nevypružených hmot v pojezdu lokomotivy závažný problém, při rychlostech vyšších (tj. cca od 160 km/h) již vede na výrazně vyšší dynamické účinky vozidla na kolej. Při rychlosti 160 km/h je směrodatná odchylka svislé kolové síly sledovaného kola u lokomotivy s tlakovým pohonem ve všech případech zhruba dvakrát vyšší než u lokomotivy s pohonem vypruženým. V případě trati s nekvalitní geometrickou polohou koleje jsou pochopitelně úrovně těchto odchylek podstatně vyšší než na trati kvalitní. Pozorovaný jev tedy potvrzuje nevhodnost vozidel s vysokým podílem nevypružených hmot (tedy zejména lokomotiv s tlakovými trakčními motory, ale i s litinovými brzdovými kotouči v discích kol apod.) pro vyšší rychlosti. Kromě zvýšeného namáhání pojezdu i trati může tento jev vést i ke zhoršeným adhezním schopnostem trakčních vozidel s tlakovým pohonem.

Ve druhém případě bylo hodnocení provedeno pomocí výpočtu **očekávané hodnoty maximální svislé kolové síly Q_{max} podle normy EN 14363** [4]. Pro příslušný výpočet byly v každé variantě simulačního výpočtu použity čtyři zkušební úseky délky 225 m a uvažovány byly průběhy svislé kolové síly obou kol 1. dvojkolí. Získané výsledky jsou uvedeny v pravém grafu na obr. 144. Tyto výsledky opět potvrzují výše popsané trendy. Limitní hodnota maximální svislé kolové síly pro čtyřnápravovou lokomotivu o hmotnosti 90 t má dle EN 14363 [4] hodnotu $Q_{max}^{lim} = 200$ kN pro případ, že maximální rychlost vozidla je $V_{max} \leq 160$ km/h, a $Q_{max}^{lim} = 190$ kN v případě, že pro maximální rychlost platí: $160 \text{ km/h} < V_{max} \leq 200 \text{ km/h}$. V žádném sledovaném případě tedy nebyla překročena limitní hodnota, avšak při vyšších rychlostech jsou zejména na nekvalitní trati dosahované hodnoty pro lokomotivu s tlakovým pohonem podstatně vyšší než pro lokomotivu s pohonem vypruženým. Například při rychlosti 160 km/h je na trati „T_OREk3“ očekávaná hodnota maximální svislé kolové síly pro lokomotivu s tlakovým pohonem o 8,3 % vyšší než pro lokomotivu s pohonem vypruženým, na trati „T_ChDo“ je to však již o 15,9 % více a na trati „T_ORE“ dokonce o 25,8 % více.

8 Závěr

Předkládaná práce řeší otázku návrhu parametrů pojezdu moderní elektrické lokomotivy určené pro nákladní dopravu. Pro tyto účely jsou v práci využívány zejména počítačové simulace jízdy vozidla, v některých případech doplněné také analytickými výpočty a experimentálním ověřením. V následujícím textu jsou shrnuty **výsledky a přínosy této práce**.

Kap. 3 se podrobně zabývá **citlivostní analýzou vlivu parametrů pojezdu lokomotivy na její jízdní a vodící vlastnosti**. V rámci této práce byl programový systém SJKV, který je na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice používán pro multi-body simulační výpočty jízdy kolejových vozidel doplněn dvěma novými specializovanými moduly sloužícími jednak pro analýzu stability a jednak pro vyšetřování kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení pomocí analýzy poměrů na zkrucovaném vozidle. Samotná citlivostní analýza byla provedena na stávajícím modelu moderní elektrické lokomotivy, vycházející z typu [REDACTED], s cílem kvantifikovat vliv všech základních tuhostních a rozměrových parametrů pojezdu na velikost kvazistatických vodících sil působících při průjezdu vozidla oblouky malých poloměrů a na kritickou rychlost vozidla na ideální přímé koleji. Výsledky provedené analýzy poskytují **komplexní obraz o trendech v dynamickém chování lokomotivy v závislosti na vyšetřovaných parametrech**. Získané poznatky mohou být aplikovány jednak v praxi jako podklad pro návrh nových lokomotivních pojezdů, ale mohou sloužit i jako podklad pro výuku v oblasti teorie kolejových vozidel. V rámci provedené citlivostní analýzy byla bližší pozornost věnována také **teoretickým metodám analýzy stability**. Pro několik variant modelu lokomotivy je provedeno porovnání výsledků analýzy stability na ideální přímé koleji s počátečním vybuzením osamělou příčnou nerovností koleje, získaných jednak simulačním výpočtem s klesající rychlostí jízdy a také sérií simulačních výpočtů s konstantní rychlostí jízdy. Toto porovnání je provedeno i s ohledem na časovou náročnost a vhodnost jednotlivých metod pro různé případy. V souvislosti s analýzou stability je provedeno podrobné vyšetření vlivu příčné tuhosti vedení dvojkolí na stabilitu, a to pro různé podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej. Popsány jsou **různé typy chování vozidla na mezi stability**.

Předmětem 4. kapitoly je **návrh charakteristik sekundárního vypružení** pro zamýšlenou nákladní lokomotivu ŠKODA [REDACTED]. Tato kapitola se proto zabývá především otázkou vlivu pryžokovové naklápěcí podložky na příčnou tuhost flexi-coil pružiny sekundárního vypružení. V souvislosti s předpokládaným vlivem změny příčné tuhosti pružin sekundárního vypružení na odpor proti natáčení podvozku je pozornost věnována i otázce charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků (s ohledem na potřebu zajištění stabilního chodu vozidla ve vyšších rychlostech) a také charakteristikám případných prvků pro natáčení podvozků (s ohledem na minimalizaci příčných silových účinků vozidla na kolej). V kap. 4.1 je nejprve provedena analýza používaných vztahů pro výpočet příčné tuhosti (oboustranně vetknuté) flexi-coil pružiny. Na základě Grossova výpočtu příčné tuhosti pružiny je s využitím úpravy tohoto postupu **odvozen nový vztah pro výpočet příčné tuhosti pružiny s naklápěcí podložkou o konstantní úhlové tuhosti** (viz vztah (4.46)).

Na základě rozboru výsledků analytických vztahů pro výpočet příčné tuhosti pružiny s podložkou je konstatováno, že použití pryžokovových naklápěcích podložek může představovat velmi účinný nástroj ke snížení příčné tuhosti sekundárních pružin, a tedy i odporu proti natáčení podvozku a potažmo také příčných silových účinků vozidla na kolej. Dále je proto pozornost zaměřena na **experimentální ověření příčné tuhosti** jak pružiny samotné (kap. 4.1.3), tak pružiny s podložkou (kap. 4.1.4). Z provedených měření vyplývá několik zajímavých závěrů:

- Příčná tuhost samotné flexi-coil pružiny, stanovená linearizací naměřené charakteristiky jako konstanta, s rostoucím svislým (osovým) zatížením roste. Tento výsledek měření je však v rozporu s výsledky, které poskytuje většina používaných (empirických) vztahů. V souvislosti s tímto trendem byla proto provedena **analýza vlivu různých metod měření příčné tuhosti (řízení zkoušky polohou vs. silou) na zjištěnou příčnou tuhost**. Rozdíl mezi těmito metodami je v práci popsán a rozdílnost výsledků je demonstrována na výsledcích měření dvou pružin shodných parametrů.
- S ohledem na pozorovaný trend (růst příčné tuhosti samotné pružiny s rostoucím svislým zatížením) byla provedena **modifikace Grossova výpočtu příčné tuhosti pružiny** založená na zavedení *efektivní výšky pružiny*. Princip, ze kterého úprava vychází, je v práci popsán a výsledky modifikovaného Grossova výpočtu jsou pro dvě pružiny odlišných parametrů porovnány s experimentálně zjištěnými hodnotami.
- Ukazuje se, že **pružina (bez podložky i s podložkou) vykazuje už při zatížení pouze svislou silou v určitém směru příčnou sílu určité velikosti**. Ve směru kolmém, v práci označeném jako *nulová rovina*, tato síla nepůsobí. Tento jev je v práci vysvětlen, podrobně analyzován a na základě výsledků této analýzy jsou stanovena určitá **doporučení pro zástavbu pružin (s podložkami) do pojezdu vozidla**.
- Z výsledků měření je patrný **zcela dominantní vliv úhlu natočení podložky na příčnou tuhost sestavy pružina–podložka**. Zatímco při příčném zatěžování celé sestavy ve směru kolmém na směr naklápění podložky příčná tuhost s rostoucím svislým zatížením roste (tzn., že vykazuje stejný trend jako samotná pružina), při příčném zatěžování sestavy ve směru naklápění podložky příčná tuhost s rostoucím svislým zatížením klesá.

Pro potřeby **zohlednění vlivu nelineární charakteristiky úhlové tuhosti naklápěcí podložky na příčnou tuhost sestavy pružina–podložka** byla také v práci (v kap. 4.1.5) navržena numerická metoda výpočtu této tuhosti a tato metoda byla aplikována v programu pro výpočet příčné tuhosti. Analýza výsledků výpočtu příčné tuhosti pro aproximovanou charakteristiku podložky, udávanou výrobcem, ukazuje, že výsledná tuhost nezávisí pouze na svislém zatížení, ale také na zatížení příčném. Tento trend v chování příčné tuhosti pružiny s podložkou potvrzuje i rozbor výsledků měření, byť shoda výsledků měření a numerického výpočtu zde není zcela dokonalá.

Kap. 4.2 se okrajově zabývá otázkou volby charakteristiky tlumičů vrtivých pohybů podvozků pro uvažovanou nákladní lokomotivu. Na konkrétním případě je zde demonstrován především možný **vliv délky zdvihu tlumiče při tlumičové zkoušce na podobu rychlostní charakteristiky tlumiče**. Samotné ověření vhodnosti tlumičů pro konkrétní vozidlo je však provedeno až v kap. 7.

Kap. 4.3 se věnuje otázce **charakteristik prvků pro natáčení podvozků**, kterými by bylo možné sekundární vypružení zamýšlené nákladní lokomotivy doplnit za účelem minimalizace příčných silových účinků vozidla na kolej v obloucích malých poloměrů. Nejprve **je analyzována vhodnost použití (hydraulické) mezipodvozkové vazby**. S ohledem na obecný princip funkce této vazby je zde provedeno vyšetření vlastností odporu proti natáčení podvozku lokomotivy se sekundárním vypružením doplněným naklápěcími pryžokovovými podložkami v závislosti na příčné deformaci vypružení, resp. na nedostatku převýšení při jízdě obloukem. Na základě provedené analýzy bylo zjištěno, že pro optimální fungování mezipodvozkové vazby by u vozidla se zkoumaným typem sekundárního vypružení musel být účinek této vazby odvozen také od nedostatku převýšení při jízdě obloukem. To souvisí s obecně platným zjištěním, že **odpor proti natáčení podvozku vozidla s bezkolébkovým sekundárním vypružením tvořeným pružinami, jejichž příčná tuhost silně závisí na směru jejich zatěžování (v souřadném systému vozidla podélně vs. příčně), je silně ovlivněn příčnou deformací vypružení, a tedy i nedostatkem převýšení při jízdě obloukem**. Uvedené zjištění má velmi zásadní význam, neboť má dopad jak na modelování takového typu sekundárního vypružení (tzn., že není možné použít model, ve kterém je úhlová vazba skříně a podvozku charakterizována konstantou odporu proti natáčení podvozku), tak ale například i na zkoušení vozidla v rámci schvalovacího procesu podle normy EN 14363 [4]. Podle této normy se totiž v některých případech zjišťuje právě moment odporu proti natáčení podvozku, resp. se z něj počítá tzv. *X* faktor, sloužící mj. k hodnocení kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení. Metodika zjišťování momentu odporu proti natáčení podvozku však podle [4] využívá jen prosté natáčení podvozku vůči skříně. V souladu se zjištěními uvedenými v této práci je ovšem potřeba mít na paměti, že takto stanovená hodnota momentu odporu proti natáčení podvozku (a tedy i faktoru *X*) odpovídá při jízdě vozidla obloukem nulovému nedostatku převýšení a může být diametrálně odlišná od hodnot platných pro vysoký nedostatek (ale i přebytek) převýšení, resp. stanovených při natáčení podvozku vůči skříně za současné příčné deformace sekundárního vypružení vozidla. **Moment odporu proti natočení podvozku zjišťovaný dle normy [4] proto nemusí v případě příslušných vozidel vždy odpovídat realitě a tento fakt může mít ve svém důsledku vliv i na hodnocení bezpečnosti těchto vozidel proti vykolejení.**

Druhou možností aplikace prvků pro natáčení podvozků, která je uvedena v kap. 4.3.2, je **využití systému aktivních prvků**. Protože by na lokomotivě vybavené vypružením tvořeným pružinami s naklápěcími podložkami vyžadovala i (hydraulická) mezipodvozková vazba pro svou optimální funkci řízení v závislosti na nedostatku převýšení, je možné i takovou vazbu považovat za systém aktivní. Z tohoto důvodu již nebyla v práci myšlenka použití „klasické“ mezipodvozkové vazby rozvíjena a pozornost je věnována právě možnosti využití aktivních prvků. Uvažované prvky by kromě funkce natáčení podvozků v obloucích plnily i funkci tlumičů vrtivých pohybů podvozků při jízdě v přímé koleji a na lokomotivu by byly nainstalovány na místo stávajících tlumičů vrtivých pohybů podvozků. Jednou z funkcí, kterou by mohl systém aktivních prvků plnit, je funkce *aktivní mezipodvozkové vazby*. Cílem této funkce je – stejně jako v případě „klasické“ mezipodvozkové vazby – vyrovnání kvazistatických vodicích sil působících na nabíhajících kolech obou podvozků vozidla při průjezdu obloukem. Jak vyplývá i ze závěrů citlivostní analýzy, tak pro splnění tohoto

požadavku je nutné účinkem aktivních prvků kompenzovat na jednotlivých podvozcích moment odporu proti natáčení těchto podvozků. V rámci řešení této práce byl proto v kap. 4.3.2 vytvořen **matematický popis závislosti momentu odporu proti natáčení podvozku zamýšlené nákladní lokomotivy na poloměru oblouku, resp. úhlu natočení podvozku vůči skříni, a na nedostatku převýšení při jízdě tímto obloukem**. K tomuto účelu byly využity rozsáhlé simulační výpočty jízdy lokomotivy, provedené s využitím modelu popsaného v kap. 5. Přestože je zde uvedený postup aplikován na modelu konkrétní lokomotivy, v principu by bylo možné použít jej k vytvoření matematického popisu momentu odporu proti natáčení podvozku i u jiných kolejových vozidel.

Kap. 5 pak pojednává o samotném dynamickém modelu zamýšlené nákladní lokomotivy ŠKODA . V rámci této práce byla vytvořena **nová verze programového systému SJKV-LokCargo_**, která vychází ze starší verze SJKV-L3A, avšak obsahuje několik zásadních vylepšení. Tím prvním je podrobnost modelu vozidla, který má nově 58 stupňů volnosti a umožňuje modelovat každou vazbu (pružinu, tlumič apod.) zvlášť. Dále bylo nezbytně nutné vytvořit **nový model sekundárního vypružení**, který lépe postihuje reálné vlastnosti pružin doplněných pryžokovovými podložkami. K tomuto účelu byl systém SJKV doplněn programovou jednotkou VTSV, v níž je **implementován popis charakteristiky příčné tuhosti sestavy pružiny s podložkou**, který byl získán aproximací dat z laboratorních zkoušek těchto prvků. A poslední významnou úpravou pak bylo **vytvoření, resp. rozšíření modelu systému aktivních prvků pro natáčení podvozků**. Systém aktivních prvků nyní může simulovat funkci ve 3 různých módech. Kromě již dříve funkčního působení silou konstantní velikosti je to nová *funkce aktivní mezipodvozkové vazby a řízená funkce aktivních prvků*. Pro poslední dva zmíněné módy byly také v rámci řešení této práce s využitím simulačních výpočtů jízdy lokomotivy a výsledků měření charakteristik prvků vypružení, resp. matematického popisu těchto charakteristik, **definovány potřebné charakteristiky systému aktivních prvků**. Uvedenými úpravami, stejně jako vytvořením modulů „ASta“ pro analýzu stability a „ZkruVo“ pro zkušební zkručování vozidla, byl programový systém SJKV, vyvíjený na Dopravní fakultě Jana Pernera, rozšířen o nové možnosti.

Protože je převážná část této práce založena na aplikaci simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla a protože je otázka věrohodnosti výsledků simulačních výpočtů pro jejich praktické použití zcela zásadní, je otázkám **verifikace a validace simulačních výpočtů** věnována samostatná kap. 6. V rámci této práce tak byla provedena **detailní analýza současných legislativních požadavků na validaci výpočtových modelů**, u kterých je do budoucna předpoklad, že nahradí alespoň část jízdních zkoušek nových vozidel, a to v rámci zavádění procesu tzv. *virtuální certifikace*. Metodám validace modelu, jež je základním předpokladem použití simulačních výpočtů ve schvalovacím procesu vozidla, je proto věnována značná pozornost. V práci tak jsou shrnuty **obecné postupy ověřování výpočtových modelů kolejových vozidel**, které jsou zde rozčleněny do několika etap. Aplikace všech prezentovaných etap verifikace je pak v kap. 6.3 ukázána na modelu lokomotivy ŠKODA 109E, vytvořeném (nejen) v programovém systému SJKV-L3A. Mimo jiné jsou zde ukázány některé výsledky rozsáhlých porovnávacích výpočtů vodicích vlastností vyšetřované lokomotivy, které byly realizovány čtyřmi simulačními nástroji na třech různých pracovištích v ČR. Nejnovější

trendy v oblasti validace výpočtových modelů vozidel jsou prezentovány na návrhu metodiky vytvořené v rámci evropského projektu DynoTRAIN. V kap. 0 je pak na konkrétních příkladech provedeno **shrnutí problematických aspektů validace výpočtových modelů**, jejichž přehled vychází zejména z autorových zkušeností s realizací simulačních výpočtů jízdy kolejových vozidel. Pozornost je věnována především vlivu do určité míry náhodných veličin (součinitel tření, podmínky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej, nerovnosti koleje atd.) a způsobům modelování některých jevů (zejména kontaktu kola a kolejnice) na výsledky simulačních výpočtů. Je zde ukázáno, že některé z těchto vstupů umožňují pomocí vhodné volby docílit požadované ovlivnění výsledků, a to v poměrně širokém pásmu. Tyto výsledky mohou být v praxi využity (anebo také „zneužity“) pro ladění modelů při procesu jejich validace.

Kap. 7 je již věnována samotným **simulačním výpočtům jízdy zamýšlené nákladní lokomotivy ŠKODA** , jejíž model je podrobně popsán v kap. 5. Model této lokomotivy je mj. vybaven naprogramovanými charakteristikami nového sekundárního vypružení doplněného o naklápečí pryžokovové podložky a také systémem aktivních prvků. Ten může zajišťovat jednak *funkci aktivní mezipodvozkové vazby* (jejíž charakteristika byla navržena v kap. 5.3.1), tak i tzv. *řízenou funkci*, která byla navržena s cílem minimalizace příčných silových účinků lokomotivy na kolej při jízdě obloukem (návrh charakteristiky aktivních prvků pro tuto funkci je podrobně popsán v kap. 5.3.2). Po úvodním ověření základních dynamických charakteristik modelu lokomotivy je v kap. 7.2 provedena **analýza vodicích vlastností**, a to jak pro lokomotivu bez mezipodvozkové vazby, či systému aktivních prvků, tak pro lokomotivu s *aktivní mezipodvozkovou vazbou* a pro lokomotivu s *řízenými aktivními prvky*. Je zde provedeno jak **ověření funkčnosti navržených charakteristik systému aktivních prvků**, tak vyšetření kvazistatických vodicích sil, kterými různé verze modelu lokomotivy působí při průjezdu oblouky malých poloměrů na kolej. Vzájemné porovnání výsledků (včetně posouzení průjezdu lokomotivy S-obloukem) ukazuje jak přínosnost jednotlivých funkcí systému aktivních prvků, tak schopnost lokomotivy plnit limitní hodnoty kvazistatických vodicích sil vyžadované současnými standardy.

Kromě analýzy vodicích vlastností nákladní lokomotivy je v kap. 7.3 provedena také **analýza stability**, resp. vyšetření kritické rychlosti lokomotivy. Kritická rychlost je vyšetřena nejdříve pro lokomotivu bez tlumičů vrtivých pohybů podvozků, přičemž je sledován a popsán **vliv součinitele tření v kontaktu kolo–kolejnice a vliv charakteristik kontaktní geometrie na stabilitní vlastnosti vozidla**. Závěry této analýzy ukazují, že dosazení tlumičů vrtivých pohybů podvozků je pro zajištění stabilního chodu vozidla při plánované maximální rychlosti nezbytné. Dále je v práci provedena **citlivostní analýza vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků na stabilitu jízdy lokomotivy**, při níž je za různých podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej sledováno, jak významně tyto charakteristiky ovlivňují kritickou rychlost, resp. stabilitní chování vozidla. Sledování tohoto vlivu souvisí s jevem, který je blíže popsán v kap. 4.2, totiž že **charakteristika tlumiče může mít při malých amplitudách zdvihu odlišný tvar než v případě zdvihů velkých**. Přitom právě nestabilní chod vozidla je v místech tlumičů vrtivých pohybů podvozků obvykle charakterizován deformacemi o malých zdvizích a vyšších frekvencích, resp. rychlostech. Toto

zjištění tak může být využito jako **doporučení pro realizaci tlumičových zkoušek**, při nichž by měla být rychlostní charakteristika tlumiče vrtivých pohybů zkoumána především pro takové amplitudy zdvihu, které jsou typické pro nestabilní chod daného typu vozidla. Výsledky citlivostní analýzy vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků mohou být využity v souvislosti s požadavky TSI CR LOC&PAS [2] na sledování a dodržování hodnot ekvivalentní konicity, pro které je dané vozidlo navrženo jako stabilní. Zpětně tak lze pomocí této citlivostní analýzy **stanovit charakteristiku tlumiče, u níž je možné předpokládat při definované ekvivalentní konicitě stabilní chod vozidla**. Tato *mezní charakteristika tlumiče* pak může být využita jako podklad pro sledování tlumiče v provozu, resp. při údržbě.

V závěru kap. 7 je provedeno **porovnání dynamických účinků jízdy lokomotivy s vypruženým a s tlapovým pohonem na kolej**. Zamýšlená nákladní lokomotiva (jež je vybavena vypruženým pohonem) je zde porovnávána s modelem fiktivní lokomotivy obdobných parametrů, avšak s tlapovým pohonem. Cílem této kapitoly je **kvantifikace vlivu nevypružených hmot v pojezdu vozidla na dynamiku svislých kolových sil**. Pomocí simulačních výpočtů jízdy vozidla po koleji s různou kvalitou geometrické polohy jsou proto obě koncepce porovnávány. Výsledky ukazují, že dynamické působení vozidla na kolej silně závisí na kvalitě trati a na rychlosti jízdy a že **s rostoucí rychlostí jízdy se rozdíl v dynamických účincích jízdy lokomotivy s vypruženým a s tlapovým pohonem velmi strmě zvětšuje**. Vozidla s tlapovým pohonem se tak jeví jako nevhodná pro provoz vyššími rychlostmi a provedené porovnání dynamických účinků obou koncepcí může např. sloužit jako i podklad pro stanovování výše poplatků za dopravní cestu, které by bylo závislé na účincích kolejového vozidla na infrastrukturu.

Z hlediska **dalších směrů**, kterými by bylo vhodné se v oblasti optimalizace parametrů pojezdu lokomotiv ubírat, je možné uvést:

- v oblasti **experimentů**: detailnější ověřování charakteristik pružin s různými typy podložek a experimentální výzkum vlastností tlumičů vrtivých pohybů podvozků;
- v oblasti **simulačních výpočtů**: podrobnější modelování tlumičů vrtivých pohybů podvozků v simulačních modelech kolejových vozidel, například s aplikací globálních charakteristik tlumičů, příp. jiných nových poznatků vzešlých z experimentálního výzkumu tlumičů;
- v oblasti **validace simulačních modelů**: ověření nově vytvořeného modelu sekundárního vypružení nákladní lokomotivy, nejlépe spolu s aplikací a ověřením metodiky navržené v rámci projektu DynoTRAIN a snaha o (alespoň částečné) využívání výsledků simulačních výpočtů při schvalovacím procesu vozidel;
- v oblasti **požadavků norem**: úprava metodiky vyšetřování momentu odporu proti natáčení podvozku s ohledem na směrově silně závislou příčnou tuhost některých typů prvků sekundárního vypružení;
- v oblasti **konstrukce pojezdů kolejových vozidel**: snaha o zavádění systémů aktivních prvků a využívání možností, které tyto systémy nabízejí, případně doplněná snahou o zavedení systému poplatků za použití dopravní cesty, který by zohlednil účinky vozidla na infrastrukturu, resp. zvýhodnil vozidla s progresivně řešeným pojezdem.

Literatura

- [1] 2008/232/ES. Rozhodnutí Komise ze dne 21. února 2008 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „Kolejová vozidla“ transevropského vysokorychlostního železničního systému. („TSI HS RST“) Brusel: EK, 2008.
- [2] 2011/291/EU. Rozhodnutí komise ze dne 26. dubna 2011 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob transevropského konvenčního železničního systému. („TSI CR LOC&PAS“) Brusel: EK, 2011.
- [3] Nařízení Komise (EU) č. 321/2013 ze dne 13. března 2013 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „kolejová vozidla – nákladní vozy“ železničního systému v Evropské unii a o zrušení rozhodnutí Komise 2006/861/ES. („TSI CR WAG“) Brusel: EK, 2013.
- [4] ČSN EN 14363:2006. Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel – Zkoušení jízdních vlastností a stacionární zkoušky. Praha: ČNI, 2006.
- [5] ČSN EN 15686:2010. Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel se systémem kompenzace nedostatku převýšení a/nebo vozidel, u kterých se očekává provoz na koleji s větším nedostatkem převýšení, než udává EN 14363:2005, příloha G. Praha: ÚNMZ, 2010.
- [6] EN 15827:2011. Railway applications – Requirements for bogies and running gears. Brussels: CEN, 2011.
- [7] ORE Bericht B 55 / Rp 8. Entgleisungssicherheit von Güterwagen in Gleisverwindungen – Bedingungen für das Befahren von Gleisverwindungen. Utrecht: Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes (ORE), 1983.
- [8] prEN 14363:2013. Railway applications – Testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Running behaviour and stationary tests. Brussels: CEN, 2013.
- [9] UIC Code 518:2009. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue – Running behaviour. 4th edition, September 2009. Paris: International Union of Railways (UIC), 2009.
- [10] AUER, F.: Der Einfluss von elastischen Komponenten auf das Verschleißverhalten von Bogengleisen. In ZEVrail 134 (2010). Berlin: Georg Siemens Verlag GmbH & Co. KG, 2010. S. 169–173. ISSN 1618-8330.
- [11] BREUER, W.: Der Aktive Drehdämpfer (ADD) – Ein innovatives Dämpferkonzept im Betriebs-Einsatz. In Eisenbahntechnische Rundschau 4 (2007). Hamburg: DVV Media Group GmbH, 2007. S. 186–189. ISSN 0013-2845.

- [12] CAMPOLONGO, F. – CARIBONI, J. – SALTELLI, A.: An effective screening design for sensitivity analysis of large models. In *Environmental Modelling & Software* 22 (2007). Elsevier, 2006. S. 1509–1518. ISSN 1364-8152.
- [13] ČÁP, J.: Teoretický rozbor tečných a interaktivních sil ve styku kolo kolejnice. In *Scientific Papers of the University of Pardubice, Series B – The Jan Perner Transport Faculty* 5 (1999). Pardubice: University of Pardubice, 1999. S. 29–47. ISSN 1211-6610.
- [14] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. In *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1881). S. 156–171.
- [15] HLAVÁČ, Z.: *Volné kmitání soustav s jedním stupněm volnosti*. [on-line] Plzeň: Západočeská univerzita, Fakulta aplikovaných věd, Katedra mechaniky, 2010. URL: <http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/292-fst7.pdf> [cit. 2014-01-12]
- [16] 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 *XX. medzinár. konferencia Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2011, Zborník prednášok, Diel II.*, 21.–23. 9. 2011, Žilina, Slovensko. Žilina: VTS pri Žilinskej univerzite v Žiline, 2011. S. 131–137. ISBN 978-80-89276-31-8.
- [17] KUTÁLEK, J.: *Návrh sekundárního vypružení elektrické lokomotivy*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2013.
- [18] MENČÍK, J.: Efficient tools for reliability-based optimisation. In *Proceedings the 2nd ASRANet International Colloquium*, July 5–7, 2004, Barcelona, Spain.
- [19] MICHÁLEK, T.: Analysis of the influence of the friction coefficient on the guiding behaviour. In *Proceedings of the 13th Conference Applied Mechanics 2011*, April 18–20, 2011, Velké Bílovice, Czech Republic. Brno: IPM AS CR, v.v.i., 2011. S. 147–150. ISBN 978-80-87434-03-1.
- [20] MICHÁLEK, T.: *Čtyřnápravová lokomotiva rámové konstrukce*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2009.
- [21] MICHÁLEK, T.: Jízdní a vodící vlastnosti lokomotivy rámové koncepce. In *VIII. konference s mezinárodní účastí Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2010*, 22.–24. 9. 2010, Ústí nad Labem, Česká republika. Ústí nad Labem: Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, 2010. ISBN 978-80-7414-270-3.
- [22] MICHÁLEK, T.: *Optimalizace parametrů a koncepce pojezdu lokomotivy*. Odborná práce ke státní doktorské zkoušce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2012.
- [23] MICHÁLEK, T. – ZELENKA, J.: Citlivostní analýza vlivu parametrů pojezdu na dynamické vlastnosti elektrické lokomotivy. In *XXI. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2013, Sborník přednášek*, 18.–20. 9. 2013, Česká Třebová, Česká republika. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. S. 85–92. ISBN 978-80-7395-676-9.

- [24] MICHÁLEK, T. – ZELENKA, J.: Dynamic behaviour of locomotive with axle-mounted traction motors. In *Proceedings of the 18th International Conference Engineering Mechanics 2012*, May 14–17, 2012, Svratka, Czech Republic. Praha: ITAM AS CR, v. v. i., 2012. S. 879–887. ISBN 978-80-86246-40-6.
- [25] MICHÁLEK, T. – ZELENKA, J.: Influence of parameters of running gear of a locomotive on its running and guiding behaviour. In *28th Conference with int. participation Computational Mechanics 2012, Extended Abstracts*, November 12–14, 2012, Špičák, Czech Republic. Plzeň: University of West Bohemia, 2012. ISBN 978-80-261-0157-4.
- [26] MICHÁLEK, T. – ZELENKA, J.: Reduction of lateral forces between the railway vehicle and the track in small-radius curves by means of active elements. In *Applied and Computational Mechanics* Vol. 5 No. 2 (2011). Plzeň: University of West Bohemia, 2011. S. 187–196. ISSN 1802-680X.
- [27] MICHÁLEK, T. – ZELENKA, J.: Simulations of dynamic behaviour of locomotive 744.001 CZ LOKO. In *Proceedings of the 9th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*, September 9–12, 2013, Budapest, Hungary. Budapest: Department of Railway Vehicles, Aircraft and Ships at the BME, 2014. S. 109–118. ISBN 978-963-313-103-9.
- [28] MICHÁLEK, T. – ZELENKA, J. – KOHOUT, M.: Možnosti využití simulačních výpočtů při schvalování kolejových vozidel. In *Nové železniční trendy* Vol. 22 No. 2 (2014). Brno: KPM Consult, a.s., 2014. S. 25–34. ISSN 1210-3942.
- [29] MOHYLA, M.: Příčná tuhost šroubových pružin – Teorie a výsledky měření. In *Technické zprávy Výzkumného ústavu kolejových vozidel* 2 (1971). Praha: VÚKV, 1971.
- [30] POLÁCH, O.: A fast wheel-rail forces calculation computer code. In *Proceedings of the 16th IAVSD Symposium, Vehicle System Dynamics Supplement* 33 (1999). Taylor & Francis, 1999. S. 728–739. ISSN 0042-31114.
- [31] POLÁCH, O.: Application of nonlinear stability analysis in railway vehicle industry. In *Non-smooth Problems in Vehicle Systems Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 2010. S. 15–27.
- [32] POLÁCH, O.: Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry. In *Vehicle System Dynamics Supplement* 48 (2010). Taylor & Francis, 2010. S. 19–36. ISSN 0042-31114.
- [33] POLÁCH, O.: Proposed model validation process and experience with its application. [online] In *DynoTRAIN Final Meeting*, September 26–27, 2013, Frankfurt am Main, Germany. URL: http://www.triotrain.eu/docs/DYN_WP5_P_Part-6_V01.pdf [cit. 2014-01-30]
- [34] POLÁCH, O. – BÖTTCHER, A.: A new approach to define criteria for rail vehicle model validation. In *Vehicles System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* (2014). Taylor & Francis, 2014. DOI: 10.1080/00423114.2014.881515.
- [35] POLÁCH, O. – BÖTTCHER, A. – VANNUCCI, D. – SIMA, J. – SCHELLE, H. – CHOLLET, H. – GÖTZ, G. – PRADA, M. G. – NICKLISCH, D. – MAZZOLA, L. – BERG, M. – OSMAN, M.: Validation of

- multi-body models for simulations in authorisation of rail vehicles. In *Proceedings of the 9th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*, September 9–12, 2013, Budapest, Hungary. Budapest: Department of Railway Vehicles, Aircraft and Ships at the BME, 2014. S. 187–196. ISBN 978-963-313-103-9.
- [36] ŠPALEK, P. – ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T.: Ramona – revoluční lokomotiva rámové konstrukce. In *XIX. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2009, Sborník přednášek*, 21.–22. 9. 2009, Česká Třebová, Česká republika. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2009. S. 199–208. ISBN 978-80-7395-199-3.
- [37] TELFORD, J. K.: A Brief Introduction to Design of Experiments. [on-line] In *Johns Hopkins Apl Technical Digest* Vol. 27 No. 3 (2007). S. 224–232. URL: <http://www.jhuapl.edu/techdigest/TD/td2703/telford.pdf> [cit. 2013-10-10]
- [38] TUČEK, A.: *Příčná a úhlová tuhost šroubových zpruh*. Zpráva Škoda č. Lo 794 V. Plzeň: Škoda Plzeň, 1981.
- [39] VÁGNER, J. – HÁBA, A.: Možnosti stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin. [online] In *Vědeckotechnický sborník ČD 30* (2010). Praha: GŘ ČD, 2010. ISSN 1214-9047. URL: <http://www.cdmail.cz/vts/CLANKY/vts30/3008.pdf> [cit. 2013-05-25]
- [40] VOLTR, P.: *Uživatelská dokumentace k programu Viz 3.2*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2012.
- [41] VOTRUBEC, R.: *Globální charakteristika tlumiče*. Disertační práce. Liberec: Technická univerzita Liberec, Fakulta mechatroniky a mezioborových studií, 2005.
- [42] ZELENKA, J.: Jízdní a vodící vlastnosti dvounápravových diesel-elektrických lokomotiv CZ LOKO. In *Nová železniční technika 6* (2009). Brno: KPM Consult, 2009. S. 15–23. ISSN 1210-3942.
- [43] ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T.: *Porovnávací simulační výpočty průjezdu lokomotivy 380.006 obloukem – výsledky DFJP*. Zpráva č.: CKDV/WP5-2013-TM-01. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Dislokované pracoviště Česká Třebová, 2013.
- [44] ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T.: *Teorie vozidel*. Studijní opora, 1. vydání, 78 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [45] ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T. – KOHOUT, M.: Comparative simulations of guiding behaviour of an electric locomotive. In *20th Internat. Conference Engineering Mechanics 2014, Book of full texts*, May 12–15, 2014, Svratka, Czech Republic. Brno: Brno University of Technology, Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics, 2014. S. 740–743. ISBN 978-80-214-4871-1. ISSN 1805-8248.
- [46] ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T. – KOHOUT, M. – VÁGNER, J.: *Validační simulační výpočty kolejových vozidel*. Zpráva č.: ASI-01-13. Česká Třebová: Asociace strojních inženýrů – klub Česká Třebová, Česká Třebová, 2013.

- [47] ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T. – KRULICH, P. – HORA, M.: *Porovnávací simulační výpočty průjezdu lokomotivy 380.006 obloukem*. Zpráva č.: CKDV/WP5-2013-TM-02. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Dislokované pracoviště Česká Třebová, 2013.
- [48] ZELENKA, J. – KOHOUT, M.: Citlivostní analýza vlivu charakteristik tlumičů vrtivých pohybů na stabilitu jízdy lokomotivy. In *XX. medzinár. konferencia Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2011, Zborník prednášok, Diel III.*, 21.–23. 9. 2011, Žilina, Slovensko. Žilina: VTS pri Žilinskej univerzite v Žiline, 2011. S. 247–258. ISBN 978-80-89276-32-5.
- [49] ZELENKA, J. – KOHOUT, M. – MICHÁLEK, T.: *Analýza jízdních a vodicích vlastností jedno-podlažní elektrické jednotky ŠKODA 7Ev*. Zpráva č.: DP-03-10. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Dislokované pracoviště Česká Třebová, 2010.
- [50] ZELENKA, J. – KOHOUT, M. – MICHÁLEK, T.: Application of sensitivity analysis in design of characteristics of damping joints in locomotive running gear. In *Engineering Mechanics* Vol. 20 No. 5 (2013). Praha: Association for Engineering Mechanics, 2013. S. 369–378. ISSN 1802-1484.
- [51] ZELENKA, J. – KOHOUT, M. – MICHÁLEK, T.: *Verifikační simulační výpočty dynamických vlastností lokomotivy 744.0*. Zpráva č.: DP-T-05-12. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Dislokované pracoviště Česká Třebová, 2012.
- [52] ZELENKA, J. – ŠPALEK, P.: Simulační výpočty vodicích vlastností lokomotivy řady 380, posuzování vlivu mezipodvozkové vazby. In *XIX. konference s mezinár. účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2009, Sborník přednášek*, 21.–22. 9. 2009, Česká Třebová, Česká republika. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2009. S. 195–198. ISBN 978-80-7395-199-3.
- [53] ZELENKA, J. – VÁGNER, J. – HÁBA, A.: Experimentální ověření možností stanovení příčné tuhosti flexi-coil pružin. [online] In *Vědeckotechnický sborník ČD 31* (2011). Praha: GŘ ČD, 2010. ISSN 1214-9047. URL: <http://vtsb.cd.cz/VTS/CLANKY/vts31/3114.pdf> [cit. 2014-04-07]
- [54] ZELENKA, J. – VÁGNER, J. – KOHOUT, M.: *Experimentální ověření tuhosti flexi-coil pružin (ŠKODA 109E)*. Zpráva č.: DP-01-12. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, 2012.
- [55] ZELENKA, J. – VÁGNER, J. – KOHOUT, M. – HÁBA, A.: *Experimentální ověření použitých pružících elementů v konstrukci lokomotivy řady 744*. Zpráva č.: DP-T-07-11. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, 2011.
- [56] ZELENKA, J. – VÁGNER, J. – KOHOUT, M. – MICHÁLEK, T.: *Experimentální ověření parametrů sekundárního vypružení elektrické lokomotivy*. Zpráva č.: CKDV/WP5-2013-JV-01. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, 2013.
- [57] ZIMA, R. – JANOŠ, P.: *Dvojkolí – 50 let tradice výroby dvojkolí v Bohumíně. Wheelsets – 50 years of wheelsets production in Bohumín*. Praha: M-presse plus, s.r.o., 2012.

Seznam příloh

- Příloha 1** Vstupní data pro simulační výpočty
- Výchozí hodnoty parametrů lokomotivy pro citlivostní analýzu
 - Parametry nákladní lokomotivy ŠKODA [REDACTED]
 - Parametry alternativního provedení lokomotivy s tlakovým pohonem
- Příloha 2** Charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej
- Příloha 3** Výkres testované sekundární pružiny lokomotivy [REDACTED]
- Příloha 4** Výkres testované pryžokovové podložky GMT

Příloha 1

Vstupní data pro simulační výpočty

Výchozí hodnoty parametrů lokomotivy pro citlivostní analýzu

Parametry nákladní lokomotivy ŠKODA 

Parametry alternativního provedení lokomotivy s tlakovým pohonem

Příloha 2

Charakteristiky kontaktní geometrie dvojkolí–kolej

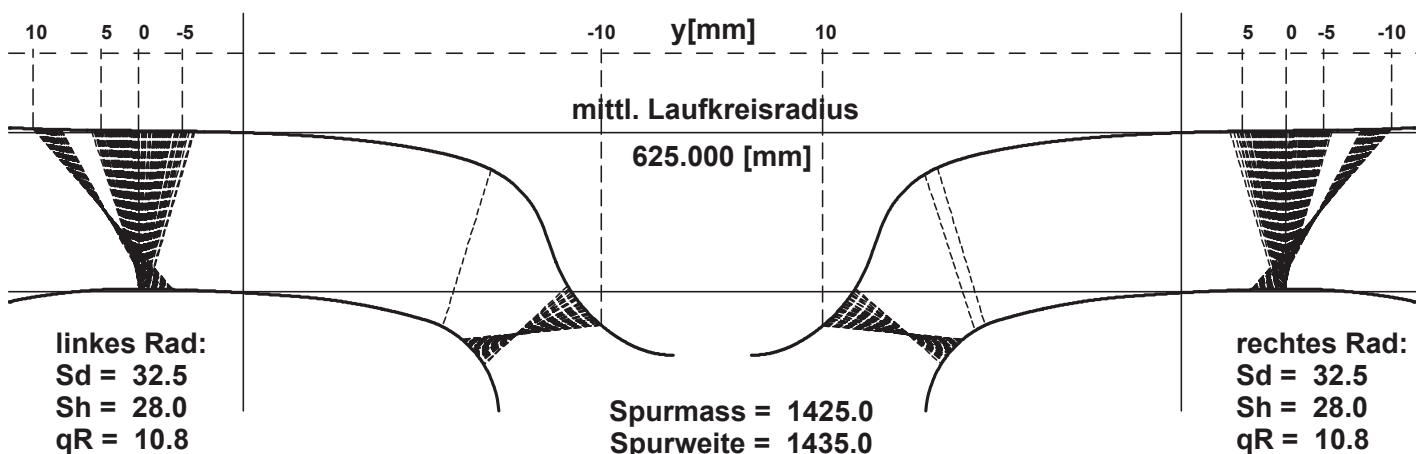
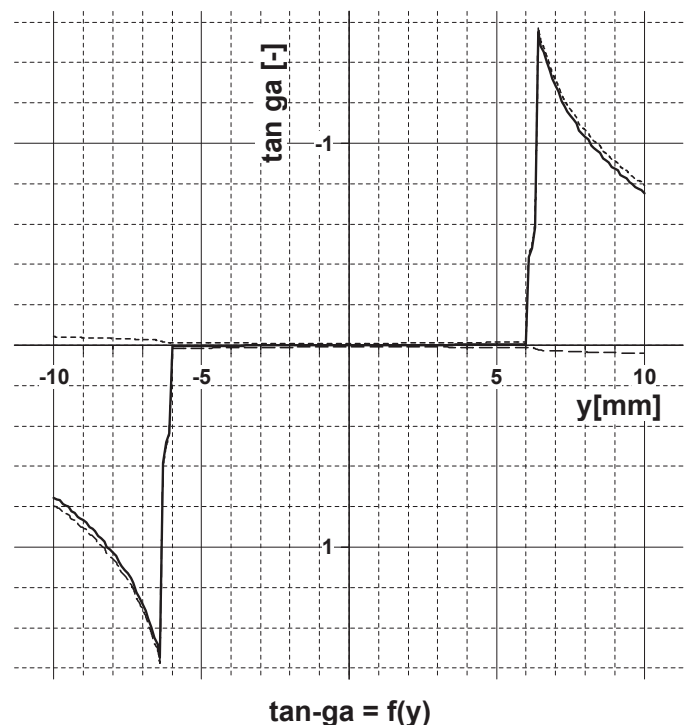
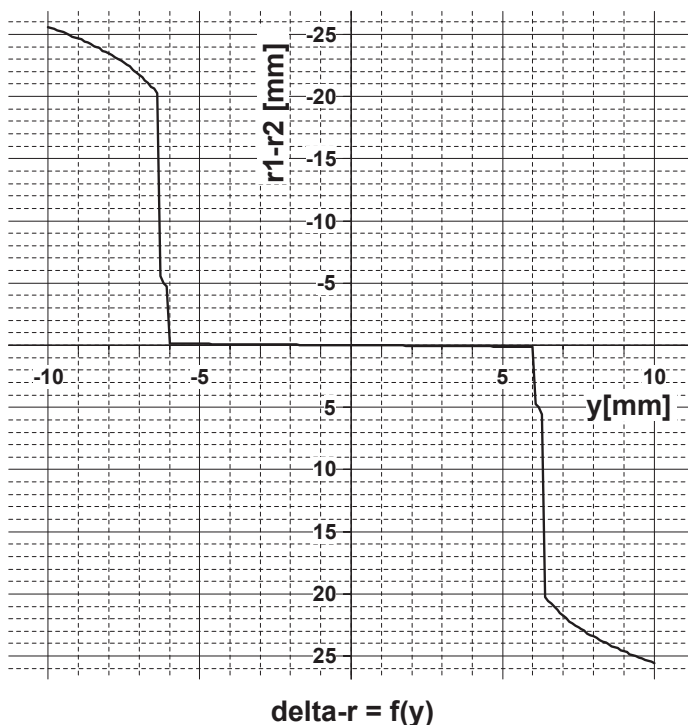
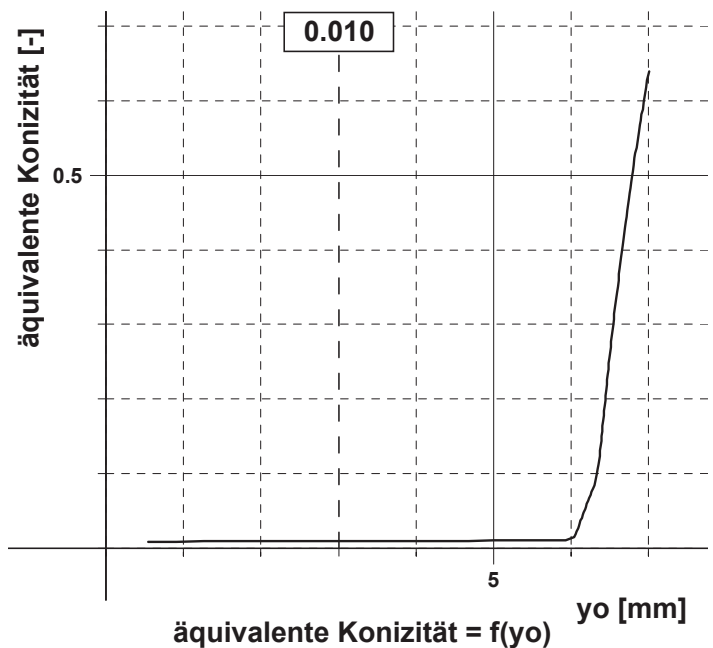
Berührungsgeometrie Radsatz-Gleis

Radprofil:
Versuchsnr. re. Rad
Versuchsnr. li. Rad
Raddurchm. re. Rad
Raddurchm. li. Rad

ORE S1002
teor.
teor.
1250.0
1250.0

Schienenprofil:
Versuchsnr. re. Schiene
Versuchsnr. li. Schiene
Einbauneigung
Spurweite

UIC60
teoretická (EN 13674-1)
teoretická (EN 13674-1)
1:20
1435.0



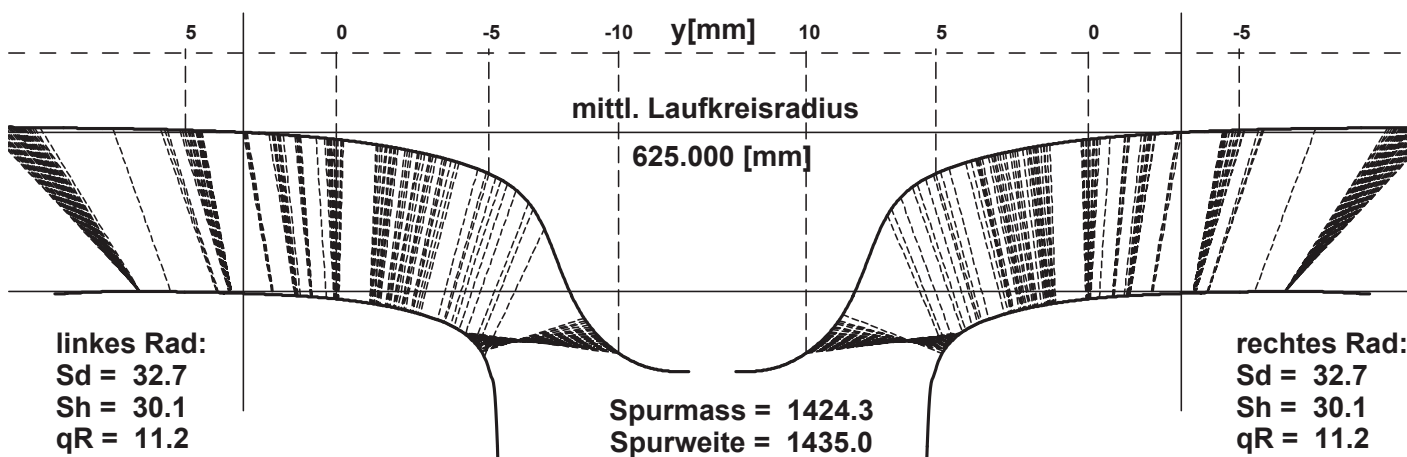
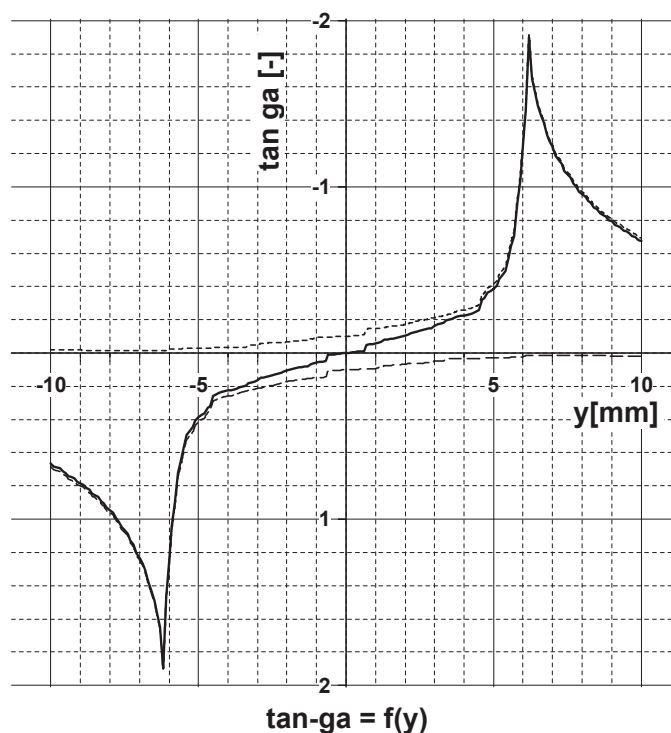
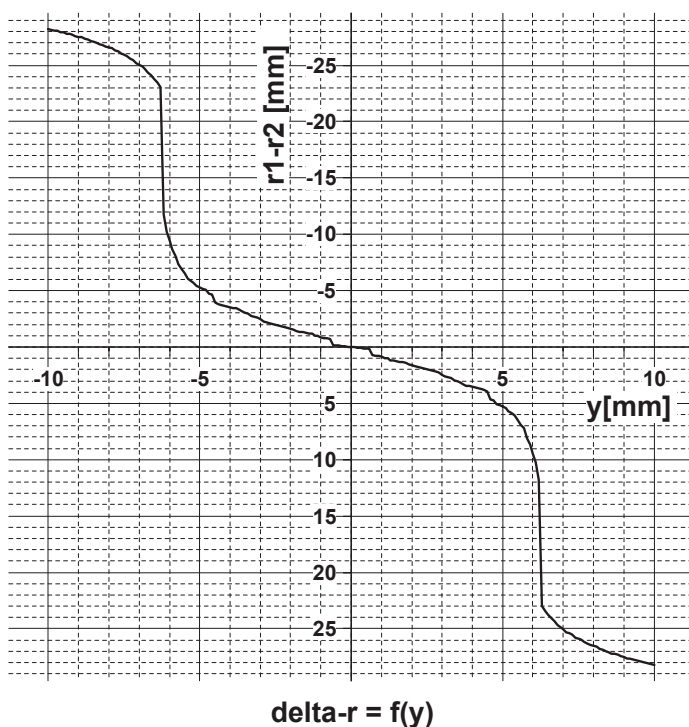
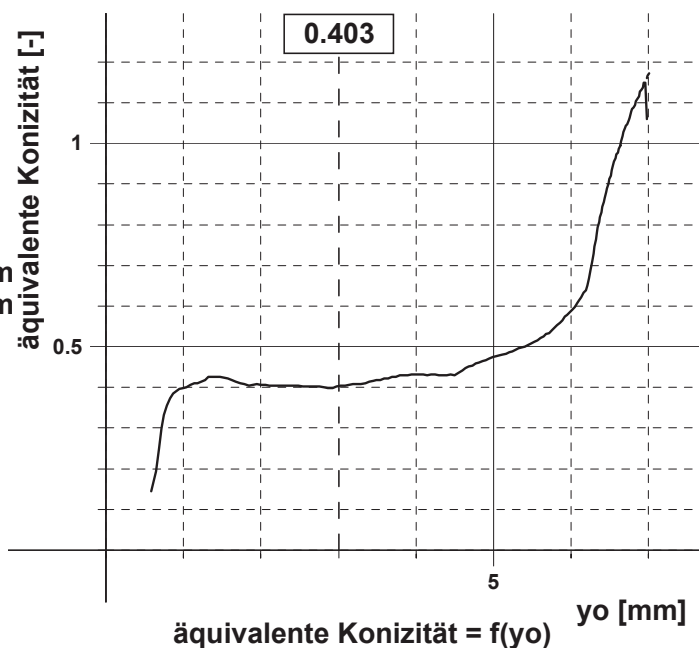
Berührungsgeometrie Radsatz-Gleis

Radprofil:
Versuchsnr. re. Rad
Versuchsnr. li. Rad
Raddurchm. re. Rad
Raddurchm. li. Rad

PRUMER c.1 (244)
Prumer1 (11)
Prumer1 (11)
1250.0
1250.0

Schienenprofil:
Versuchsnr. re. Schiene
Versuchsnr. li. Schiene
Einbauneigung
Spurweite

UIC60
PRUMER pred brousenim
PRUMER pred brousenim
1:40
1435.0

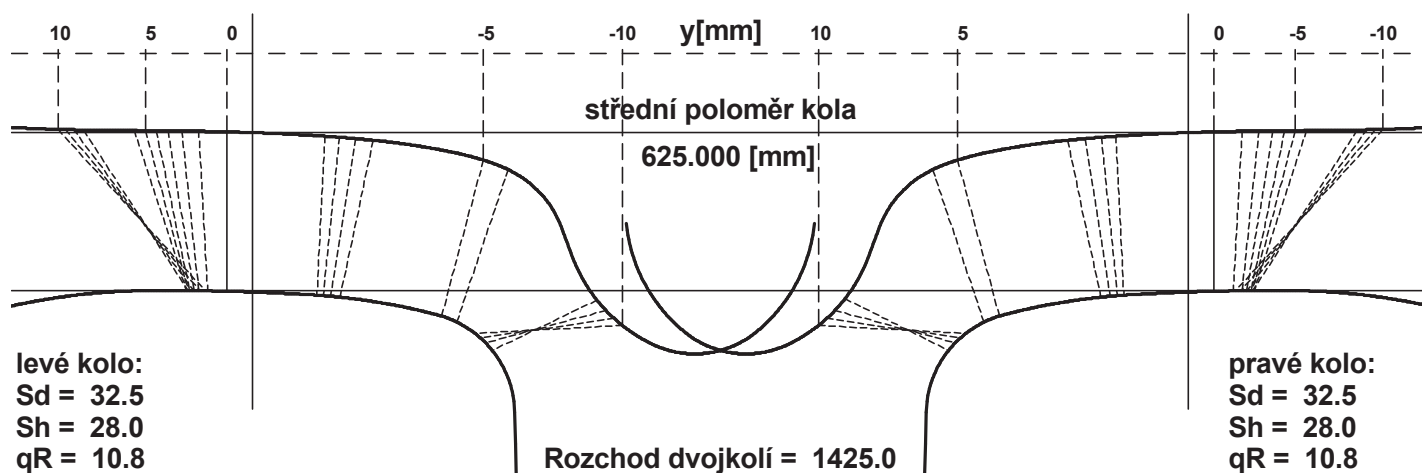
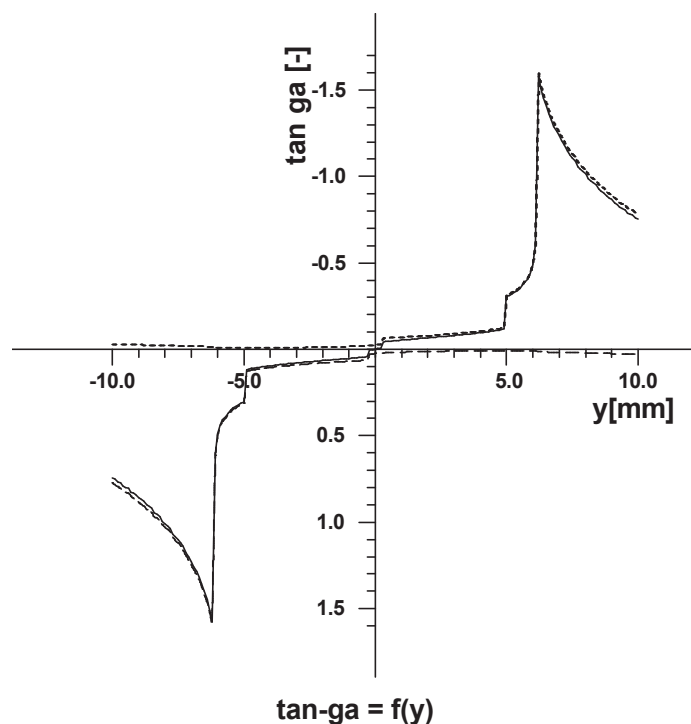
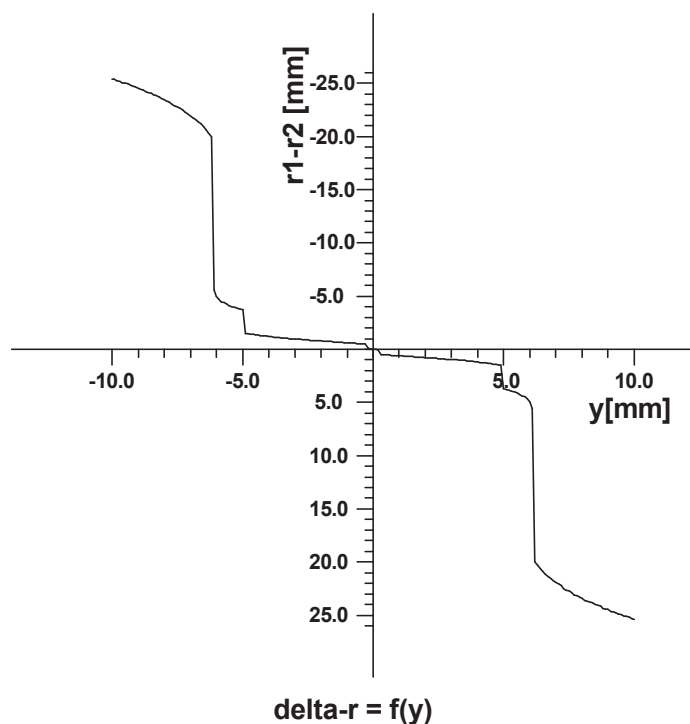
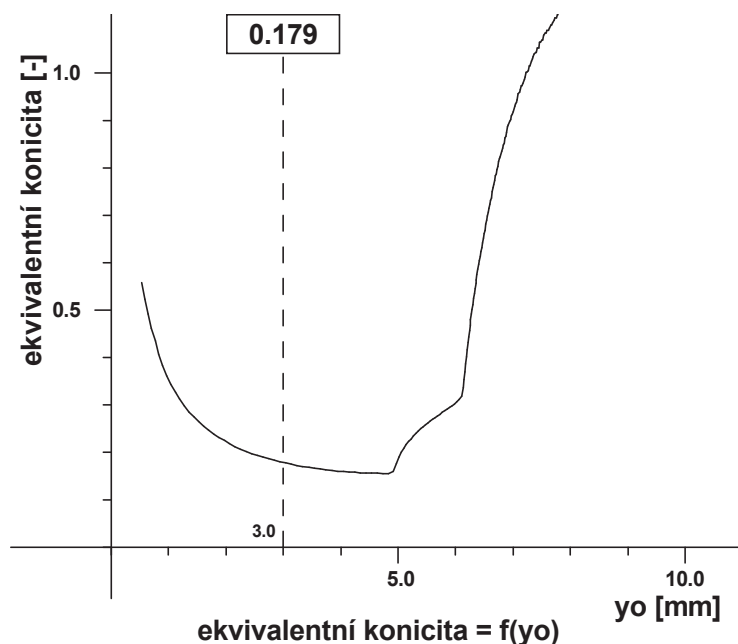


Výpočet kontaktní geometrie dvojkolí-kolej

31. 5. 2013
15:58:23

Jízdní obrys:
pravé kolo S1002 (EN 13715:2006)
levé kolo S1002/h28/e32.5/6.67
průměr pravého kola 1250.00 mm
průměr levého kola 1250.00 mm
rozkolí dvojkolí 1360.0 mm

Kolejnice:
pravá kolejnice 60E1(EN 13674-1:2008)
levá kolejnice teoretický
úklon kolejnic teoretický
rozchod koleje 1:40
1435 mm



Příloha 3

Výkres testované sekundární pružiny lokomotivy



Příloha 4

Výkres testované pryžokovové podložky GMT

