

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**VYPRUŽENÍ ŽELEZNIČNÍHO NÁKLADNÍHO VOZU
S NÍZKOU VLASTNÍ HMOTNOSTÍ**

SUSPENSION OF LIGHT WEIGHT RAILWAY FREIGHT WAGON

Autor: Bc. Jan Buchta

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Buchta** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **408923**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Vypružení železničního nákladního vozu s nízkou vlastní hmotností

Název diplomové práce anglicky:

Suspension of light weight railway freight wagon

Pokyny pro vypracování:

Téma práce: Studie mezi použitelnosti nákladního podvozku typu Y25 ve 'standardním provedení' pro vozy o velmi nízké vlastní hmotnosti (16 t). Návrh alternativního provedení vypružení pro tyto případy.

Vypracujte:

1. Rešerši - přehled provedení nákladních vozů o nízké vlastní hmotnosti s podvozky Y25.
2. Univerzální výpočtový postup pro výpočet změn kolových sil na zborcené koleji vozů vybavených podvozky Y25.
3. Model podvozků a vozu pro výpočtové simulace v prostředí programu SIMPACK a s jeho pomocí posuďte bezpečnost proti vykolejení a vybrané jízdně-technické vlastnosti vozu. Model pro zkrucovací zkoušky validujte pomocí výpočtového postupu dle bodu 2 zadání.
4. Typový výkres určeného typu vozu.
5. Návrhový výkres a základní výpočet alternativního pružícího prvku.

Seznam doporučené literatury:

Manuály a firemní literatura k programu SIMPACK. Firemní literatura výrobců nákladních vozů. ČSN EN 14363:2016. Zpráva ERRI B55 RP8

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Tomáš Heptner, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:


Datum zadání diplomové práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____



Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

19.4.2017

Datum převzetí zadání

Jan Buchta

Podpis studenta

Prohlášení o autorství

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem *Vypružení železničního nákladního vozu s nízkou vlastní hmotností* vypracoval samostatně, s použitím literatury a pramenů uvedených v závěru této práce.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu §60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 30. 6. 2017

Jan Buchta

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Tomáši Heptnerovi za odborné vedení, cenné rady a připomínky při tvorbě této práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za cenné rady ohledně využití programu SIMPACK.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině za podporu po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Jan Buchta	
Název DP:	Vypružení podvozku pro nákladní kolejový vůz	
Anglický název:	Suspension of light weight railway freight wagon	
Rok tvorby:	2017	
Studijní program:	N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ	
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika	
Ústav:	12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel	
Vedoucí BP:	Ing. Tomáš Heptner	
Bibliografické údaje:	počet stran bez příloh	73
	počet obrázků	25
	počet grafů	22
	počet tabulek	40
	počet příloh	6
Klíčová slova:	nákladní vůz lehké stavby, vypružení, podvozek Y 25, InnoWaggon, bezpečnosti proti vykolejení, SIMPACK	
Keywords:	freight wagon, suspension, bogie Y 25, InnoWaggon, safety against derailment	

Anotace:

Práce se zabývá nákladními vozy s nízkou vlastní hmotností vybavenými podvozky Y25. Zkoumá jejich vlastnosti a chování, zejména bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji. Pro určení těchto vlastností byl vytvořen analytický výpočtový postup k určení změn kolových sil, který lze použít pro všechny vozy, vybavené standardními podvozky Y25. Výpočtový postup byl validován za pomoci programu Simpack. Dále byl vytvořen ideový návrh alternativního pružícího prvku a jeho základní výpočet.

Abstract:

Thesis is concerned in lightweight railway freight wagon with Y25 bogies. It researches their properties especially the safety against derailment on the twisted track. To determine these properties, an analytical calculation procedure was made to determine the wheel force changes that can be applied to all vehicles fitted with standard Y25 bogies. The calculation procedure has been validated with Simpack simulation. Furthermore, the ideological design and the basic calculation of the alternative spring element were created.

Obsah

0	Úvodní slovo – motivace	1
1	Rešerše – přehled nákladních vozů o nízké vlastní hmotnosti s podvozky Y25	2
1.1	Podvozek Y25.....	2
1.1.1	Standardní podvozek Y25	2
1.1.2	Analýza vlastností vypružení standardního podvozku Y25	3
1.2	Modernizovaný podvozek Y 25 – PODVOZEK GB25RS	5
1.3	Čtyřnápravové podvozkové nákladní vozy s podvozky Y25 s hmotností v prázdném stavu do 20 tun.....	7
1.4	Koncepce vozů InnoWaggon typového označení 4854.....	9
2	Univerzální výpočtový postup pro výpočet změn kolových sil na zborcené koleji vozů vybavených podvozky Y25.....	12
2.1	Vstupní parametry.....	12
2.2	Princip výpočtu	13
2.2.1	Určení polohy pracovního bodu P_i na lineární lomené charakteristice	13
2.2.2	Určení hodnot zkušebních zborcení dle EN 14363.....	15
2.2.3	Určení torzních tuhostí vstupujících do výpočtu.....	16
2.2.4	Postup výpočtu změny kolových sil na zborcené koleji.....	19
2.3	Aplikace výpočtu na vůz Sgnss 60', 16,5t	25
2.3.1	Výsledky změn kolových sil metodou 2.....	25
2.3.2	Výsledky změn kolových sil metodou 3.....	26
2.3.3	Výpočet vodící síly Y	27
2.3.4	Určení bezpečnosti proti vykolejení.....	29
3	Výpočtový model – SIMPACK	34
3.1	Souhrn parametrů výpočtového modelu	34
3.2	Výpočtový model pro simulaci stacionárních zkoušek.....	36
3.2.1	Popis statického výpočtového modelu.....	36
3.2.2	Výsledky.....	41
3.3	Dynamický model	43
3.3.1	Popis struktury modelu	43
3.3.2	Výsledky.....	46
3.4	Určení bezpečnosti proti vykolejení metodou 2	48
3.5	Výsledky simulací jízdně technických zkoušek	49
3.5.1	Oblouk R250	49
3.5.2	Oblouk R600	52

3.6	Zhodnocení výsledků.....	55
4	Typový výkres určeného vozu	56
5	Základní výpočet alternativního pružícího prvku	57
5.1	Předpoklady návrhu	57
5.1.1	Pevnostní kontrola původní varianty Y25	57
5.1.2	Předpoklady návrhu nové progresivní pružiny.....	61
5.2	Progresivní pružina s proměnným průřezem drátu a proměnným stoupáním	64
5.2.1	Parametry progresivní pružiny	65
5.2.2	Přechodová část mezi rozhraním měkké a tvrdé části.....	70
5.3	Zhodnocení návrhu progresivní pružiny.....	72
6	Závěr	73

Seznam veličin a symbolů:

Symbol	Název / definice veličiny	Jednotka
2a*	vzdálenost otočných čepů	mm
2a ⁺	rozvor podvozku	mm
2Q	střední nápravová síla	N
2w _a	vzdálenost styčných kružnic	mm
2w _f	vzdálenost mezi pružinami	mm
2w _G	vzdálenost kluznic	mm
a _Q	nevyrovnané příčné zrychlení pro jízdu „krokem“	m.s ⁻²
b	šířka obdélníkového průřezu pružinového drátu	mm
b ^e _i	výška i-tého elementu pružinového drátu	mm
c _t *	Torzní konstanta vozu	kN.mm ² .rad ⁻¹
D	střední průměr pružiny	mm
d	průměr drátu pružiny	mm
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
f	součinitel tření	-
F ₀	statická síla v jedné sadě pružin (na jedné straně lož. Skříně)	N
F _{0(20t)}	síla v jedné sadě pružin při statickém zatížení vozem o hmotnosti 20tun	N
F ₁	síla v pružině od hmotnosti prázdného vozu - vůz 20t	N
F ₈	síla v pružině pracovní stlačení pružiny - vůz 90t	N
F ₉	síla v pružině při dosednutí závitů	N
f _{fiktivní}	fiktivní součinitel tření	-
F _L	síla v jedné sadě pružin na lomu charakteristiky - bod L	N
F _{P,KL}	přítlak kluznic	N
F _{Q1}	příčná síla v pružině prázdného vozu	N
F _{Q8}	příčná síla v pružině plného vozu	N
F _{ST}	nová statická síla (F ₀ +ΔF ₀) po ložení (v jedné pružině/sadě pružin)	N
F _{ST1}	statická síla v jedné sadě pružin pod lomem charakteristiky	N
F _{ST2}	statická síla v jedné sadě pružin nad lomem charakteristiky	N
F _{xpístek}	síla působící ve svislém směru na pístek třecího tlumiče	N
G	Modul pružnosti ve smyku	MPa
h	výška obdélníkového průřezu pružinového drátu	mm
h ^e _i	šířka i-tého elementu pružinového drátu	mm
I _{xx}	moment setrvačnosti okolo osy -x-	kg.m ²
I _{yy}	moment setrvačnosti okolo osy -y-	kg.m ²

I_{zz}	moment setrvačnosti okolo osy -z-	kg.m^2
J_2	vůle v dorazu předepjatých kluznic	mm
k	obecné značení svislé tuhosti pružiny	N/mm
k_{tVi}^*	torzní tuhost vozu v i-té fázi	N.mm.rad^{-1}
$k'_{f\Sigma}$	tuhost dvou sad (vnitřní pružina + vnější pružina) pružin jedné ložiskové skříně	N/mm
k'_{f1}	tuhost dvou vnějších pružin jedné ložiskové skříně	N/mm
k'_{f2}	tuhost dvou vnitřních pružin jedné ložiskové skříně	N/mm
k_A	tuhost krajů progresivní pružiny	N/mm
k_B	tuhost hlavní části progresivní pružiny	N/mm
k_i^e	tuhost i-tého elementu pružinového drátu	N/mm
k_{f1}	tuhost jedné vnější pružiny	N.mm
k_{f2}	tuhost jedné vnitřní pružiny	N.mm
$k_{f\Sigma}$	tuhost jedné sady paralelních pružin	N.mm
k'_G	tuhost dvou pružin kluznic na jedné straně příčnicku	N/mm
k_{G1}	tuhost pružiny kluznice	N.mm
k_t^*	torzní tuhost skříně vozu	N.mm.rad^{-1}
k_t^+	torzní (úhlová) tuhost rámu podvozku	N.mm.rad^{-1}
k_{tDVi}	torzní (úhlová) tuhost jednoho dvojolí, jehož vypružení je v i-té fázi (i-tém stavu)	N.mm.rad^{-1}
k_{tG}	torzní (úhlová) tuhost pružin kluznic jednoho otočného čepů	N.mm.rad^{-1}
k_{tPi}	torzní tuhost podvozku v i-té fázi	N.mm.rad^{-1}
k_x	podélná tuhost pružiny	N/mm
k_y	příčná tuhost pružiny	N/mm
k_z	svislá tuhost pružiny	N/mm
L_0	volná délka standardní vnější pružiny	mm
L_1	délka standardní vnější pružiny stlačené od hmotnosti prázdného vozu - vůz 20t	mm
L_2	volná délka standardní vnitřní pružiny	mm
L_8	délka pružiny zatížené pracovním zatížením - vůz 90t	mm
L_9	délka pružiny při dosednutí závitů (pevná délka)	mm
m	vůle mezi pružinami prázdného vozu	mm
$m_{(20t)}$	vůle v jedné sadě pružin při statickém zatížení vozem o hmotnosti 20tun	mm
m_0	hmotnost prázdného vozu	kg
M_{DV}	maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení	N.mm
m_{dv}	hmotnost dvojkolí	kg

M_{KL}	maximální moment, který přenesou kluznice jednoho otočného čepu, než dojde k vyčerpání vůle dorazu	N.mm
$m_{\text{nevypruž}}$	hmotnost nevypružených hmot	kg
M_o	moment odporu natočení podvozku	N.m
m_r	hmotnost rámu	kg
$m_{\text{skř}}$	hmotnost skříně	kg
M_{zborc}	moment vyvolaný zkušební zborcením při dané tuhosti soustavy	N.mm
n_{ξ}	počet činných závitů	mm
NP	nedostatek převýšení koleje	mm
n_z	počet závěrných závitů	mm
P_H	řídící síla určená Heumannovou metodou	N
P	převýšení koleje	mm
Q	střední kolová síla	N
$q^{*(2)}$	zkušební zborcení na vzdálenosti ot. čepů – METODA 2, EN 14 363	‰
$q^{*(3)}$	zkušební zborcení na vzdálenosti ot. čepů – METODA 3, EN 14 363	‰
q^*_{lim}	zkušební zborcení na vzdálenosti otočných čepů	‰
$q^{+(2)}$	zkušební zborcení na rozvoru podvozku -METODA 2, EN 14 363	‰
$q^{+(3)}$	zkušební zborcení na rozvoru podvozku -METODA 3, EN 14 363	‰
q^+_{lim}	zkušební zborcení na rozvoru podvozku	‰
R	poloměr oblouku	m
s_1	stlačení pružiny od hmotnosti prázdného vozu - vůz 20t	mm
s_8	stlačení pružiny pracovní stlačení pružiny - vůz 90t	mm
s_{Q1}	příčné stlačení pružiny prázdného vozu	mm
s_{Q8}	příčné stlačení pružiny plného vozu	mm
$T_{\text{xpístek}}$	třecí síly působící na dvou plochách ložiskové skříně	N
v	uvažovaná rychlost vozu	m/s, km/h
v_t	teoretická rychlost vozu	m/s, km/h
x	x-faktor	-
x_{mez}	mezí hodnota x-faktoru	-
x_R	koeficient vycházející z projížděného oblouku	-
$x_T=y_t=z_t$	souřadnice těžiště v hlavním souřadném systému programu SIMPACK	m
Y	Vodící síla určená Heumannovou metodou	N
Y_a	vodící síla na vnějším kolejnicovém pásu	N
Y_i	vodící síla na vnitřním kolejnicovém pásu	N

$\beta_{DV_rám}=\beta_{LOM}$	úhel natočení mezi dvojkolím a rámem, který odpovídá úhlu natočení dvojkolí, při kterém dojde k lomu charakteristiky	rad
β_G	konstrukční úhlová vůle v kluznicích	rad
β_{LD}	úhel o kolik se musí dvojkolí natočit, aby se pracovní bod posunul pod lom charakteristiky	rad
$\beta_{LD(po\Delta\beta^*)}$	úhel o kolik se musí dvojkolí natočit, aby se pracovní bod posunul pod lom charakteristiky, který je funkcí předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů	rad
β_{LN}	úhel o kolik se musí dvojkolí natočit, aby se pracovní bod posunul nad lom charakteristiky	rad
$\beta_{LN(po\Delta\beta^*)}$	úhel o kolik se musí dvojkolí natočit, aby se pracovní bod posunul nad lom charakteristiky, který je funkcí předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů	rad
ΔF_0	změna síly v jedné sadě pružin (na jedné straně lož. Skříně)	N
Δm	hmotnost nákladu	kg
ΔQ^*	změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů	N
ΔQ^+	změna kolové síly na rozvoru podvozku	N
$\Delta Q^+_{samostatně}$	změna kolové síly na rozvoru podvozku pokud by se podvozek zkrucoval samostatně (bez vazby na zkrucování podvozků na vzdálenosti otočných čepů)	N
ΔQ_{H_ORE}	změna kolové síly způsobená rámovou silou	N
ΔQ_{HYST}	změna kolové síly od hystereze třecího tlumiče	N
Δz_i	stlačení jedné sady primárního vypružení při zatížení od síly F_i	N
$\Delta\beta^*$	natočení podvozků vůči sobě při postavení vozu na zborcené koleji	rad
$\Delta\beta_{DV}$	natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů	rad
τ_g	napětí při dosednutí závitů pružiny	MPa
τ_{gDOV}	dovolené napětí při dosednutí závitů pružiny	MPa
τ_{di}	dolní torzní napětí v pružině při statickém zatížení od svislé/příčné síly	MPa
τ_{hi}	dolní torzní napětí v pružině při statickém zatížení od svislé/příčné síly	MPa
τ_{MAXiD}	dolní torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	MPa
τ_{MAXiH}	horní torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	MPa
τ_{MAXiM}	střední torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od svislé a příčné síly zároveň	MPa
τ_{mi}	střední torzní napětí v pružině při statickém zatížení od svislé/příčné síly	MPa
γ_i^e	tvarový součinitel i-tého elementu pružinového drátu	-

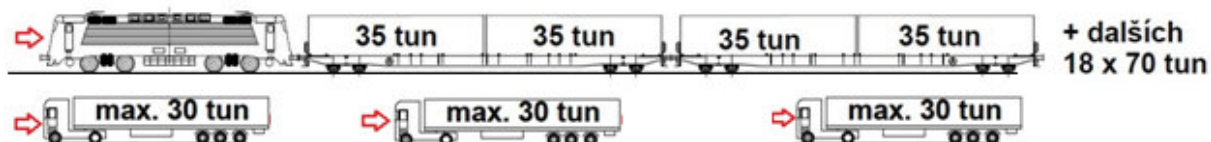
0 Úvodní slovo – motivace

Železniční nákladní doprava, jakožto součást kombinované přepravy, je nedílnou součástí každodenního života, ačkoli to není, oproti osobní dopravě, zřejmé na první pohled.

V době, kdy zejména rychlostní silnice a dálnice bývají zaplněné nekonečnými kolonami nákladních vozidel, které omezují plynulost přepravy, produkují škodliviny (CO, HC, NOx...) a v neposlední řadě často ohrožují bezpečnost provozu, je zvýšení doby, kdy se náklad pohybuje po železnici namísto silnic, správným technickým řešením.

Pro omezení přepravy nákladů po silnici hovoří také skutečnost, že maximální nápravové zatížení silničního nákladního vozidla – kamionu, je 2,5x nižší než nákladního železničního vozu. V neposlední řadě má železnice jasně navrch z hlediska měrného aerodynamického odporu – díky jízdě mnoha vozů za sebou v tzv. závleku a také díky menšímu valivému odporu.

Samozřejmě ne každou komoditu či produkt je vhodné přepravovat po železnici, a proto by druh nákladní dopravy měl být volen kompromisně.



Obr. 1 Porovnání přepravních kapacit s označením čelního aerodynamického odporu

Hlavním předmětem diplomové práce je určení vlastností nákladních vozů lehké stavby vybavených podvozky Y25, z hlediska bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji a zjištění jejich základních dynamických vlastností analytickými výpočty a také pomocí specializovaného výpočetního programu SIMPACK.

Zjištění těchto vlastností bude provedeno pro vůz vybavený podvozky Y25 s klasickým, níže popsaným, vypružením pro nápravové zatížení 22,5t a s alternativně navrženým progresivním vypružením.

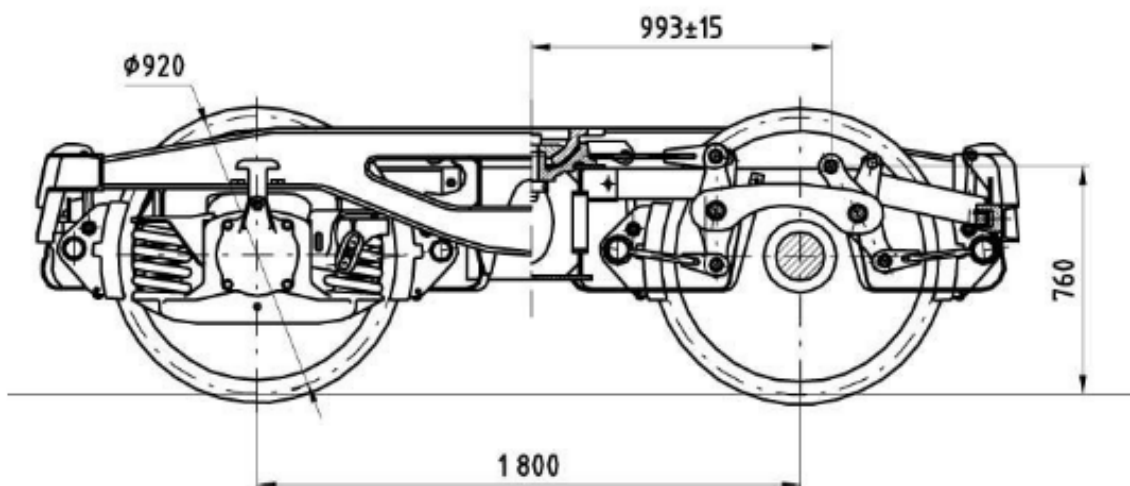
1 Rešerše – přehled nákladních vozů o nízké vlastní hmotnosti s podvozky Y25

1.1 Podvozek Y25

1.1.1 Standardní podvozek Y25

Podvozek Y25 je dnes již standardním a nejrozšířenějším podvozkem pro železniční nákladní přepravu v Evropě. Jeho standardizace byla přijata Mezinárodní železniční unií (UIC) během let 1965-1967. Do tehdejšího Československa byl zpočátku dovážen a okolo roku 1980 se v Československu začal i vyrábět.

Podvozek existuje v mnoha variacích. Dnes se vyrábí podvozky s uzavřeným rámem s čelníky, které umožňují montáž oboustranné špalíkové brzdy jednošpalíkové či dvoušpalíkové. Dále pak podvozky s otevřenými, torzně poddajnějšími H-rámy, s jednostrannou špalíkovou brzdou nebo s kotoučovou brzdou. Existují také podvozky, které využívají čelníky uzavřených rámu k zavěšení konzoly pro kotoučovou brzdu.



Obr. 2 Podvozek Y25 [6]

Pro určení vlastností moderních nákladních vozů lehké stavby se standardními podvozky Y25 je nutné analyzovat vlastnosti pružících prvků těchto podvozků.

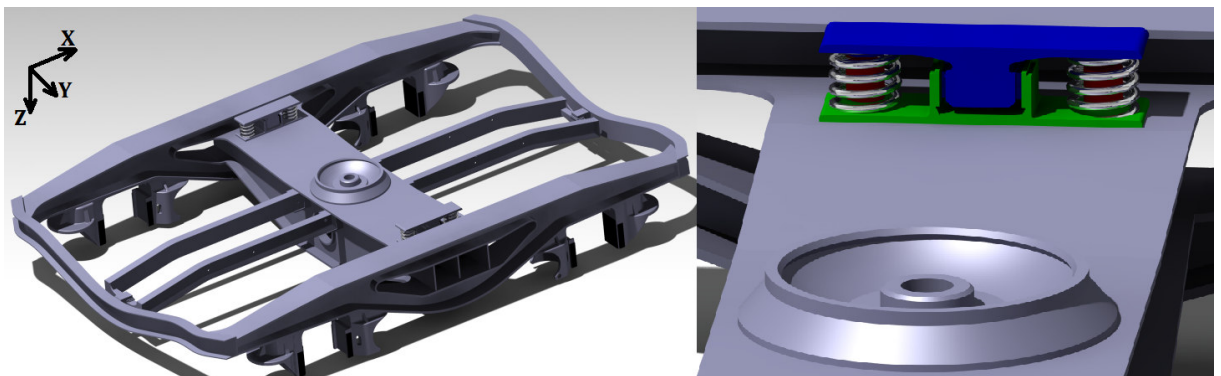
1.1.2 Analýza vlastností vypružení standardního podvozku Y25

Spojení podvozku a skříně

Spojení spodku vozu s podvozkem je realizováno pomocí kulové torny a vypružených kluznic předepjatých konstantní silou. Kulová torna zajišťuje přenos sil z podvozku na vůz ve všech směrech.

Kluznice (na obrázku 3 modře) mají na své vodorovné ploše třecí příložky, jimž jsou protikusem třecí příložky na hlavním příčnicku vozu. Protože jsou kluznice předepjaté, vzniká v nich při natáčení podvozku kolem osy -Z- reakční moment od třecí síly, který stejně jako reakční moment v kulové torně, vzniklý při stejném pohybu, stabilizuje vrtivé pohyby podvozku.

Kluznice mají ve svislém směru vůli do dorazu 12 mm. Nefungují tedy jako sekundární vypružení, nýbrž jako člen podpírající skříň a stabilizující její kolébové pohyby.



Obr. 3 Rám podvozku, detail kulové torny a postraních kluznic

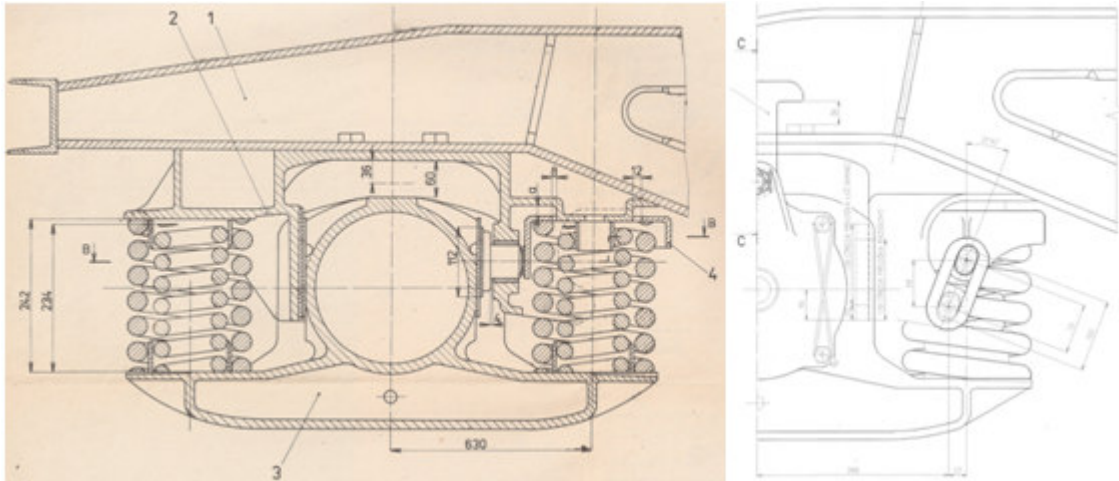
Vedení dvojkolí a primární vypružení

[16]

Vedení dvojkolí je realizováno pomocí rozsoch z ocelolitinu s charakteristickým systémem tlumení (tlumič typu Lenoir). Rozsocha bližší středu podvozku má v sobě otvor. Vypouzdřeným otvorem prochází píst tlumiče. Píst je přitlačován k ložiskové skříni, přes talíř pružiny (pos. 4 v obr. 16), na který je přivedena reakce od příčné složky síly v závěsce spojující rám podvozku s talířem pružiny. Problémem je, že ložisková skříň je tlumena v příčném směru stejně intenzivně jako ve směru svislém.

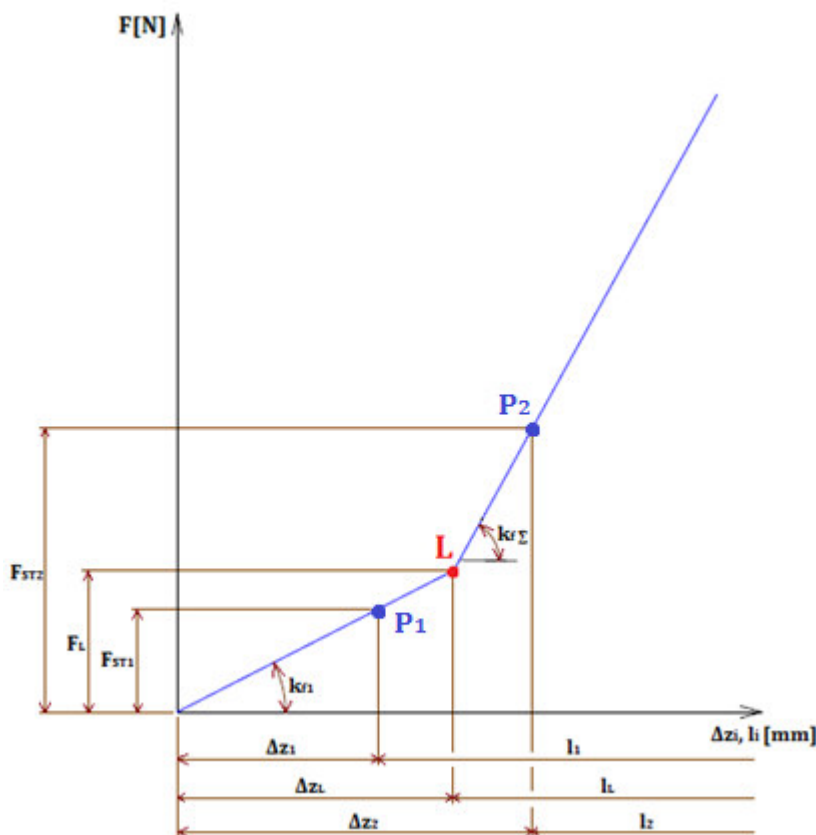
Z každé strany ložiskové skříně je sada dvou paralelních pružin. Na jednom dvojkolí je tedy 8 pružin – čtyři vnější pružiny a čtyři vnitřní pružiny. U prázdného vozu je zatížena jen předepjatá vnější pružina. Vnitřní pružina je volně. Vůle mezi vnitřní a vnější pružinou zajišťuje měkčí charakteristiku vypružení u prázdného vozu. Po nárůstu tíhy vozu a vyčerpání vůle se zaktivuje vnitřní pružina a nastává lom charakteristiky vypružení.

Volné uložení vnitřní pružiny je příčinou nežádoucího hluku, který se projevuje za jízdy u neložených vozů.



Obr. 4 Vypružení jedné ložiskové skříňě s třecím tlumičem Lenoir podvozku Y 25 [2]

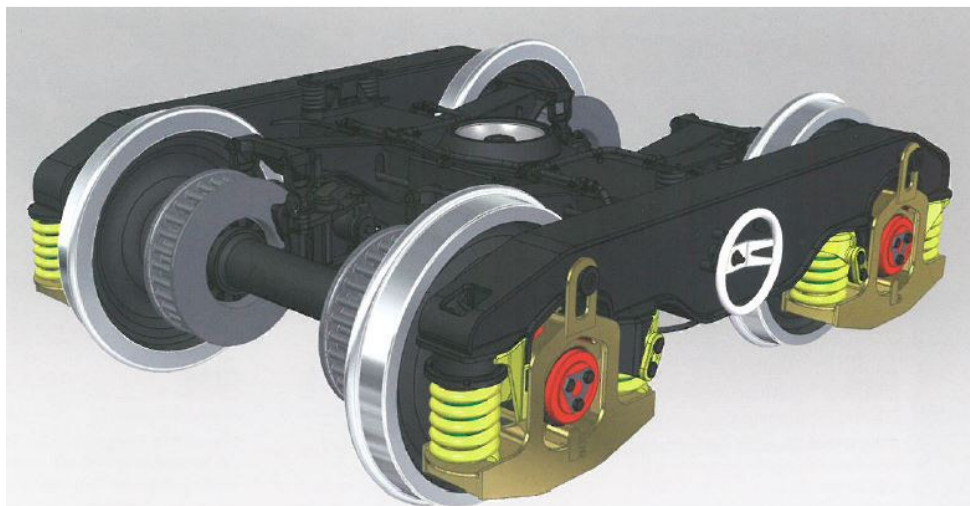
V grafu 1 je znázorněna lineárně lomená charakteristika vypružení podvozku Y25 určeného pro vozy s nápravovým zatížením 22,5 t, tedy vozy s maximální hmotností 90 t. Každý vůz má v závislosti na typovém určení jinou vlastní hmotnost (hmotnost v prázdném stavu) a tedy jinou polohu pracovního bodu P1. Proto je zaveden takzvaný referenční vůz o vlastní hmotnosti 20 t. Toto zatížení odpovídá statické síle v jedné vnější pružině standardního vypružení $F_{ST1} = F_0(20t) = 8,8 \text{ kN}$. Tato hodnota slouží pro určení jiných poloh bodu P1, při jiné vlastní hmotnosti vozu – podrobněji v kapitole 2.2.1.



Graf 1 Lineární lomená charakteristika primárního vypružení standardního podvozku Y25, pro hmotnost na nápravu 22,5 t

1.2 Modernizovaný podvozek Y 25 – PODVOZEK GB25RS

Podvozek GB25RS je upravený standardní dvounápravový podvozek Y25 se zvýšeným nápravovým zatížením 25 tun, navržený pro Evropský železniční systém s rozchodem koleje 1435 mm. Je navržen tak, aby byl plně zaměnitelný za původní podvozek Y25.



Obr. 5 Podvozek Y 25 GB25RS [17]

Rám podvozku

Rám podvozku je nové koncepce, která umožňuje přenášet vyšší zatížení a vyrábí se ve dvou alternativních provedeních s odlišnými brzdovými systémy:

- a) Rám pro standardní brzdový systém s dvojitými jednostrannými kompozitovými brzdovými špalíky
- b) Rám pro variantu s kotoučovou brzdou



Obr. 6 Alternativní provedení rámu podvozku Y25 GBRS [17]

Obě alternativní provedení rámu jsou tvaru H, díky čemuž dosahuje podvozek nižší vlastní hmotnosti a zároveň je i poddajnější z hlediska křížových propadů koleje a tím pádem jsou změny kolových sil v důsledku zborcení koleje menší, než by tomu bylo u podvozku s uzavřeným rámem s čelníky.

Možnosti uspořádání brzdy

- Kotoučová brzda
- Kotoučová brzda a ventil samočinného nastavení brzdového účinku
- Kotoučová brzda a ruční brzda
- Kotoučová brzda, ventil samočinného nastavení brzdového účinku a ruční brzda
- Standardní (špalíková) brzda
- Standardní (špalíková) brzda a ventil samočinného nastavení brzdového účinku

Varianty ložiskových skříní

- CTBU ložiska s nástavcem ložiskové skříně
- Standardní ložiska s novou ložiskovou skříní a nástavcem (adaptérem) ložiskové skříně

Vylučuje nízké hlukové emise díky aplikaci oddělovacího pryžokovového prvku mezi CTBU ložiska a ložiskovou skříní (u druhé varianty řešení). Pro toto uspořádání je také charakteristické nižší opotřebení kola v důsledku používání.



Obr. 7 Reálný podvozek Y 25 GB25RS [9]

1.3 Čtyřnápravové podvozkové nákladní vozy s podvozkou Y25 s hmotností v prázdném stavu do 20 tun

Úvodem je třeba uvést, že hmotnost čtyřnápravového podvozkového nákladního prázdného vozu 20 tun nebo nižší je možné splnit zejména u plošinových vozů zvláštní stavby a jejich derivátů určených prvotně pro kombinovanou přepravu.

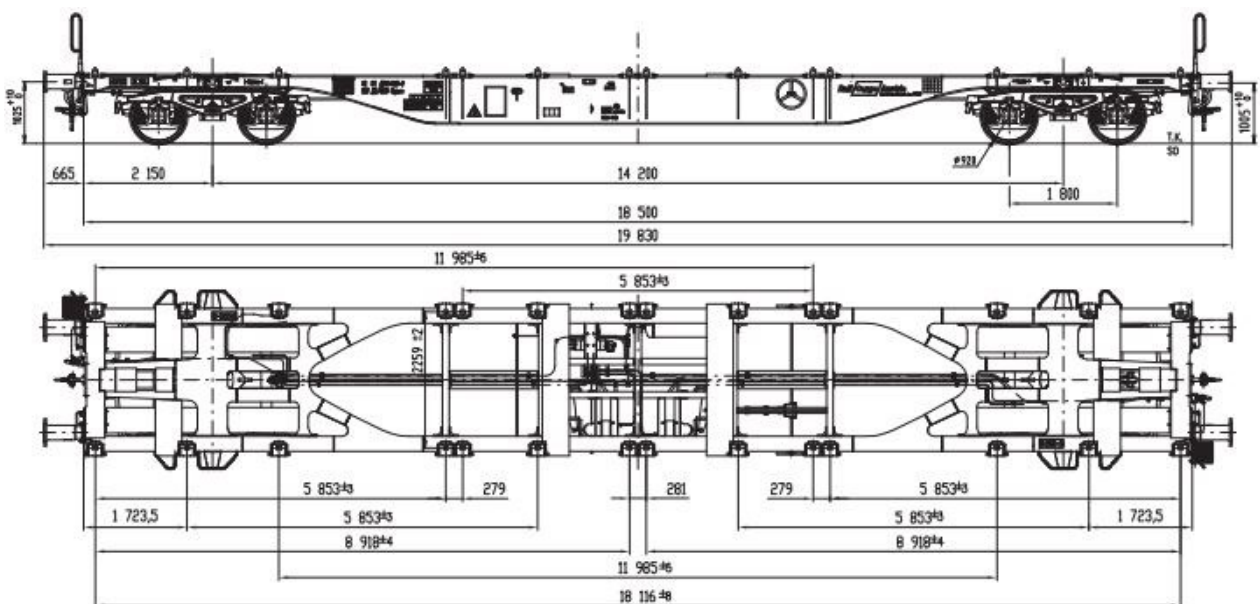
Takovéto vozy zvláštní stavby se oproti vozům běžné stavby liší tím, že primárně nejsou vystrojeny další pevnou nástavbou – „vrškem“, ale mají pouze tzv. „spodek“ usazený v kulových tornách podvozků Y25. Spodek těchto vozů je vybaven spojovacími prvky o různých roztečích, sloužících pro uchycení kontejnerů různých velikostí (20', 25', 30', 40', 45') nebo i speciálních nástaveb (cisternový kontejner, kontejner pro přepravu uhlí, aj.) v případě nových interoperabilních^[2] vozů lehké stavby. Tyto nové zvláštní vozy lehké stavby vycházejí z plošinových vozů zvláštní stavby a jejich předností je vysoká flexibilita. Nevýhodou inovovaných vozů lehké stavby jsou jejich nízká váha v prázdném stavu, která vede ke snížení bezpečnosti proti vykolejení nebo dokonce k zákazu provozu takového vozu bez nástavby.

Plošinový vůz zvláštní stavby Sgnss 60'

19 t

Vůz je vyráběn slovenským výrobcem Tatravagónka a.s. Jedná se o vůz běžného rozchodu^[3] s vlastní hmotností 19 tun, poskytující nejvyšší přípustnou hmotnost nákladu 71t. Maximální nápravové zatížení je tedy 22,5 t. Maximální rychlost vozu je 120 km/h při hmotnosti 20 t na nápravu. U vozu jsou použity dva dvounápravové podvozky Y25Ls(s).

Technický popis výrobce udává, že je vůz kompatibilní s ISO kontejnery 20', 30', 40' a 45' klasifikovanými podle UIC 592-2, třída 1. Dále pak s výměnnými nástavbami skupin 1, 2, 3, 3a a 4 podle UIC 592-4.



Obr. 8 Výřez typového výkresu vozu Sgnss 60' Tatra Vagónka [11]

Plošinový vůz zvláštní stavby Sgnss 60' LEGIOS

Český zástupce na poli výroby nákladních vozů, firma Legios Loco a.s., rovněž produkuje nákladní kontejnerové vozy. Vlastní hmotnost vozu činí 19 t, hmotnost nákladu 71 t. Maximální nápravové zatížení je tedy 22,5 t. Na voze jsou dva dvounápravové podvozky Y25Ls(s)d1-K.

Vozy jsou 60' dlouhé a kompatibilní s kontejnery 20', 30' a 40', dle vyhlášky UIC 592-2. Dále jsou vozy kompatibilní s výměnnými nástavbami s kódem určení C dle vyhlášky UIC 596-6.

InnoWaggon Sgnss 60' typ 4552 (lightweight build/Leichtbauweise/lehké stavby) **max. 16,5 t**

Rakouský výrobce OBB produkuje inovovaný dvoupodvozkový plošinový vůz zvláštní (lehké) stavby – Sgnss 60'. Vůz je zajímavý svou nízkou vlastní hmotností 16,5 t a tím, že poskytuje nejvyšší přípustnou hmotnost nákladu 73,5 t. Maximální nápravové zatížení je tedy 22,5 t. Podvozky jsou brzděny jednostrannou špalíkovou brzdou a vůz je vybaven ruční brzdou.

InnoWaggon Sgnss 80' (lightweight build/Leichtbauweise/lehké stavby), **(19,2 – 20)t**

Výrobce OBB rovněž produkuje odlehčený dvoupodvozkový plošinový vůz lehké stavby o ložné délce 80 stop. Výrobce udává vlastní hmotnost vozu do 20 t s nejvyšší přípustnou hmotností nákladu 70 t. Maximální nápravové zatížení je tedy 22,5 t – do rychlosti 100 km/h. Pro rychlost do 120 km/h je maximální nápravové zatížení 20 t.¹

Pozoruhodností u vozů dlouhých 80' je vzdálenost jejich otočných čepů 19,3 m. Je třeba si uvědomit, že u takto dlouhých vozů je, při maximálním ložení, průhyb středu vozu větší, než statické propružení primárního vypružení při maximálním ložení. Nabízí se tedy otázka, co udělá s tuhostí a tedy průhybem, uvedené odlehčení konstrukce.

¹ Vozy Sgnss 80' vyrábí rovněž Tatravagónka a.s., avšak s udávanou vlastní hmotností 22 t.

1.4 Koncepce vozů InnoWaggon typového označení 4854

Koncepce vozů InnoWaggon – inovovaných vagónů zvláštní stavby je založena na myšlence vytvoření unifikovaných spodků vozů, vybavených přípojnými tvarovými prvky (hroty), na něž se uchycují nástavby s protikusem, dle potřeb provozovatele. Nástavbami mohou být klasické kontejnery, speciální kontejnery na dřevěnou štěpku, nástavby nahrazující výsypné vozy (např. pro přepravu uhlí) nebo kotlové vozy atd.

Snahou výrobců těchto vozů je, aby jejich hmotnost byla co možná nejnižší, tedy aby bylo možné přepravit oproti konvenčním vozům co možná největší náklad.

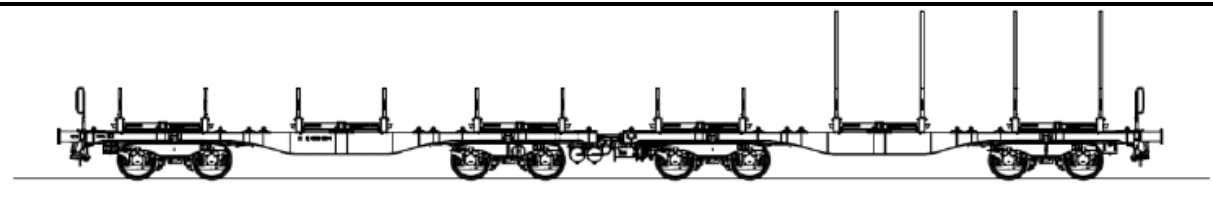
S nízkou vlastní hmotností vozů (20 t a méně) však klesá bezpečnost proti vykolejení prázdného vozu. Vozy s vlastní hmotností menší než 16 t již není možné podle platných předpisů provozovat.

InnoWaggon 4854 je trvale spojená jednotka složená ze dvou 40' vozů.

TYP VOZU	Rungenpalette	WoodTainer XXL	WoodTainer XXM	RockTainer ORE
Počet náprav [1]	2 x 4	2 x 4	2 x 4	2 x 4
Vlastní hmotnost [t]	34,7	40,9	42,3	42
Typ podvozků	Y 25 Lsd	Y 25 Lsd	Y 25 Lsd	Y 25 Lsd
Vzdálenost otoč. čepů [m]	2 x 8,07	2 x 8,07	2 x 8,07	2 x 8,07
Výška nad T.K. [m]	1,42	1,155	1,155	1,155
Ložná šířka [m]	2,617	2,6	2,6	2,6
Ložná délka [m]	2 x 40	4 x 20	6 x 13	2 x 30
TYP VOZU	Container 40' OT	RockTainer INFRA	Inno Tank	
Počet náprav [1]	2 x 4	2 x 4	2 x 4	
Vlastní hmotnost [t]	40	44	42,3	
Typ podvozků	Y 25 Lsd	Y 25 Lsd	Y 25 Lsd	
Vzdálenost otoč. čepů [m]	2 x 8,07	2 x 8,07	2 x 8,07	
Výška nad T.K. [m]	1,155	1,155	1,155	
Ložná šířka [m]	2,6	2,6	2,6	
Ložná délka [m]	2 x 40	2 x 30	2 x 30	

Tabulka 1 Přehled vozů InnoWaggon[15]

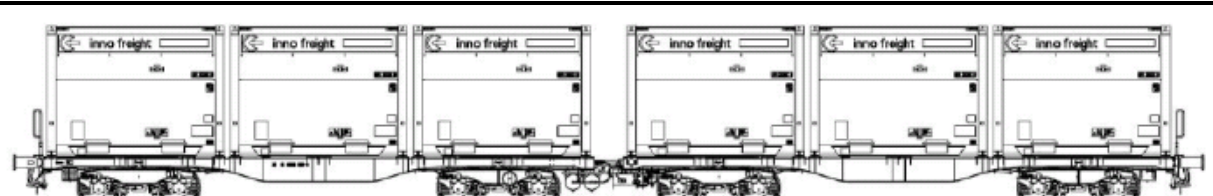
Rungenpalette



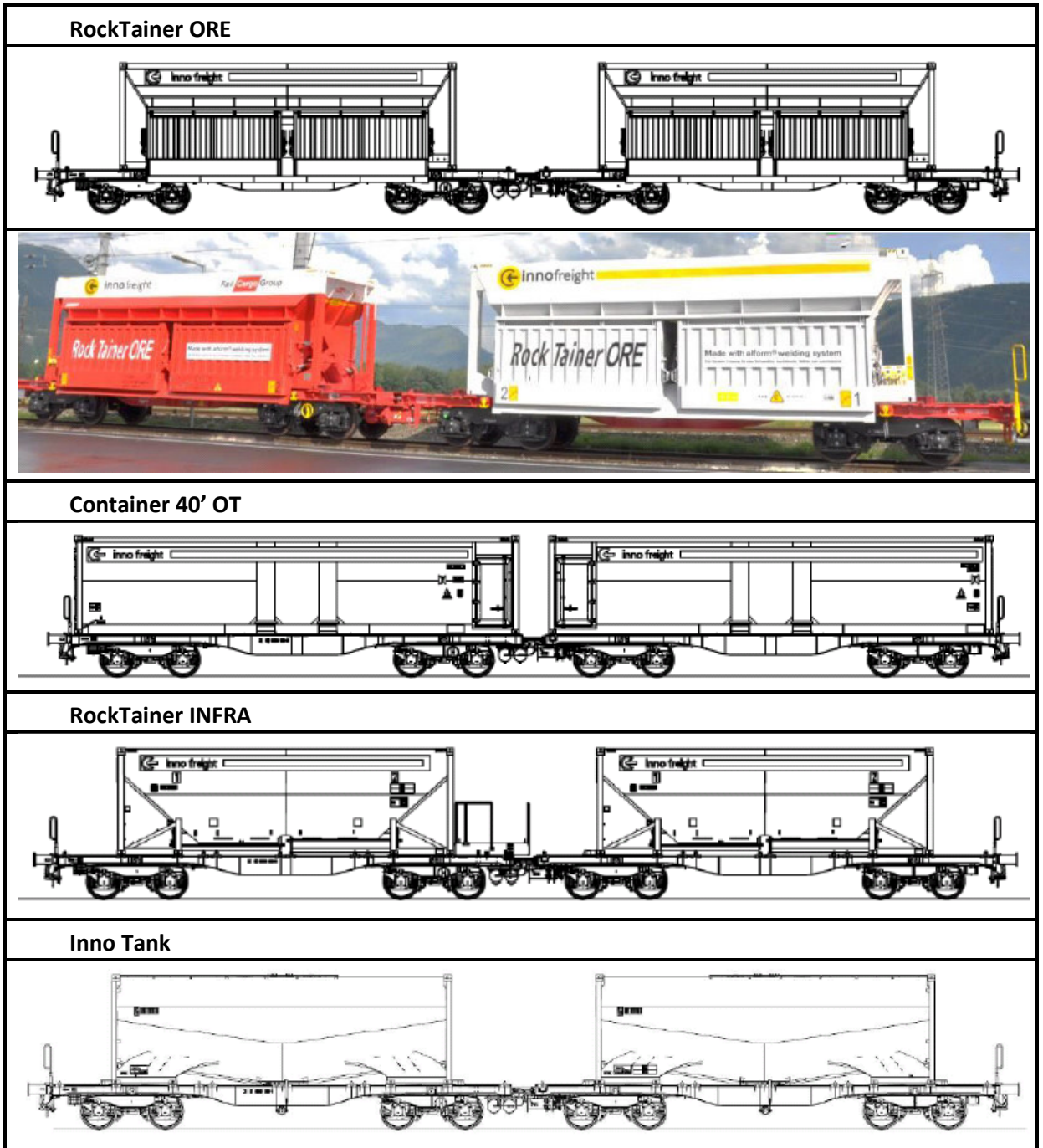
WoodTainer XXL



WoodTainer XXM



Obr. 9 Vozy InnoWaggon1/2 [15]



Obr. 10 Vozy InnoWaggon 2/2 [15]

2 Univerzální výpočtový postup pro výpočet změn kolových sil na zborčené koleji vozů vybavených podvozky Y25

V kapitole 2 je navržený univerzální výpočtový postup pro zjišťování změn kolových sil na zborčené koleji. Postup je použitelný pro všechny typy vozů vybavené podvozky Y25 a je ve shodě s ČSN 14363:2016.

Základní parametry vstupující do výpočtu jsou shrnuty v kapitole 2.1. V následujících podkapitolách jsou odvozeny potřebné vztahy k určování změn kolových sil, které jsou následně aplikovány na vůz Sgnss 60'.

2.1 Vstupní parametry

PARAMETRY PODVOZKU A VOZU			
Vzdálenost mezi pružinami	$2w_f$	2000	mm
Vzdálenost kluznic	$2w_G$	1700	mm
Vzdálenost styčných kružnic	$2w_a$	1500	mm
Rozvor podvozku	$2a^+$	1800	mm
Vzdálenost otočných čepů	$2a^*$	14060	mm
Tuhost jedné vnější pružiny	k_{f1}	508	N.mm
Tuhost jedné vnitřní pružiny	k_{f2}	824	N.mm
Tuhost jedné sady paralelních pružin	k_{fz}	1332	N.mm
Tuhost pružiny kluznice	k_{G1}	285	N.mm
Torzní konstanta vozu $c_t^* = (2 \cdot 10^{10} - 5 \cdot 10^{11}) \text{ kN.mm.rad}^{-1}$	c_t^*	$4,91E^{+11}$	$\text{kN.mm}^2.\text{rad}^{-1}$
Vůle mezi pružinami u podvozku bez přidavného zatížení	m	12,2	mm
Vůle v dorazu předepjatých kluznic	J_2	12	mm
HMOTNOSTNÍ BILANCE			
Hmotnost prázdného vozu	m_0	16 500	kg
Hmotnost nevypružených hmot	$m_{\text{nevypruž}}$	5 647	kg
Hmotnost nákladu	Δm	0	kg
Statická síla v jedné sadě pružin (na jedné straně lož. Skříně)	F_0	6 654	N
Změna síly v jedné sadě pružin (na jedné straně lož. Skříně)	ΔF_0	0	N
Nová statická síla ($F_0 + \Delta F_0$) po ložení (v jedné pružině/sadě pružin)	F_{ST}	6 654	N
Síla v jedné sadě pružin na lomu charakteristiky - bod L	F_L	12 864	N
Síla v jedné sadě pružin při statickém zatížení vozem o hm. 20tun	$F_{0(20t)}$	8 800	N

Tabulka 2 Parametry vozu Sgnss 60' pro analytický výpočet

2.2 Princip výpočtu

Použité pojmy:

1. fáze primárního vypružení = na obou stranách dvojkolí zabírají pouze vnější pružiny.

- Ve vzorcích je používán index **1**

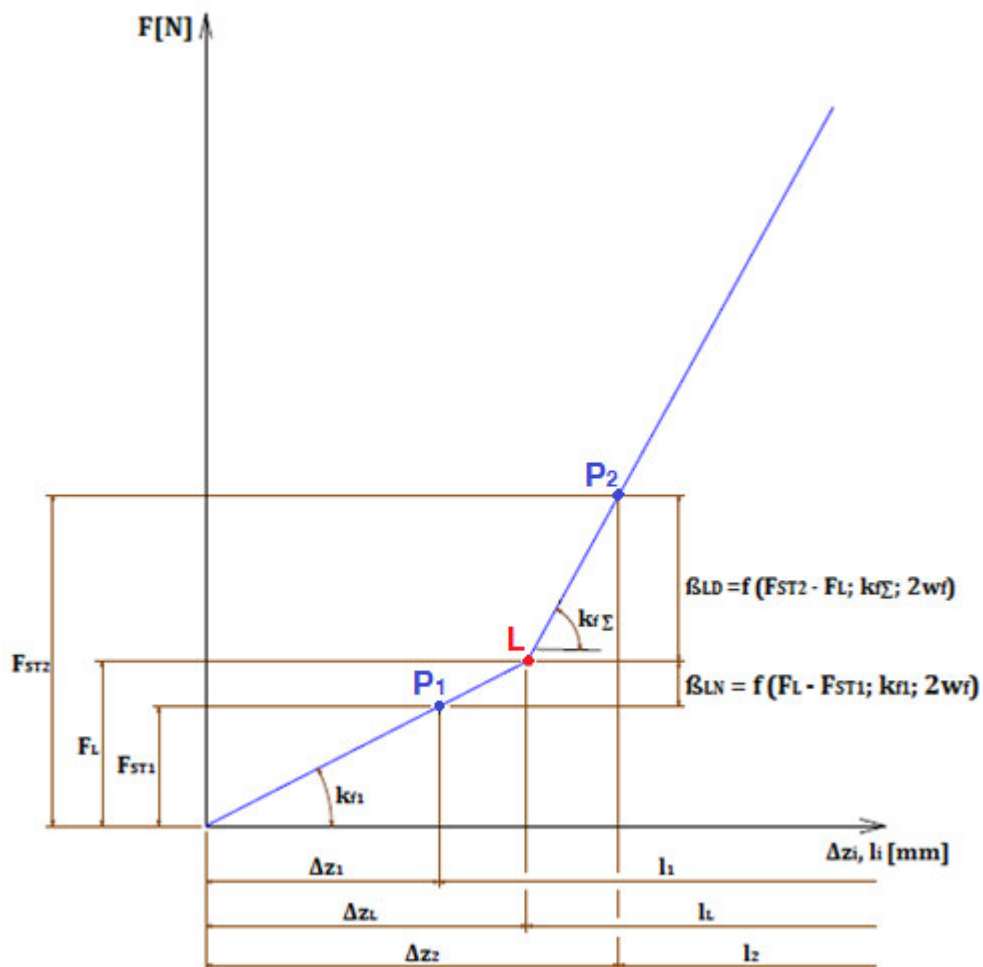
2. fáze primárního vypružení = na přitěžované straně dvojkolí zabírají vnitřní i vnější pružiny, na odlehčované straně jen pružiny vnější.

- Ve vzorcích je používán index **1/Σ**

3. fáze primárního vypružení = na obou stranách dvojkolí zabírají vnitřní i vnější pružiny.

- Ve vzorcích je používán index **Σ**

2.2.1 Určení polohy pracovního bodu P_i na lineární lomené charakteristice



Graf 2 Lineárně lomená charakteristika s vyznačenými pracovními body

Při výpočtu je vždy nutné určit, v jaké části lineární lomené charakteristiky se nachází pracovní bod. Proto je nezbytné určit statické zatížení v jedné pružině F_{ST} , které vychází ze součtu vlastní hmotnosti vozu a uvažovaného nákladu (ložení). Poloha bodu je tedy funkcí přídavného zatížení od nákladu Δm :

$$F_{ST} = F_0 + \Delta F_0 = \frac{(m_0 - m_{\text{nevypruz}}) \cdot g}{i_{\text{pružin}}} + \frac{\Delta m_0 \cdot g}{i_{\text{pružin}}} = \frac{(m_0 - m_{\text{nevypruz}} + \Delta m_0) \cdot g}{i_{\text{pružin}}} \quad (1)$$

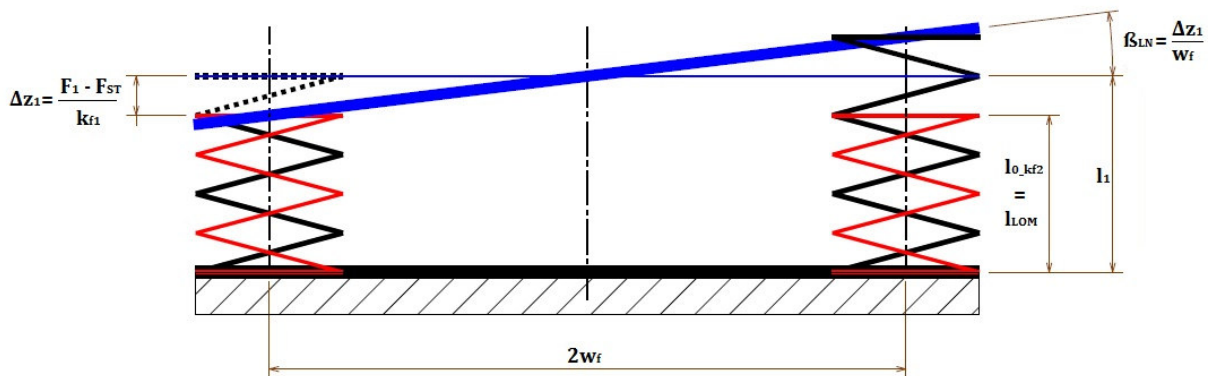
Vzorec je platný pro jednu sadu vypružení.

Na základě znalosti lineárně lomené charakteristiky a parametrů uzlu vypružení podvozku Y25 je možné určit, o kolik by se muselo dvojkolí kolem osy $-X-$ natočit, aby u přitěžované strany začala zabírat vnitřní pružina – pokud je pracovní bod definovaný statickou silou v pružině pod lomem charakteristiky, nebo o kolik by se muselo dvojkolí natočit, aby u odlehčované strany přestala zabírat vnitřní pružina – pokud je pracovní bod definovaný statickou silou v pružině nad lomem charakteristiky.

- Síla v pružině na lomu charakteristiky: $F_L = F_0(20t) + m(20t) \cdot k_{f1} \quad (2)$

kde $F_0(20t)$ je statické předpětí jedné vnější pružiny prázdného vozu vážícího 20 tun a $m(20t)$ je mezera mezi vnitřní a vnější pružinou prázdného vozu vážícího 20 tun.

- Úhel, o který by se muselo dvojkolí natočit, aby u jeho přitěžované strany došlo k vyčerpání vůle v primárním vypružení, pokud se pracovní bod u prázdného, nebo částečně loženého vozu nachází pod bodem lomu lineárně lomené charakteristiky. Index „LN“ je zkratkou pro lom charakteristiky nahoru k vyšší hodnotě tuhosti:

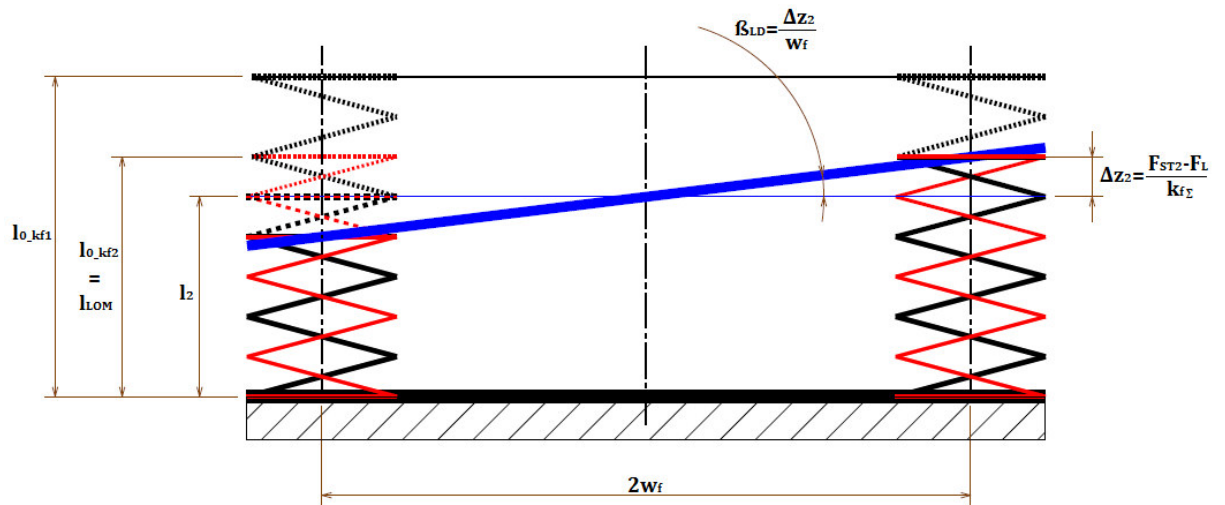


Obr. 11 Zkrucování dvojkolí z fáze 1 na fázi 2

$$\beta_{DV_ram} = \beta_{LOM} = \beta_{LN} = 2 \cdot \frac{(F_L - F_{ST1})}{k_{f1} \cdot w_f} \quad (3)$$

² Zlomek je násoben dvěma, protože při zkrucování na rozvoru podvozku jsou proti sobě zkrucována dvě dvojkolí nebo v případě zkrucování na vzdálenosti otočných čepů podvozků jsou vůči sobě zkrucovány dva podvozky.

- Úhel, o který by se muselo dvojkolí natočit, aby u jeho odlehčované strany došlo k odlehčení vnitřní pružiny, pokud se pracovní bod u loženého vozu nachází nad bodem lomu lineárně lomené charakteristiky. Index „LD“ je zkratkou pro lom charakteristiky dolu k nižší hodnotě tuhosti:



Obr. 12 Zkrucování dvojkolí z fáze 3 na fázi 2

$$\beta_{DV_ram} = \beta_{LOM} = \beta_{LD} = 2 \cdot \frac{(F_{ST2} - F_L)}{k_{f2} \cdot w_f} \quad (4)$$

2.2.2 Určení hodnot zkušebních zborcení dle EN 14363

Zkušební zborcení na vzdálenosti otočných čepů podle dvou zkušebních metod:

- Metoda 2 $q_{lim}^* = \frac{15}{2a^*} + 2,0 \left[\frac{o}{oo} \right]$ (5)

- Metoda 3 $q_{lim}^* = \frac{20}{2a^*} + 3,0 \left[\frac{o}{oo} \right]$ (6)

Zkušební zborcení na rozvoru podvozku Y25 podle dvou zkušebních metod:

- Metoda 2 $q_{lim}^+ = 7 - \frac{5}{2a^*} \left[\frac{o}{oo} \right]$ (7)

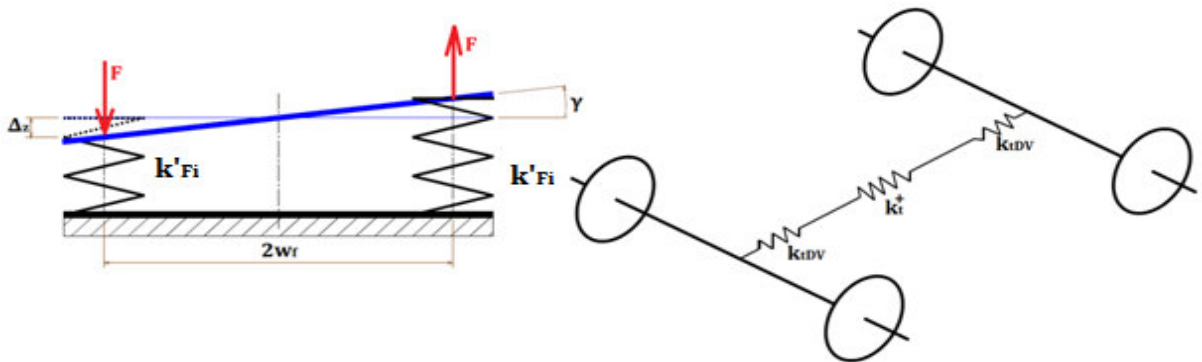
- Metoda 3 $q_{lim}^+ = 6,67 \left[\frac{o}{oo} \right]$ (8)

2.2.3 Určení torzních tuhostí vstupujících do výpočtu

Kompletní určení všech torzních tuhostí vstupujících do výpočtu je uvedeno v příloze A.

Svislé tuhosti pružin:

- Tuhost dvou vnějších pružin jedné ložiskové skříně k'_{f1}
- Tuhost dvou vnitřních pružin jedné ložiskové skříně k'_{f2}
- Tuhost dvou sad (vnitřní pružina + vnější pružina) pružin jedné ložiskové skříně $k'_{f\Sigma}$



Obr. 13 Schematické znázornění jednoho dvojkolí a jednoho podvozku

Tuhost kolem osy -X- vazby dvojkolí – rám podvozku, dále jen torzní tuhost dvojkolí:

Tuhost jedné pružiny/sady (vnější + vnitřní pružina) jedné ložiskové skříně dle EN 16235:

$$k_{Fi} \left[N \cdot mm^{-1} \right]$$

- Pro dvě paralelní vnější pružiny / sady (vnější + vnitřní pružina) příslušející jedné straně jednoho dvojkolí: $k'_{Fi} = 2 \cdot k_{Fi} \left[N \cdot mm^{-1} \right]$
- Z obrázku 13 potom vyplývá:

$$\Delta z = \gamma \cdot w_F$$

$$F = \Delta z \cdot k'_{Fi} = \gamma \cdot w_F \cdot k'_{Fi}$$

$$M = F \cdot 2w_F = 2 \cdot \gamma \cdot w_F^2 \cdot k'_{Fi}$$

$$M = k_{iDV_i} \cdot \gamma \Rightarrow k_{iDV_i} = \frac{M}{\gamma} = \frac{2 \cdot \gamma \cdot w_F^2 \cdot k'_{Fi}}{\gamma} = 2 \cdot k'_{Fi} \cdot w_F^2 \left[N \cdot mm \cdot rad^{-1} \right]$$

$$k_{iDV_i} = 2 \cdot k'_{Fi} \cdot w_F^2 \left[N \cdot mm \cdot rad^{-1} \right] \quad (9)$$

kde se hodnota tuhosti k'_{Fi} mění v závislosti na činnosti/nečinnosti vnitřních pružin primárního vypružení.

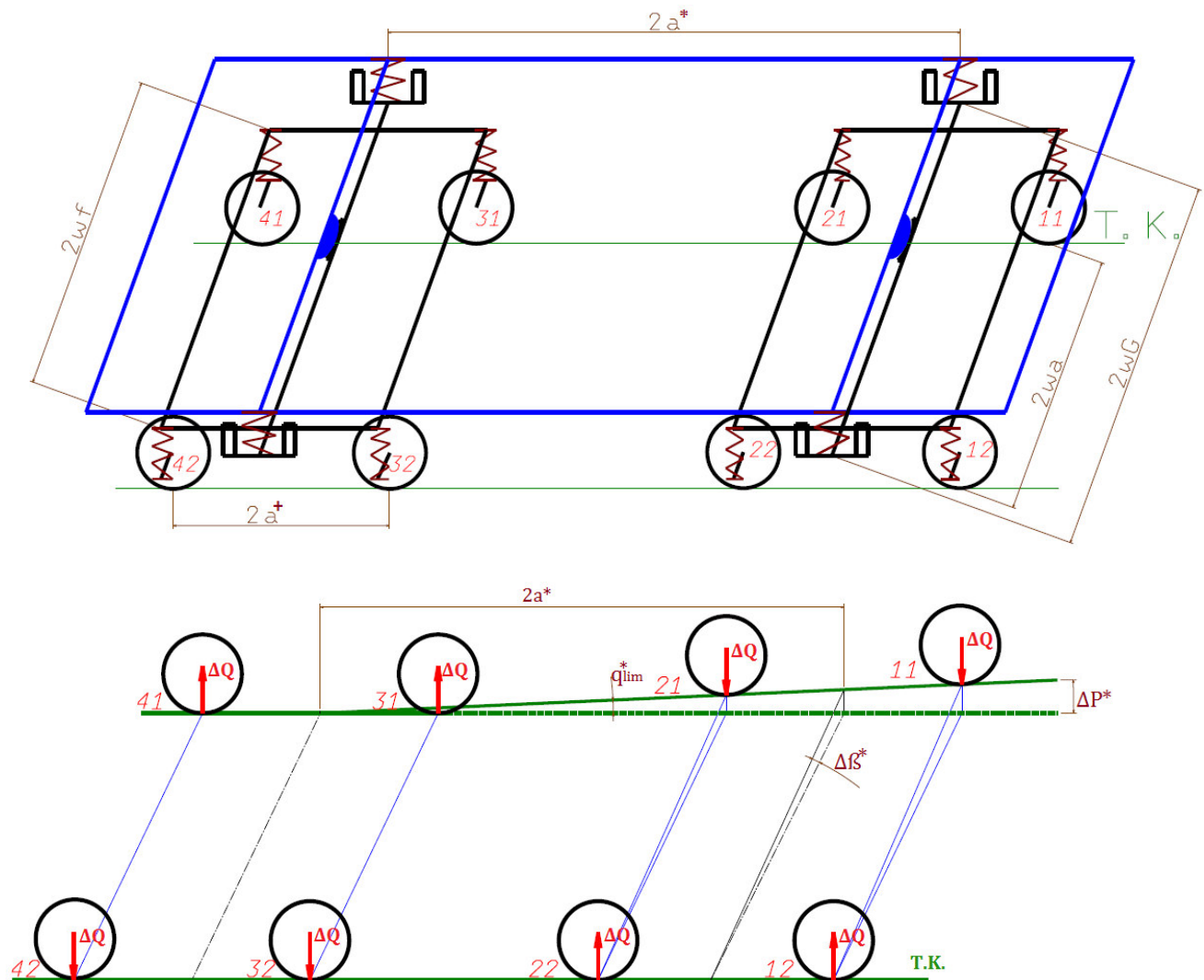
Torzní tuhost vazby mezi dvojkolími jednoho podvozku, dále jen torzní tuhost podvozku:

Výpočty variant torzních tuhostí podvozku pro zjištění změny kolových sil vycházejí z torzní soustavy, která je znázorněna vpravo na obr. 13. V této torzní soustavě se mění torzní tuhost dvojkolí ($k_{tDV1} / k_{tDV1\Sigma} / k_{tDV\Sigma}$) v závislosti na činnosti vnitřních pružin primární vypružení.

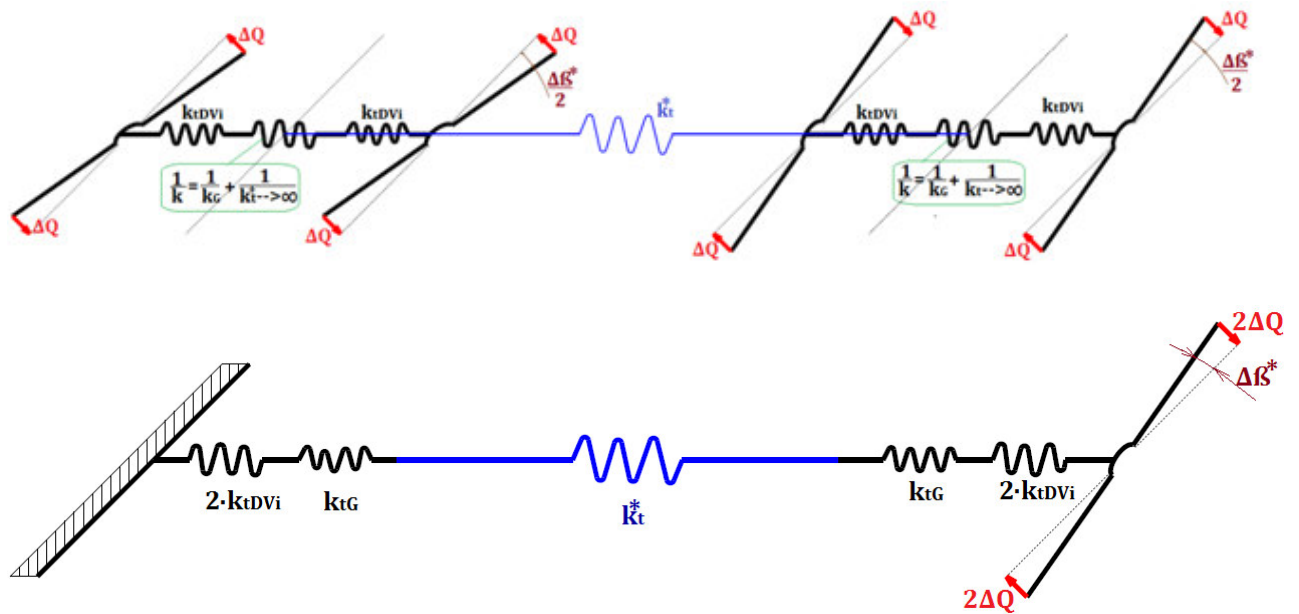
- Obecný vztah pro určení torzní tuhosti podvozku v i-té fázi, jakožto dvou sériově řazených úhlových tuhostí dvojkolí a úhlové tuhosti rámu lze odvodit z obrázku 13:

$$\frac{1}{k_{tPi}} = \frac{1}{k_{tDVi}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tDVi}} \Rightarrow k_{tPi} \left[N.mm.rad^{-1} \right] \quad (10)$$

Torzní tuhost vazby mezi dvojkolími jednoho podvozku a dvojkolími druhého podvozku, dále jen torzní tuhost vozu:



Obr. 14 Schematické znázornění vozu a postavení vozu na zborcené koleji – zkroucení vozu



Obr. 15 Torzní soustava celého vozu

- Jelikož u nákladních vozů nelze zanedbat torzní poddajnost rámu vozu, musíme ji vypočítat z torzní konstanty vozu a uvažovat ve výpočtu.³

$$k_t^* = \frac{c_t^*}{2a^*} [N \cdot mm \cdot rad^{-1}] \quad (11)$$

- Tuhost dvou paralelních pružin na jedné straně kluznic dle EN 16235:
 $k'_G [N \cdot mm^{-1}]$
- S využitím obrázků 3 a 13 lze odvodit vztah pro torzní tuhost kluznic jednoho otočného čepu, kde w_G je polovina rozteče kluznic.

$$k_{iG} = 2 \cdot k'_G \cdot w_G^2 [N \cdot mm \cdot rad^{-1}] \quad (12)$$

- Celkovou torzní tuhost vozu v i-té fázi, s aktivními kluznicemi lze vyjádřit:

$$\frac{1}{k_{iVi}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{iDVi}} + \frac{1}{k_{iG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{iG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{iDVi}} = \frac{1}{k_{iDVi}} + \frac{2}{k_{iG}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{iVi}^* [N \cdot mm \cdot rad^{-1}] \quad (13)$$

³ Torzní konstanta vozu je uváděna v rozmezí: $c_t^* = (2 \cdot 10^{10} \div 5 \cdot 10^{11}) kNm \cdot mm^2 \cdot rad^{-1}$

2.2.4 Postup výpočtu změny kolových sil na zborcené koleji

Kompletní postup výpočtu změn kolových sil na zborcené koleji je uveden v příloze B.

2.2.4.1 Postup výpočtu změny kolových sil na vzdálenosti otočných čepů podvozků

Při zjišťování změn kolových sil na vzdálenosti otočných čepů je nutné určit, jestli dojde při zkrucování soustavy k vyčerpání vůle v primárním vypružení či jestli dojde k dosednutí kluznic na doraz. A pokud dojde k obojímu, je nutné rozhodnout, u jakého prvku tomu bude nejdříve. Dosednou-li kluznice na dorazy, zmizí z torzní soustavy člen s nejnižší torzní tuhostí a razantně stoupne tuhost soustavy. Vyčerpá-li se vůle v primárním vypružení (1. fáze přejde v 2. fázi), dojde ke zvýšení torzní tuhosti soustavy, naopak odlehčí-li se vnitřní pružina na jedné straně dvojkolí, dojde ke snížení torzní tuhosti soustavy (3. fáze přejde v 2. fázi).

SITUACE	POČÁTEČNÍ TUHOST	KONCOVÁ TUHOST	PODMÍNKA	JEDNOTLIVÉ ZMĚNY KOLOVÝCH SIL
1	$k_{tP1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} > M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od $\Delta \beta^*$
2	$k_{tP1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1/2} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} < M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od β_{LN} , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_{LN})$
3	$k_{tP1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1} + k_t^*$	$M_{DV} > M_{skutečný} > M_{KL}$	ΔQ_1 od β_G , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_G)$
4	$k_{tP1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} > M_{DV}$	ΔQ_1 od β_{LN} $+$ ΔQ_2 od $\beta_{G_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{G_nová})$
5	$k_{tP1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} < M_{DV}$	ΔQ_1 od β_G $+$ ΔQ_2 od $\beta_{LN_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{LN_nová})$
6	$k_{tP2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP2} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} > M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od $\Delta \beta^*$
7	$k_{tP2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1/2} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} < M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od β_{LD} , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_{LD})$
8	$k_{tP2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP2} + k_t^*$	$M_{DV} > M_{skutečný} > M_{KL}$	ΔQ_1 od β_G , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_G)$
9	$k_{tP2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} > M_{DV}$	ΔQ_1 od β_{LD} $+$ ΔQ_2 od $\beta_{G_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{G_nová})$
10	$k_{tP2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{tP1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} < M_{DV}$	ΔQ_1 od β_G $+$ ΔQ_2 od $\beta_{LD_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{LD_nová})$

Tabulka 3 Možné situace, které mohou nastat při zkrucování soustavy dvou podvozků a skříň⁴

Tabulka zachycuje všechny teoretické stavy, které mohou nastat ve vypružení podvozku Y25 při zkrucování na vzdálenosti otočných čepů. Následuje odvození pro 1. situaci. Pro zbylé situace, které mohou reálně nastat u vozu o celkové hmotnosti v rozmezí 16 – 90 tun je v příloze B uveden podrobný výpočtový postup.

⁴ Počáteční tuhost je torzní tuhost vozu v i-té fázi (blíže v kapitole 2.2.3 a příloze A) nezkrucovaného vozu. Koncová tuhost je torzní tuhost vozu v i-té fázi po zkrucování vozu o hodnotu zkušebního zborcení na vzdálenosti otočných čepů podvozků. Koncová tuhost se může oproti počáteční zvýšit nebo snížit v závislosti na činnosti pružin primárního vypružení a kluznic.

SITUACE 1 (odpovídá 1 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_1 = 0t$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM} = \beta_{LN} = f(\Delta m_1 = 0t) [rad]$ ⁵
- Maximální moment, který jsou kluznice schopné přenést do vyčerpání vůle v jejich dorazu, je konstantní a je dán vztahem:

$$M_{KL} = \beta_{G_konstrukcni} \cdot k_{tG} = [rad] \cdot [N.mm.rad^{-1}] = [N.mm] = konst \quad (14)$$

- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení:

$$M_{DV} = \beta_{LN} \cdot kt_{DV1} [N.mm] \quad (15)$$

- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:

$$M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{tV1} [N.mm] \quad (16)$$

- Pokud platí $M_{DV} > M_{zborc} < M_{KL}$, znamená to, že nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení ani dorazu kluznic.
- Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^* = \frac{k_{tZ1} \cdot \Delta\beta^*}{2 \cdot 2w_a} [N], \quad (17)$$

kde úhel $\Delta\beta^*$ lze odvodit z obrázku 14 – postavení vozu na zborcené koleji následovně:

$$\Delta\beta^* = \frac{q_{lim}^* \cdot 2a^*}{1000 \cdot 2w_a} [rad] \quad (18)$$

⁵ Úhel β_{LOM} se určí na základě aktuální statické síly v pružině a odvození dle bodu 2.2.1

2.2.4.2 Postup výpočtu změny kolových sil na rozvoru podvozku

SITUACE	POČÁTEČNÍ TUHOST	KONCOVÁ TUHOST	PODMÍNKA		JEDNOTLIVÉ ZMĚNY KOLOVÝCH SIL
			DV1:	DV2:	
1	k_{tP1}	k_{tP1}	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) > 0$	ΔQ^+ od $\Delta\beta^+$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	
2	k_{tP1}	$k_{tP1_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) < 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)}) + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	
3	$k_{tP1/\Sigma}$	$k_{tP1_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)}) + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) < 0$	
4	$k_{tP1/\Sigma}$	$k_{tP\Sigma_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)}) + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) < 0$	
5	$k_{tP\Sigma}$	$k_{tP\Sigma_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) > 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)}) + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) < 0$	
6	$k_{tP\Sigma}$	$k_{tP\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) > 0$	ΔQ^+ od $\Delta\beta^+$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	

Tabulka 4 Situace ve vypružení, které mohou nastat při zkrucování na rozvoru podvozku, po předchozím zkroucení na vzdálenosti otočných čepů

1. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (pod lom charakteristiky) a po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení u přitěžovaných stran jednotlivých dvojkolí. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, ale nedojde u něj k vyčerpání vůle v primárním vypružení, zůstává ve fázi 1. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, tedy nehrozí u něj vyčerpání vůle, zůstává rovněž ve fázi 1.
2. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (pod lom charakteristiky) a po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení u přitěžovaných stran jednotlivých dvojkolí. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, a dojde u něj k vyčerpání vůle v primárním vypružení, jeho torzní tuhost tedy odpovídá fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, tedy nehrozí u něj vyčerpání vůle, jeho torzní tuhost zůstává ve fázi 1.

3. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (pod lom charakteristiky) a po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení u přitěžovaných stran jednotlivých dvojkolí. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, zůstává tedy ve fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a dojde u jeho odlehčované strany k odlehčení vnitřních pružin, torzní tuhost dvojkolí se tedy znovu vrátí do fáze 1.

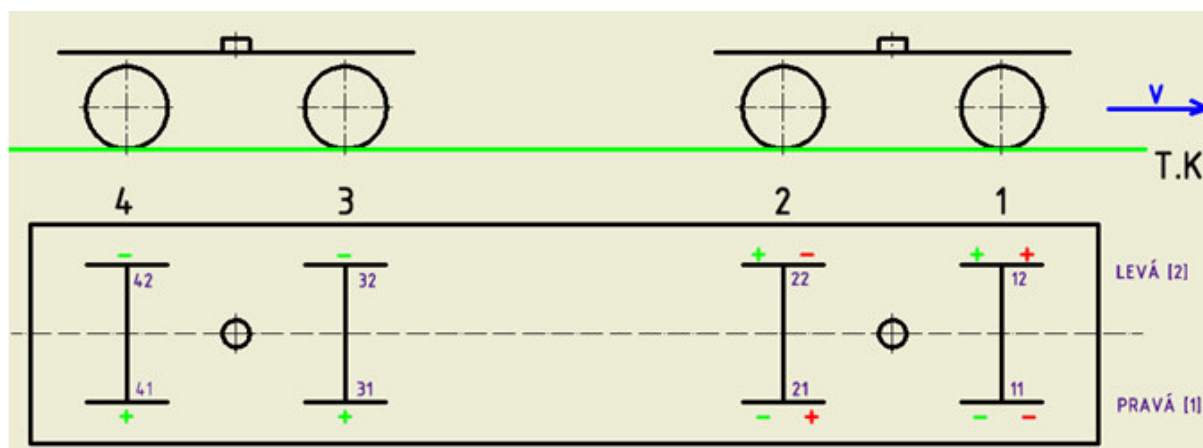
4. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (nad lom charakteristiky) a po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ dojde u odlehčovaných stran jednotlivých dvojkolí k odlehčení vnitřních pružin. Obě dvojkolí jsou tedy ve 2. fázi. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, zůstává tedy ve fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a dojde u jeho přitěžované strany k opětovné aktivaci vnitřních pružin, torzní tuhost dvojkolí se tedy znovu vrátí do fáze 3.

5. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (nad lom charakteristiky) a po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ nedojde u odlehčovaných stran jednotlivých dvojkolí k odlehčení vnitřních pružin. Obě dvojkolí jsou tedy ve 3. fázi. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a dojde, u jeho odlehčované strany, k odlehčení vnitřní pružiny. Jeho torzní tuhost tedy odpovídá fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a nedojde, u jeho odlehčované strany, k odlehčení vnitřní pružiny. Torzní tuhost dvojkolí se tedy zůstává ve fázi 3.

6. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (nad lom charakteristiky) a po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ nedojde u odlehčovaných stran jednotlivých dvojkolí k odlehčení vnitřních pružin. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, ale nedojde, u jeho odlehčované strany, k odlehčení vnitřní pružiny. Zůstává ve fázi 3. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, tedy nehrozí u něj odlehčení vnitřních pružin, zůstává rovněž ve fázi 3.

Protože norma ČSN 14363:2016 nově udává, že změny kolových sil na rozvoru podvozku a na vzdálenosti otočných čepů u podvozků opatřených vypružením s lineárně lomenou charakteristikou nelze počítat pomocí superpozice – dílčích součtů, je nutné určovat změny kolových sil na rozvoru podvozku v přímé závislosti na předchozím zkroucení – změně kolových sil na vzdálenosti otočných čepů. Takovéto požadavky vedou k zpřesnění analytických výpočtů za cenu složitějších výpočtů.

Pro výpočet je stěžejní vypočítat, o kolik jsou dvojkolí zkoumaného podvozku shodně natočena po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů $\Delta\beta^*$ [rad] a zdali po dalším zkroucení dvojkolí vůči sobě na rozvoru podvozku $\Delta\beta^+$ [rad] dojde ke změně torzní tuhosti dvojkolí.



Obr. 16 Naznačení odlehčování (znaménko mínus) a přitěžování (znaménko plus) jednotlivých stran dvojkolí [16]

SITUACE 1 (odpovídá 1 v tabulce)

- Hmotnost ložení: $\Delta m_1 = 0t$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM} = \beta_{LN} = f(\Delta m_1 = 0t)[rad]^6$
- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta\beta_{DV} = \frac{M_{zborc}}{k_{tDV1}} [rad] \quad (19)$$

Jestliže platí: $\Delta\beta_{DV} < \beta_{LN}$, pak po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Zbývající vůli lze vyjádřit:

$$\beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} = \beta_{LN} - \Delta\beta_{DV} [rad] \quad (20)$$

⁶ Úhel β_{LOM} se určí na základě aktuální statické síly v pružině a odvození dle bodu 2.2.1

- Při předpokladu, že rám podvozku je absolutně tuhý a obě dvojkolí jsou symetricky zkrucována vůči sobě, lze kontrolovat, jestli dochází k přechodu z 1. fáze na 2. fázi u přitěžované strany dvojkolí nebo z 3. fáze na 2. fázi u odlehčované strany dvojkolí.
- Dle obrázku 18 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkrucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkrucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů. Pokud:

DV1:

$$\left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta\beta^*}{2} \right) > 0, \quad (21)$$

tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 1.

DV2:

$$\left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta\beta^*}{2} \right) > 0, \quad (22)$$

tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 1.

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{tP1} \cdot \Delta\beta^+}{2w_a} [N] \quad (23)$$

kde pro úhel $\Delta\beta^+$ platí analogie se vztahem 18, odvozeným v kapitole 2.2.4.1, tedy

$$\Delta\beta^+ = \frac{q_{lim}^+ \cdot 2a^+}{1000 \cdot 2w_a} [rad] \quad (24)$$

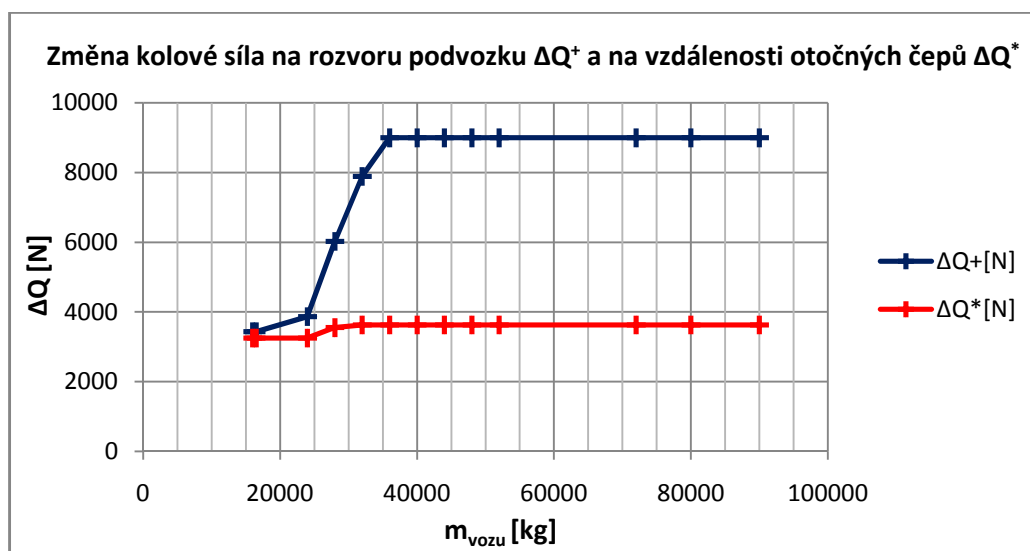
2.3 Aplikace výpočtu na vůz Sgnss 60', 16,5t

Výpočet byl proveden pomocí programu Microsoft Excel na základě předchozího odvozeného postupu. Jeho kompletní znění je v přílohách A, B.

2.3.1 Výsledky změn kolových sil metodou 2

HMOTNOST VOZU [kg]	HMOTNOST NÁKLADU [kg]	ΔQ^* [N]	ΔQ^+ samostatně [N]	ΔQ^+ [N]
16 000	0	3249	3430	3430
16 500	0	3 249	3 430	3 430
24 000	7 500	3 249	3 430	3 866
28 000	11 500	3 548	5 970	6 022
32 000	15 500	3 623	8 899	7 887
36 000	19 500	3 623	8 994	8 994
40 000	23 500	3 623	8 994	8 994
44 000	27 500	3 623	8 994	8 994
48 000	31 500	3 623	8 994	8 994
52 000	35 500	3 623	8 994	8 994
72 000	55 500	3 623	8 994	8 994
80 000	63 500	3 623	8 994	8 994
90 000	73 500	3 623	8 994	8 994

Tabulka 5 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 2⁷



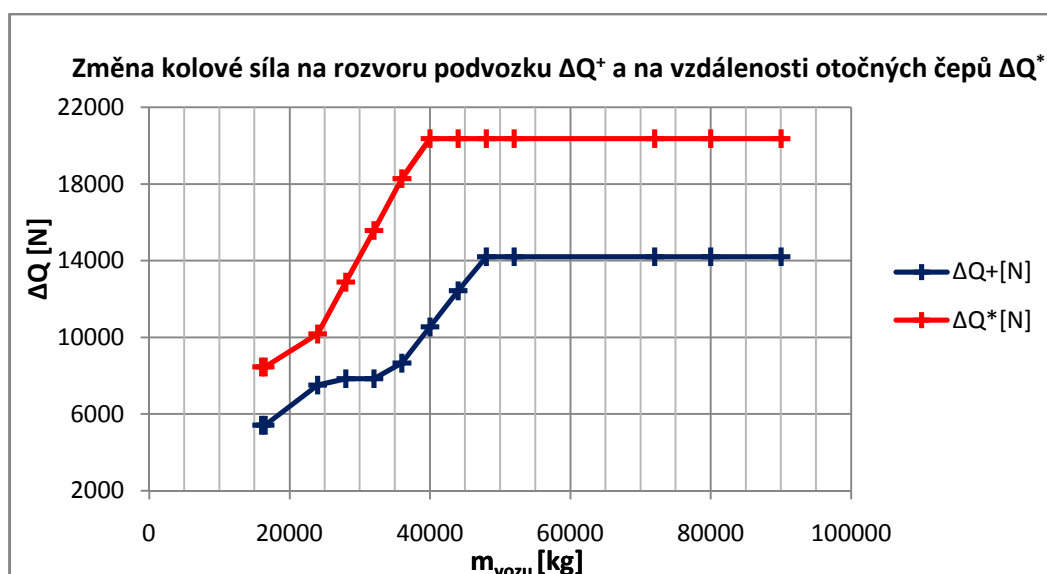
Graf 3 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 2

⁷ ΔQ^+ samostatně změna kolové síly na rozvoru podvozku pokud by se podvozek zkrcoval samostatně; ΔQ^+ změna kolové síly na rozvoru podvozku, pokud by se podvozek dále zkrcoval, po předchozím zkroutení na vzdálenosti otočných čepů

2.3.2 Výsledky změn kolových sil metodou 3

HMOTNOST VOZU [kg]	HMOTNOST NÁKLADU [kg]	ΔQ^* [N]	ΔQ^+ samostatně [N]	ΔQ^+ [N]
16000	0	8461	5421	5421
16500	0	8461	5421	5421
24000	7500	10180	5925	7517
28000	11500	12882	8854	7849
32000	15500	15583	11782	7849
36000	19500	18284	14215	8658
40000	23500	20368	14215	10545
44000	27500	20368	14215	12432
48000	31500	20368	14215	14215
52000	35500	20368	14215	14215
72000	55500	20368	14215	14215
80000	63500	20368	14215	14215
90000	73500	20368	14215	14215

Tabulka 6 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 3



Graf 4 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 3

2.3.3 Výpočet vodící síly Y

K výpočtu vodící síly jsou použity dva postupy. První postup je založen na výpočtu řídicí síly P Heumannovou metodou a následném výpočtu vodící síly Y.

Druhý postup se opírá o závislosti publikované pro podvozek typu Y25 ve zprávě ERRI(ORE) B55 RP8 – na základě naměřených dat byly regresí stanoveny „empirické“ vzorce, pomocí kterých lze určit velikost vodící síly Y pro podvozek Y25.

2.3.3.1 Výpočet Heumannovou metodou

Na základě Heumannovy poučky „o minimu řídicí síly“ - P hledám takové x (vzdálenost středu tření), pro které vychází nejmenší hodnota řídicí síly P.

$$P = 2 \cdot Q \cdot f \cdot \left(\frac{x}{\sqrt{2a^{+2} + w_a^2}} - \frac{2a^+ - x}{(2a^+ - x)^2 + w_a^2} \right) [N] \quad (25)$$

kde Q [N] je střední hodnota kolové síly,

f = 0,3 [1] je součinitel tření, 2a⁺ [m] je rozvor podvozku, w_a [m] je poloviční vzdálenosti styčných kružnic.

Hodnoty x a P byly určeny pomocí programu MS Excel.

$$\text{Vodící síla je dána v prvním přiblížení vztahem: } Y = P - Q \cdot f [N] \quad (26)$$

2.3.3.2 Výpočet dle ERRI (ORE) B55 RP8

	m ₁	m ₂	m ₃	m ₄	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄
Y _a	5,716	-25,7	-89,623	846,625	-170,593	7,837	3609,753	1810,277
Y _i	-5,506	20,586	270,489	-744,386	252,765	-158,784	-6125,26	1793,537
	R	x	a _Q					
Y _a	150	12,24745	0,025					
Y _i	150	12,24745	0,025					

Tabulka 7 Koefficienty pro výpočet vodících sil dle zprávy ERRI (ORE) B55

kde:

a_Q ...nevyrovnané příčné zrychlení (u metody 2pro jízdu „krokem“) [m.s⁻²]

$$x_R = \sqrt{R} = \sqrt{150} = 12,25 m \quad (27)$$

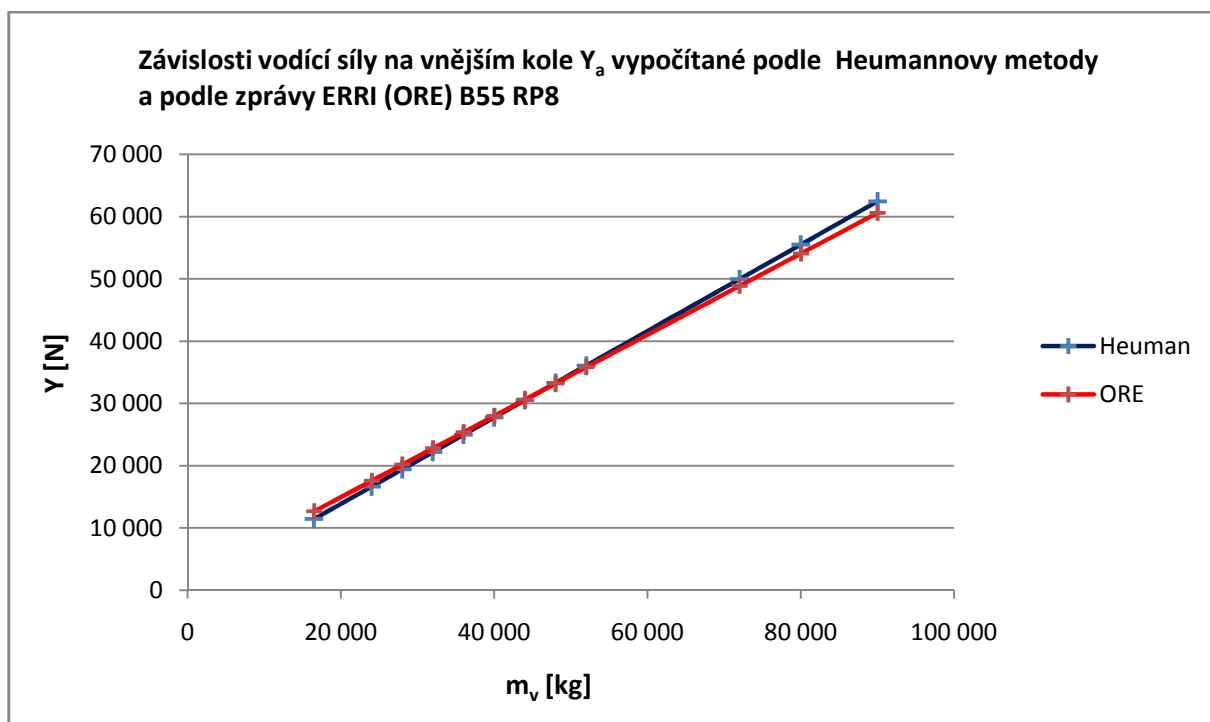
$$Y = [Q \cdot (x_R \cdot (m_1 \cdot a_q + m_2) + m_3 \cdot a_Q + m_4) + x_R \cdot (c_1 \cdot a_Q + c_2) + c_3 \cdot a_Q + c_4] \cdot 10^{-3} \quad (28)$$

2.3.3.3 Výsledky výpočtu vodící síly Y

m_{vozu} [kg]	Q [N]	P_{Heumann} [N]	Y_{Heuman} [N]	$Y_{a(\text{ORE})}$ [N]	$Y_{i(\text{ORE})}$ [N]
16 000	19 620	16 984	11 098	12 341	9 809
16 500	20 233	17 514	11 445	12 667	10 111
24 000	29 430	25 476	16 647	17 559	14 638
28 000	34 335	29 722	19 421	20 168	17 053
32 000	39 240	33 967	22 195	22 777	19 467
36 000	44 145	38 213	24 970	25 385	21 882
40 000	49 050	42 459	27 744	27 994	24 297
44 000	53 955	46 705	30 519	30 603	26 711
48 000	58 860	50 951	33 293	33 212	29 126
52 000	63 765	55 197	36 067	35 821	31 540
72 000	88 290	76 427	49 940	48 865	43 613
80 000	98 100	84 918	55 488	54 082	48 442
90 000	110 363	95 533	62 425	60 605	54 478

Tabulka 8 Přehled vypočtených vodících sil analytickými metodami

Pro určení bezpečnosti proti vykolejení metodou 2 bude použita hodnota vodící síly $Y_{(\text{ORE})}$.



Graf 5 Znárodnění vypočtených vodících sil analytickými přístupy

2.3.4 Určení bezpečnosti proti vykolejení

METODA 2

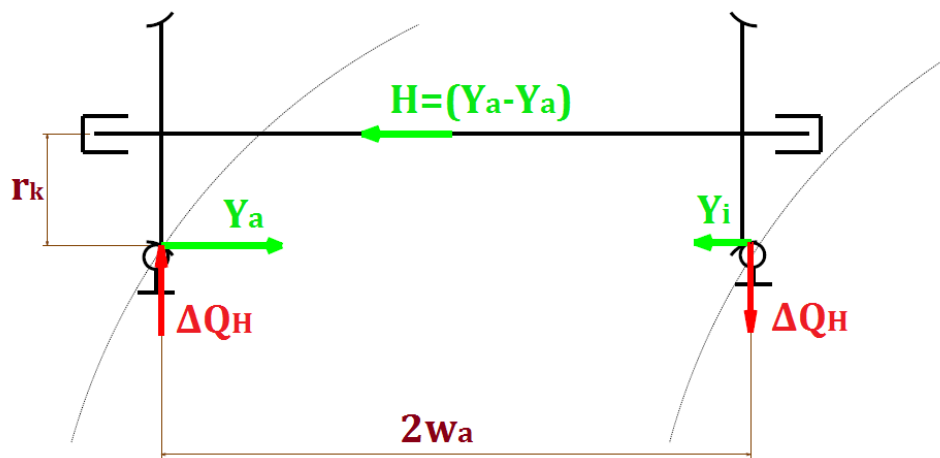
Pro úhel sklonu okolku 70° je hodnota $\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mezni} = 1,2$ pro zjišťování změny kolových sil měřením. Pro výpočet se uvádí dle EN 14 363 hodnota snižená o 10%, tedy

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{mezni} = 0,9 \cdot 1,2 = 1,08.$$

$$\frac{Y}{Q_{min}} < \left(\frac{Y}{Q}\right)_{mezni} = 1,08 \quad (29)$$

$$\text{Změna kolové síly od hystereze způsobené třecím tlumičem: } \Delta Q_{HYST} = 0,2 \cdot Q \text{ [N]} \quad (30)$$

Přetížení od rámové síly:



Obr. 17 Přetížení vnějšího nabíhajícího dvojkolí od rámové síly v oblouku

$$\Delta Q_{H_ORE} = \frac{(Y_{a(ORE)} - Y_{i(ORE)}) \cdot r_k}{2s} \text{ [N]} \quad (31)$$

$$\Delta Q_{CELK} = \Delta Q^* + \Delta Q^+ + \Delta Q^{hystereze} - \Delta Q_H \text{ [N]} \quad (32)$$

HMOTNOST VOZU [kg]	HMOTNOST NÁKLADU [kg]	Střední kolová síla Q [N]	$\Delta Q_{\text{celk}} = \Delta Q^* + \Delta Q^+ + \Delta Q^{\text{hyst}} - \Delta Q_{\text{H_ORE}}$ [N]	$Y_{a(\text{ORE})}$ [N]	$Y_{i(\text{ORE})}$ [N]	$Y_a^{(\text{ORE})}/Q_{\text{min}}$ [N]
16000	0	19 620	9 826	12 341	9 809	1,260
16 500	0	20 233	9 942	12 667	10 111	1,231
24 000	7 500	29 430	11 669	17 559	14 638	0,989
28 000	11 500	34 335	15 430	20 168	17 053	1,067
32 000	15 500	39 240	19 356	22 777	19 467	1,145
36 000	19 500	44 145	20 372	25 385	21 882	1,068
40 000	23 500	49 050	21 293	27 994	24 297	1,009
44 000	27 500	53 955	22 215	30 603	26 711	0,964
48 000	31 500	58 860	23 136	33 212	29 126	0,930
52 000	35 500	63 765	24 057	35 821	31 540	0,902
72 000	55 500	88 290	28 664	48 865	43 613	0,820
80 000	63 500	98 100	30 507	54 082	48 442	0,800
90 000	73 500	110 363	32 811	60 605	54 478	0,781

Tabulka 9 Bezpečnost proti vykolejení metodou 2

METODA 3

a) Poměr $\Delta Q/Q$

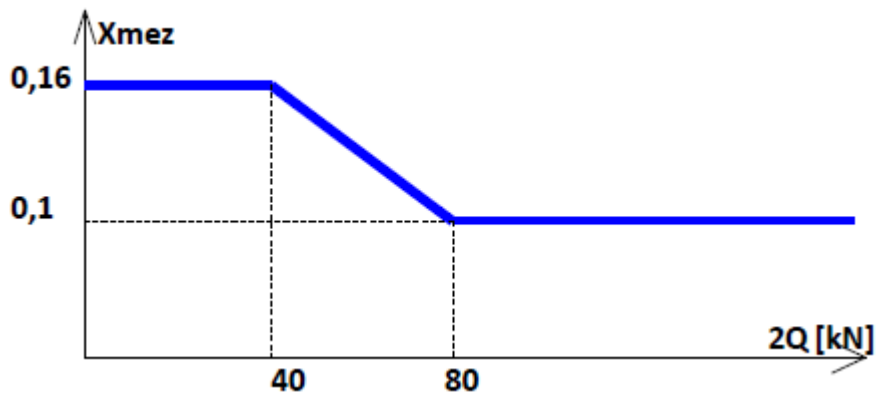
Při zjišťování bezpečnosti proti vykolejení metodou 3 je na první pohled zřejmé, že prázdný vůz nevyhoví podmínce

$$\frac{\Delta Q}{Q} < \left(\frac{\Delta Q}{Q} \right)_{\text{mezni}} = 0,6. \quad (33)$$

HMOTNOST VOZU [kg]	HMOTNOST NÁKLADU [kg]	Střední kolová síla [N]	$\Delta Q_{\text{celk}} = \Delta Q^* + \Delta Q^+ + \Delta Q^{\text{hystereze}}$ [N]	$\Delta Q_{\text{celk}}/Q$ [N]
16000	0	19 620	17 806	0,91
16 500	0	20 233	17 929	0,89
24 000	7 500	29 430	21 991	0,75
28 000	11 500	34 335	28 603	0,83
32 000	15 500	39 240	35 213	0,90
36 000	19 500	44 145	41 328	0,94
40 000	23 500	49 050	44 393	0,91
44 000	27 500	53 955	45 374	0,84
48 000	31 500	58 860	46 355	0,79
52 000	35 500	63 765	47 336	0,74
72 000	55 500	88 290	52 241	0,59
80 000	63 500	98 100	54 203	0,55
90 000	73 500	110 363	56 656	0,51

Tabulka 10 Bezpečnost proti vykolejení metodou 3

b) X – faktor



Graf 6 Závislost mezní hodnoty X-faktoru na středním nápravovém zatížení

Pro vůz Sgnss 60' vážící 16,5 t v neloženém stavu, můžeme stanovit velikost momentu odporu proti natáčení podvozku pomocí známých hodnot celkového momentu odporu proti natáčení podvozku pro 20 t vůz a předpokladu konstantního statického přitlaku kluznic.

Celkový moment odporu proti natáčení podvozků je dán třením v kulové torně a třením v kluznicích. Při uvažování otáčení podvozku pouze kolem svislé osy **-Z-**, je moment odporu v torně úměrný tíze skříně $G_{skříně}$ připadající na jeden podvozek a součiniteli „čepového“ tření, moment odporu kluznic je úměrný přitlaku kluznic (statickému předpětí) a součiniteli tření mezi příložkami kluznice a kluznými plochami na hlavním příčniku vozu.

Statické předpětí dvou pružin kluznice je dle výrobní dokumentace: $F_{P,KL} = 16\,000\ N$

Součinitel tření v kluznicích (odhad): $f \cong 0,2$

Při známé vzdálenosti $2w_G = 1\,700\ mm$ lze moment v kluznicích vypočítat následovně:

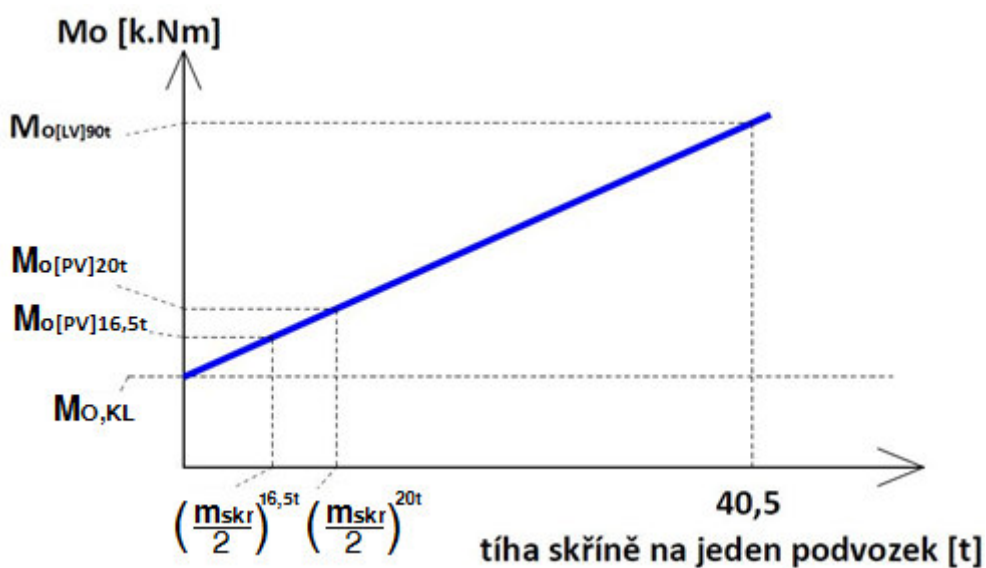
$$M_{O,KL} = F_{P,KL} \cdot f \cdot 2w_G \ [kN.m] \quad (34)$$

Celkový moment odporu je pro 20 t vůz dle EN 16235 $M_{Ocelk}^{20} = (10 \pm 4)\ kN.m$, při uvažování hmotnosti skříně připadající na jeden podvozek:

$$\left(\frac{m_{skř}}{2} \right)^{20t} = \frac{m_{vozu} (20t) - 2 \cdot m_{podvozku}}{2} \ [t] \quad (35)$$

kde hmotnost jednoho podvozku $m_{podvozku} = 4,5\ t$

Pro vůz Sgnss 60' je hmotnost skříně na jeden podvozek dána vztahem 35, kde se za hmotnost vozu dosadí $m_{vozu} (16,5t)$.



Graf 7 Přímá úměrnost celkového momentu odporu vozu v závislosti na tíze skříně na jeden podvozek

Z rovnice přímky: $y = b \cdot x + c$

$$y^{P.V.} = M_O^{P.V.} = \frac{M_{o[PV]20t} - M_{O,KL}}{\left(\frac{m_{skř}}{2}\right)^{20t}} \cdot \left(\frac{m_{skř}}{2}\right)^{16,5t} + M_{O,KL} \text{ [kN.m]} \quad (36)$$

$$y^{L.V.} = M_O^{L.V.} = \frac{M_{o[PV]20t} - M_{O,KL}}{\left(\frac{m_{skř}}{2}\right)^{20t}} \cdot \left(\frac{m_{skř}}{2}\right)^{90t} + M_{O,KL} \text{ [kN.m]} \quad (37)$$

Určení hodnoty mezního X faktoru – X_{mez} , pro vůz ložený na $2Q_0 = (40 \div 80)kN$ pomocí rovnice přímky. Vycházíme z grafu 6:

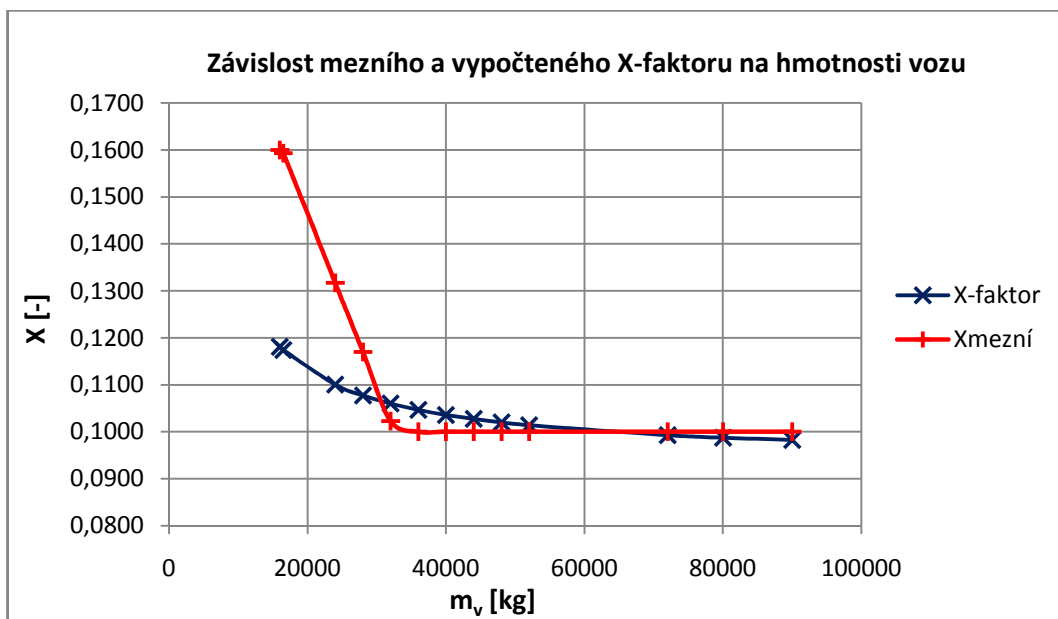
$$y = -b \cdot x + c$$

$$X_{mez} = -\frac{0,16 - 0,1}{40} \cdot 2Q_0 + 0,16 = f(2Q_0) [-] \quad (38)$$

$$\text{Vztah pro výpočet X-faktoru: } X = \frac{M_o}{2a^+ \cdot 2 \cdot Q_0} \leq X_{mez} \quad (39)$$

Hmotnost vozu [kg]	Hmotnost skříně nad jedním podvozkem [kg]	Střední nápravové zatížení $2Q_0$ [N]	Celkový moment odporu M_0 [kN.m]	Faktor X [1]	Mezní faktor X_{mez} [1]
16000	3500	39 240	8,34	0,1181	0,1600
16 500	3750	40 466	8,55	0,1174	0,1593
24 000	7500	58 860	11,66	0,1100	0,1317
28 000	9500	68 670	13,32	0,1077	0,1170
32 000	11500	78 480	14,97	0,1060	0,1023
36 000	13500	88 290	16,63	0,1047	0,1000
40 000	15500	98 100	18,29	0,1036	0,1000
44 000	17500	107 910	19,95	0,1027	0,1000
48 000	19500	117 720	21,61	0,1020	0,1000
52 000	21500	127 530	23,27	0,1014	0,1000
72 000	31500	176 580	31,56	0,0993	0,1000
80 000	35500	196 200	34,87	0,0987	0,1000
90 000	40500	220 725	39,02	0,0982	0,1000

Tabulka 11 Určení X - faktoru



Graf 8 Závislost mezního X-faktoru na hmotnosti vozu

Graf 8 ukazuje, že pokud vůz vyhoví meznímu X-faktoru v prázdném a plně loženém stavu, nemusí vyhovět ve stavu částečného ložení.

3 Výpočtový model – SIMPACK

3.1 Souhrn parametrů výpočtového modelu

Parametry dvojkolí

Hmotové parametry				Rozměry			
Hmotnost	m_{dv}	1477,9	kg	Průměr kola	d_k	0,92	m
Momenty setrvačnosti	I_{xx}	112,109	kg.m ²	Profil kola	S1002 (UIC-ORE)		
	I_{yy}	644,685	kg.m ²	Rozchod	$2w_a$	1,435	m
	I_{zz}	644,685	kg.m ²				
Poloha těžiště	$x_T=y_T$	0	m	z_T	0,46	m	

Tabulka 12 Parametry dvojkolí

Parametry rámu podvozku

Hmotové parametry				Rozměry			
Hmotnost	m_r	1336,9	kg	Rozvor	$2a^+$	0,92	m
Momenty setrvačnosti	I_{xx}	973,2	kg.m ²	Příčná báze primárního vypružení	$2w_F$	2	m
	I_{yy}	861,8	kg.m ²				
	I_{zz}	1793,7	kg.m ²				
Poloha těžiště	$x_T=y_T$	0	m	z_T	0,55	m	

Tabulka 13 Parametry rámu

Parametry skříně

Hmotové parametry				Rozměry			
Hmotnost	$m_{skř}$	7914,6	kg	Vzdálenost otočných čepů	$2a^*$	14,06	m
Momenty setrvačnosti	I_{xx}	12 277	kg.m ²				
	I_{yy}	220 825	kg.m ²	Příčná báze kluznic	$2w_G$	1,7	m
	I_{zz}	220 825	kg.m ²				
Poloha těžiště	$x_T=y_T$	0	m	z_T	1,2	m	

Tabulka 14 Parametry skříně

Parametry vypružení

STANDARDNÍ PODVOZEK Y25							
Vnější pružina				Vnitřní pružina			
Příčná tuhost	k_x^1	454	$N.mm^{-1}$	Příčná tuhost	k_x	300,5	$N.mm^{-1}$
	k_y^1	454	$N.mm^{-1}$		k_y	300,5	$N.mm^{-1}$
	k_x^8	477	$N.mm^{-1}$	Svislá tuhost	k_z	824	$N.mm^{-1}$
	k_y^8	477	$N.mm^{-1}$				
Svislá tuhost	k_z	508	$N.mm^{-1}$	Kluznice			
				Svislá tuhost	k_z	285	$N.mm^{-1}$
MODIFIKOVANÉ TUHOSTI PRIMÁRNÍHO VYPRUŽENÍ - NAVRŽENÁ PROGRESIVNÍ PRUŽINA (dle kapitoly 5)							
Příčná tuhost	k_x^1	482	$N.mm^{-1}$	Svislá tuhost	k_z^1	520	$N.mm^{-1}$
	k_y^1	482	$N.mm^{-1}$				
	k_x^8	1311	$N.mm^{-1}$		k_z^8	1384	$N.mm^{-1}$
	k_y^8	1311	$N.mm^{-1}$				

Tabulka 15 Parametry vypružení

Parametry tratě

- Normální rozchod (1435 mm)
- Profil kolejnice UIC 60, resp. 60E1
- Sklon upevnění kolejnice 1/40

3.2 Výpočtový model pro simulaci stacionárních zkoušek

Výpočtový „statický“ model pro simulaci stacionárních zkoušek odpovídá svou strukturou analytickému výpočtu – jedná se o „stejnou“ torzní soustavu, na které je provedena zkrucovací zkouška. Soustava je složena ze silových prvků a hmotných těles a je na ni zavedeno buzení – posuvy kol ve svislém směru o hodnoty zkušebních zborcení. Cílem vytvoření modelu je ověření výsledků změn kolových sil získaných analytickým výpočtem.

3.2.1 Popis statického výpočtového modelu

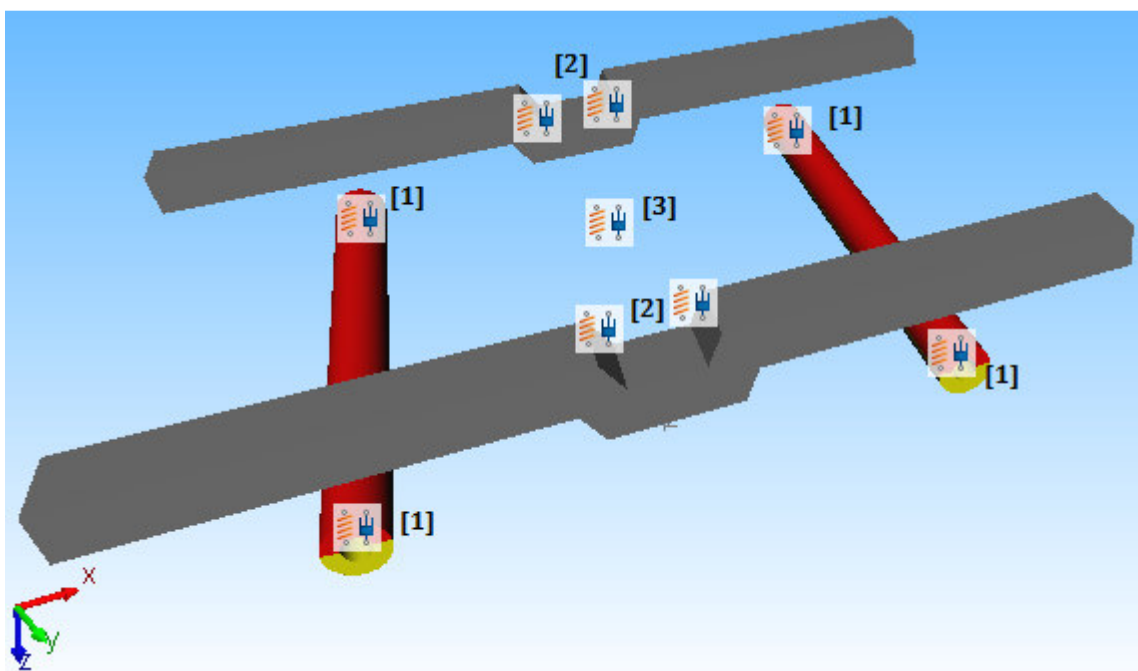
3.2.1.1 Podvozek

Náhradní model podvozku se skládá z absolutně tuhého rámu a dvojice absolutně tuhých náprav. Na každém konci nápravy, v místě ložiskové skříň, je jeden silový prvek [1], který svou charakteristikou tuhosti plně nahrazuje dvě sady paralelních pružin podvozku Y25. Tyto silové prvky tvoří vazbu mezi rozhraním rám-náprava.

Ve střední části podélníků rámu podvozku jsou silové prvky [2], které reprezentují předepjaté kluznice podepírající skříň při kolébavých pohybech.

Ve středu podvozku je silový prvek [3], který představuje otočný čep – kulovou tornu. Pro účely statické zkrucovací zkoušky je zanedbáno tření v torně.

Silové prvky kluznic [2] a otočného čepu [3] tvoří vazbu mezi rámem podvozku a plošinou vozu.



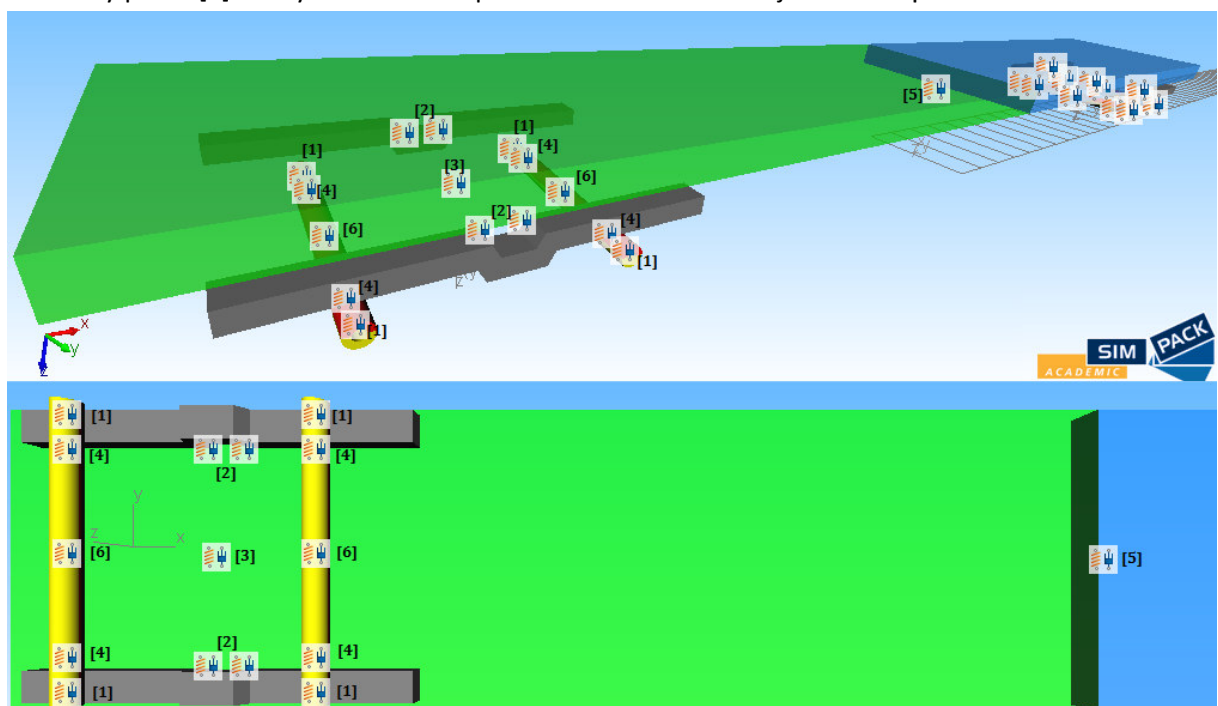
Obr. 18 Grafická reprezentace podvozku pro statickou zkrucovací zkoušku v programu Simpack

3.2.1.2 Vůz Sgnss 60, 16,5t / 90t

Model vozu je složen ze dvou podvozků, které jsou popsány v bodě 5.3.1.1. a skříně, která je složena ze dvou polovin, mezi nimiž je silový prvek [5] reprezentující torzní konstantu skříně vozu.

Nápravy podvozků jsou ve vzdálenosti styčných kružnic kol podepřeny silovými prvky [4], které nahrazují kontakt kolo-kolejnice a pomocí kterých lze v postprocesoru programu Simpack odečítat hodnoty změn kolových sil v závislosti na ložení vozu a hodnotách zkušebního zborcení dle počítané metody. Tyto silové prvky jsou rozhraním mezi vozem (připojovací markery na nápravách) a mezi absolutním systémem (markery v Reference System). Markery absolutního systému jsou typu „Translation with $u(t)$ “, tedy pohyblivé v závislosti na čase dle předepsané funkce posuvu.

Silový prvek [6] má význam fixace v příčném směru a u 4. dvojkolí také v podélném směru.

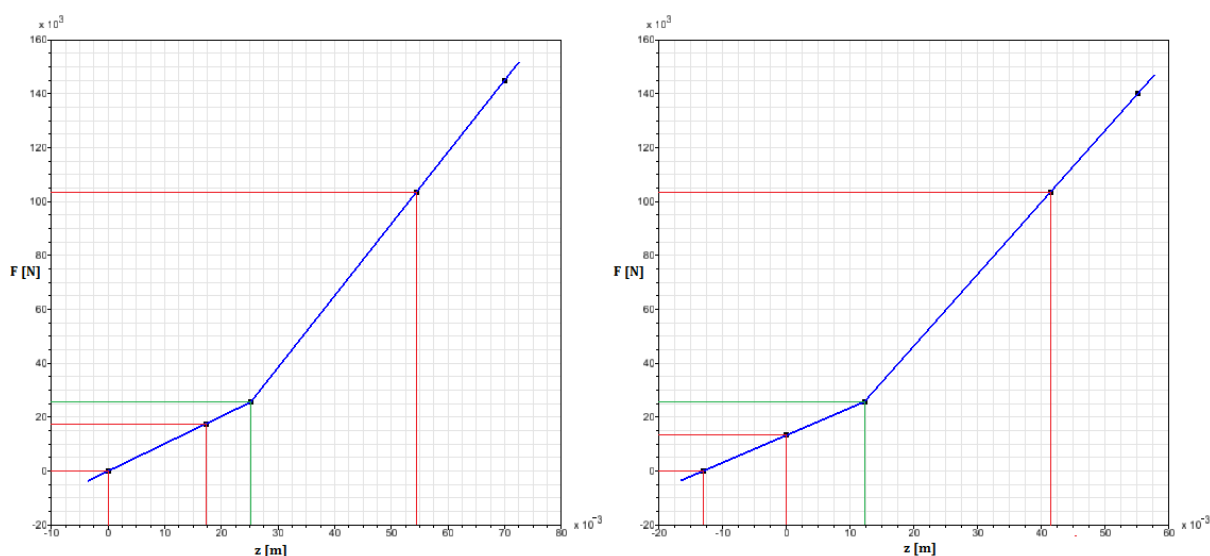


Obr. 19 Grafická reprezentace vozu v programu Simpack

3.2.1.3 Charakteristiky síla – stlačení

Charakteristika primárního vypružení

Primární vypružení je podrobně popsáno v bodě 1.1.2. Následující grafy ukazují v levé části standardní charakteristiku vypružení dvou sad podvozku Y25. V pravé části je znázorněna identická charakteristika s posunutým počátkem – posunutá „doleva“ – o deformaci vypružení způsobenou tíhou prázdného vozu. Tato charakteristika je přiřazena silovému prvku primárního vypružení [1], aby po statickém převážení, kdy jsou pružiny stlačeny o hodnotu deformace odpovídající tíze prázdného vozu, měla charakteristika počátek v bodě, který odpovídá nulové deformaci (rovnovážné poloze) a statické síle v primárním vypružení od hmotnosti prázdného vozu.

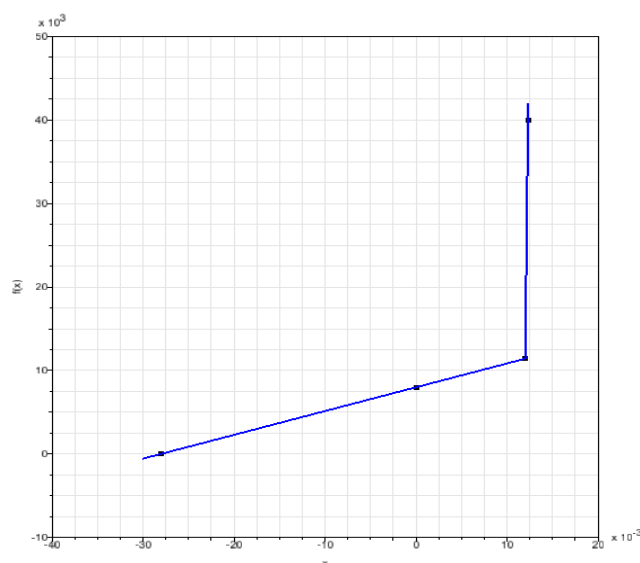


Graf 9 Charakteristika síla – stlačení, vlevo posunutá do záporné části stlačení o hodnotu

Charakteristika předepjatých kluznic

Kluznice reprezentované silovými prvky [2] mají až do jejich dorazu lineární charakteristiku, směrnice přímky odpovídá tuhosti jedné kluznice. Kluznice jsou stejně jako u reálného vozu předepjaty o 8 kN – z toho důvodu je část charakteristiky posunuta do hodnot záporné deformace. Při zkrucování může být u přitěžované strany příčnicku vyčerpána vůle v kluznicích 12mm. Doraz je nahrazen velmi velkým nárůstem tuhosti.

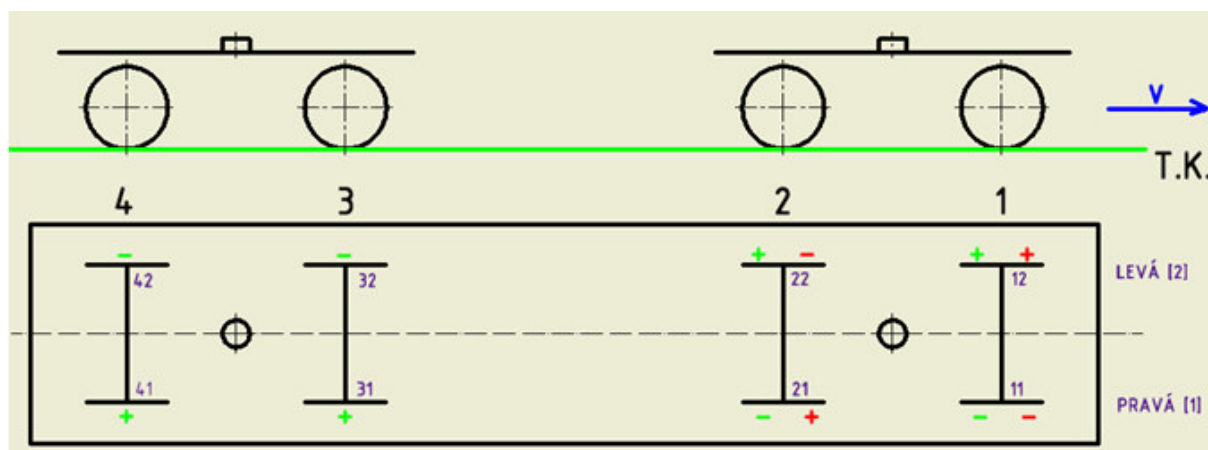
Graf 10 Charakteristika kluznic



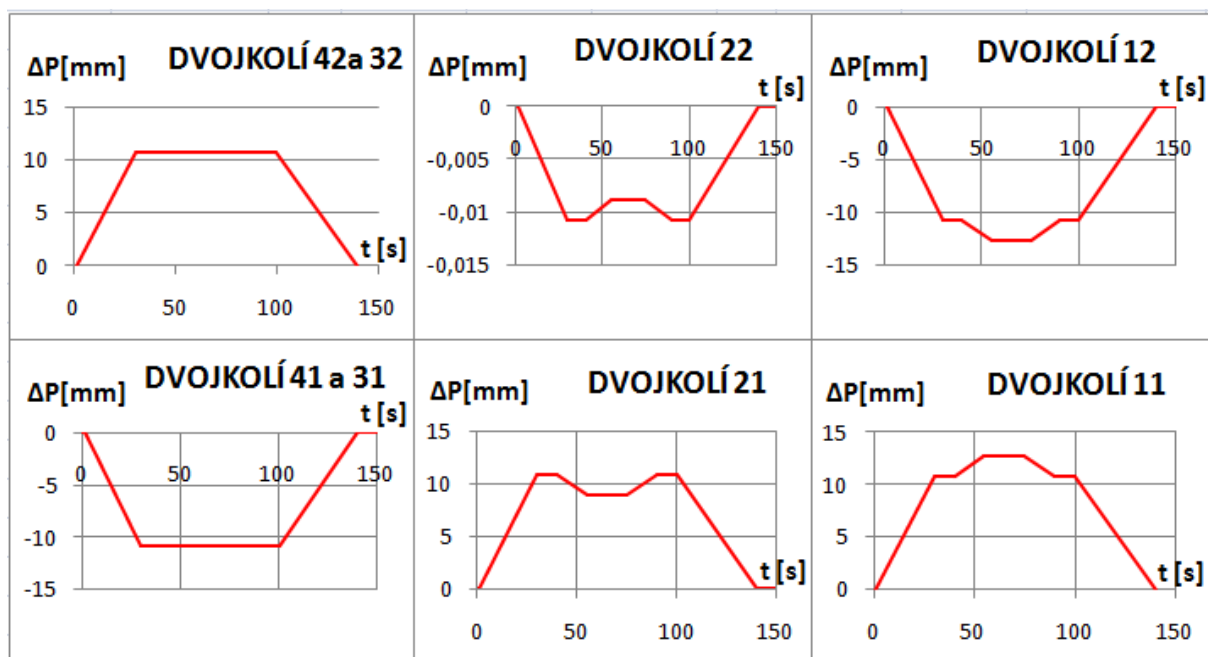
3.2.1.4 Buzení zkrcováním

Aby simulace zkrcování modelu probíhala za podmínek odpovídajících normě EN 14363:2016, jsou oba podvozky modelu zkrcovány vůči sobě symetricky, o úhel $\Delta\beta^*$ odpovídající hodnotě mezního zborcení na vzdálenosti otočných čepů. Obě dvojkolí prvního podvozku ve směru jízdy jsou zkrcována vůči sobě rovněž symetricky o úhel $\Delta\beta^+$ odpovídající zborcení na rozvoru podvozku.

Znaménková konvence na obr. 20 je následující: zelená znaménka odpovídají zkrcování podvozků vůči sobě na vzdálenosti otočných čepů, červená znaménka odpovídají zkrcování dvojkolí prvního podvozku vůči sobě na rozvoru podvozku. Znaménko plus vyjadřuje přitěžování daného kola, znaménko mínus naopak odlehčování daného kola. Kolo 11 je tedy nejvíce odlehčeno.

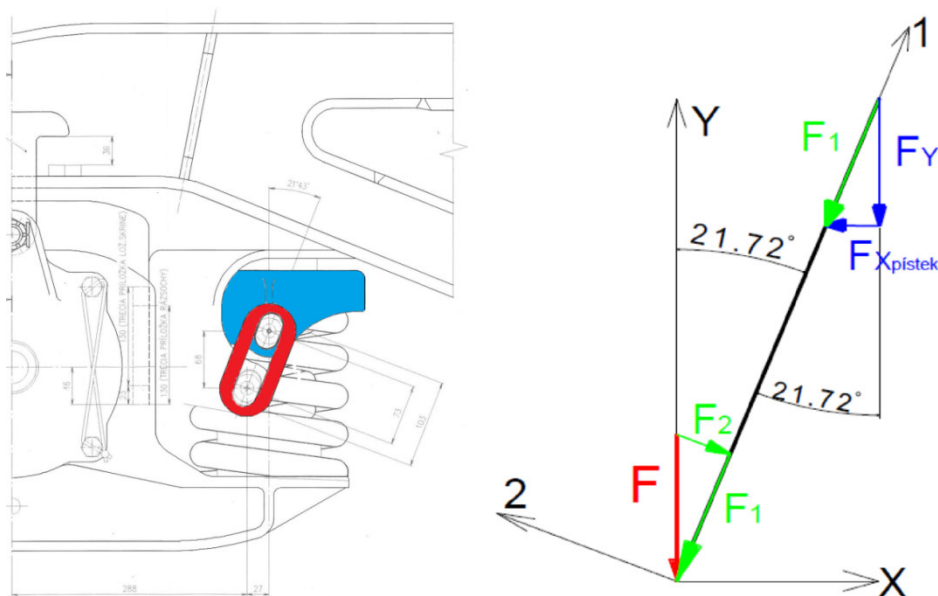


Obr. 20 Schéma vozu a naznačení průběhů zkrcovací zkoušky [16]



Graf 11 Průběhy pohybů kol při simulaci zkrcovací zkoušky

3.2.1.5 Zavedení třecího tlumiče do primárního vypružení



Obr. 21 Detail šikmé závěsky třecího tlumiče a rozklad sil v závěsce [2]

Talíř pružiny, který převádí vodorovnou složku tahové síly v šikmé závěsce na sílu působící přítlakem ve směru -X- na třecí plochu ložiskové skříně, je položen na vnější pružině. Na třecím účinku se tedy podílí jen síla, která teče přes vnější pružinu (viz obr. 4). Sílu ve vnější pružině lze vyjádřit poměrem tuhosti vnější pružiny k celkové tuhosti sady. Ve výpočtovém modelu jsou však obě sady pružin spojeny do jedné, je nutné sílu ve vypružení ještě vydělit dvěma, abychom dostali sílu v jedné sadě pružin.

$$F = \frac{k_{\text{vnějš}}}{k_{\Sigma}} \cdot \frac{F_{\text{PRIMÁR}}}{2} = \frac{2 \cdot 508}{2 \cdot 1332} \cdot \frac{F_{\text{PRIMÁR}}}{2} = 0,381 \cdot \frac{F_{\text{PRIMÁR}}}{2}$$

Z geometrie vyplývá:

$$F_1 = F \cdot \cos 21,72^\circ$$

$$F_{X_{\text{pístek}}} = F_1 \cdot \sin 21,72^\circ = F \cdot \cos 21,72^\circ \cdot \sin 21,72^\circ$$

Třecí síla působí na dvě plochy:

$$T_{X_{\text{pístek}}} = 2 \cdot F_{X_{\text{pístek}}} \cdot f$$

$$T_{X_{\text{pístek}}} = 2 \cdot 0,381 \cdot \frac{F_{\text{PRIMÁR}}}{2} \cdot \cos 21,72^\circ \cdot \sin 21,72^\circ \cdot f$$

$$T_{X_{\text{pístek}}} = F_{\text{PRIMÁR}} \cdot (0,381 \cdot \cos 21,72^\circ \cdot \sin 21,72^\circ \cdot f) = F_{\text{PRIMÁR}} \cdot f_{\text{fiktivní}}$$

$$\text{Pro } f=0,2: f_{\text{fiktivní}} = 0,381 \cdot \cos 21,72^\circ \cdot \sin 21,72^\circ \cdot 0,2 = 0,02619$$

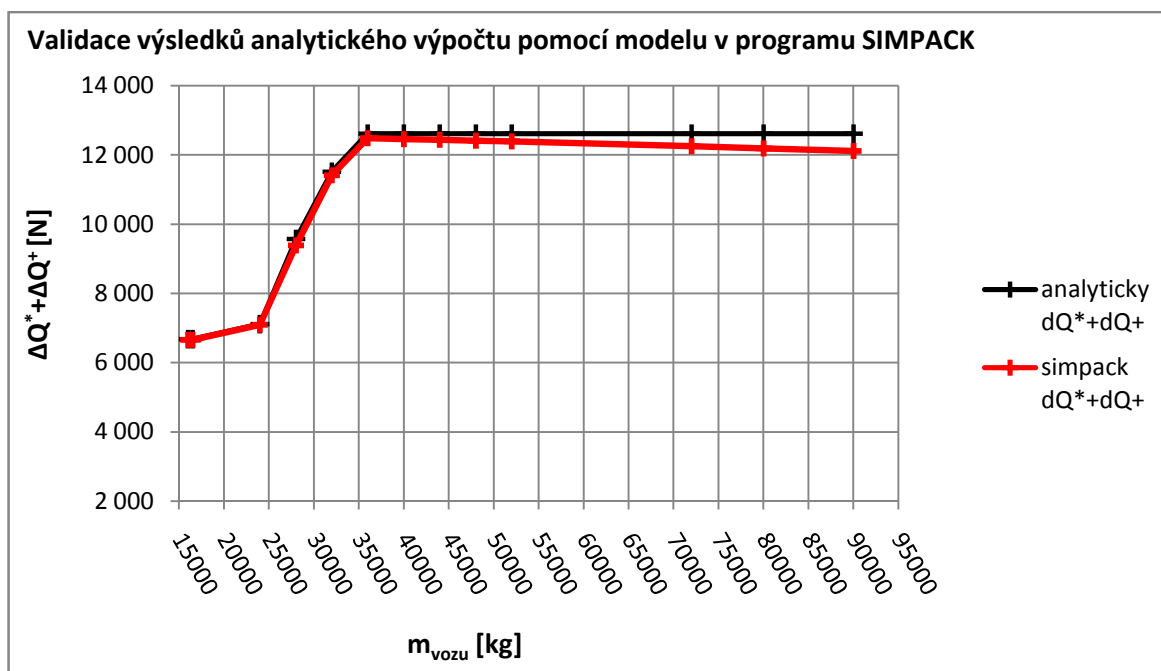
Výsledný tvar „fiktivního“ součinitele tření je dosazen do parametrů třecího tlumiče, který pracuje se silou z primárního vypružení (silový prvek [1])

3.2.2 Výsledky

3.2.2.1 Výsledky z programu Simpack, metoda 2

HMOTNOST VOZU [kg]	HMOTNOST NÁKLADU [kg]	HMOTNOST SPODKU VOZU A NÁKLADU [kg]	ANALYTICKY			SIMPACT		
			$\Delta Q^+ + \Delta Q^*$ [N]	ΔQ^* [N]	ΔQ^+ [N]	$\Delta Q^+ + \Delta Q^*$ [N]	ΔQ^* [N]	ΔQ^+ [N]
16000	0	7 679	6 679	3249	3430	6660	3068	3593
16 500	0	8 179	6 679	3 249	3 430	6660	3068	3593
24 000	7 500	15 679	7 115	3 249	3 866	7092	3202	3890
28 000	11 500	19 679	9 570	3 548	6 022	9386	3476	5910
32 000	15 500	23 679	11 511	3 623	7 887	11408	3521	7887
36 000	19 500	27 679	12 617	3 623	8 994	12482	3498	8985
40 000	23 500	31 679	12 617	3 623	8 994	12460	3473	8987
44 000	27 500	35 679	12 617	3 623	8 994	12437	3448	8989
48 000	31 500	39 679	12 617	3 623	8 994	12413	3423	8990
52 000	35 500	43 679	12 617	3 623	8 994	12388	3397	8992
72 000	55 500	63 679	12 617	3 623	8 994	12251	3256	8995
80 000	63 500	71 679	12 617	3 623	8 994	12191	3195	8996
90 000	73 500	81 679	12 617	3 623	8 994	12112	3116	8996

Tabulka 16 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack

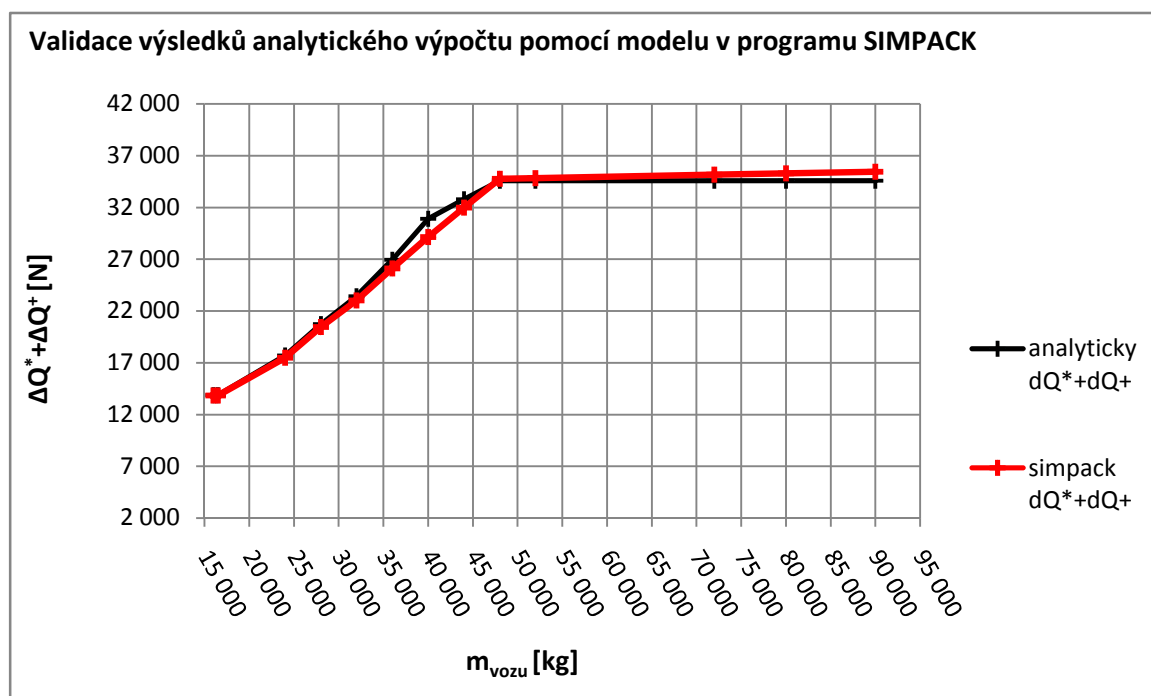


Graf 12 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack

3.2.2.2 Výsledky z programu Simpack, metoda 3

HMOTNOST VOZU [kg]	HMOTNOST NÁKLADU [kg]	HMOTNOST PLOŠINY A NÁKLADU [kg]	ANALYTICKY			SIMPACT		
			$\Delta Q^+ + \Delta Q^*$ [N]	ΔQ^* [N]	ΔQ^+ [N]	$\Delta Q^+ + \Delta Q^*$ [N]	ΔQ^* [N]	ΔQ^+ [N]
16 000	0	16 000	13 882	8 461	5 421	13 855	8 438	5 417
16 500	0	16 500	13 882	8 461	5 421	13 855	8 438	5 417
24 000	7 500	24 000	17 697	10 180	7 517	17 483	10 196	7 287
28 000	11 500	28 000	20 731	12 882	7 849	20 467	12 907	7 560
32 000	15 500	32 000	23 432	15 583	7 849	23 017	15 618	7 399
36 000	19 500	36 000	26 942	18 284	8 658	26 121	18 328	7 793
40 000	23 500	40 000	30 913	20 368	10 545	29 133	20 477	8 656
44 000	27 500	44 000	32 800	20 368	12 432	31 989	20 542	11 447
48 000	31 500	48 000	34 583	20 368	14 215	34 768	20 607	14 161
52 000	35 500	52 000	34 583	20 368	14 215	34 833	20 672	14 161
72 000	55 500	72 000	34 583	20 368	14 215	35 156	20 994	14 161
80 000	63 500	80 000	34 583	20 368	14 215	35 284	21 123	14 161
90 000	73 500	90 000	34 583	20 368	14 215	35 444	21 283	14 161

Tabulka 17 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack



Graf 13 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack

3.3 Dynamický model

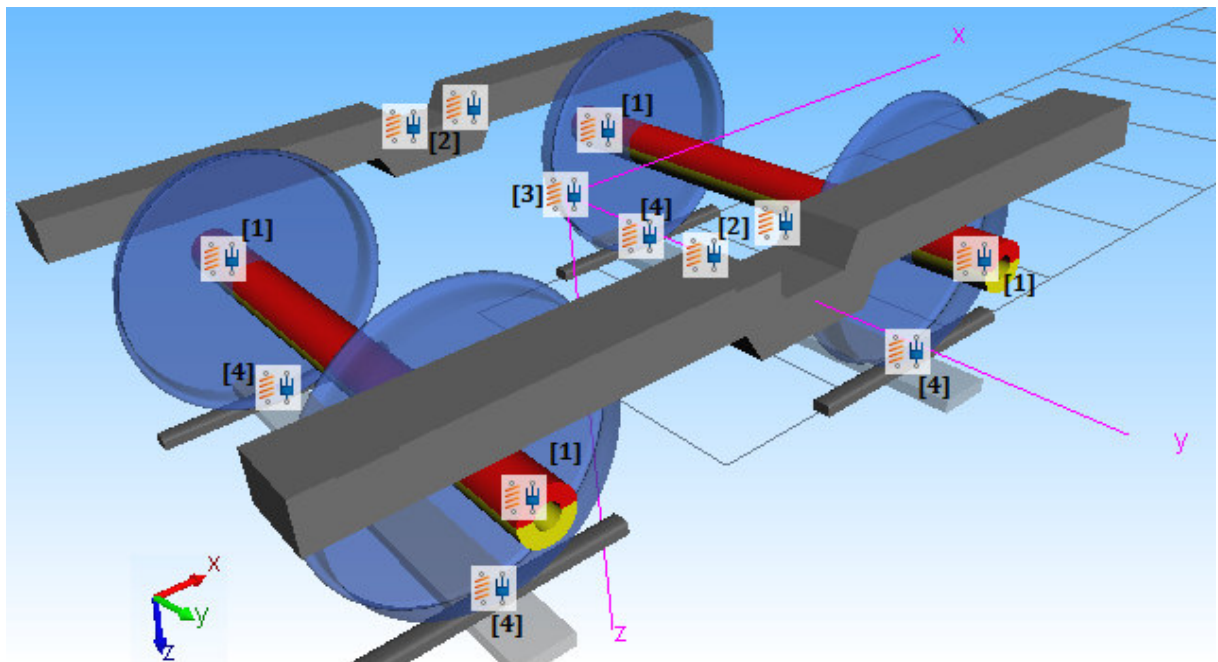
Základní rozdíl oproti „statickému modelu“ je, že dynamický výpočtový model obsahuje vazbu kolo – kolejnice. Lze na něm tedy simulovat průjezd vozidla libovolnou, v rámci reality zvolenou, tratí.

3.3.1 Popis struktury modelu

3.3.1.1 Podvozek

Model podvozku pro zkoušení dynamických vlastností vozu, plně odpovídá svými parametry statickému modelu podvozku pro zkrucovací zkoušku, s výjimkou toho, že silový prvek [4] je u podvozku pro dynamické zkoušení typu „Rail Wheel Interface“, tedy prvek, který přímo zastupuje kontakt kola s kolejnicí.

Další odlišností jsou silové prvky nacházející se pod pozicí [3]. Nachází se zde silový prvek reprezentující otočný čep (kulovou tornu). Dále silový prvek reprezentující tření v kulové torně, při natáčení podvozku okolo osy $-Z$, které je úměrné jejímu svislému zatížení a součiniteli tření $f=0,2$. A prvek reprezentující moment odporu natočení podvozku vůči skříni, který je dán přitlakem (předjetím pružin kluznic), součinitelem tření $f=0,2$ a ramenem – vzdáleností kluznic od středu podvozku.



Obr. 22 Grafická reprezentace podvozku pro dynamické – jízdní zkoušky v programu Simpack

3.3.1.2 Parametry tratí pro vybrané jízdně – technické zkoušky

Při zjišťování vybraných – jízdně technických vlastností vozidla byly vytvořeny a použity tři tratě. Jejich základní parametry jsou uvedeny v tabulce 18 a jejich geometrický tvar je znázorněn v grafu 14.

První trať obsahuje oblouk poloměru 150 metrů bez převýšení. Slouží k určení vodicích sil, pro určení bezpečnosti proti vykolejení metodou 2.

Další dvě tratě obsahují oblouky o poloměrech 250 resp. 600 metrů s převýšením a slouží pro simulaci jízdně technických zkoušek. V obou případech tvoří přechody mezi přímou tratí a obloukem tzv. Blossovy vzestupnice. Délka přechodnic je určena pomocí vztahu

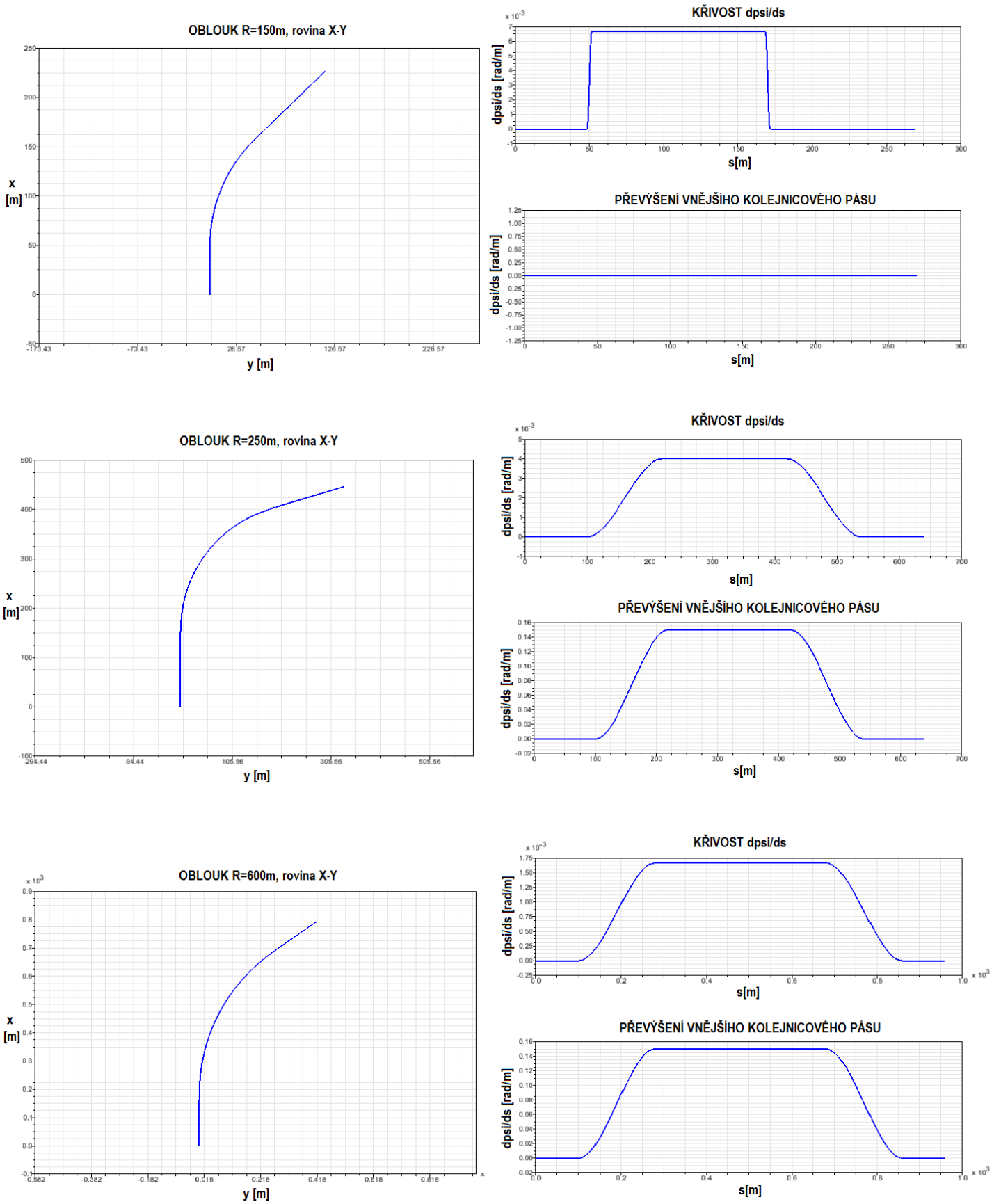
$$l = \frac{n_{vz} \cdot P_{st} [mm]}{1000} [m] \quad , \quad \text{kde } n_{vz} \geq 10 \cdot v [km/h].$$

V tabulce 18 jsou pak uvedeny dopočítané rychlosti průjezdů převýšenými oblouky, které odpovídají nedostatku převýšení 143 mm. Tyto dva oblouky byly vybrány, protože spadají do kategorie oblouků s velmi malým poloměrem. Oblouk o poloměru 250 metrů je zástupcem extrémně malých oblouků, oblouk o poloměru 600 metrů je nejmenším obloukem, který lze projíždět maximální rychlostí vozu 120 km/h.

Poloměr oblouku R [m]	Převýšení koleje P [mm]	Nedostatek převýšení NP [mm]	Teoretická rychlost v_t [m/s]	Teoretická rychlost v_t [km/h]	Uvažovaná rychlost v [km/h]
150	0	0	-	-	10
250	150	143	21,9	78,8	80
600	150	143	33,9	122,1	120

Tabulka 18 Základní parametry oblouků pro dynamické simulace

V grafu 14 jsou znázorněny všechny 3 projížděné oblouky. Všechny oblouky jsou pravotočivé. Kolejnicový pás směrem od středu oblouku je vnější a jsou na něm odečítány síly Y_a , kolejnicový pás blíže ke středu oblouku je vnitřní a jsou na něm odečítány síly Y_i .



Graf 14 Znáornění půdorysů oblouků, jejich křivostí a převýšení

3.3.2 Výsledky

3.3.2.1 Hodnoty vodicích sil při průjezdu nepřevýšeného oblouku

Zkouška byla provedena pro:

- oblouk o poloměru **R=150 m**
- pro sklon kolejnice **1:40**
- součinitel tření v kulové torně **f=0,2** (tření uvažováno jen okolo osy -z-)
- součinitel tření v předepjatých kluznicích **f=0,2**
- součinitel tření v kontaktu kolo kolejnice **f=0,3 a f=0,4**

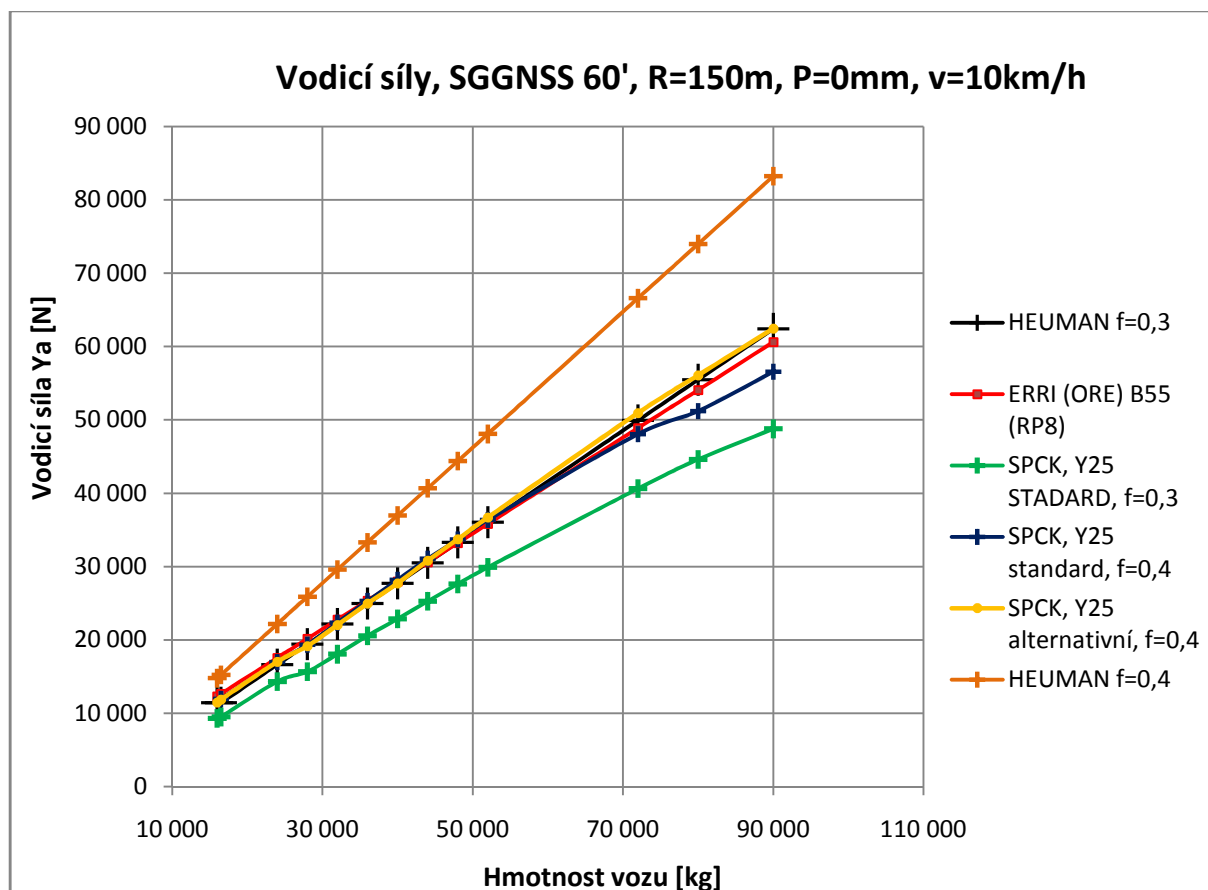
Výsledky analytického výpočtu vodicích sil z bodu 2.3.3. jsou uvedeny v tabulce 19, výsledky získané pomocí programu Simpack jsou v tabulce 20. V následujícím grafu 11, jsou zaznamenány závislosti vodicích sil na hmotnosti vozidla, dle uvažovaných výpočtových přístupů.

m_{vozu} [kg]	HEUMAN f=0,3		HEUMAN f=0,4		ERRI (ORE) B55 (RP8)	
	P_H [N]	Y_H [N]	P_H [N]	Y_H [N]	Y_a [N]	Y_i [N]
16 000	17 514	11 445	22 645	14 797	12 341	9 809
16 500	17 514	11 445	23 352	15 259	12 667	10 111
24 000	25 476	16 647	33 967	22 195	17 559	14 638
28 000	29 722	19 421	39 629	25 895	20 168	17 053
32 000	33 967	22 195	45 290	29 594	22 777	19 467
36 000	38 213	24 970	50 951	33 293	25 385	21 882
40 000	42 459	27 744	56 612	36 992	27 994	24 297
44 000	46 705	30 519	62 274	40 693	30 603	26 711
48 000	50 951	33 293	67 935	44 391	33 212	29 126
52 000	55 197	36 067	73 596	48 090	35 821	31 540
72 000	76 427	49 940	101 902	66 586	48 865	43 613
80 000	84 918	55 488	113 225	73 984	54 082	48 442
90 000	95 533	62 425	127 378	83 233	60 605	54 478

Tabulka 19 Souhrn vypočtených vodicích sil dle Heumannovy metody a dle zprávy ERRI B55

m _{vozu} [kg]	SIMPACK STANDARD f=0,3				SIMPACK STANDARD f=0,4				SIMPACK ALTERNATIVNÍ f=0,4			
	Y _a [N]	Y _i [N]	Q _i [N]	Y _i /Q _i [-]	Y _a [N]	Y _i [N]	Q _i [N]	Y _i /Q _i [-]	Y _a [N]	Y _i [N]	Q _i [N]	Y _i /Q _i [-]
16 000	9 308	5 299	17 165	0,31	11 293	6 875	17 025	0,40	11 495	6 846	16 951	0,40
16 500	9 517	5 475	17 740	0,31	11 965	7 056	17 499	0,40	11 893	7 064	17 500	0,40
24 000	14 345	8 029	26 014	0,31	16 976	10 287	25 865	0,40	17 016	10 272	25 841	0,40
28 000	15 681	9 181	29 850	0,31	19 340	11 746	29 517	0,40	19 170	11 683	29 341	0,40
32 000	18 071	10 567	34 360	0,31	22 371	13 504	33 950	0,40	22 068	13 455	33 793	0,40
36 000	20 561	11 943	38 836	0,31	25 317	15 272	38 303	0,40	24 971	15 228	38 233	0,40
40 000	22 880	13 327	43 322	0,31	28 211	17 051	42 819	0,40	27 744	17 013	42 800	0,40
44 000	25 277	14 708	47 801	0,31	31 103	18 812	47 229	0,40	30 822	18 784	47 091	0,40
48 000	27 631	16 094	52 290	0,31	33 713	20 605	51 780	0,40	33 759	20 536	51 567	0,40
52 000	29 923	17 487	56 795	0,31	36 370	22 462	56 325	0,40	36 706	22 293	55 970	0,40
72 000	40 637	24 572	79 678	0,31	48 048	31 897	79 697	0,40	50 923	31 206	77 746	0,40
80 000	44 622	27 443	88 933	0,31	51 183	35 752	89 226	0,40	56 088	34 869	87 316	0,40
90 000	48 780	31 113	100 696	0,31	56 544	40 382	100 631	0,40	62 461	39 216	98 219	0,40

Tabulka 20 Souhrn vodících sil získaných ze simulací v programu Simpack⁸



Graf 15 Znárodnění vodících sil dle jednotlivých výpočtových přístupů

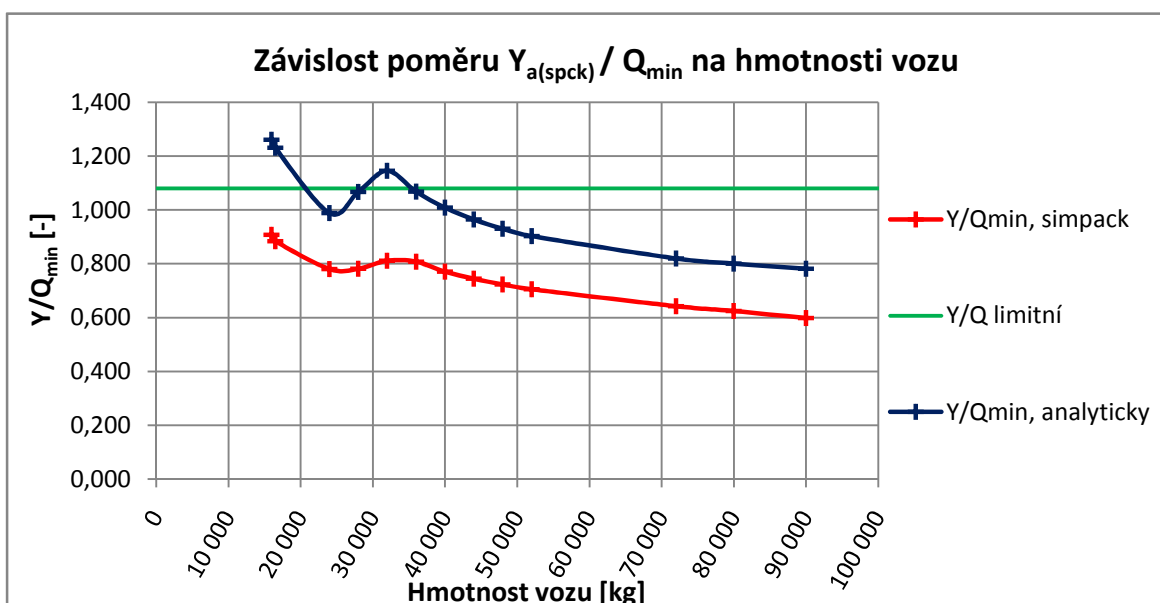
⁸ Hodnoty vodících sil označené jako „SIMPACK STANDARD“ jsou zjištěné na základě parametrů standardního vypružení podvozku Y25, hodnoty označené jako „SIMPACK ALTERNATIVNÍ“ jsou zjištěné na základě parametrů alternativního návrhu dle kapitoly 5.

3.4 Určení bezpečnosti proti vykolejení metodou 2

Bezpečnost proti vykolejení je vyhodnocena na základě výsledků změn kolových sil na nejvíce odlehčeném kole z kapitoly 3.2.2.1. a výsledků vodicích sil z kapitoly 3.3.2. Výpočtové vztahy potřebné k určení poměru Y_a/Q_{min} jsou shodné se vztahy použitými u analytického výpočtu v kapitole 2.3.1.2.

m_{vozu} [kg]	Q_0 [N]	$Y_{a(SPCK)}$ [N]	$Y_{i(SPCK)}$ [N]	$\Delta Q^+ + \Delta Q^*$ [N]	ΔQ_{celk} [N]	Q_{min} [N]	Y/Q_{min}
16 000	19 620	9 308	5 299	6 660	9 355	10 265	0,907
16 500	20 233	9 517	5 475	6 660	9 468	10 766	0,884
24 000	29 430	14 345	8 029	7 092	11 042	18 388	0,780
28 000	34 335	15 681	9 181	9 386	14 260	20 075	0,781
32 000	39 240	18 071	10 567	11 408	16 955	22 285	0,811
36 000	44 145	20 561	11 943	12 482	18 668	25 477	0,807
40 000	49 050	22 880	13 327	12 460	19 341	29 709	0,770
44 000	53 955	25 277	14 708	12 437	19 987	33 968	0,744
48 000	58 860	27 631	16 094	12 413	20 647	38 213	0,723
52 000	63 765	29 923	17 487	12 388	21 328	42 437	0,705
72 000	88 290	40 637	24 572	12 251	24 982	63 308	0,642
80 000	98 100	44 622	27 443	12 191	26 542	71 558	0,624
90 000	110 363	48 780	31 113	12 112	28 766	81 596	0,598

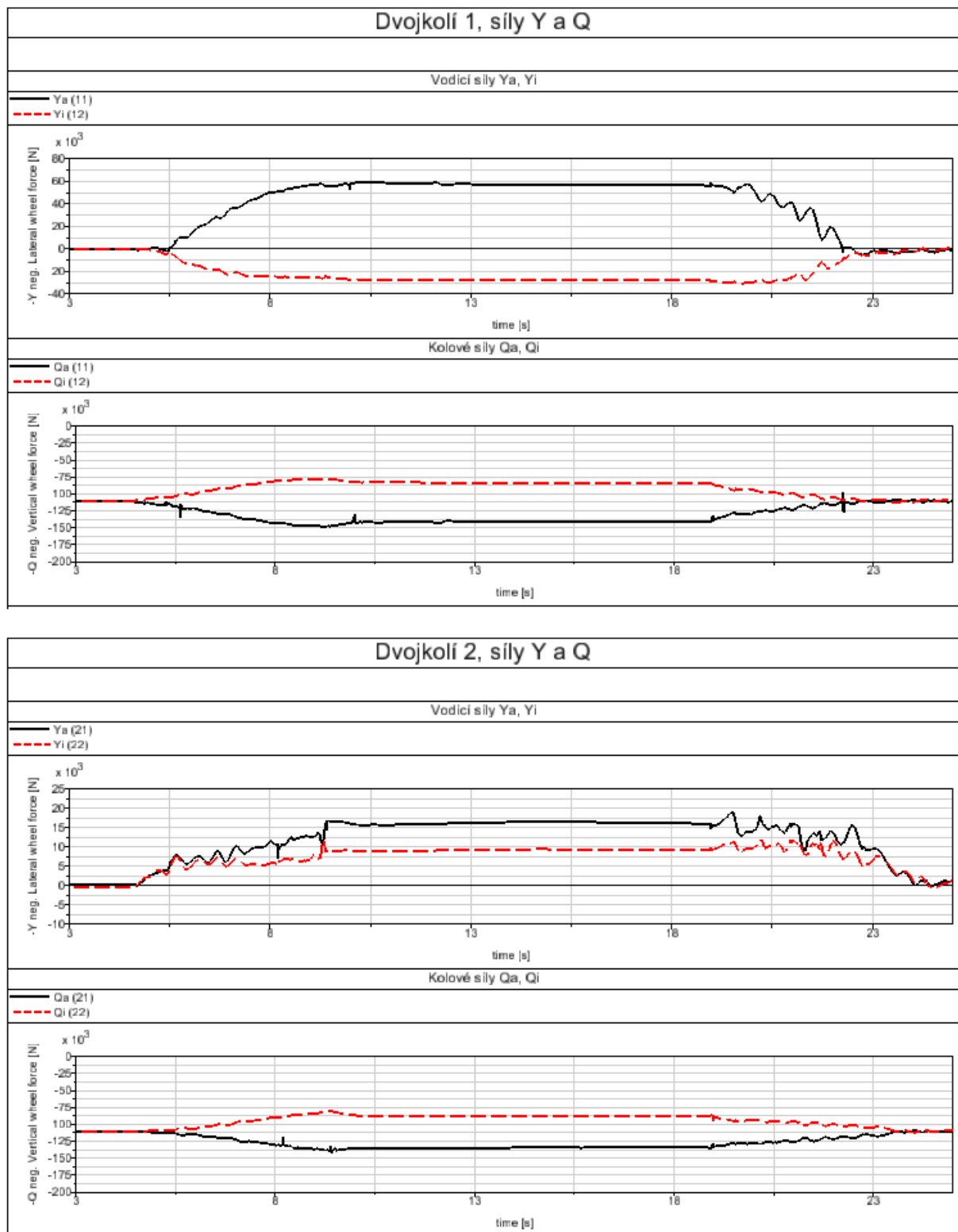
Tabulka 21 Určení bezpečnosti proti vykolejení dle programu Simpack



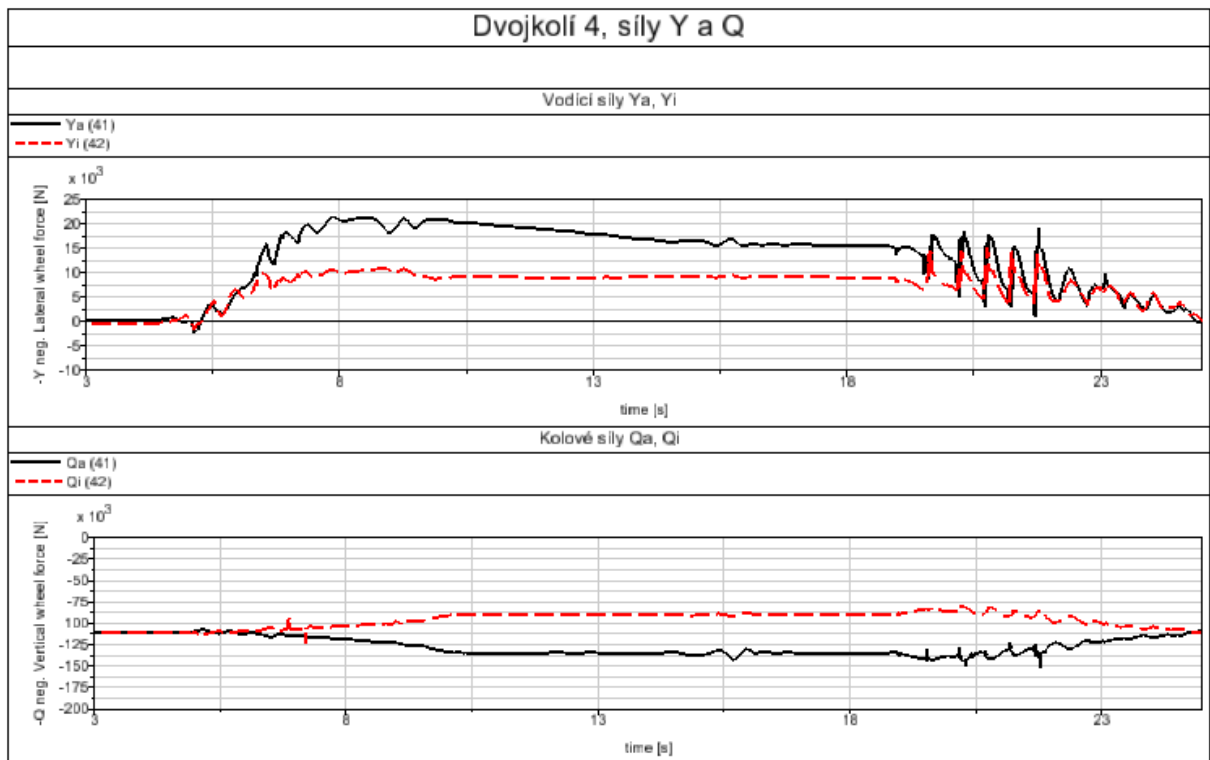
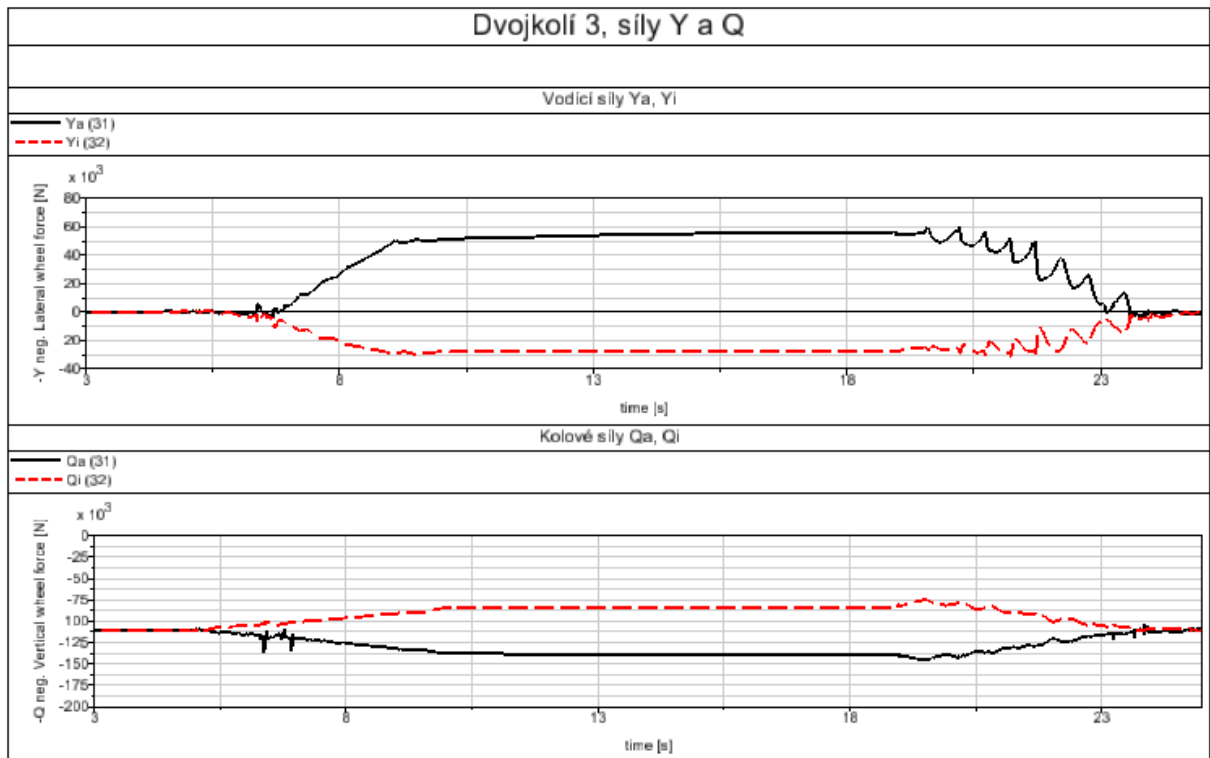
Graf 16 Znáznornění poměru Y/Q_{min} v závislosti na ložení vozu

3.5 Výsledky simulací jízdně technických zkoušek

3.5.1 Oblouk R250 – vůz o hmotnosti 90 t

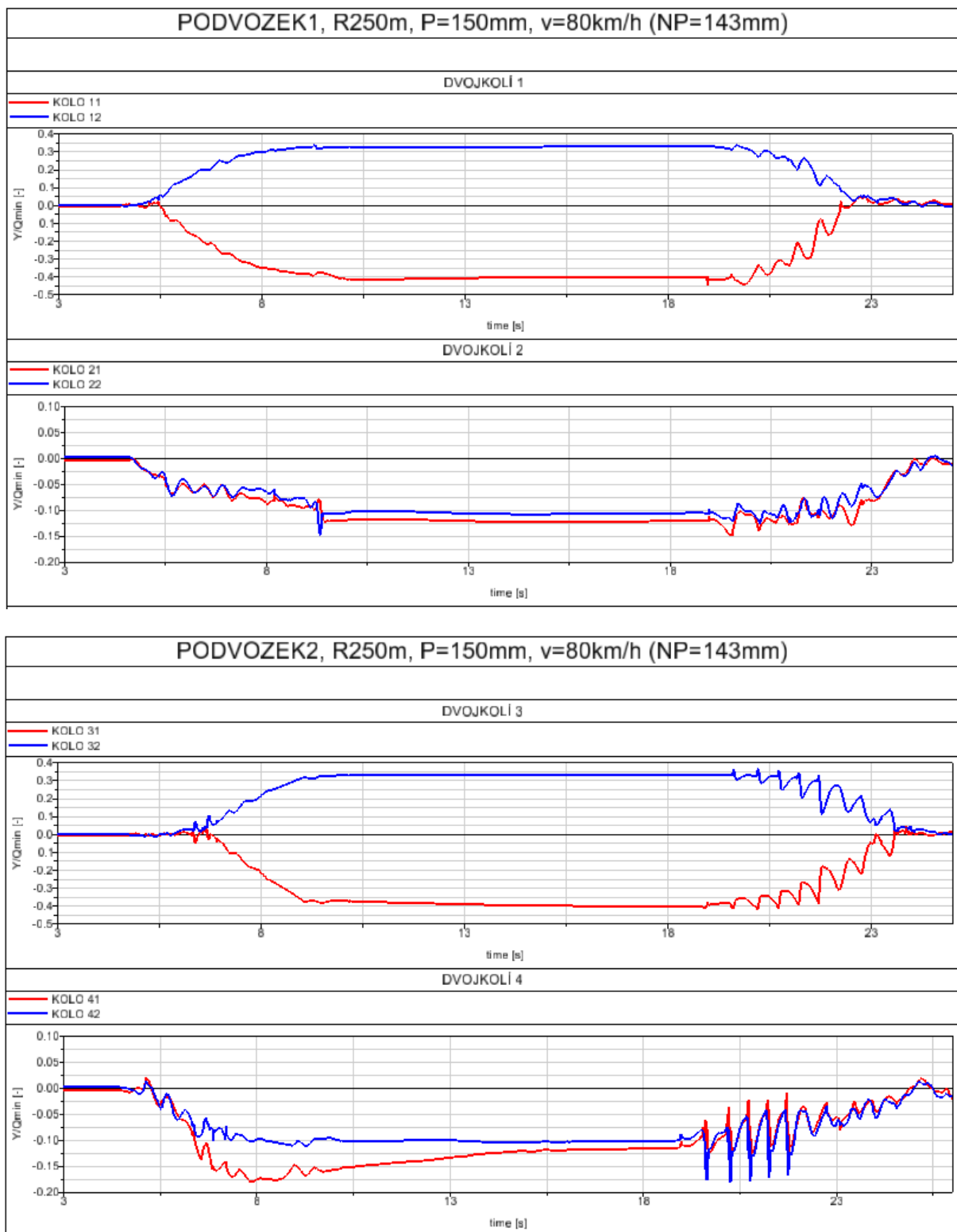


Graf 17 Síly Y a Q v převýšeném oblouku R=250m, při rychlosti 80km/h 1/2



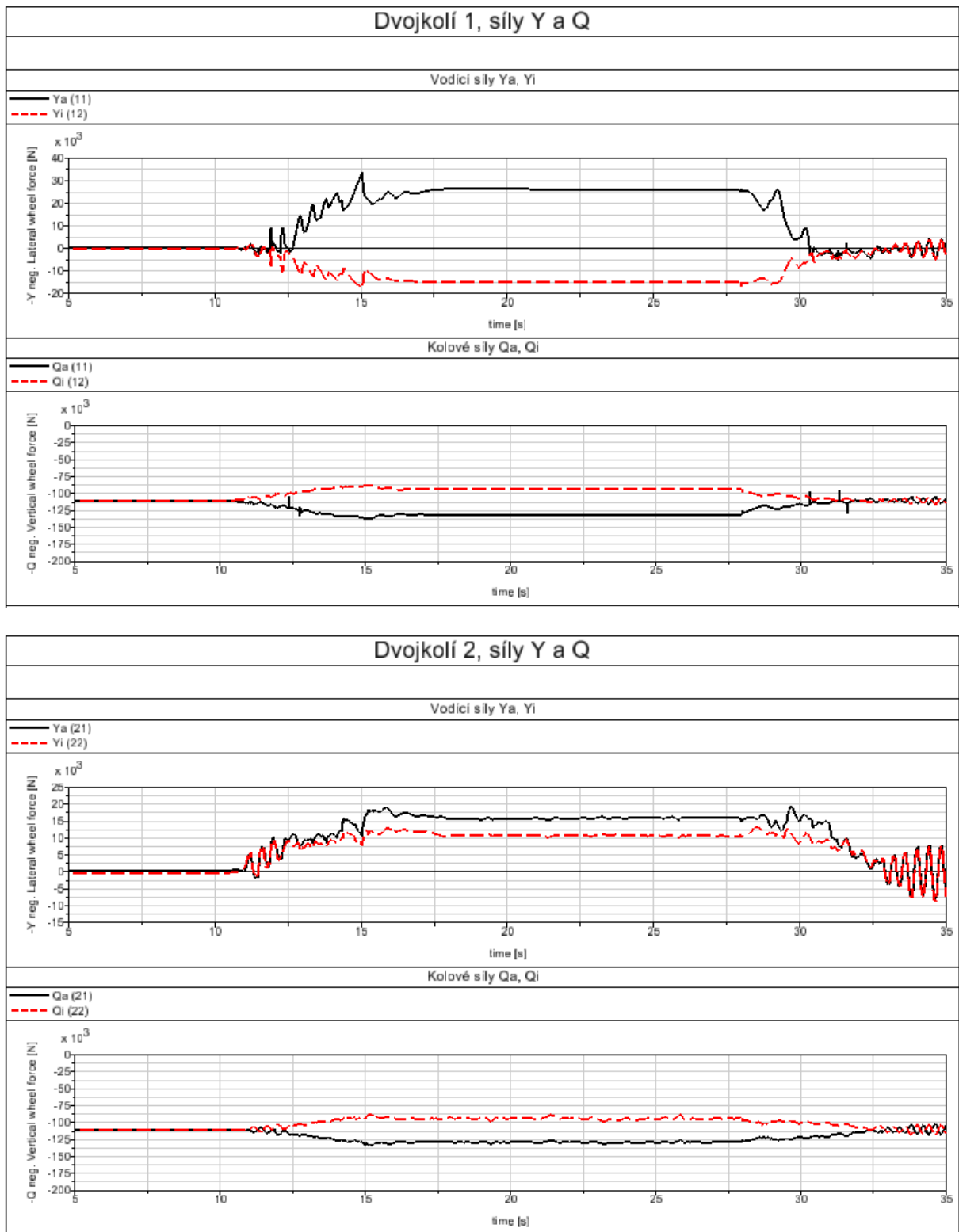
Graf 18 Síly Y a Q v převýšeném oblouku $R=250m$, při rychlosti $80km/h$ 2/2

Určení bezpečnosti proti vykolejení:

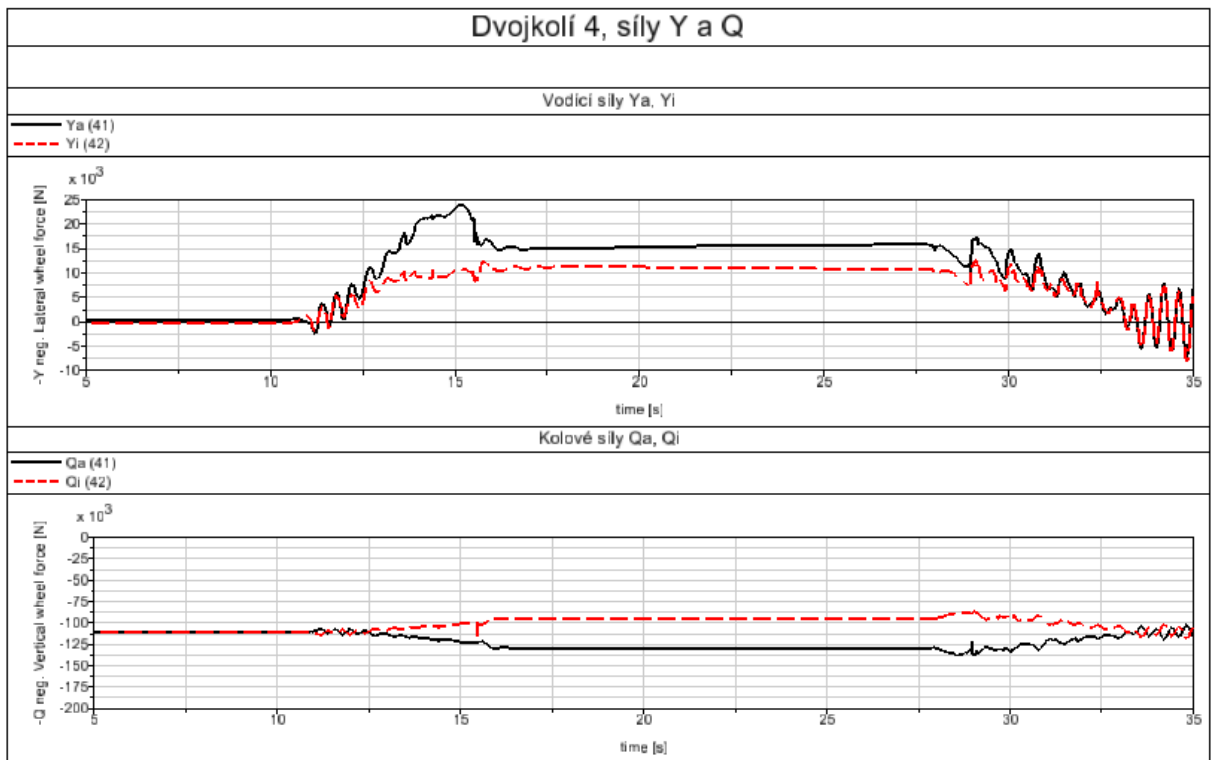
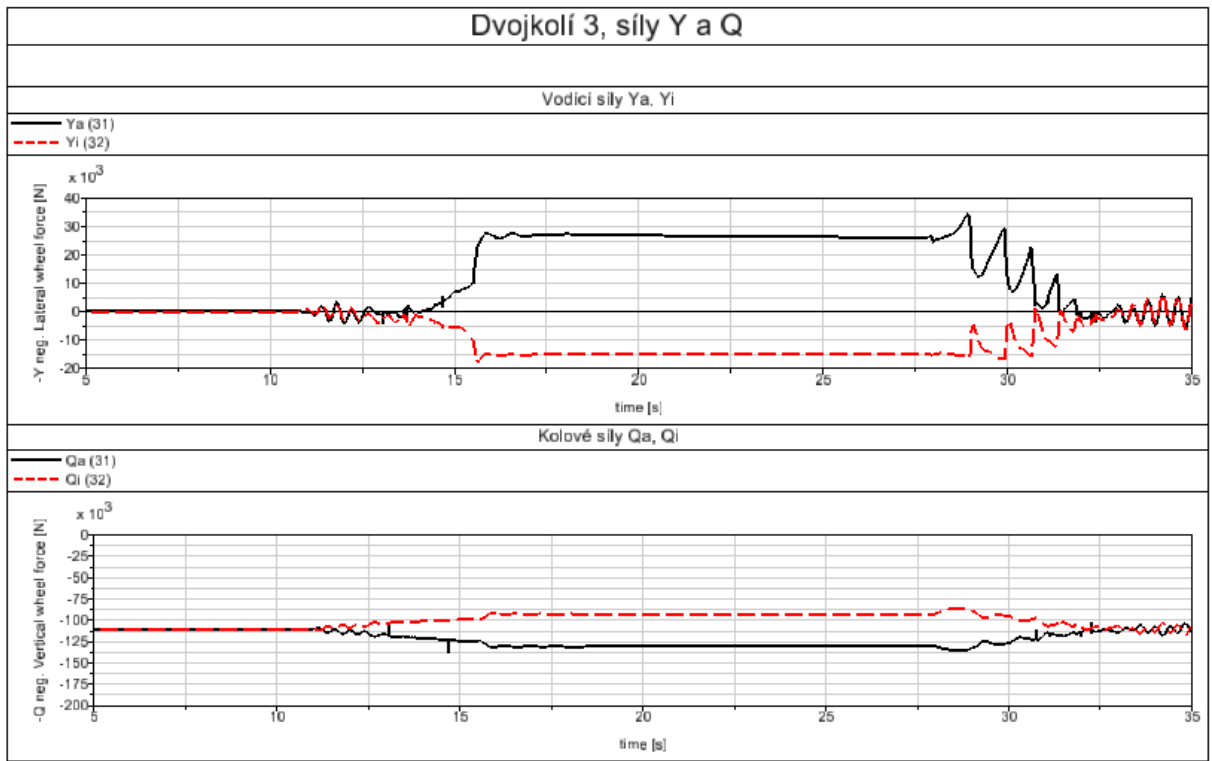


Graf 19 Znáznění poměru Y/Q v převýšeném oblouku $R=250m$, při rychlosti $80km/h$

3.5.2 Oblouk R600 – vůz o hmotnosti 80 t

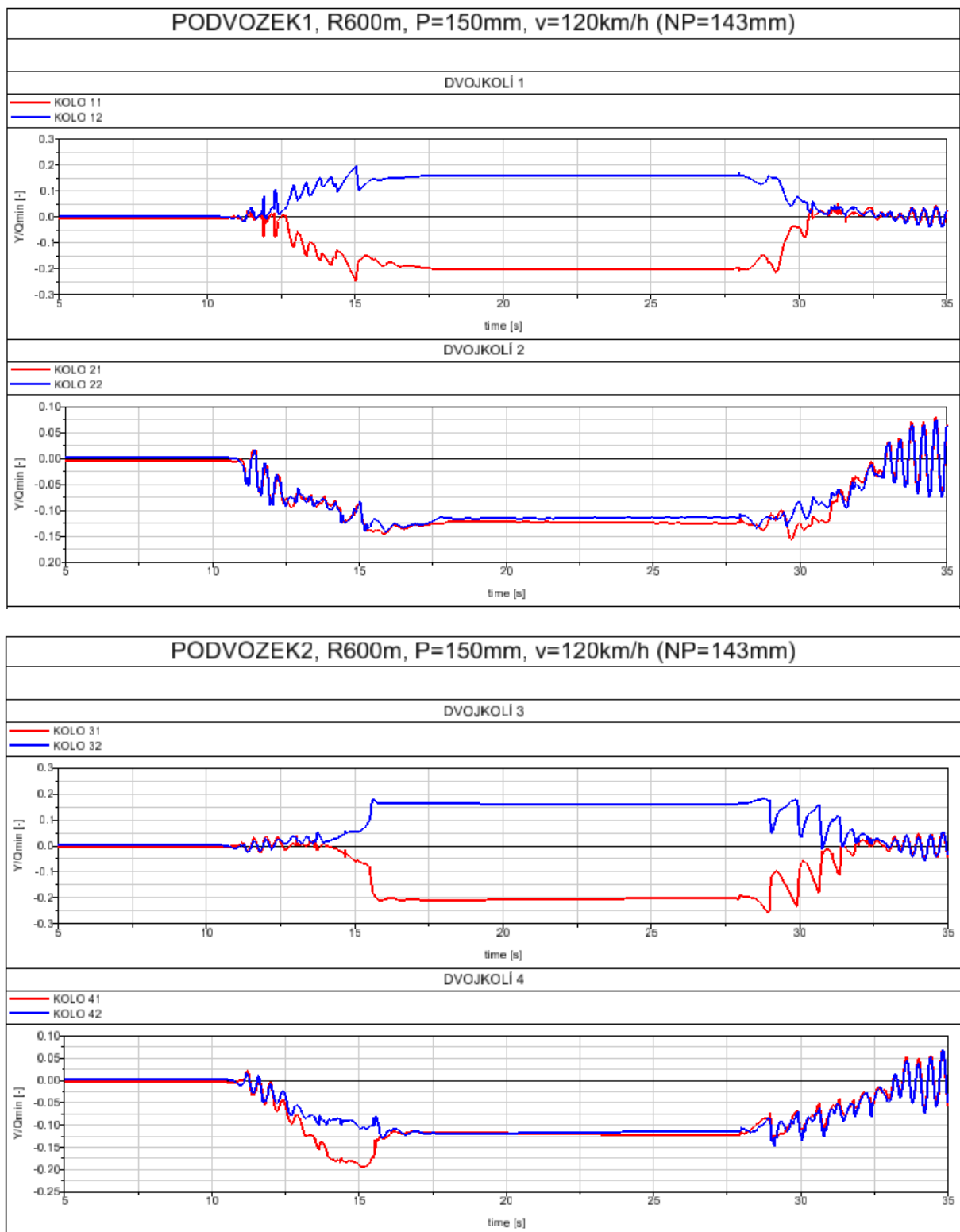


Graf 20 Síly Y a Q v převýšeném oblouku R=600m, při rychlosti 120km/h 1/2



Graf 21 Síly Y a Q v převýšeném oblouku $R=600m$, při rychlosti $120km/h$ 2/2

Určení bezpečnosti proti vykolejení:



Graf 22 Znáznornění poměru Y/Q v převýšeném oblouku R=600m, při rychlosti 120km/h

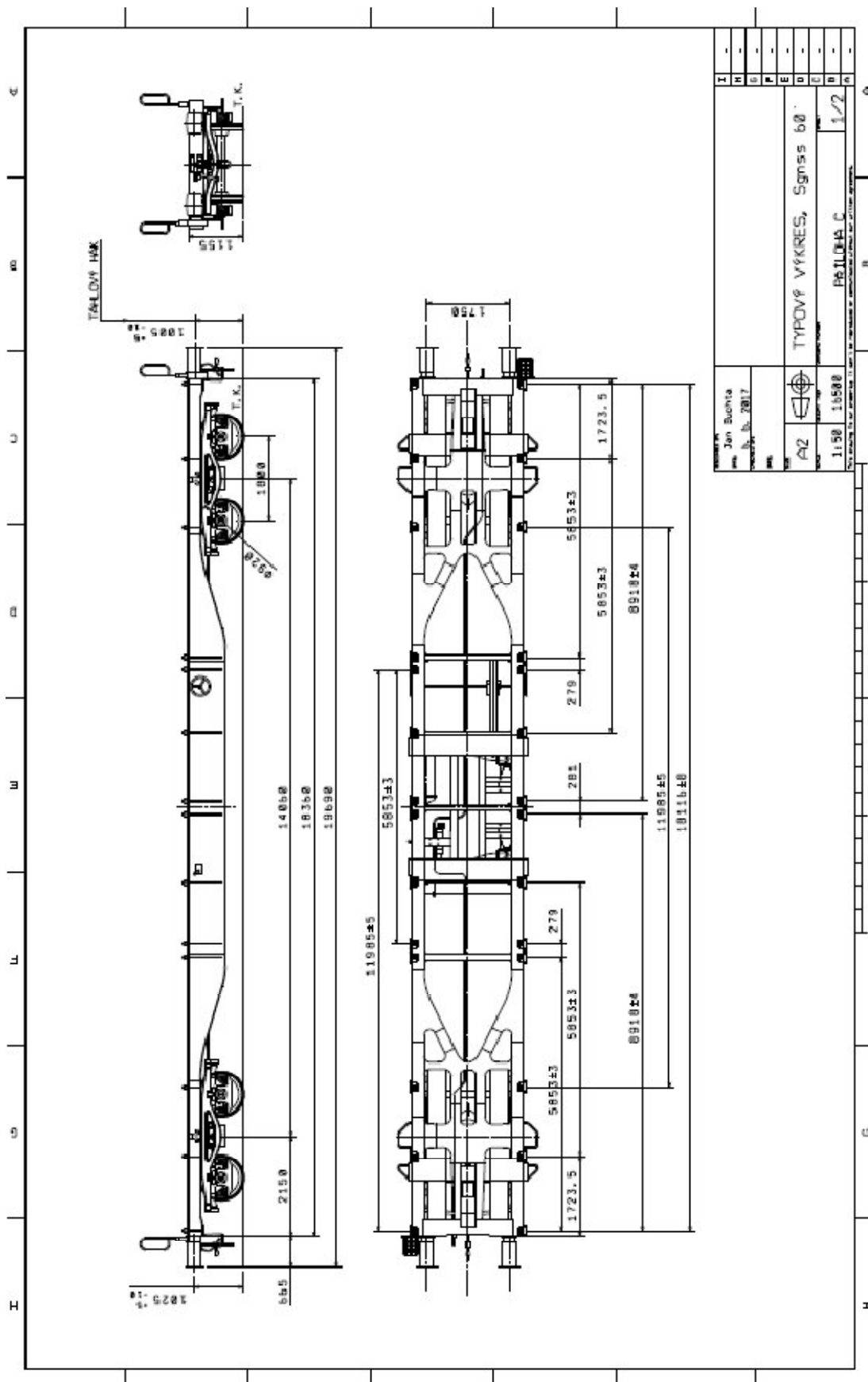
3.6 Zhodnocení výsledků

Z výsledků získaných z programu Simpack a z jejich grafického znázornění v kapitole 3.2.2, lze pozorovat, že dávají velmi dobrou shodu s výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu. Tímto bodem je validován analytický výpočet.

Pomocí hodnot vodících sil v nepřevýšeném oblouku o poloměru 150 metrů v kapitole 3.3.2 a hodnot změn kolových sil z kapitoly 3.3.2, byl určen poměr sil Y_a/Q_{\min} , jehož vyhodnocení je v tabulce 21 a grafu 16, v kapitole 3.4. Hodnoty sil Y jsou uvažovány pro součinitel tření $f=0,4$ a standardní vypružení podvozku Y25. Z grafického znázornění lze pozorovat, že vůz v celém svém hmotnostním rozsahu vyhovuje limitnímu poměru $\left(\frac{Y_a}{Q_{\min}}\right)_{\text{mezni}} \leq 1,08$. Nejnepříznivější stav je pro vůz v prázdném stavu vážící 16 t, dále se bezpečnost proti vykolejení nejvýrazněji sníží u částečně loženého vozu vážícího 32-36 t.

Z průběhů vodících a kolových sil, vybraných jízdně technických zkoušek, uvedených v kapitole 3.5 a z nich vycházejících průběhů poměru sil Y/Q , lze pozorovat, že hodnoty nepřekračují limitní poměr $\left(\frac{Y_a}{Q_{\min}}\right)_{\text{mezni}} \leq 0,8$. A to jak pro vůz vážící 90t, projíždějící oblouk o poloměru 250m, tak vůz o hmotnosti 80 tun projíždějící oblouk o poloměru 600m, maximální možnou rychlostí.

4 Typový výkres určeného vozu



Obr. 23 Výřez typového výkresu vozu Sgnss 60'

5 Základní výpočet alternativního pružícího prvku

Jak bylo již zmíněno v kapitole 1.1.2 (Analýza vlastností vypružení podvozku Y25), má podvozek Y25 z každé strany ložiskové skříně sadu paralelně řazených pružin. Vnější pružina je u prázdného vozu předejmeta jeho tíhou, vnitřní pružina není zatížena (u referenčního vozu o hmotnosti 20 t je o 8mm kratší) a po překonání tohoto výškového rozdílu je její tuhost přičtena k tuhosti vnější pružiny. Tím dostáváme progresivní, lineárně lomenou charakteristiku.

U tohoto typu jednoduché progresivní lomené charakteristiky se mění tuhost vypružení teoreticky skokově. To má neblahý účinek z hlediska bezpečnosti proti vykolejení, kde nastává problém u částečně loženého vozidla, nebo i u prázdného vozidla s velkou vzdáleností otočných čepů, kdy je relativně lehký vůz vlivem zborcení koleje zkroucen a v důsledku vysoké tuhosti vypružení ve 2. fázi (viz zavedení pojmů v kapitole 2.2) dochází k velkým změnám kolových sil.

Dalším velkým problémem je enormní hluk při jízdě vlakové soupravy s prázdnými vozy vybavenými podvozky Y25, jehož zdrojem jsou volně uložené vnitřní pružiny.

Základní návrh alternativního pružícího prvku je pojat jako náhrada stávající sady dvou pružin primárního vypružení jednou samostatnou pružinou. Návrh vychází ze základních analytických výpočtů a ze vztahů uvedených v normě ČSN EN 13906-1.

5.1 Předpoklady návrhu

5.1.1 Pevnostní kontrola původní varianty Y25

Před samotným návrhem progresivní pružiny je vhodné, udělat si rozvahu, na základě pevnostní kontroly původní sady paralelních pružin. Pevnostní kontrolu původní varianty vypružení vypočítám za pomoci normy ČSN EN 13906-1 „Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu“.

5.1.1.1 Parametry standardního vypružení Y25 pro 22,5t na nápravu

VNĚJŠÍ PRUŽINA			VNITŘNÍ PRUŽINA		
Tuhost k	508	N/mm	Tuhost k	824	N/mm
Střední průměr D	162	mm	Střední průměr D	90	mm
Průměr drátu d	31	mm	Průměr drátu d	24,4	mm
Činné závity n_{ξ}	4,2	-	Činné závity n_{ξ}	5,8	-
Závěrné závity n_z	1,5	-	Závěrné závity n_z	1,5	-
Volná délka L_0	260	mm	Volná délka L_0	234	mm
Délka při 8,8 kN L_1	242	mm	Délka při 8,8 kN L_1	234	mm
Délka při 12,8 kN L_2	234	mm	Délka při 12,8 kN L_2	234	mm
Délka L_8	203,7	mm	Délka L_8	202,9	mm
Délka L_9	167,3	mm	Délka L_9	170,6	mm

Tabulka 22 Parametry standardního vypružení podvozku Y 25

5.1.1.2 Uvažovaná svislá a příčná stlačení, silová zatížení a materiálové konstanty

Vnější pružina			Vnitřní pružina		
s_1	17,3	mm	s_1	0	mm
s_8	54,4	mm	s_8	29,2	mm
s_{Q1}	10	mm	s_{Q1}	0	mm
s_{Q8}	10	mm	s_{Q8}	10	mm
F_1	8 800	N	F_1	0	N
F_8	27 643	N	F_8	24 076	N
F_{Q1}	4 539	N	F_{Q1}	0	N
F_{Q8}	4 756	N	F_{Q8}	3 036	N

Tabulka 23 Deformace a jim odpovídající silové zatížení

Legenda:

s_i deformace ve svislém směru, prázdného (1) nebo plně loženého vozu (8)

s_{Qi} deformace ve svislém směru, prázdného (1) nebo plně loženého vozu (8)

F_i síla v pružině ve svislém směru, prázdného (1) nebo plně loženého vozu (8)

F_{Qi} síla v pružině ve svislém směru, prázdného (1) nebo plně loženého vozu (8)

Materiálové konstanty		
S	Modul pružnosti ve smyku G	78 500 MPa
D	Modul pružnosti v tahu E	206 000 MPa

Tabulka 24 Materiálové konstanty

- a) Dle ČSN EN 13906-1; 02 6001 kontroluji maximální nekorigované přípustné napětí v pružině při dosednutí závitů.

$$s_9 = L_0 - (n_{celk} - 0,3) \cdot d$$

$$\tau_9 = F_9 \cdot \frac{8 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{9DOV}$$

$$F_9 = k \cdot s_9$$

NEKORIGOVANÉ NAPĚTÍ PŘI DOSEDNUTÍ ZÁVITŮ					
Vnější pružina			Vnitřní pružina		
τ_9	743,2	N.mm ⁻²	τ_9	824,7	N.mm ⁻²
τ_{9DOV}	780	N.mm ⁻²	τ_{9DOV}	815	N.mm ⁻²

Tabulka 25 Porovnání výsledného nekorigovaného napětí při dosednutí závitů

b) Dynamická kontrola pružin dle ČSN EN 13906-1; 02 6001

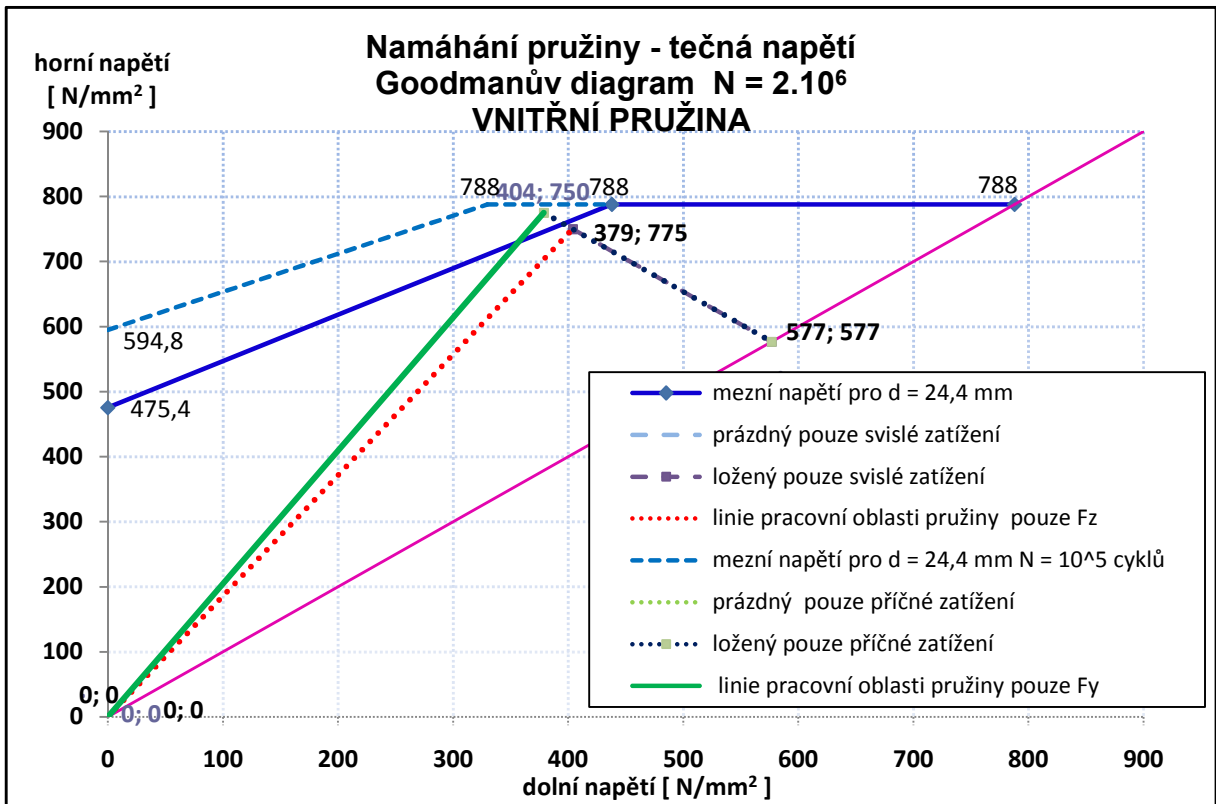
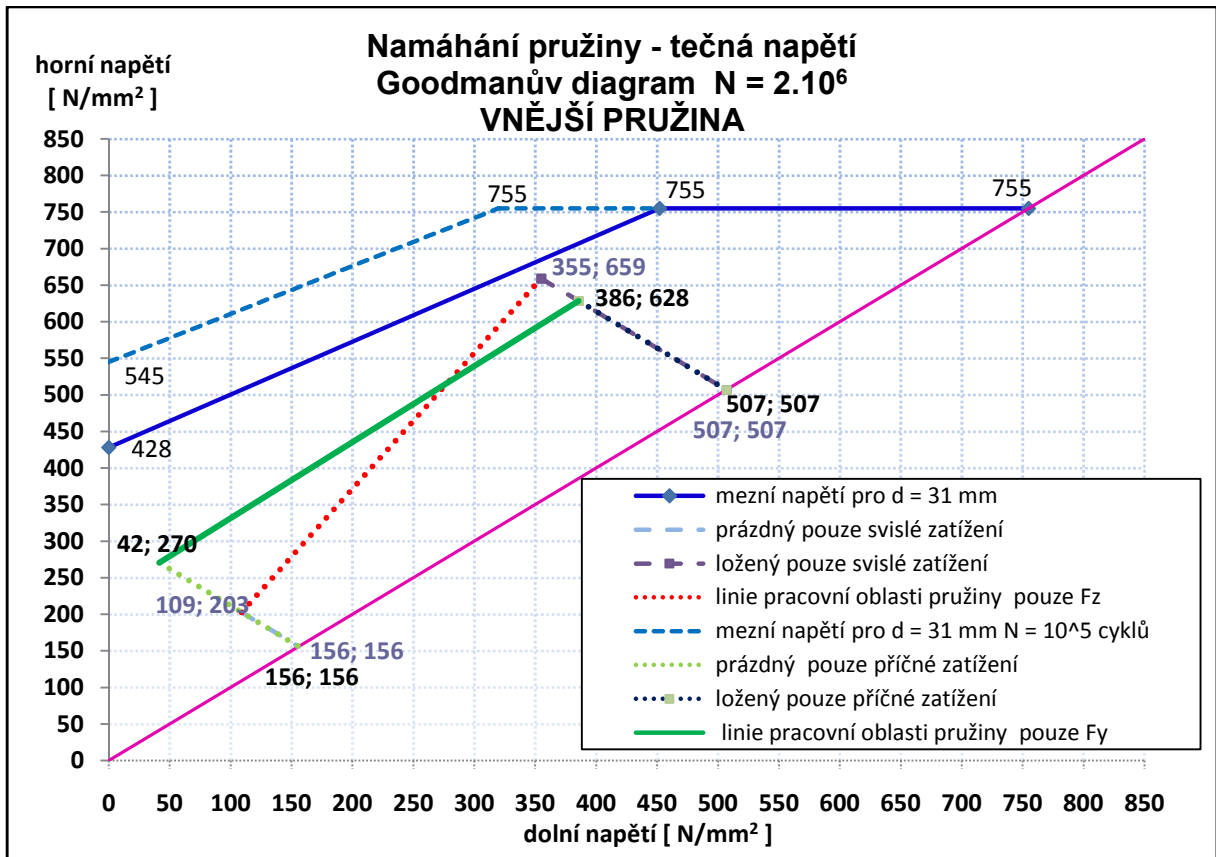
SOUHRNNÉ VÝSLEDKY					
Vnější pružina			Vnitřní pružina		
F _z (PRÁZDNÝ VŮZ)			F _z (PRÁZDNÝ VŮZ)		
τ _{m1}	155,9	N.mm ⁻²	τ _{m1}	0	N.mm ⁻²
τ _{d1}	109,1	N.mm ⁻²	τ _{d1}	0	N.mm ⁻²
τ _{h1}	202,7	N.mm ⁻²	τ _{h1}	0	N.mm ⁻²
F _z (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F _z (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
τ _{m8}	506,9	N.mm ⁻²	τ _{m8}	576,9	N.mm ⁻²
τ _{d8}	354,9	N.mm ⁻²	τ _{d8}	403,8	N.mm ⁻²
τ _{h8}	659,0	N.mm ⁻²	τ _{h8}	750,0	N.mm ⁻²
F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)			F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)		
τ _{m1}	155,9	N.mm ⁻²	τ _{m1}	0	N.mm ⁻²
τ _{d1}	41,5	N.mm ⁻²	τ _{d1}	0	N.mm ⁻²
τ _{h1}	270,2	N.mm ⁻²	τ _{h1}	0	N.mm ⁻²
F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
τ _{m8}	506,9	N.mm ⁻²	τ _{m8}	576,9	N.mm ⁻²
τ _{d8}	385,6	N.mm ⁻²	τ _{d8}	378,8	N.mm ⁻²
τ _{h8}	628,3	N.mm ⁻²	τ _{h8}	775,0	N.mm ⁻²
F _z + F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)			F _z + F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)		
τ _{max1M}	270,2	N.mm ⁻²	τ _{max1M}	0	N.mm ⁻²
τ _{max1D}	189,2	N.mm ⁻²	τ _{max1D}	0	N.mm ⁻²
τ _{max1H}	351,3	N.mm ⁻²	τ _{max1H}	0	N.mm ⁻²
F _z + F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F _z + F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
τ _{max8M}	628,3	N.mm ⁻²	τ _{max8M}	775,0	N.mm ⁻²
τ _{max8D}	439,8	N.mm ⁻²	τ _{max8D}	542,5	N.mm ⁻²
τ _{max8H}	816,8	N.mm ⁻²	τ _{max8H}	1007,5	N.mm ⁻²

Tabulka 26 Hodnoty napětí při dynamickém zatížení

Legenda:

τ_{mi} / τ_{hi} / τ_{di} torzní napětí v pružině – střední / horní / dolní,
i=1 pro prázdný vůz, i=8 pro plně ložený vůz
F_z / F_y napětí vzniklá pouze od svislé síly / pouze od příčné síly
F_z + F_y napětí vzniklé kombinací svislé a příčné síly (teoretický případ - reálně nemůže
nastat situace, kdy bude působit svislé a příčné zatížení s uvažovanými rozmítky
současně síla současně)

c) Goodmannův diagram pro standardní pružiny Y25



Graf 19 Goodmanův diagram pro vnější a vnitřní pružinu původního vypružení Y25 [17]

5.1.2 Předpoklady návrhu nové progresivní pružiny

Nově navržená samostatná progresivní pružina by měla být schopna plně nahradit stávající dvojici pružin.

Dvě hlavní kriteria ekvivalence s původním vypružením:

- totožná výška (respektive délka L_1) pružiny zatížené hmotností prázdného vozu
- přibližné splnění původní lineární lomené charakteristiky

5.1.2.1 Progresivní pružina s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním

Původním záměrem tohoto návrhu bylo určitým způsobem „zjemnit“ původní lineárně lomenou charakteristiku standardního podvozku Y25 a to tak, aby v přechodové oblasti pracovní charakteristiky vypružení, kdy u původní charakteristiky začne být vnitřní pružina v činnosti, byl pozvolnější nárůst tuhosti. Což by mělo pozitivní efekt z hlediska bezpečnosti proti vykolejení u všech vozů, které jsou částečně ložené, u dlouhých plošinových vozů by tato úprava byla žádoucí ještě více. Z tohoto důvodu by měla mít pružina proměnné stoupání závitů, tak aby postupným dosedáním (vyřazováním) závitů docházelo k postupnému zvyšování tuhosti.

5.1.2.1.1 Parametry pružiny

FÁZE = $f(n_{\text{činn}})$	1.	2.	3.	
Střední průměr D	160	160	160	mm
Průměr drátu d	35	35	35	mm
Počet činných závitů $n_{\text{č}}$	7,2	5,2	2,7	-
Počet závěrných závitů n_z	1,5			-
TUHOST PRUŽINY $k=f(n_{\text{č}})$	499,3	691,3	1331,5	N/mm
Volná délka pružiny (všechny činné závity jsou aktivní) L_0	350,5			mm
Stlačení od tíhy prázdného vozu s_1	17,6			mm
Stlačení do přechodu z fáze 1. na 2. (vyřazení dvou činných závitů) s_2	25,6			mm
Stlačení do přechodu z fáze 2. na 3. (vyřazení 2,5 činných závitů) s_3	43,3			mm
Stlačení do dosednutí posledních činných závitů na sebe s_9	82,8			mm
Délka pružiny pod prázdným vozem L_1	332,9			mm

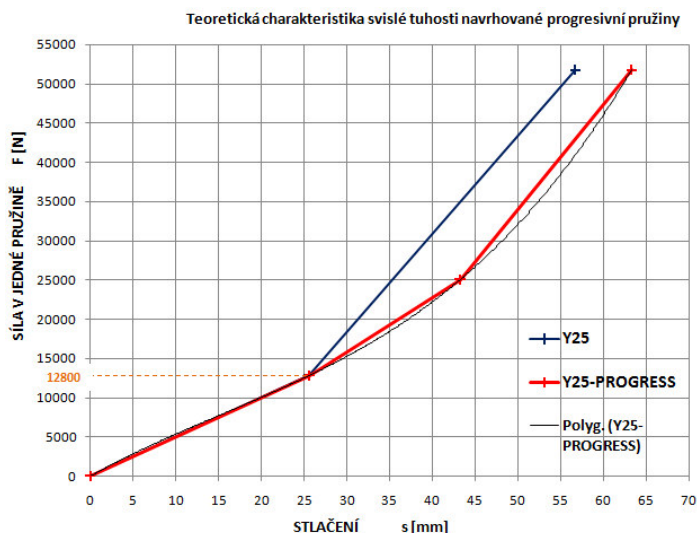
Tabulka 27 Parametry progresivní pružiny s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním

Statické zatížení prázdným vozem	F_1	8 800	N
Zatížení, při kterém nastane první lom	F_2	12 800	N
Zatížení, při kterém nastane druhý lom	F_3	25 000	N
Max. pracovní zatížení od vypružených hmot	F_8	51 719	N

Tabulka 28 Silové působení

Tento návrh vycházel z parametrů uvedených v tabulce 27 a z uvažovaných zatěžovacích stavů dle tabulky 28. Pružina měla mít 7,2 činných závitů a konstantní průřez o průměru d a konstantní střední průměr D . Při zatížení $\langle 8,8 \div 12,8 \rangle$ kN měla mít pružina tuhost přibližně stejnou, jako má u původní verze vypružení podvozku Y25 samotná vnější pružina – 500N/mm. Při zvýšení síly v pružině nad 12,8 kN mělo dojít k dosednutí – vyřazení dvou činných závitů tak, aby pružina měla tuost přibližně 700N/mm, a tedy měla pružina v intervalu zatížení $\langle 12,8 \div 25 \rangle$ kN podstatně nižší tuhost, než tomu bylo u původní varianty Y25. Po zvýšení síly ve vypružení nad 25 kN by pak došlo k dosednutí dalších 2,5 činných závitů a tuhost vypružení by byla stejná, jako tuhost vnitřní a vnější pružiny původního vypružení podvozku Y25 dohromady – přibližně 1332 N/mm.

Tato myšlenka znázorněna v grafu 20, který vychází z tuhostí pružiny v dané fázi uvedených v tabulce 27 a silového zatížení pružiny dle tabulky 28.



Graf 20 Alternativní charakteristika

5.1.2.1.2 Pevnostní kontrola dle ČSN EN 13906-1; 02 6001

Statická kontrola - napětí odpovídající dosednutí všech činných závitů		
Síla při dosednutí všech činných závitů F_9	77 578,4	N
Nekorigované napětí při dosednutí všech činných závitů τ_9	737,2	MPa
Dynamická kontrola při maximálním pracovním zatížení		
Korigované střední napětí pouze od svislého zatížení τ_8	652,2	MPa
Korigované horní napětí pouze od svislého zatížení τ_{h8}	847,9	MPa
Korigované dolní napětí pouze od svislého zatížení τ_{d8}	456,6	MPa

Tabulka 29 Pevnostní kontrola progresivní pružiny s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním

Z uvedených hodnot pevnostní kontroly v tabulce 29 vyplývá, že takto navržená pružina s průměrem drátu $d = 35\text{mm}$ by za cenu toho, že vyhoví maximálnímu nekorigovanému napětí, musela mít délku $L_1 \cong 333\text{mm} > 242\text{mm}$. Nicméně ani tak, by nevyhověla dynamické kontrole při maximálním pracovním zatížení pružin. Goodmannův diagram zde nemá cenu uvádět. (Pevnostní dynamické kontrole by vyhověla pružina s ještě větším průměrem drátu a tedy ještě větší délkou L_1)

5.1.2.2 Progresivní pružina s konstantním obdélníkovým průřezem drátu a proměnným stoupáním

Jako řešení problému se zástavbovou délkou se nabízí použití drátu s obdélníkovým průřezem. Myšlenka návrhu je kompletně shodná s bodem 5.1.2.1. Uvažuji opět dvakrát lineárně lomenou charakteristiku a shodné silové zatížení.

5.1.2.2.1 Parametry pružiny

FÁZE = $f(n_{\text{čin}})$	1.	2.	3.	
Střední průměr D	158	158	158	mm
Výška drátu h	27	27	27	mm
Šířka drátu b	34	34	34	mm
Počet činných závitů	6,1	4,1	2,1	-
Počet závěrných závitů	0,75			-
TUHOST PRUŽINY = $f(n_{\text{čin}})$	482	718	1401	N/mm
Volná délka pružiny (všechny činné závity jsou aktivní) L_0	240,2			mm
Stlačení od tíhy prázdného vozu s_1	18,2			mm
Stlačení do přechodu z fáze 1. na 2. (vyřazení dvou činných závitů) s_2	26,5			mm
Stlačení do přechodu z fáze 2. na 3. (vyřazení 2,5 činných závitů) s_3	43,5			mm
Stlačení do dosednutí posledních činných závitů na sebe s_9	81,6			mm
Délka pružiny pod prázdným vozem L_1	240,2			mm

Tabulka 30 Parametry progresivní pružiny s konstantním obdélníkovým průřezem drátu a proměnným stoupáním

5.1.2.2.2 Pevnostní kontrola dle ČSN EN 13906-1; 02 6001

Statická kontrola - napětí odpovídající dosednutí všech činných závitů		
Síla při dosednutí všech činných závitů F_9	78284	N
Nekorigované napětí při dosednutí všech činných závitů τ_9	444,7	MPa
Dynamická kontrola při maximálním pracovním ložení		
Korigované střední napětí pouze od svislého zatížení τ_8	889,4	MPa
Korigované horní napětí pouze od svislého zatížení τ_{h8}	1156,2	MPa
Korigované dolní napětí pouze od svislého zatížení τ_{d8}	622,6	MPa

Tabulka 31 Pevnostní kontrola progresivní pružiny s konstantním obdélníkovým průřezem drátu a proměnným stoupáním

Návrh pružiny obdélníkového průřezu splňuje požadavek na zástavbový prostor $L_1 = 240,2 < 242 \text{ mm}$. Z hlediska namáhání je však nereálné jeho použití. Velké hodnoty torzního napětí jsou dány vyšším tvarovým součinitelem pro obdélníkový průřez.

5.2 Progresivní pružina s proměnným průřezem drátu a proměnným stoupáním

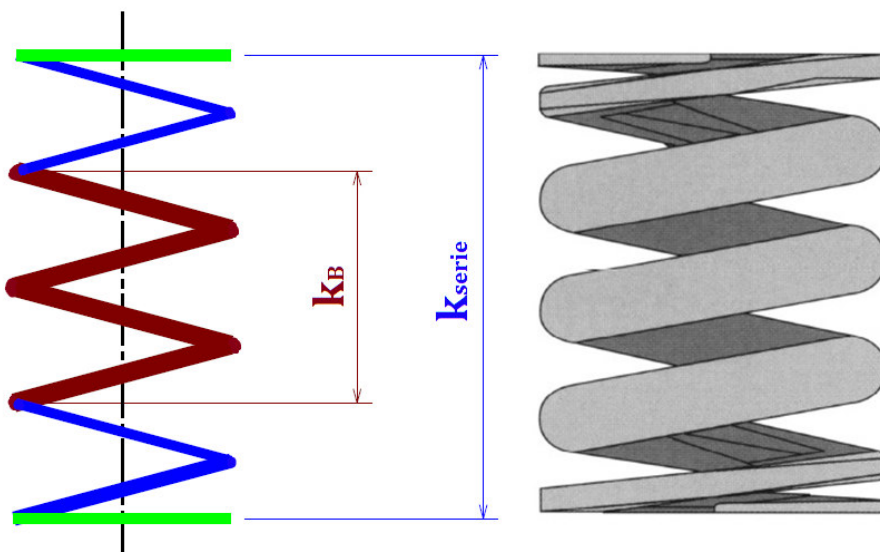
Z předchozích návrhů vyplývá, že z hlediska zástavbové výšky pružiny není vhodný konstantní kruhový průřez, který by z hlediska únavové životnosti jinak vyhověl. A z pevnostního hlediska není vhodný ani konstantní obdélníkový průřez, se kterým by bylo možné splnit požadavek na zástavbový prostor.

Vhodnou kombinací kladných vlastností předchozích návrhů můžeme dosáhnout návrhu pružiny, která pevnostně vyhoví namáhání od plně loženého vozu s nápravovým zatížením 22,5 t a zároveň nepřesáhne povolenou zástavbovou výšku $L_1 \leq 242\text{mm}$, což je výška pružiny zatížené pouze prázdným vozem.

Na obrázku 24 je vlevo naznačen ideový návrh alternativní progresivní pružiny s proměnným průřezem drátu. Hlavní nosná část pružiny je znázorněna hnědě, poddajnější krajní části pružiny jsou znázorněny modře a závěrný závit je znázorněn zeleně.

Princip činnosti pružiny je také zřejmý z obrázku. Dvě vyznačené kóty nejsou délkové, nýbrž popisují tuhost dané části pružiny, případně celé pružiny. Pokud je pružina zatížena pouze tíhou prázdného či částečně loženého vozu, jsou v činnosti všechny závity pružiny – tedy i poddajnější krajní (modré) závity. Pokud na pružinu působí síla, která odpovídá síle na lomu charakteristiky dle grafu 2, dojde k dosednutí měkkých krajů a v činnosti zůstane pouze hlavní nosná část, jejíž tuhost přibližně odpovídá tuhosti za lomem charakteristiky původního vypružení. Jsou-li tedy poddajné krajní části aktivní (nedošlo-li k dosednutí jejich závitů), pak jejich tuhost v sérii s hlavní nosnou částí odpovídá tuhosti původní sady vypružení před lomem charakteristiky.

V pravé části obrázku 24 je znázorněna pružina pracující na uvedeném principu od německého výrobce TKS.



Obr. 24 Schematické znázornění progresivní pružiny proměnného průřezu, vlevo obrázek pružiny „TKS Feder“ [7], [8]

5.2.1 Parametry progresivní pružiny

A. MĚKKÉ KONCE			B. HLAVNÍ NOSNÁ ČÁST		
Tuhost krajů k_A	605,4	N/mm	Tuhost hlavní části k_B	1383,7	N/mm
Střední průměr	158	mm	Střední průměr D	158	mm
Šířka drátu b	34	mm			
Výška drátu h	15	mm	Průměr drátu d	38,5	mm
Ekvivalentní průměr d	25,48	mm			
Činné závity n_ζ	1,5	-	Činné závity n_ζ	3,95	-
Závěrné závity n_z	1,5	-	Závěrné závity n_z	0	-
Délka L_{9A}	45	mm	Délka L_{9B}	140,5	mm
Volná délka L_{0A}	66,1	mm	Volná délka L_{0B}	194,7	mm
Délka při 8,8kN L_{1A}	51,6	mm	Délka při 8,8kN L_{1B}	188,4	mm
Délka při 12,8kN L_{9A}	45	mm	Délka při 51,7kN L_{8B}	157,3	mm
Délka pružiny jako celku $L_0=L_{0A} + L_{0B}$			260,9	mm	
Délka pružiny jako celku $L_1=L_{1A} + L_{1B}$			240	mm	
Délka pružiny jako celku $L_8=L_{9A} + L_{8B}$			202,3	mm	
Délka pružiny jako celku $L_9=L_{9A} + L_{9B}$			185,5	mm	

Tabulka 32 Parametry progresivní pružiny s proměnným průřezem drátu a proměnným stoupáním

$$\text{Předběžná tuhost v sérii: } k_{\text{serie}} = \frac{k_A \cdot k_B}{k_A + k_B} = \frac{605,4 \cdot 1383,7}{605,4 + 1383,7} = 421 \text{ N/mm} \approx 508 \text{ N/mm}$$

Vypočtená tuhost v sérii je zatím předběžná, jelikož vlivem tvaru přechodu bude tuhost navýšena na odpovídající hodnotu. Nižší hodnota tuhosti je zde, protože se musí zkontrolovat nejslabší průřez měkké části pružiny standardními postupy, které jsou odvozeny pouze pro pružiny konstantního průřezu.

5.2.1.1 Uvažované silové zatížení a materiálové konstanty

A. MĚKKÉ KONCE			B. HLAVNÍ NOSNÁ ČÁST		
s_1	14,5	mm	s_1	6,36	mm
s_9	21,1	mm	s_8	37,4	mm
s_{Q1}	10	mm	s_{Q1}	10	mm
s_{Q8}	10	mm	s_{Q8}	10	mm
F_1	8 800	N	F_1	8 800	N
$F_8=F_9$	12 800	N	F_8	51 719	N
F_{Q1}	4 085	N	F_{Q1}	4 085	N
F_{Q8}	13 753	N	F_{Q8}	13 753	N

Tabulka 33 Uvažované silové zatížení pružiny proměnného průřezu

Materiálové konstanty		
Modul pružnosti ve smyku G	78 500	MPa
Modul pružnosti v tahu E	206 000	MPa

Tabulka 34 Materiálové konstanty

5.2.1.2 Pevnostní kontrola

- a) Dle ČSN EN 13906-1; 02 6001 kontroluji maximální nekorigované přípustné napětí v pružině při dosednutí závitů.

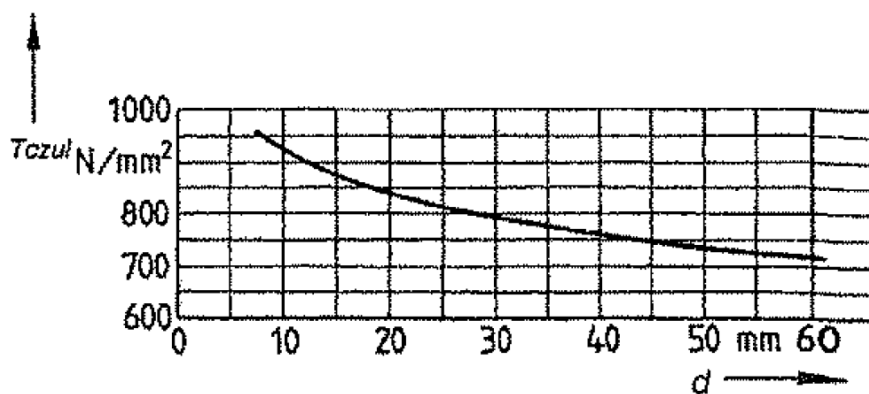
$$s_{9B} = L_0 - (n_{celk} - 0,3) \cdot d$$

$$s_{9A} = L_0 - n_{celk} \cdot h$$

$$F_9 = k \cdot s_9$$

$$\tau_{9A} = \tau_{Czul} = F_9 \cdot \frac{D}{k \cdot b \cdot h^2} \leq \tau_{9Dov}$$

$$\tau_{9B} = \tau_{Czul} = F_9 \cdot \frac{8 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{9Dov}$$



Graf 21 Maximální nekorigované napětí při dosednutí závitů [3]

NEKORIGOVANÉ NAPĚTÍ PŘI DOSEDNUTÍ ZÁVITŮ					
A. Měkké konce			B. Hlavní nosná část		
τ_9	542,85	N.mm ⁻²	τ_9	509	N.mm ⁻²
τ_{9DOV}	800	N.mm ⁻²	τ_{9DOV}	760	N.mm ⁻²

Tabulka 35 Hodnoty nekorigovaných napětí pro jednotlivé části navrhované pružiny

b) Dynamická kontrola pružin dle ČSN EN 13906-1; 02 6001

Korigované napětí:

Napětí od svislé síly:

Obdélníkový průřez
$$\tau_M = \beta \cdot F \cdot \frac{D_B}{a \cdot b \sqrt{a \cdot b}}$$

Kruhový průřez
$$\tau_M = F \cdot \frac{8 \cdot D_A \cdot W}{\pi \cdot d^3}$$

Dynamika
$$\tau_D = \tau_M - 0,3 \cdot \tau_M$$
$$\tau_H = \tau_M + 0,3 \cdot \tau_M$$

Napětí od příčné síly:

$$\tau_H^{kruh} = \frac{8 \cdot W}{\pi \cdot d^3} \cdot [F \cdot (D + s_Q) + F_Q \cdot (L_i - d)] = \quad ; kde (L_i = L_0 - s_i)$$

$$\tau_H^{obdelnik} = \frac{\beta}{b \cdot h \cdot \sqrt{b \cdot h}} \cdot [F \cdot (D + s_Q) + F_Q \cdot (L_i - h)] = \quad ; kde (L_i = L_0 - s_i)$$

$$\tau_M = [\text{od svislé síly}] MPa$$

$$A = \tau_H - \tau_M$$

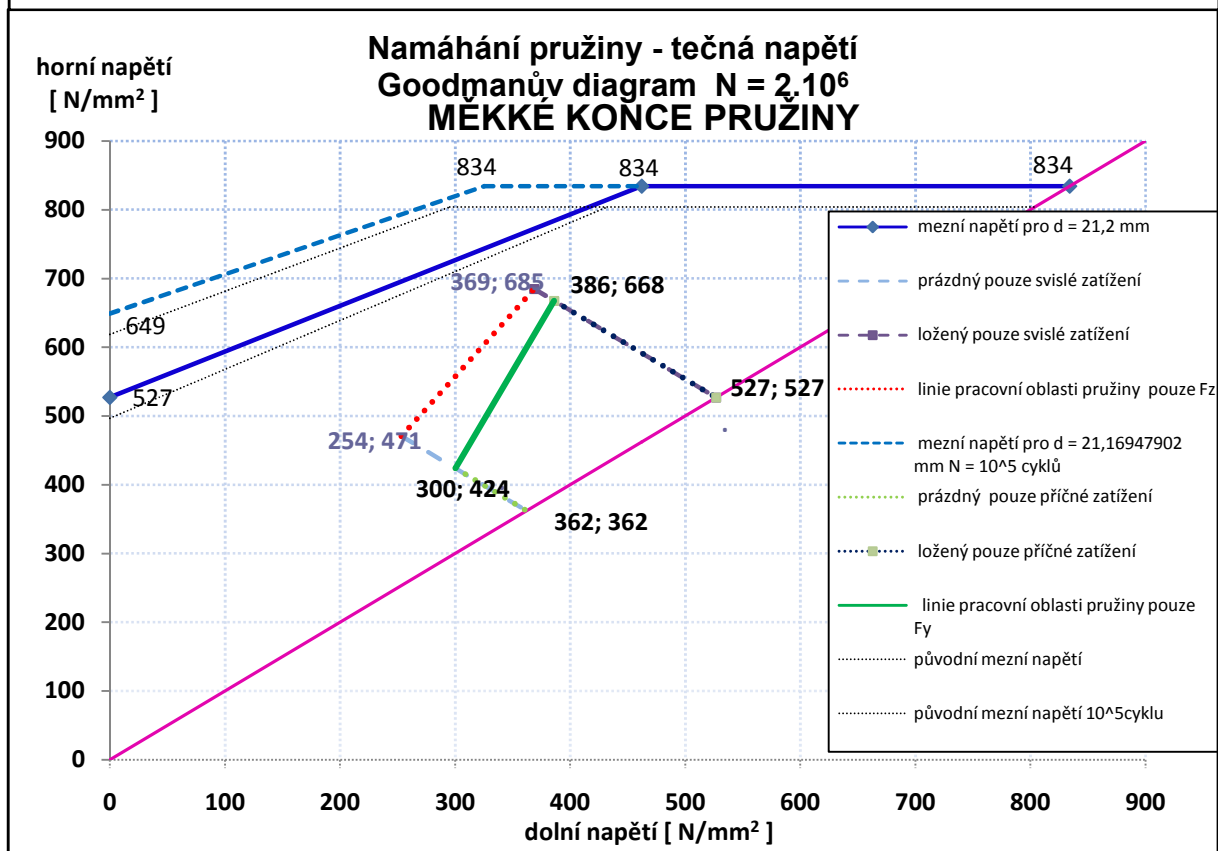
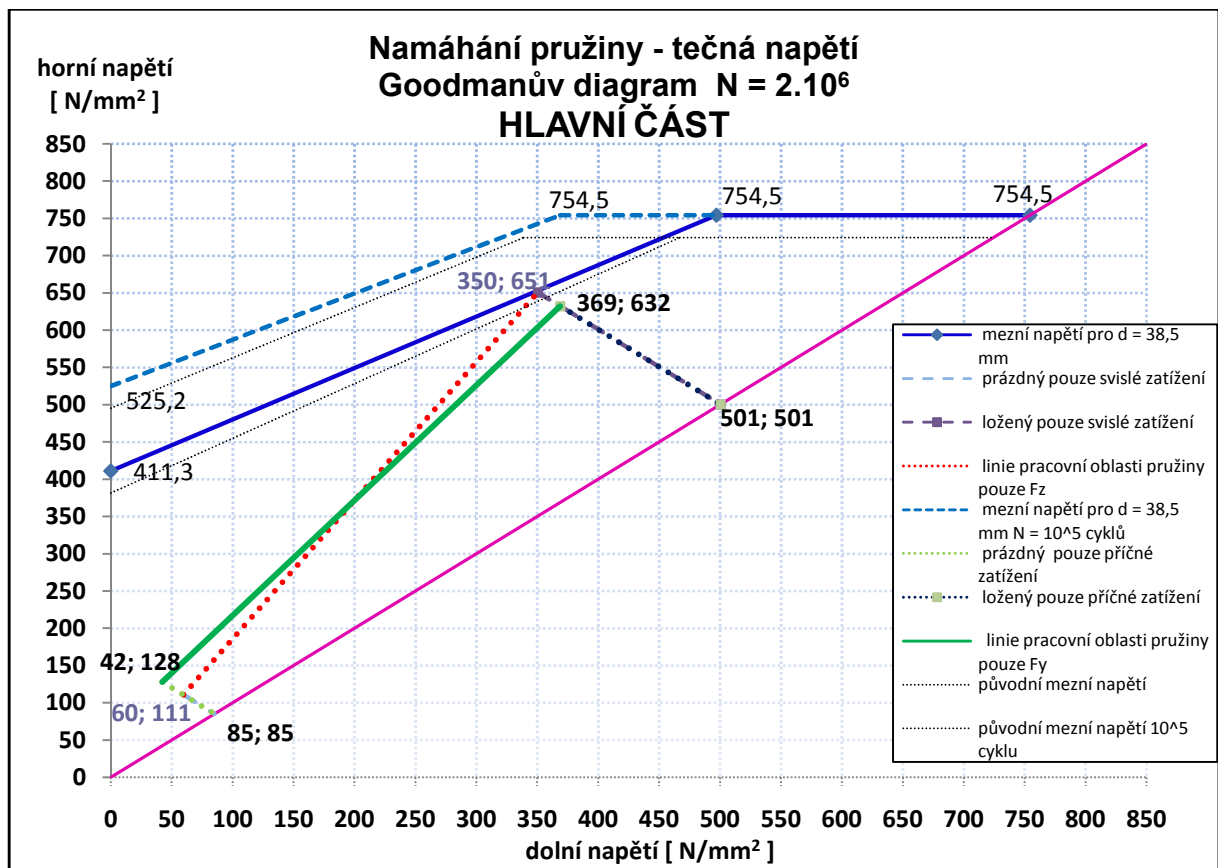
$$\tau_D = \tau_M - A$$

SOUHRNNÉ VÝSLEDKY					
A. MĚKKÉ KONCE			B. HLAVNÍ NOSNÁ ČÁST		
F _z (PRÁZDNÝ VŮZ)			F _z (PRÁZDNÝ VŮZ)		
T _{m1}	362,2	N.mm ⁻²	T _{m1}	85,2	N.mm ⁻²
T _{d1}	253,5	N.mm ⁻²	T _{d1}	59,6	N.mm ⁻²
T _{h1}	470,8	N.mm ⁻²	T _{h1}	110,7	N.mm ⁻²
F _z (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F _z (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
T _{m9}	526,8	N.mm ⁻²	T _{m8}	500,5	N.mm ⁻²
T _{d9}	368,7	N.mm ⁻²	T _{d8}	350,4	N.mm ⁻²
T _{h9}	684,8	N.mm ⁻²	T _{h8}	650,7	N.mm ⁻²
F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)			F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)		
T _{m1}	362,2	N.mm ⁻²	T _{m1}	85,2	N.mm ⁻²
T _{d1}	300,3	N.mm ⁻²	T _{d1}	42,3	N.mm ⁻²
T _{h1}	424,0	N.mm ⁻²	T _{h1}	128,1	N.mm ⁻²
F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
T _{m9}	526,8	N.mm ⁻²	T _{m8}	500,5	N.mm ⁻²
T _{d9}	386,0	N.mm ⁻²	T _{d8}	368,7	N.mm ⁻²
T _{h9}	667,6	N.mm ⁻²	T _{h8}	632,3	N.mm ⁻²
F _z + F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)			F _z + F _y (PRÁZDNÝ VŮZ)		
T _{max1M}	731,8	N.mm ⁻²	T _{max1M}	128,1	N.mm ⁻²
T _{max1D}	512,3	N.mm ⁻²	T _{max1D}	89,6	N.mm ⁻²
T _{max1H}	951,4	N.mm ⁻²	T _{max1H}	166,5	N.mm ⁻²
F _z + F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F _z + F _y (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
T _{max9M}	1116,7	N.mm ⁻²	T _{max8M}	632,3	N.mm ⁻²
T _{max9D}	781,7	N.mm ⁻²	T _{max8D}	442,6	N.mm ⁻²
T _{max9H}	1451,7	N.mm ⁻²	T _{max8H}	822,0	N.mm ⁻²

Tabulka 36 Hodnoty napětí při dynamickém zatížení

Pro únavový výpočet jsou použity mezní hodnoty napětí zvýšené o 30 MPa. Tento předpoklad se opírá o praxi některých zahraničních schvalovacích institucí, které připouštějí mezní hodnoty napětí vyšší až o 50 MPa, pokud je únavová pevnost takových pružin ověřena únavovou životnostní zkouškou.

c) Goodmanův diagram



Graf 22 Goodmanovy diagramy pro alternativní pružinu [17]

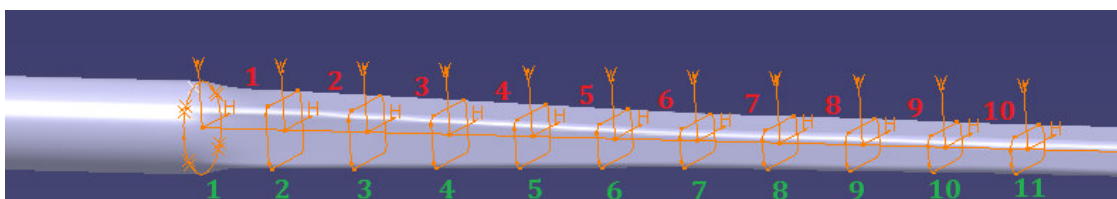
5.2.2 Přechodová část mezi rozhraním měkké a tvrdé části

Ideový návrh progresivní pružiny z podkapitoly 5.2 je založen na představě dvou pružin pracujících v sérii, z nichž každá má jiný průřez. Návrh však neřeší jejich plynulé napojení – plynulou přechodovou část mezi hlavní nosnou částí pružiny, činnými měkkými konci a závěrnými závitů.

ČÁST	Počet závitů	Počet obětovaných závitů pro přechodovou část
Závěrná - nenamáhaná	0,75	-
Měkká - činná	0,75	0,75
Tvrdá - činná	3,95	0
Měkká - činná	0,75	0,75
Závěrná - nenamáhaná	0,75	-

Tabulka 37 Přehled původních počtů závitů jednotlivých částí navrhované pružiny a počet obětovaných závitů

Vzhledem k tomu, že u prvotního ideového návrhu je hlavní nosná „tvrdá“ část pružiny dimenzovaná dle ČSN EN 13906-1 téměř na mez bezpečnosti – graficky znázorněno 5.1.2.4.3., tak není vhodné, aby byla zeslabena zmenšením průřezu kvůli přechodu mezi rozhraním tvrdé a měkké části pružiny. Z tohoto důvodu se přechod odehraje pouze na měkké části.



Obr. 25 Přechodová část na jedné straně pružinového drátu

Obrázek 25 znázorňuje přechodovou část na jedné straně pružiny. Je na něm znázorněno 11 řezů a 10 elementů. Pro výpočet tuhosti takovéto přechodové části uvažují aproximaci elementů na sériově řazené torzní tyče, jejichž geometrie je zvolena tak, aby byl přechod co nejplynulejší a zároveň aby byla splněna podmínka, že v sérii s hlavní nosnou částí bude výsledná tuhost $k \approx 508 [N/mm]$. Řez 1 představuje konec hlavní nosné „tvrdé“ části pružiny, řez 11 představuje začátek závěrného závitu.

Výška h^e a šířka b^e elementu e :

$$b_i^e = \frac{b_i + b_{i+1}}{2} [mm] \quad h_i^e = \frac{h_i + h_{i+1}}{2} [mm]$$

Tvarový součinitel:

$$\gamma_i^e = f(b_i^e, h_i^e, D)$$

Tuhost elementu:

$$k_i^e = \frac{G \cdot b_i^{e2} \cdot h_i^{e2}}{\gamma_i^e \cdot n_{\text{čín}}^e \cdot D^3} [N/mm]$$

Tuhost přechodové části – tuhost elementů v sérii:

$$\frac{1}{k_{\Sigma}^e} = \frac{1}{k_1^e} + \frac{1}{k_{i+1}^e} + \dots + \frac{1}{k_{i+n}^e}; \quad \text{kde } n = 10$$

Číslo řezu	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Šířka drátu b [mm]	38,5	36	36	36	35	35	35	35	34	34	34
Výška drátu h [mm]		26	24	22	20	18	16	16	16	15	15
Číslo elementu		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Šířka drátu [mm]		37,25	36	36	35,5	35	35	35	34,5	34	34
Výška drátu [mm]		32,25	25	23	21	19	17	16	16	15,5	15
Index [-]		4,39	4,39	4,39	4,51	4,51	4,51	4,51	4,65	4,65	4,65
Poměr b/h [-] D/d		1,16	1,44	1,57	1,69	1,84	2,06	2,19	2,16	2,19	2,27
Tvarový souč. Y		5,50	5,58	5,60	5,70	5,80	5,92	6,15	6,40	6,70	7,05
Činné závit [-]		0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075	0,075
Celkem závit		0,075	0,15	0,225	0,3	0,375	0,45	0,525	0,6	0,575	0,75
Tuhosti jednotlivých úseků [N/mm]		69 628	35 500	29 723	22 812	18 159	14 057	13 531	12 270	10 302	9 790
Výška l _g [mm]		2,42	1,88	1,73	1,58	1,43	1,28	1,20	1,20	1,16	1,13

Tabulka38 Parametry jednotlivých elementů přechodové části

Tuhost elementů v sérii (tuhost jednoho měkkého konce)	1664,3	N/mm
Tuhost hlavní nosné části	1383,7	N/mm
Výsledná tuhost pružiny	519,7	N/mm

Tabulka 39 Výsledné tuhosti

Výška přechodové části	l _g	15,0	mm
Výška hlavní "tvrdé" části	l _g	140,5	mm
Pracovní stlačení tvrdé části	s _g	54,2	mm
Pracovní stlačení měkké části	s _g	7,7	mm
Statické stlačení tvrdé části	s ₁	6,4	mm
Statické stlačení měkké části	s ₁	5,3	mm
Nová volná délka	L ₀	259,0	mm
Nová délka	L ₁	242,0	mm

Tabulka40 Výsledné délkové rozměry a stlačení pružiny

5.3 Zhodnocení návrhu progresivní pružiny

Z výsledků je patrné, že návrh progresivní pružiny s proměnným stoupáním závitů a konstantním průřezem drátu, což jsou typické znaky progresivních pružin používaných u automobilů, není u nákladních kolejových vozidel příliš vhodný. Nákladní kolejová vozidla pracují s velkým rozsahem hmotností, a proto při snaze vyhovět pevnostním požadavkům z hlediska únavové životnosti nabývají takovéto pružiny příliš velkých rozměrů, zejména pak délky.

Snaha nepřesáhnout maximální zástavbovou délku pomocí pružiny s konstantním obdélníkovým průřezem a proměnným stoupáním, také není tou správnou cestou, jelikož pružina s obdélníkovým průřezem má vyšší tvarový součinitel (součinitel koncentrace napětí) a tedy nepříznivější rozložení napětí na vnitřním krajním vlákně oproti pružině kruhového průřezu.

Společným znakem prvních dvou návrhů je fakt, že není efektivně využít materiál u měkčích částí pružiny – přesněji řečeno požadované tuhosti měkké části pružiny by bylo možné dosáhnout s lepším využitím materiálu (menším průřezem drátu) s vhodně zvoleným počtem činných závitů.

Jak je uvedeno v bodě 5.2 nejefektivnější využití materiálu z hlediska potřebných funkčních stavů pružiny nabízí pouze pružina proměnného průřezu drátu – kruhového průřezu plynule přecházejícího do obdélníkového průřezu. Jedině takováto pružina dokáže nahradit původní variantu vypružení bez toho, že by musela ložisková skříň projít úpravami, což by mohl být problém z hlediska obrysu a rovněž by úpravy nebyly vhodné po ekonomické stránce.

Hrubá předběžná pevnostní kontrola navržené pružiny se opírá pouze o analytický výpočet provedený dle ČSN EN 13906-1; 02 6001. Dopracování návrhu zejména v oblasti přechodové části by si vyžádalo podrobit pružinu podrobné MKP analýze. To však nebylo zadáním práce a ani z časových důvodů nebylo v rámci této práce realizovatelné.

6 Závěr

Náplní práce bylo posouzení vlastností nákladních vozů s vlastní hmotností do 20 tun.

Vypracoval jsem rešerši k tématu nákladních vozů s nízkou vlastní hmotností. Všechny tyto vozy mají společný základ, kterým je spodek vozu tvořený plošinou kontejnerového vozu s tvarovými přípojnými prvky (upevňovacími trny). Zvláštní pozornost jsem věnoval vozům InnoWagoon typového označení 4854, u nichž jsem se snažil znázornit zejména možnosti variabilních nástaveb při jednotném spodku vozu.

Vytvořil jsem výpočtový postup ke zjišťování změny kolových sil na zborcené koleji. Postup je použitelný pro všechny čtyřnápravové dvoupodvozkové vozy s podvozkem typu Y25. K ověření postupu jsem použil vůz InnoWaggon Sgnss 60' typového označení 4552. Pro tento vůz jsem vytvořil typový výkres.

V dalším kroku jsem vytvořil dva výpočetní modely uvažovaného vozu v programu Simpack. Pomocí prvního modelu sloužícího k simulaci zkručovací zkoušky jsem validoval výpočtový analytický postup. Druhým vytvořeným modelem, který obsahuje vazby kontaktu kolo – kolejnice a slouží k simulaci jízdních zkoušek, jsem pro základní ověření provedl simulace jízd v obloucích.

Modely byly vytvořeny tak, aby z nich bylo možné efektivně získat potřebné údaje. V budoucnu by bylo vhodné je ještě rozvíjet, například detailně nasimulovat hysterezi v třecím tlumiči, což se mi z důvodu nevelkých zkušeností práce v prostředí programu Simpack a omezených časových možností bohužel nepodařilo. Změny kolových sil způsobené hysterezí v třecím tlumiči Lenoir byly tedy uvažovány standardní hodnotou 20% střední kolové síly.

Použité zdroje a literatura:

- [1] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [2] Izer, J., Janda, J., Macura Z., Zdrůbek S.: *Kolejové vozy, 1985, Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatury Bratislava*
- [3] ČSN EN 13906-1. *Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu – Výpočet a konstrukce*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Leden 2014.
- [4] Černohorský, M., Technika. *PAROSTROJ*. [online]. 21.4.2013 [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: <http://parostroj.net/>
- [5] Hermann Jahn. Güterwagen-Drehgestelle: Inhaltsverzeichnis. *Güterwagen-Drehgestelle*. [online]. 17.11.2014 [cit. 2015-02-01].
Dostupné z: <http://www.drehgestelle.de/home.html>
- [6] *TATRAVAGÓNKA POPRAD: Podvozky Y25* [online]. [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: <http://tatravagonka.sk/file/2016/06/Y-25-Lss.pdf>
- [7] *Federnwerk Langen & Sondermann GmbH & Co. KG* [online]. Lünen [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: <http://www.langen-sondermann.de/TKS-Feder.pdf>
- [8] *AXTONE: Railways components* [online]. Lünen, 2016 [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: http://axtone.eu/wp-content/uploads/2016/09/06_2016_Axtone_folder_LS_DE_strony.pdf
- [9] *ULTRA BRAG* [online]. 2016 [cit. 2016-10-15]. Dostupné z: <http://www.ultra-brag.ch/sites/default/files/Rail%20Business%2040-16.pdf>
- [10] HERMANN, Jahn. *Güterwagen-Drehgestelle: InnoTrans 2016, Grennbrier GB25RS* [online]. [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: <http://www.drehgestelle.de/aktuell%202016/2016%2009%2025%20Greenbrier%20GB25RS%20Doku%20IT%202016.pdf>
- [11] *TATRAVAGÓNKA POPRAD: INTERMODAL WAGONS, Sgnss 60'* [online]. [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: <http://tatravagonka.sk/file/2016/06/sgnss60.pdf>
- [12] *Rail Cargo Wagon: Innovativer Containertragwagen 60ft in Leichtbauweise* [online]. [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: http://www.railcargowagon.at/de/Unsere_Fahrzeuge/_Factsheets_pdf/60ft_Containertragwagen.pdf
- [13] *Rail Cargo Wagon: Innovativer Containertragwagen 80ft und InnoWaggon* [online]. [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: http://www.railcargowagon.at/de/Unsere_Fahrzeuge/_Factsheets_pdf/80ft_Containertragwagen.pdf
- [14] *LEGIOS: Plošinový vůz Sgnss 60'* [online]. [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: http://www.legios.eu/fotografie/sgnss_60.pdf
- [15] *INNOFREIGHT: Leichtbau- waggon für Innofreight- Container* [online]. 2015 [cit. 2017-06-29]. Dostupné z: http://www.innofreight.com/de/unternehmen/IF_Betriebskonzept_Sggrs_V10_20151103.pdf
- [16] BUCHTA, Jan. *VYPRUŽENÍ PODVOZKU PRO NÁKLADNÍ VOZY*. Praha, 2015. Bakalářská práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. Vedoucí práce Ing. Tomáš Heptner.
- [17] KOLÁŘ, Jofef. *SMITH-GOODMANN: Výpočet a grafické znázornění v programu Excel*.

Seznam příloh:

- PŘÍLOHA A: Kompletní určení torzních tuhostí vstupujících do výpočtu
- PŘÍLOHA B: Postup výpočtu změny kolových sil
- PŘÍLOHA C: Typový výkres určeného vozu
- PŘÍLOHA D: Návrhový výkres pružinového drátu
- PŘÍLOHA E: Výkres navrhované pružiny ve jmenovitém stavu
- PŘÍLOHA F: Modely z programu Simpack

Seznam obrázků:

- Obr. 1 Porovnání přepravních kapacit s naznačením čelního aerodynamického odporu*
- Obr. 2 Podvozek Y25 [6]*
- Obr. 3 Rám podvozku, detail kulové torny a postraních kluznic*
- Obr. 4 Vypružení jedné ložiskové skříně s třecím tlumičem Lenoir podvozku Y 25 [2]*
- Obr. 5 Podvozek Y 25 GB25RS [17]*
- Obr. 6 Alternativní provedení rámu podvozku Y25 GBRS[17]*
- Obr. 7 Reálný podvozek Y 25 GB25RS [9]*
- Obr. 8 Výřez typového výkresu vozu Sgnss 60' Tatra Vagonka[11]*
- Obr. 9 Vozy InnoWaggon 1/2 [15]*
- Obr. 10 Vozy InnoWaggon 2/2 [15]*
- Obr. 11 Zkrucování dvojkolí z fáze 1 na fázi 2*
- Obr. 12 Zkrucování dvojkolí z fáze 3 na fázi 2*
- Obr. 13 Schematické znázornění jednoho dvojkolí a jednoho podvozku*
- Obr. 14 Schematické znázornění vozu a postavení vozu na zborcené koleji – zkroucení vozu*
- Obr. 15 Torzní soustava celého vozu*
- Obr. 16 Naznačení odlehčování (znaménko minus) a přitěžování (znaménko plus) jednotlivých stran dvojkolí*
- Obr. 17 Přitížení vnějšího nabíhajícího dvojkolí od rámové síly v oblouku*
- Obr. 18 Grafická reprezentace podvozku pro statickou zkrucovací zkoušku v programu Simpack*
- Obr. 19 Grafická reprezentace vozu v programu Simpack*
- Obr. 20 Schéma vozu a naznačení průběhů zkrucovací zkoušky*
- Obr. 21 Detail šikmé závěsky třecího tlumiče a rozklad sil v závěsce*
- Obr. 22 Grafická reprezentace podvozku pro dynamické – jízdní zkoušky v programu Simpack*
- Obr. 23 Výřez typového výkresu vozu Sgnss 60'*
- Obr. 24 Schematické znázornění progresivní pružiny proměnného průřezu, vlevo obrázek pružiny „TKS Feder“ [7], [8]*
- Obr. 25 Přechodová část na jedné straně pružinového drátu*

Seznam tabulek:

- Tabulka 1 Přehled vozů InnoWaggon*
- Tabulka 2 Parametry vozu Sgnss 60' pro analytický výpočet*
- Tabulka 3 Možné situace, které mohou nastat při zkrucování soustavy dvou podvozků a skříně*
- Tabulka 4 Situace ve vypružení, které mohou nastat při zkrucování na rozvoru podvozku, po předchozím zkrucení na vzdálenosti otočných čepů*
- Tabulka 5 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 2*
- Tabulka 6 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 3*
- Tabulka 7 Koefficienty pro výpočet vodících sil dle zprávy ERRI (ORE) B55*
- Tabulka 8 Přehled vypočtených vodících sil analytickými přístupy*
- Tabulka 9 Bezpečnost proti vykolejení metodou 2*
- Tabulka 10 Bezpečnost proti vykolejení metodou 3*
- Tabulka 11 Určení X - faktoru*
- Tabulka 12 Parametry dvojkolí*
- Tabulka 13 Parametry rámu*
- Tabulka 14 Parametry skříně*
- Tabulka 15 Parametry vypružení*
- Tabulka 16 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack*
- Tabulka 17 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack*
- Tabulka 18 Základní parametry oblouků pro dynamické simulace*
- Tabulka 19 Souhrn vypočtených vodících sil dle Heumannovy metody a dle zprávy ERRI B55*
- Tabulka 20 Souhrn vodících sil získaných ze simulací v programu Simpack*
- Tabulka 21 Určení bezpečnosti proti vykolejení dle programu Simpack*
- Tabulka 22 Parametry standardního vypružení podvozku Y 25*
- Tabulka 23 Deformace a jim odpovídající silové zatížení*
- Tabulka 24 Materiálové konstanty*
- Tabulka 25 Porovnání výsledného nekorigovaného napětí při dosednutí závitů*
- Tabulka 26 Hodnoty napětí při dynamickém zatížení*
- Tabulka 27 Parametry progresivní pružiny s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním*
- Tabulka 28 Silové působení*
- Tabulka 29 Pevnostní kontrola progresivní pružiny s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním*
- Tabulka 30 Parametry progresivní pružiny s konstantním kruhovým průřezem drátu a proměnným stoupáním*
- Tabulka 31 Pevnostní kontrola progresivní pružiny s konstantním obdélníkovým průřezem drátu a proměnným stoupáním*
- Tabulka 32 Parametry progresivní pružiny s proměnným průřezem drátu a proměnným stoupáním*
- Tabulka 33 Uvažované silové zatížení pružiny proměnného průřezu*
- Tabulka 34 Materiálové konstanty*
- Tabulka 35 Hodnoty nekorigovaných napětí pro jednotlivé části navrhované pružiny*
- Tabulka 36 Hodnoty napětí při dynamickém zatížení*

Tabulka 37 Přehled původních počtů závitů jednotlivých částí navrhované pružiny a počet obětovaných závitů

Tabulka 38 Parametry jednotlivých elementů přechodové části

Tabulka 39 Výsledné tuhosti

Tabulka 40 Výsledné délkové rozměry a stlačení pružiny

Seznam grafů:

Graf 1 Lineárně lomená charakteristika primárního vypružení standardního podvozku Y25, pro hmotnost na nápravu 22,5t

Graf. 2 Lineárně lomená charakteristika s vyznačenými pracovními body

Graf 3 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 2

Graf 4 Výsledky změn kolových sil dle analytického výpočtu pro metodu 3

Graf 5 Znáznornění vypočtených vodících sil analytickými přístupy

Graf 6 Závislost mezní hodnoty X-faktoru na středním nápravovém zatížení

Graf 7 Přímá úměrnost celkového momentu odporu vozu v závislosti na tíze skříně na jeden podvozek,

Graf 8 Závislost mezního X-faktoru na hmotnosti vozu

Graf 9 Charakteristika síla – stlačení, vlevo posunutá do záporné části stlačení o hodnotu

Graf 10 Charakteristika kluznic

Graf 11 Průběhy pohybů kol při simulaci zkruovací zkoušky

Graf 12 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack

Graf 13 Výsledky analytického výpočtu porovnané s výpočty ze simulací v programu Simpack

Graf 14 Znáznornění půdorysů oblouků, jejich křivosti a převýšení

Graf 15 Znáznornění vodících sil dle jednotlivých výpočtových přístupů

Graf 16 Znáznornění poměru Y/Q_{min} v závislosti na ložení vozu

Graf 17 Síly Y a Q v převýšeném oblouku $R=250m$, při rychlosti $80km/h$ 1/2

Graf 18 Síly Y a Q v převýšeném oblouku $R=250m$, při rychlosti $80km/h$ 2/2

Graf 19 Goodmanův diagram pro vnější a vnitřní pružinu původního vypružení Y25

Graf 20 Alternativní charakteristika

Graf 21 Maximální nekorigované napětí při dosednutí závitů

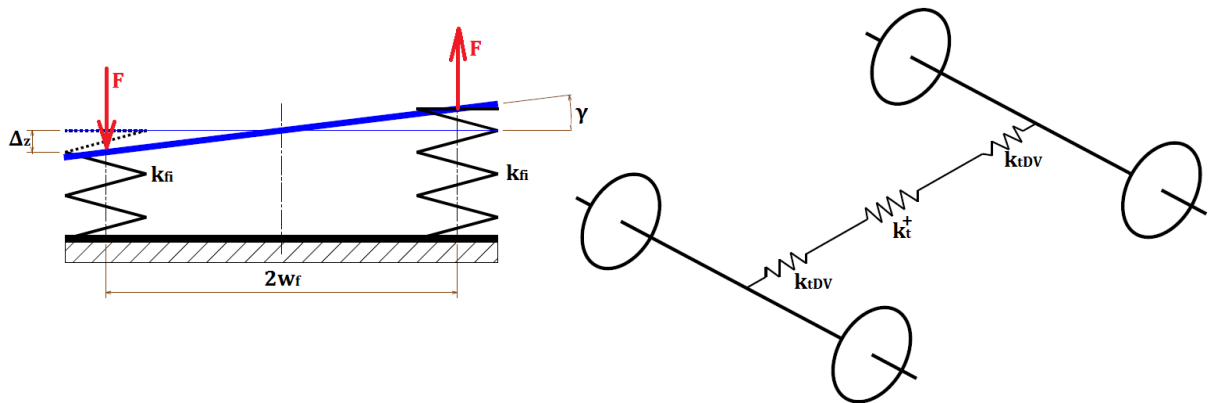
Graf 22 Goodmanovy diagramy pro alternativní pružinu

PŘÍLOHY:

PŘÍLOHA A: Kompletní určení torzních tuhostí vstupujících do výpočtu

TUHOSTI PRUŽIN:

- Tuhost dvou vnějších pružin jedné ložiskové skříně k'_{f1}
- Tuhost dvou vnitřních pružin jedné ložiskové skříně k'_{f2}
- Tuhost dvou sad (vnitřní pružina + vnější pružina) pružin jedné ložiskové skříně k'_{fz}



Obr. 1 Schematické znázornění jednoho dvojkolí a jednoho podvozku

TORZNÍ TUHOSTI DVOJKOLÍ:

- Tuhost dvou pružin jedné ložiskové skříně dle EN 16235:

$$k'_{Fi} \left[N \cdot mm^{-1} \right]$$

- Pro dvě paralelní pružiny příslušející jedné straně jednoho dvojkolí:

$$k_{F1DV} = 2 \cdot k'_{Fi} \left[N \cdot mm^{-1} \right]$$

$$\Delta z = \gamma \cdot w_F$$

$$F = \Delta z \cdot k'_{Fi} = \gamma \cdot w_F \cdot k'_{Fi}$$

$$M = F \cdot 2w_F = 2 \cdot \gamma \cdot w_F^2 \cdot k'_{Fi}$$

$$M = k_{iDV} \cdot \gamma \Rightarrow k_{iDV} = \frac{M}{\gamma} = \frac{2 \cdot \gamma \cdot w_F^2 \cdot k'_{Fi}}{\gamma} = 2 \cdot k'_{Fi} \cdot w_F^2 \left[N \cdot mm \cdot rad^{-1} \right]$$

- Torzní (úhlová) tuhost jednoho dvojkolí v 1. fázi k_{iDV1}

$$k_{iDV1} = 2 \cdot k'_{F1} \cdot w_F^2 \left[N \cdot mm \cdot rad^{-1} \right]$$

- Torzní (úhlová) tuhost jednoho dvojkolí v 2. fázi $k_{tdv1/\Sigma}$ [16]

Situace je znázorněna na obr. 11 (hlavní zprávy)

Po vyčerpání vůle m (tj. u prázdného vozu při zatížení jedné sady pružin silou

$F_L = F_0(20t) + m(20t) \cdot k_{f1} [N]$), dochází ke změně tuhosti u přitěžované sady pružin, kde začne zabírat vnitřní pružina. U částečně loženého vozu se vůle vyčerpá při menší změně síly.

Ramena momentového účinku w_A a w_B se změní, jelikož přímka natočení (v obr. 2 znázorněna čárkovaně) již neprochází průsečíkem osy symetrie s rovnovážnou polohou, nýbrž je posunuta v důsledku rozdílné tuhosti přitěžované a odlehčované strany.

$$w_A \neq w_B$$

$$2w_F = 2000mm$$

- Ramena mohou vyjádřit, pokud znám poměr tuhostí a úhel γ_2 , o který se kolem osy X natočí rám podvozku.

$$\Delta F_{2A} = k_{f1} \cdot \Delta z_{2A} [N]$$

$$\Delta F_{2B} = k_{f\Sigma} \cdot \Delta z_{2B} [N]$$

$$\Delta F_{2A} = \Delta F_{2B} [N]$$

$$k_{f1} \cdot \Delta z_{2A} = k_{f\Sigma} \cdot \Delta z_{2B} \Rightarrow \frac{k_{f1}}{k_{f\Sigma}} = \frac{\Delta z_{2B}}{\Delta z_{2A}} = \frac{w_{2B} \cdot \gamma_2}{w_{2A} \cdot \gamma_2} = \frac{w_{2B}}{w_{2A}} [1]$$

$$\Rightarrow w_{2B} = \frac{k_{f1}}{k_{f\Sigma}} \cdot w_{2A} [mm]$$

$$w_{2A} + w_{2B} = 2w_F$$

$$w_{2A} + \frac{k_{f1}}{k_{f\Sigma}} \cdot w_{2A} = 2w_F \Rightarrow w_{2A} = \frac{2w_F}{\left(1 + \frac{k_{f1}}{k_{f\Sigma}}\right)} [mm]$$

$$w_{2B} = 2w_F - w_{2A} [mm]$$

- Předpoklad pro výpočet: vůz je ložený do bodu lomu charakteristiky L.

$$\gamma_2 = \Delta\beta^+ [rad]$$

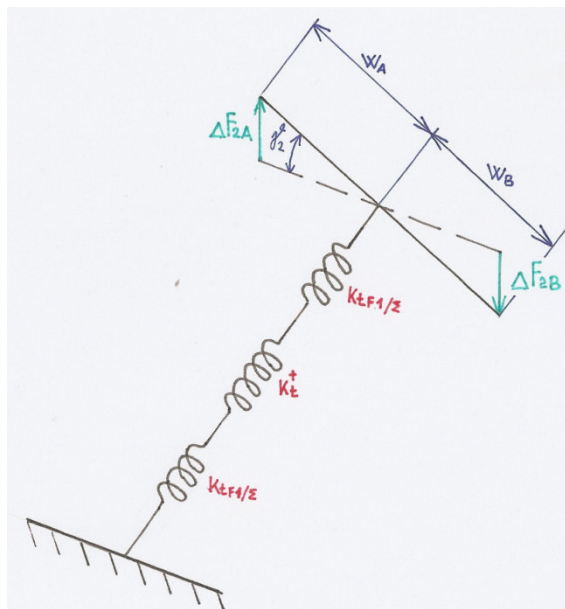
$$\Delta z_{2A} = w_{2A} \cdot \gamma_2 [mm]$$

$$\Delta z_{2B} = w_{2B} \cdot \gamma_2 [mm] \quad (\text{Platí pro jedno dvojkolí})$$

$$\Delta F_{2A} = 2 \cdot k_{f1} \cdot \Delta z_{2A} [N]$$

$$\Delta F_{2B} = 2 \cdot k_{f\Sigma} \cdot \Delta z_{2B} [N]$$

Obr. 2.: Torzní soustava podvozku s rozdílnými tuhostmi u přitěžované a odlehčované strany dvojkolí



- Momentový účinek vyvolaný zkroucením o úhel γ_2 za lomem charakteristiky L , když na přitěžované straně zabírají pružiny v sadě o tuhosti $k_{f\Sigma}$ a na odlehčované straně jen vnější pružina o tuhosti k_{f1} :

$$M_2 = \Delta F_{2A} \cdot w_{2A} + \Delta F_{2B} \cdot w_{2B} \quad [N \cdot mm]$$

- Torzní tuhost vypružení jednoho dvojkolí (strany o rozdílných tuhostech):

$$k_{iDV1/\Sigma} = \frac{M_2}{\gamma_2} \quad [N \cdot mm \cdot rad^{-1}]$$

- Torzní (úhlová) tuhost jednoho dvojkolí v 3. fázi $k_{iDV\Sigma}$

$$k_{iDV\Sigma} = 2 \cdot k'_{F\Sigma} \cdot w_F^2 \quad [N \cdot mm \cdot rad^{-1}]$$

TORZNÍ TUHOSTI PODVOZKU:

Výpočty variant torzních tuhostí podvozku pro zjištění změny kolových sil vycházejí z torzní soustavy, která je znázorněna na obrázku 3. V této torzní soustavě se mění torzní tuhost dvojkolí v závislosti na (k_{iDV1} / $k_{iDV1/\Sigma}$ / $k_{iDV\Sigma}$) činnosti vnitřních pružin primárního vypružení.

- Torzní tuhost jednoho podvozku, obě dvojkolí v 1. fázi k_{iP1}

$$\frac{1}{k_{iP1}} = \frac{1}{k_{iDV1}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{iDV1}} \Rightarrow k_{iP1} \quad [N \cdot mm \cdot rad^{-1}]$$

- Torzní tuhost jednoho podvozku, dvojkolí 1 ve fázi 1, dvojkolí 2 ve fázi 2 $k_{iP1_1/\Sigma}$

$$\frac{1}{k_{iP1_1/\Sigma}} = \frac{1}{k_{iDV1}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{iDV1/\Sigma}} \Rightarrow k_{iP1_1/\Sigma} \quad [N \cdot mm \cdot rad^{-1}]$$

- Torzní tuhost jednoho podvozku, obě dvojkolí v 2. fázi $k_{tP1/\Sigma}$

$$\frac{1}{k_{tP1/\Sigma}} = \frac{1}{k_{tDV1/\Sigma}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tDV1/\Sigma}} \Rightarrow k_{tP1/\Sigma} \left[N.mm.rad^{-1} \right]$$

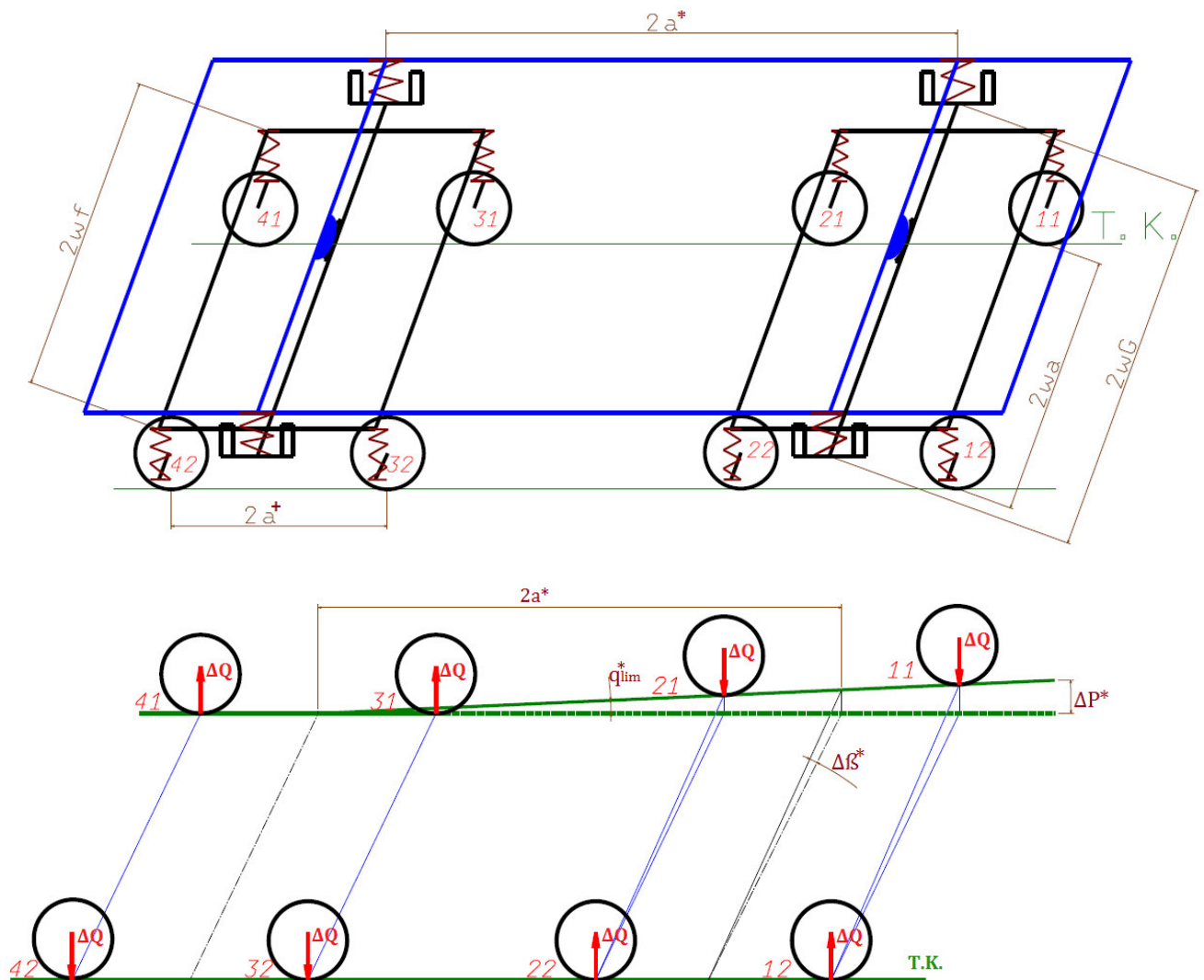
- Torzní tuhost jednoho podvozku, dvojkolí 1 ve fázi 3, dvojkolí 2 ve fázi 2 $k_{tP\Sigma_1/\Sigma}$

$$\frac{1}{k_{tP\Sigma_1/\Sigma}} = \frac{1}{k_{tDV\Sigma}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tDV1/\Sigma}} \Rightarrow k_{tP\Sigma_1/\Sigma} \left[N.mm.rad^{-1} \right]$$

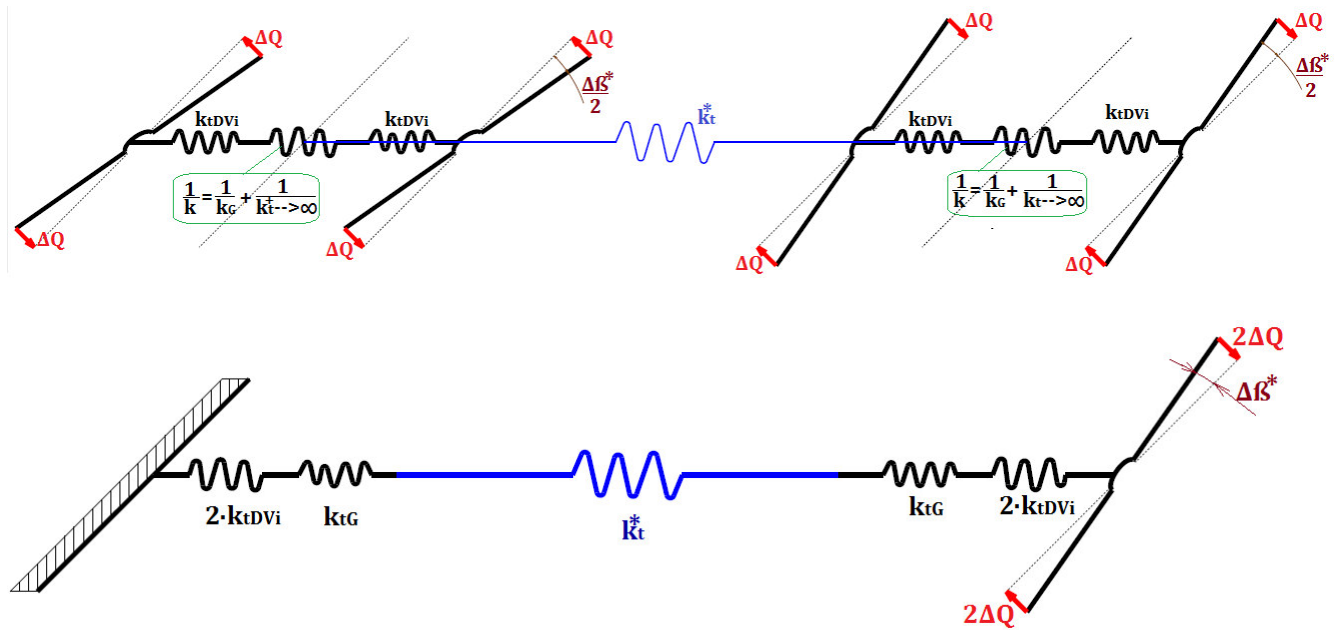
- Torzní tuhost jednoho podvozku, obě dvojkolí v 3. fázi $k_{tP\Sigma}$

$$\frac{1}{k_{tP\Sigma}} = \frac{1}{k_{tDV\Sigma}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tDV\Sigma}} \Rightarrow k_{tP\Sigma} \left[N.mm.rad^{-1} \right]$$

TORZNÍ TUHOSTI VOZU:



Obr. 3 Schematické znázornění vozu a postavení vozu na zbrocené koleji – zkroucení vozu



Obr. 4 Torzní soustava celého vozu

- Jelikož u nákladních vozů nelze zanedbat torzní poddajnost rámu vozu, musíme ji vypočítat z torzní konstanty vozu a uvažovat ve výpočtu.

Torzní konstanta vozu je uváděna v rozmezí: $c_t^* = (2 \cdot 10^{10} \div 5 \cdot 10^{11}) \text{ kNm} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^{-1}$

$$k_t^* = \frac{c_t^*}{2a^*} [N \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

- Tuhost dvou paralelních pružin na jedné straně kluznic dle EN 16235:
 $k'_{tG} [N \cdot \text{mm}^{-1}]$
- S využitím obrázků 1 lze odvodit vztah pro torzní tuhost kluznic jednoho otočného čepu, kde w_F je polovina rozteče kluznic.

$$k_{tG} = 2 \cdot k'_{tG} \cdot w_F^2 [N \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

- Celková torzní tuhost vozu, s aktivními kluznicemi a primárním vypružením v 1. fázi:

$$\frac{1}{k_{tV1}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tDV1}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tDV1}} = \frac{1}{k_{tDV1}} + \frac{2}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{tV1}^* [N \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

- Celková torzní tuhost vozu, s aktivními kluznicemi a primárním vypružením v 2. fázi:

$$\frac{1}{k_{tV1/2}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tDV1/2}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tDV1/2}} = \frac{1}{k_{tDV1/2}} + \frac{2}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{tV1/2}^* [N \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}]$$

- Celková torzní tuhost vozu, bez aktivních kluznic a s primárním vypružením ve 2. fázi:

$$\frac{1}{k_{tV1/\Sigma_bez_kluznic}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tDV1}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{2 \cdot k_{tDV1}} = \frac{1}{k_{tDV1}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{tV1/\Sigma_bez_kluznic}^* [N.mm.rad^{-1}]$$

- Celková torzní tuhost vozu, s aktivními kluznicemi a primárním vypružením v 3. fázi:

$$\frac{1}{k_{tV\Sigma}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tDV\Sigma}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tDV\Sigma}} = \frac{1}{k_{tDV\Sigma}} + \frac{2}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{tV\Sigma}^* [N.mm.rad^{-1}]$$

- Celková torzní tuhost vozu, bez aktivních kluznic a s primárním vypružením ve 3. fázi:

$$\frac{1}{k_{tV\Sigma_bez_kluznic}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tDV\Sigma}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{2 \cdot k_{tDV\Sigma}} = \frac{1}{k_{tDV\Sigma}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{tV\Sigma_bez_kluznic}^* [N.mm.rad^{-1}]$$

PŘÍLOHA B: Postup výpočtu změny kolových sil

Postup výpočtu změny kolových sil na vzdálenosti otočných čepů

Při zjišťování změn kolových sil na vzdálenosti otočných čepů je nutné určit, jestli dojde při zkrucování soustavy k vyčerpání vůle v primárním vypružení či jestli dojde k dosednutí kluznic na doraz. A pokud dojde k obojímu, je nutné rozhodnout, u jakého prvku tomu bude nejdříve. Dosednou – li kluznice na dorazy, zmizí z torzní soustavy člen s nejnižší torzní tuhostí a razantně stoupne tuhost soustavy. Vyčerpá-li se vůle v primárním vypružení (1. fáze přejde v 2. fázi), dojde ke zvýšení torzní tuhosti soustavy, naopak odlehčí-li se vnitřní pružina na jedné straně dvojkolí, dojde k snížení torzní tuhosti soustavy (3. fáze přejde v 2. fázi).

SITUACE	POČÁTEČNÍ TUHOST	KONCOVÁ TUHOST	PODMÍNKA	JEDNOTLIVÉ ZMĚNY KOLOVÝCH SIL
1	$k_{t1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} > M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od $\Delta \beta^*$
2	$k_{t1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1/2} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} < M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od β_{LN} , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_{LN})$
3	$k_{t1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1} + k_t^*$	$M_{DV} > M_{skutečný} > M_{KL}$	ΔQ_1 od β_G , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_G)$
4	$k_{t1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} > M_{DV}$	ΔQ_1 od β_{LN} $+$ ΔQ_2 od $\beta_{G_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{G_nová})$
5	$k_{t1} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} < M_{DV}$	ΔQ_1 od β_G $+$ ΔQ_2 od $\beta_{LN_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{LN_nová})$
6	$k_{t2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t2} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} > M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od $\Delta \beta^*$
7	$k_{t2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1/2} + k_t^* + k_{tG}$	$M_{DV} < M_{skutečný} < M_{KL}$	ΔQ_1 od β_{LD} , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_{LD})$
8	$k_{t2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t2} + k_t^*$	$M_{DV} > M_{skutečný} > M_{KL}$	ΔQ_1 od β_G , $+$ ΔQ_2 od $(\Delta \beta^* - \beta_G)$
9	$k_{t2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} > M_{DV}$	ΔQ_1 od β_{LD} $+$ ΔQ_2 od $\beta_{G_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{G_nová})$
10	$k_{t2} + k_t^* + k_{tG}$	$k_{t1/2} + k_t^*$	$M_{DV} < M_{skutečný} > M_{KL}$ AND $M_{KL} < M_{DV}$	ΔQ_1 od β_G $+$ ΔQ_2 od $\beta_{LD_nová}$ $+$ ΔQ_3 od $(\beta_{po} - \beta_{LD_nová})$

Tabulka: Možné situace, které mohou nastat při zkrucování soustavy dvou podvozků a skříně.

Tabulka zachycuje všechny teoretické stavy, které mohou nastat ve vypružení podvozku Y25 při zkrucování na vzdálenosti otočných čepů. Následuje odvození pro situace, které mohou reálně nastat u vozu loženého v rozmezí 16 – 90 tun:

- Maximální moment, který jsou kluznice schopné přenést do vyčerpání vůle v jejich dorazu, je konstantní a je dán vztahem:

$$M_{KL} = \beta_{G_konstrukcni} \cdot k_{tG} = [rad] \cdot [N.mm.rad^{-1}] = [N.mm] = konst$$

SITUACE 1 (odpovídá 1 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_1 = 0t$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkoli} = \beta_{LN_dvojkoli} = f(\Delta m_1 = 0t) [rad]$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LN_dvojkoli} \cdot kt_{DV1} [N.mm]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{t\Sigma1} [N.mm]$
- Pokud platí $M_{DV} > M_{zborc} < M_{KL}$, znamená to, že nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení ani dorazu kluznic.
- Výsledná změna kolové síly je potom: $\Delta Q^* = \frac{k_{t\Sigma1} \cdot \Delta\beta^*}{2 \cdot 2w_a} [N]$

SITUACE 2 (odpovídá 2 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_2 \geq \Delta m_1$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkoli} = \beta_{LN_dvojkoli} = f(\Delta m_2) [rad]$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LN_dvojkoli} \cdot kt_{DV1} [N.mm]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy (vozu):
 $M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{tV1} [N.mm]$
- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc} < M_{KL}$, znamená to, že dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Vzhledem k sériovému řazení tuhostí musíme určit, po jakém natočení soustavy (dvou podvozků s dvojkolími v 1. fázi, kluznic a skříňě) dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Tento úhel je reprezentován poměrem momentu, který přenesou dvojkolí do vyčerpání vůle v primárním vypružení a celkové torzní tuhosti soustavy v 1. fázi:
$$\beta_{LN} = \frac{M_{DV}}{k_{tV1}} [rad]$$
- pro zjištění toho, jestli dojde i k vyčerpání dorazu kluznic musíme určit nový moment, který do soustavy vstoupí vlivem zborcení:

$$M_{zborc}^{nový} = \beta_{LN} \cdot k_{tV1} + (\Delta\beta^* - \beta_{LN}) \cdot k_{tV1/\Sigma} [N.mm]$$

- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc}^{nový} < M_{KL}$, znamená to, že se vůle v kluznicích nevyčerpá.
- Výsledná změna kolové síly je potom:
$$\Delta Q^* = \frac{k_{tV1} \cdot \beta_{LN}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV1/\Sigma} \cdot (\Delta\beta^* - \beta_{LN})}{2 \cdot 2w_a} [N]$$

SITUACE 3 (odpovídá 4 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_3 \geq \Delta m_2$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkolí} = \beta_{LN_dvojkolí} = f(\Delta m_3) [rad]$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LN_dvojkolí} \cdot kt_{DV1} [N.mm]$

- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy (vozu):

$$M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{tV1} [N.mm]$$

- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc} < M_{KL}$, znamená to, že dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Vzhledem k sériovému řazení tuhostí musíme určit, po jakém natočení soustavy (dvou podvozků s dvojkolími v 1. fázi, kluznic a skříňě) dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Tento úhel je reprezentován poměrem momentu, který přenesou dvojkolí do vyčerpání vůle v primárním vypružení a celkové torzní tuhosti soustavy v 1. fázi:

$$\beta_{LN} = \frac{M_{DV}}{k_{tV1}} [rad]$$

- pro zjištění toho, jestli dojde i k vyčerpání dorazu kluznic musíme určit nový moment, který do soustavy vstoupí vlivem zborcení:

$$M_{zborc}^{nový} = \beta_{LN} \cdot k_{tV1} + (\Delta\beta^* - \beta_{LN}) \cdot k_{tV1/\Sigma} [N.mm]$$

- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc}^{nový} > M_{KL}$, znamená to, že se vyčerpají i kluznice!
- První se natočením o β_{LN} vyčerpá vůle v primárním vypružení, po vyčerpání této vůle se podvozky natočí vůči sobě ještě o úhel:

$$\beta_{po} = \Delta\beta^* - \beta_{LN} [rad]$$

Jelikož je soustava tvořena prvky v sérii, vlivem natočením o β_{LN} se částečně natočí i kluznice:

$$J_2^{nová} = J_2 - \frac{2 \cdot k_{tV1} \cdot \beta_{LN} \cdot w_a}{2 \cdot 2w_a \cdot k_{tG}} \cdot \frac{w_a}{w_G} = J_2 - \frac{k_{tV1} \cdot \beta_{LN}}{2 \cdot k_{tG}} [mm]$$

$$\beta_{G_jen_kluznice}^{nová} = \frac{2 \cdot J_2^{nová}}{w_G} [rad]$$

Jelikož jsou kluznice v sérii se skříní a primárním vypružením, které je nyní již ve 2. fázi, je nutné určit o kolik se musí natočit tato soustava, aby došlo právě k vyčerpání zbylé vůle v dorazech kluznic. Tento úhel je dán poměrem momentu, který maximálně přenesou kluznice s novou vůlí a torzní tuhosti soustavy v 2. fázi:

$$\beta_G^{nová} = \frac{M_{KL_nový}}{k_{tV1/\Sigma}} = \frac{\beta_{G_jen_kluznice}^{nová} \cdot k_{tG\Sigma}}{k_{tV1/\Sigma}} [rad]$$

- Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^* = \frac{k_{tV1} \cdot \beta_{LN}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV1/\Sigma} \cdot \beta_G^{nová}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV1/\Sigma_bez_kluznic} \cdot (\beta_{po} - \beta_G^{nová})}{2 \cdot 2w_a} [N]$$

SITUACE 4 (odpovídá 9 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_4 \geq \Delta m_3$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} > F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkolí} = \beta_{LD_dvojkolí} = f(\Delta m_4) [rad]$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LD_dvojkolí} \cdot kt_{DV2} [N.mm]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta \beta^* \cdot k_{tV\Sigma} [N.mm]$
- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc} > M_{KL} \wedge M_{KL} > M_{DV}$, znamená to, že první dojde k přechodu z tužší větve charakteristiky na měkčí v primárním vypružení u odlehčovaného kola a poté i v kluznicích.
- Vzhledem k sériovému řazení tuhostí musíme určit, po jakém natočení soustavy (dvou podvozků s dvojkolími v 2. fázi, kluznic a skříně) dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Tento úhel je reprezentován poměrem momentu, který přenesou dvojkolí do vyčerpání vůle v primárním vypružení a celkové torzní tuhosti soustavy ve 3. fázi:

$$\beta_{LD} = \frac{M_{DV}}{k_{tV\Sigma}} [rad]$$

Jelikož po přechodu primárního vypružení na měkčí větev dojde k poklesu tuhosti, musí se zkontrolovat, že bude „nový“ moment vyvolaný zborcením stále větší než moment, který jsou schopny pokrýt kluznice.

$$M_{zborc}^{nový} = \beta_{LD} \cdot k_{tV\Sigma} + (\Delta \beta^* - \beta_{LD}) \cdot k_{tV1/\Sigma} [N.mm]$$

- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc}^{nový} > M_{KL}$, znamená to, že i po snížení torzní tuhosti primárního vypružení a tedy snížení celkové torzní tuhosti soustavy z 3. fáze na 2. fázi, a tedy snížení momentu vyvolaného zborcením se vyčerpá i doraz kluznic.
- První se natočením o β_{LN} vyčerpá vůle v primárním vypružení, po vyčerpání této vůle se podvozky natočí vůči sobě ještě o úhel:

$$\beta_{po} = \Delta\beta^* - \beta_{LD} \text{ [rad]}$$

Jelikož je soustava tvořena prvky v sérii, vlivem natočením o β_{LN} se částečně natočí i kluznice:

$$J_2^{nová} = J_2 - \frac{2 \cdot k_{tV\Sigma} \cdot \beta_{LOM} \cdot w_a}{2 \cdot 2w_a} \frac{w_a}{w_G} \text{ [mm]}$$

$$\beta_{G_jen_kluznice}^{nová} = \frac{2 \cdot J_2^{nová}}{w_G} \text{ [rad]} \quad (\text{kdyby se kroutily jen kluznice})$$

Jelikož jsou kluznice v sérii se skříní a primárním vypružením, které je nyní již ve 2. fázi, je nutné určit o kolik se musí natočit tato soustava, aby došlo právě k vyčerpání zbylé vůle v dorazech kluznic: Tento úhel je dán poměrem momentu, který maximálně přenesou kluznice s novou vůlí a torzní tuhosti soustavy v 2. fázi:

$$\beta_G^{nová} = \frac{M_{KL_nový}}{k_{tV1/\Sigma}} = \frac{\beta_{G_jen_kluznice}^{nová} \cdot k_{tG\Sigma}}{k_{tV1/\Sigma}} \text{ [rad]}$$

- Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^* = \frac{k_{tV\Sigma} \cdot \beta_{LD}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV1/\Sigma} \cdot \beta_G^{nová}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV1/\Sigma_bez_kluznic} \cdot (\beta_{po} - \beta_G^{nová})}{2 \cdot 2w_a} \text{ [N]}$$

SITUACE 5 (odpovídá 10 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_5 \geq \Delta m_4 \quad \Delta m_5 \Rightarrow F_{ST} \text{ [N]}$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} > F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM} = \beta_{LD} = f(\Delta m_5) \text{ [rad]}$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LD} \cdot kt_{DV2} \text{ [N.mm]}$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy: $M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{tV\Sigma} \text{ [N.mm]}$
- Pokud platí $M_{DV} > M_{zborc} > M_{KL}$, znamená to, že dojde k vyčerpání vůle v kluznicích.
- Vzhledem k sériovému řazení tuhostí musíme určit, po jakém natočení soustavy (dvou podvozků s dvojkolími v 3. fázi, kluznic a skříně) dojde k vyčerpání vůle v dorazu kluznic.

Tento úhel je reprezentován poměrem momentu, který přenesou kluznice do vyčerpání vůle v dorazu a celkové torzní tuhosti soustavy v 3. fázi:

$$\beta_G = \frac{M_{KL}}{k_{tV\Sigma}} [\text{rad}]$$

- Pro zjištění toho, jestli dojde vlivem této skokové změny tuhosti i k přechodu z tužší na měkčí větev primárního vypružení musíme určit nový moment vyvolaný zborcením, který působí na soustavu:

$$M_{zborc}^{nový} = \beta_G \cdot k_{tV\Sigma} + (\Delta\beta^* - \beta_G) \cdot k_{tV\Sigma_bezkluznic} [N.mm]$$

- Pokud platí $M_{DV} < M_{zborc}^{nový} > M_{KL}$, znamená to, že vlivem vyčerpání vůle v dorazu kluznic dojde k takovému zvýšení tuhosti a tedy zvýšení momentu vyvolaného zborcením, že dojde k přechodu z tužší na měkčí větev charakteristiky primárního vypružení u odlehčované strany dvojkolí.

- První se natočením o β_G vyčerpá vůle v primárním vypružení, po vyčerpání této vůle se podvozky natočí vůči sobě ještě o úhel

$$\beta_{po} = \Delta\beta^* - \beta_G (\text{rad})$$

Jelikož je soustava tvořena prvky v sérii, vlivem natočením o β_G se částečně natočí i rám podvozku vůči dvojkolí (zmenší se vůle (rezerva) směrem dolů, do lomu charakteristiky):

$$\Delta F_{od_kluznic}^{primár} = \frac{k_{tV\Sigma} \cdot \beta_G \cdot 2w_a}{2 \cdot 2 \cdot 2w_a} \cdot \frac{2w_a}{2w_f} = \frac{k_{tV\Sigma} \cdot \beta_G}{2 \cdot 2 \cdot 2w_f} [N]$$

$$m_{do_lomu}^{nová} = \frac{F_{ST} - \Delta F_{od_kluznic}^{primár} - F_{LOM}}{k_{f\Sigma}} [mm]$$

$$\beta_{LD_samotného_dvojkolí}^{nová} = \frac{2 \cdot m_{do_lomu}^{nová}}{w_f} [\text{rad}]$$

Kluznice jsou sice již vyčerpány, ale stále je primární vypružení v sérii se skříní. Je nutné určit o kolik se musí natočit tato soustava, aby došlo právě k vyčerpání zbylé vůle (rezervy) směrem dolů do lomu charakteristiky. Tento úhel je dán poměrem momentu, který přenesou dvojkolí s novou vůlí (rezervou) než přejde u odlehčované strany z 3. fáze (primárního vypružení) na 2. fázi (primárního vypružení) a torzní tuhosti soustavy v 3. fázi:

$$\beta_{LD}^{nová} = \frac{M_{LD_nový}}{k_{tV\Sigma_bez_kluznic}} = \frac{\beta_{LD_samotného_dvojkolí}^{nová} \cdot k_{tDV\Sigma}}{k_{tV\Sigma_bez_kluznic}} [\text{rad}]$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^* = \frac{k_{tV\Sigma} \cdot \beta_G}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV\Sigma_bez_kluznic} \cdot \beta_{LD}^{nová}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV1/\Sigma_bez_kluznic} \cdot (\beta_{po} - \beta_{LD}^{nová})}{2 \cdot 2w_a} [N]$$

SITUACE 6 (odpovídá 8 v tabulce):

- Hmotnost ložení: $\Delta m_6 \geq \Delta m_5$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} > F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM} = \beta_{LD} = f(\Delta m_6) [rad]$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LD} \cdot kt_{DV2} [N.mm]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{tV\Sigma} [N.mm]$
- Pokud platí $M_{DV} > M_{zborc} > M_{KL}$, znamená to, že dojde k vyčerpání vůle v kluznicích.
- Vzhledem k sériovému řazení tuhostí musíme určit, po jakém natočení soustavy (dvou podvozků s dvojkolími v 3. fázi, kluznic a skříně) dojde k vyčerpání vůle v dorazu kluznic. Tento úhel je reprezentován poměrem momentu, který přenesou kluznice do vyčerpání vůle v dorazu a celkové torzní tuhosti soustavy v 3. fázi:

$$\beta_G = \frac{M_{DV}}{k_{tV\Sigma}} [rad]$$

- Pro zjištění toho, jestli dojde vlivem této skokové změny tuhosti i k přechodu z tužší na měkčí větev primárního vypružení, musíme určit nový moment vyvolaný zborcením, který působí na soustavu:

$$M_{zborc}^{nový} = \beta_G \cdot k_{tV\Sigma} + (\Delta\beta^* - \beta_G) \cdot k_{tV\Sigma_bezkluznic} [N.mm]$$

- Pokud platí $M_{DV} > M_{zborc}^{nový} > M_{KL}$, znamená to, že vlivem vyčerpání vůle v dorazu kluznic nedojde k takovému zvýšení tuhosti a tedy zvýšení momentu vyvolaného zborcením, aby došlo k přechodu z tužší na měkčí větev charakteristiky primárního vypružení u odlehčované strany dvojkolí.
- První se natočením o $\beta_G^{nová}$ vyčerpá vůle v kluznicích, po vyčerpání této vůle se podvozky natočí vůči sobě ještě o úhel $\beta_{po} = \Delta\beta^* - \beta_G [rad]$

- Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^* = \frac{k_{tV\Sigma} \cdot \beta_G^{nová}}{2 \cdot 2w_a} + \frac{k_{tV\Sigma_bez_kluznic} \cdot (\Delta\beta^* - \beta_G^{nová})}{2 \cdot 2w_a} [N]$$

Postup výpočtu změny kolových sil na rozvoru podvozku

SITUACE	POČÁTEČNÍ TUHOST	KONCOVÁ TUHOST	PODMÍNKA		JEDNOTLIVÉ ZMĚNY KOLOVÝCH SIL
1	k_{tP1}	k_{tP1}	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) > 0$	ΔQ^+ od $\Delta\beta^+$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	
2	k_{tP1}	$k_{tP1_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) < 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	
3	$k_{tP1/\Sigma}$	$k_{tP1_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) < 0$	
4	$k_{tP1/\Sigma}$	$k_{tP\Sigma_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LN(\rho\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) < 0$	
5	$k_{tP\Sigma}$	$k_{tP\Sigma_1/\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) > 0$	$\Delta Q^+ = \Delta Q_1$ od $(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta Q_2$ od $(\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)})$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) < 0$	
6	$k_{tP\Sigma}$	$k_{tP\Sigma}$	DV1:	$(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} - \Delta\beta^+) > 0$	ΔQ^+ od $\Delta\beta^+$
			DV2:	$(2 \cdot \beta_{LD(\rho\Delta\beta^*)} + \Delta\beta^+) > 0$	

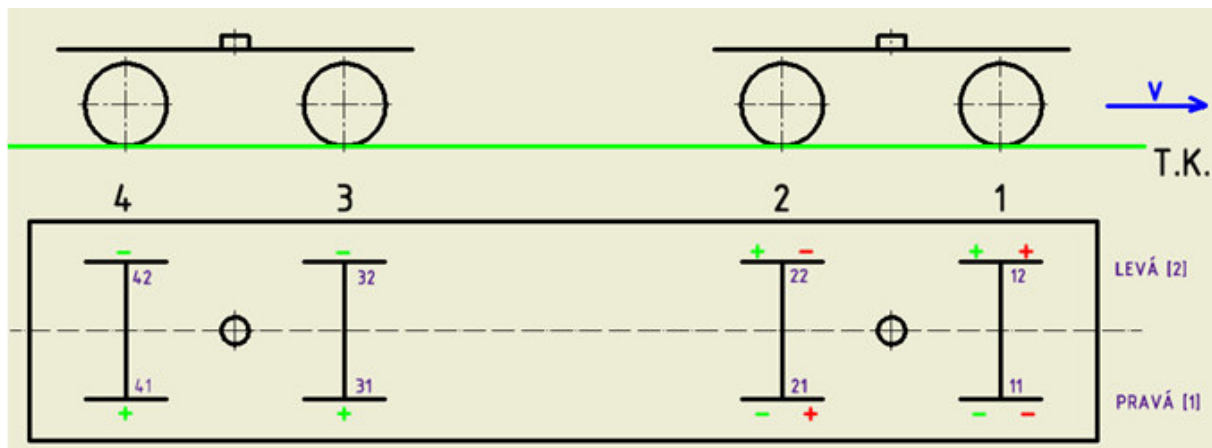
Tabulka: Možné situace, které mohou nastat při zkroucení samostatného podvozku.

1. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (pod lom charakteristiky), a že po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^+$ nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení u přitěžovaných stran jednotlivých dvojkolí. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, ale nedojde u něj k vyčerpání vůle v primárním vypružení, zůstává ve fázi 1. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, tedy nehrozí u něj vyčerpání vůle, zůstává rovněž ve fázi 1.
2. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (pod lom charakteristiky), a že po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^+$ nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení u přitěžovaných stran jednotlivých dvojkolí. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, a dojde u něj k vyčerpání vůle v primárním vypružení, jeho torzní tuhost tedy odpovídá fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, tedy nehrozí u něj vyčerpání vůle, jeho torzní tuhost zůstává ve fázi 1.

3. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (pod lom charakteristiky), a že po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení u přitěžovaných stran jednotlivých dvojkolí. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, zůstává tedy ve fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a dojde u jeho odlehčované strany k odlehčení vnitřních pružin, torzní tuhost dvojkolí se tedy znovu vrátí do fáze 1.
4. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (nad lom charakteristiky), a že po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ dojde u odlehčovaných stran jednotlivých dvojkolí k odlehčení vnitřních pružin. Obě dvojkolí jsou tedy ve 2. fázi. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, zůstává tedy ve fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a dojde u jeho přitěžované strany k opětovné aktivaci vnitřních pružin, torzní tuhost dvojkolí se tedy znovu vrátí do fáze 3.
5. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (nad lom charakteristiky), a že po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ nedojde u odlehčovaných stran jednotlivých dvojkolí k odlehčení vnitřních pružin. Obě dvojkolí jsou tedy ve 3. fázi. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a dojde, u jeho odlehčované strany, k odlehčení vnitřní pružiny. Jeho torzní tuhost tedy odpovídá fázi 2. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů a nedojde, u jeho odlehčované strany, k odlehčení vnitřní pružiny. Torzní tuhost dvojkolí se tedy zůstává ve fázi 3.
6. Vůz je ložen takovou hmotností Δm (nad lom charakteristiky), a že po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů o úhel $\Delta\beta^*$ nedojde u odlehčovaných stran jednotlivých dvojkolí k odlehčení vnitřních pružin. Po zkroucení na rozvoru podvozku o úhel $\Delta\beta^+$ se dvojkolí 1 zkrucuje ve stejném smyslu, jako již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, ale nedojde, u jeho odlehčované strany, k odlehčení vnitřní pružiny. Zůstává ve fázi 3. Dvojkolí 2 se zkrucuje v opačném smyslu, tedy nehrozí u něj odlehčení vnitřních pružin, zůstává rovněž ve fázi 3.

Protože norma ČSN 14363:2016 nově udává, že změny kolových sil na rozvoru podvozku a na vzdálenosti otočných čepů u podvozků opatřených vypružením s lineárně lomenou charakteristikou, nelze počítat pomocí superpozice – dílčích součtů, je nutné určovat změny kolových sil na rozvoru podvozku v přímé závislosti na předchozím zkroucení – změně kolových sil na vzdálenosti otočných čepů. Takovéto požadavky vedou k zpřesnění analytických výpočtů za cenu složitějších výpočtů.

Pro výpočet je stěžejní vypočítat o kolik jsou dvojkolí zkoumaného podvozku shodně natočena po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů $\Delta\beta^*$ [rad] a zdali po dalším zkroucením dvojkolích vůči sobě na rozvoru podvozku $\Delta\beta^+$ [rad] dojde ke změně torzní tuhosti dvojkolí.



Obr. 1 Naznačení odlehčováná (znaménko mínus) a přitěžování (znaménko plus) jednotlivých stran dvojkolí

SITUACE 1

- Hmotnost ložení: $\Delta m_1 = 0t$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkolí} = \beta_{LN} = f(\Delta m_1 = 0t) [rad]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta \beta^* \cdot k_{tV1} [N.mm]$
- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta \beta_{DV} = \frac{M_{zborc}}{k_{tDV1}} [rad]$$

Jestliže platí: $\Delta \beta_{DV} < \beta_{LN}$, pak po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Zbývající vůli lze vyjádřit:

$$\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} = \beta_{LN} - \Delta \beta_{DV} [rad]$$

- Zavedením předpokladu, že rám podvozku je absolutně tuhý a obě dvojkolí jsou symetricky zkroucována vůči sobě, lze kontrolovat, jestli dochází k přechodu z 1. fáze na 2. fázi u přitěžované strany dvojkolí nebo z 3. fáze na 2. fázi u odlehčováné strany dvojkolí.
- Dle obrázku 1 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkroucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkroucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů. Pokud:

$$DV1: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 1.}$$

$$DV2: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 1.}$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{tP1} \cdot \Delta\beta^+}{2w_a} [N] \quad (P1 \dots \text{torzní tuhost podvozku, když jsou obě dvojkolí v 1. fázi})$$

SITUACE 2:

- Hmotnost ložení: $\Delta m_2 \geq \Delta m_1$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkolí} = \beta_{LN_dvojkolí} = f(\Delta m_2) [rad]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta\beta^* \cdot k_{tV1} [N \cdot mm]$
- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta\beta_{DV} = \frac{M_{zborc}}{k_{tDV1}} [rad]$$

Jestliže platí: $\Delta\beta_{DV} < \beta_{LN}$, pak po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů nedojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení. Zbývající vůle lze vyjádřit:

$$\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} = \beta_{LN} - \Delta\beta_{DV} [rad]$$

- Dle obrázku 1 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkrucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkrucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů. Pokud:

$$DV1: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta\beta^*}{2} \right) < 0, \text{ tak se tuhost dvojkolí změní z fáze 1 na fázi 2.}$$

$$DV2: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta\beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 1.}$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{tP1} \cdot 2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)}}{2w_a} + \frac{k_{tP1_1/\Sigma} \cdot (\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)})}{2w_a} [N]$$

SITUACE 3:

- Hmotnost ložení: $\Delta m_3 \geq \Delta m_2$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} < F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkolí} = \beta_{LN} = f(\Delta m_3) [rad]$
- Maximální moment, který je dvojkolí schopno přenést do vyčerpání vůle v primárním vypružení: $M_{DV} = \beta_{LN_dvojkolí} \cdot kt_{DV1} [N.mm]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta \beta^* \cdot k_{iV1} [N.mm]$
- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta \beta_{DV} = \frac{M_{zborc}}{k_{iDV1}} [rad]$$

Jestliže platí: $\Delta \beta_{DV} > \beta_{LN}$, pak již po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů dojde k vyčerpání vůle v primárním vypružení.

- Celkový úhel o kolik je dvojkolí zkrouceno lze vyjádřit:

$$\Delta \beta_{DV} = \beta_{LN} + \left(\frac{M_{zborc} - \beta_{LN} \cdot k_{iDV1}}{k_{iDV1/2}} \right) = \beta_{LN} + \beta_{LD(po\Delta\beta^*)} [rad], \quad \text{výraz v závorce}$$

$(\beta_{LD(po\Delta\beta^*)})$ vyjadřuje, o kolik se, po přechodu z fáze 1 na fázi 2 – po vyčerpání vůle ve vypružení definované úhlem β_{LN} posune pracovní bod nad lom charakteristiky – tedy, o kolik by se muselo opačně se zkrucující dvojkolí 2 natočit, aby jeho torzní tuhost zpětně přešla z fáze 2 na fázi 1.

- Dle obrázku 1 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkrucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkrucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů. Pokud:

$$DV1: \left(\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 2.}$$

$$DV2: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) < 0, \text{ tak se tuhost dvojkolí vrátí z fáze 2 na fázi 1.}$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{iP1/\Sigma} \cdot 2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)}}{2w_a} + \frac{k_{iP1-1/\Sigma} \cdot (\Delta \beta^+ - 2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)})}{2w_a} [N]$$

SITUACE 4:

- Hmotnost ložení: $\Delta m_4 \geq \Delta m_3$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} > F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM_dvojkoli} = \beta_{LD} = f(\Delta m_4) [rad]$
- Moment vyvolaný zkušebním zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta \beta^* \cdot k_{iV\Sigma} [N.mm]$
- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta \beta_{DV} = \frac{\frac{M_{zborc}}{2}}{k_{iDV1}} [rad]$$

Jestliže platí: $\Delta \beta_{DV} > \beta_{LD}$, pak již po zkroucení na vzdálenosti otočných čepů dojde k odlehčení obou dvojkolí z fáze 3 na fázi 2.

- Celkový úhel o kolik je dvojkolí zkrouceno lze vyjádřit:

$$\Delta \beta_{DV} = \beta_{LD} + \left(\frac{\frac{M_{zborc}}{2} - \beta_{LD} \cdot k_{iDV2}}{k_{iDV1/2}} \right) = \beta_{LN} + \beta_{LN(po\Delta\beta^*)} [rad], \quad \text{výraz v závorce}$$

$(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)})$ vyjadřuje, o kolik se, po přechodu z fáze 3 na fázi 2 – po odlehčení obou dvojkolí, po překročení úhlu β_{LD} posune pracovní bod pod lom charakteristiky – tedy, o kolik by se muselo opačně se zkrucující dvojkolí 2 natočit, aby jeho torzní tuhost zpětně přešla z fáze 2 na fázi 3.

- Dle obrázku 1 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkrucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkrucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů Pokud:

$$DV1: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta\beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 2.}$$

$$DV2: \left(\beta_{LN(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta\beta^*}{2} \right) < 0, \text{ tak se tuhost dvojkolí vrátí z fáze 2 na fázi 3.}$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{iP1/\Sigma} \cdot 2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)}}{2w_a} + \frac{k_{iP\Sigma-1/\Sigma} \cdot (\Delta\beta^+ - 2 \cdot \beta_{LN(po\Delta\beta^*)})}{2w_a} [N]$$

SITUACE 5:

- Hmotnost ložení: $\Delta m_5 \geq \Delta m_4 \quad \Delta m_5 \Rightarrow F_{ST} [N]$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} > F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM} = \beta_{LD} = f(\Delta m_5) [rad]$
- Moment vyvolaný zkušební zborcením při dané tuhosti soustavy:

$$M_{zborc} = \Delta \beta^* \cdot k_{tV\Sigma} [N \cdot mm]$$

- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta \beta_{DV} = \frac{M_{zborc}}{k_{tDV1}} [rad]$$

Jestliže platí: $\Delta \beta_{DV} < \beta_{LD}$, pak se během zkroucení na vzdálenosti otočných čepů nezmění úhlové tuhosti dvojkolí. Zbývající vůli lze vyjádřit:

$$\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} = \beta_{LD} - \Delta \beta_{DV} [rad]$$

- Dle obrázku 1 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkrucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkrucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů. Pokud:

$$DV1: \left(\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) < 0, \text{ tak se tuhost dvojkolí změní z fáze 3 na fázi 2.}$$

$$DV2: \left(\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 3.}$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{tP\Sigma} \cdot 2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)}}{2w_a} + \frac{k_{tP\Sigma-1/\Sigma} \cdot (\Delta \beta^+ - 2 \cdot \beta_{LD(po\Delta\beta^*)})}{2w_a} [N]$$

SITUACE 6:

- Hmotnost ložení: $\Delta m_6 \geq \Delta m_5$
- Statická síla v pružině: $F_{ST} > F_{LOM} \Rightarrow \beta_{LOM} = \beta_{LD} = f(\Delta m_6) [rad]$
- Moment vyvolaný zkušební zborcením při dané tuhosti soustavy:
 $M_{zborc} = \Delta \beta^* \cdot k_{tV\Sigma} [N.mm]$
- Natočení dvojkolí vlivem předchozího zkroucení na vzdálenosti otočných čepů:

$$\Delta \beta_{DV} = \frac{M_{zborc}}{k_{tDV1}} [rad]$$

Jestliže platí: $\Delta \beta_{DV} < \beta_{LD}$, pak se během zkroucení na vzdálenosti otočných čepů nezmění úhlové tuhosti dvojkolí. Zbývající vůli lze vyjádřit:

$$\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} = \beta_{LD} - \Delta \beta_{DV} [rad]$$

- Dle obrázku 1 je patrné, že dvojkolí 1, které již bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů, se zkrucuje na rozvoru podvozku stejným směrem. Dvojkolí 2 se na rozvoru podvozku zkrucuje opačným směrem, než bylo zkrouceno na vzdálenosti otočných čepů. Pokud:

$$DV1: \left(\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} - \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 3.}$$

$$DV2: \left(\beta_{LD(po\Delta\beta^*)} + \frac{\Delta \beta^*}{2} \right) > 0, \text{ tak tuhost dvojkolí zůstává ve fázi 3.}$$

Výsledná změna kolové síly je potom:

$$\Delta Q^+ = \frac{k_{tP\Sigma} \cdot \Delta \beta^+}{2w_a} [N]$$