

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**VYPRUŽENÍ PODVOZKU PRO NÁKLADNÍ VOZY**

**DESIGN OF SUSPENSION FOR FREIGHT WAGON BOGIE**

Autor: Jan Buchta

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní,

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Technická 4, 166 07 Praha 6

Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student: **Jan BUCHTA**

program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: **bez oboru**

název česky: **Vypružení podvozku pro nákladní vozy**

název anglicky: **Design of Suspension for Freight Wagon Bogie**

### Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte stručnou rešerši vypružení podvozků pro nákladní vozy provozovaných v evropském železničním systému.
2. Analyzujte vlastnosti vypružení podvozků skupiny Y25 a změny sil ve vypružení těchto podvozků vlivem zborcení koleje. Navrhněte výpočtový postup ke zjišťování změn kolových sil a změn zatížení pružin v celém rozsahu provozních hmotností vozidla.
3. Proveďte rozbor sil působících na vypružení podvozku skupiny Y25. Navrhněte konstrukční řešení alternativního provedení sady pružin pro tento podvozek. Proveďte pevnostní výpočet pružiny ve smyslu ustanovení normy ČSN EN 13906-1, vypracujte výrobní výkres navržené pružiny.
4. Vypracujte průvodní technickou zprávu dokumentující výše uvedené činnosti a výkres, obsahující 3D znázornění uzlu vypružení podvozku.

Rozsah průvodní zprávy: 20 stran

Rozsah grafických prací: výrobní výkres pružiny A4, 3D reprezentaci - výkres A3

Seznam doporučené literatury:

- [1] Kolář, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel, skripta ČVUT
- [2] Šíba, J.: Kolejová vozidla - pojezd
- [3] ČSN EN 14363, ČSN EN 16235, ČSN EN 13906-1, firemní literatura, odborná periodika

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tomáš Heptner

Konzultant bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 30. dubna 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19. června 2015

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

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

Zadání bakalářské práce převzal dne: 22. 4. 2015

*Jan Budek*  
Student

*Oldřich Vítek*  
Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.

Vedoucí ústavu

*Michael Valášek*  
Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.

Děkan fakulty



V Praze dne 7. dubna 2015

## **Prohlášení o autorství**

Tímto předkládám k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou jako závěrečnou práci na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci: „Vypružení podvozku pro nákladní vozy“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Tomáše Heptnera, s použitím uvedené literatury a zdrojů.

V Praze

Jan Buchta

## **Poděkování**

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Heptnerovi za odborné vedení, cenné rady a připomínky při tvorbě bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za podporu při studiu.

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Jan Buchta</b>
Název BP:	Vypružení podvozku pro nákladní kolejový vůz
Anglický název:	Design of Suspension for Freight Wagon Bogie
Rok tvorby:	2014
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího inženýrství
Obor studia:	2301R000 – bez oboru
Ústav:	12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Tomáš Heptner
Bibliografické údaje:	počet stran bez příloh 42
	počet obrázků 29
	počet tabulek 5
	počet příloh 5
Klíčová slova:	vypružení, nákladní kolejový podvozek, Y 25, návrh vypružení
Keywords:	suspension, freight wagon bogie, Y 25, design of suspension

### Anotace:

Hlavní náplní práce bylo navrhnout výpočtový postup ke zjišťování změny sil ve vypružení a změny kolových sil podvozku Y 25 a alternativní uspořádání vypružení podvozku Y 25. Vlastní návrh byl zkontrolován na základě normy ČSN EN 13906-1. Teoretická část byla zpracována formou rešerše na téma nákladních podvozků používaných v evropském železničním systému. Součástí práce bylo také vytvoření 3D modelu řešeného konstrukčního uzlu a vytvoření výkresové dokumentace k navržené pružině – v programu Autodesk Inventor 2014.

### Abstract:

The primary purpose of this study was suggest calculation to solving changes forces in suspension and to solving changes of wheels forces of Y 25 freight bogie. The next main purpose was design of alternative suspension of Y 25 freight bogie. The check calculation of my design was made using norm ČSN EN 13906-1. Theoretical part was compiled through research on the topic "Freight wagon bogies used in Europe". The last part of this study was created 3D model and drawing for design spring.

# Obsah

0. ÚVODNÍ SLOVO .....	1
1. REŠERŠE STÁVAJÍCÍCH ŘEŠENÍ, ANALÝZA ROZMĚRŮ .....	2
1.1. Obecný popis příčného a svislého vypružení kolejových vozidel .....	2
1.2. Svislé vypružení nákladních kolejových vozidel .....	2
1.2.1. Listové pružiny – pružnice .....	3
1.2.2. Šroubovitě pružiny .....	4
1.2.3. Pryžové pružiny .....	4
1.3. Základní rozdělení pojezdů .....	5
1.3.1. Pojezdy rámové .....	5
1.3.2. Pojezdy podvozkové .....	5
1.4. Přehled vypružení nákladních podvozků provozovaných v evropském železničním systému .....	6
1.4.1. Rozsochové vedení ložiskové skříně .....	6
1.4.2. Pevné držení ložiskové skříně .....	10
2. ANALÝZA VLASTNOSTÍ VYPRUŽENÍ PODVOZKŮ Y 25 A VÝPOČTOVÝ POSTUP K ZJIŠTOVÁNÍ ZMĚN SIL VE VYPRUŽENÍ VLIVEM ZBORCENÍ KOLEJE .....	12
2.1. Analýza vlastností vypružení a parametry podvozku Y 25 .....	12
2.2. Změna sil ve vypružení a změna kolových sil na vzdálenosti rozvoru podvozku u prázdného vozu .....	14
2.2.1. Výpočet úhlu vzájemného natočení dvojkolí kolem osy X ze zkušebního zborcení koleje .....	14
2.2.2. Výpočet torzní tuhosti $k_{tx}$ vazby jednoho dvojkolí s rámem podvozku jsou – li aktivní pouze dvě vnější paralelní pružiny .....	15
2.2.3. Výpočet torzní tuhosti podvozku $k_{tFZ}$ – soustavy dvou dvojkolí s pevným rámem .....	16
2.2.4. Výpočet změny kolové síly $\Delta Q$ a změny sil ve vypružení $\Delta F$ .....	16
2.3. Změna kolových sil podvozku vlivem výrobní nepřesnosti délek $L_1$ pružin (u prázdného vozu).. .....	17
2.4. Změna sil ve vypružení a změna kolových sil na vzdálenosti rozvoru podvozku u libovolně loženého vozu .....	19
2.4.1. 1. fáze - zabírá pouze vnější pružina .....	20
2.4.2. 2. fáze – u přitěžované sady pružin začnou zabírat vnitřní pružiny .....	21
2.4.3. Obecný postup výpočtu změny sil u částečně loženého vozu – přechod z 1. fáze na 2. fázi .....	22
2.4.4. Výpočet statického zatížení, aby se při zkušebním zborcení vypružení odlehčovaná strana dostalo právě do bodu L (Z fáze 3. na fázi 2) .....	24
2.5. Změna kolových sil a sil v pružinách na vzdálenosti otočných čepů – obecný postup .....	25

2.5.1.	Zkušební zborcení na vzdálenosti otočných čepů podvozků.....	25
2.5.2.	Výpočet torzní tuhosti skříně vozu z torzní konstanty .....	26
2.5.3.	Výpočet torzní tuhosti podepření skříně pružinami kluznic na jednom podvozku .....	27
2.5.4.	Předpoklady výpočtu a orientační výpočet změny kolových sil .....	28
2.5.5.	1. fáze primárního vypružení s aktivními kluznicemi – změna sil ve vypružení .....	29
2.5.6.	1. fáze primárního vypružení s vyřazenými kluznicemi – změna sil ve vypružení a přechod z 1. fáze na 2. fázi .....	30
2.5.7.	Celková změna síly na vzdálenosti otočných čepů .....	32
3.	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ALTERNATIVNÍHO PŘEVEDENÍ SADY PRUŽIN .....	33
3.1.	Výchozí parametry původního vypružení.....	33
3.2.	Výpočet pracovní maximálního provozního zatížení.....	33
3.3.	Výpočet pracovní délky původních pružin $L_8$ odpovídající zatížení 80 tun a zároveň tuhostem dle EN 16235.....	34
3.4.	Vlastní návrh alternativního řešení vypružení.....	34
3.4.1.	Zavedení terminologie pro výpočet .....	34
3.4.2.	Shrnutí parametrů a schéma alternativního sériového řazení pružin.....	35
3.4.3.	Výpočet potřebné tuhosti měkčí pružiny .....	35
3.4.4.	Výpočet pracovních deformací – stlačení .....	36
3.4.5.	Vlastní návrh pružin.....	37
3.5.	Kontrola vlastního návrhu .....	38
3.5.1.	Tabulka vypočítaných hodnot napětí .....	38
3.5.2.	Goodmannův diagram pružina A a pružina B.....	39
3.6.	Napojení pružinových drátů o rozdílných tuhostech a průřezech .....	40
3.7.	Materiál progresivní pružiny .....	41
3.8.	Rámcový postup výroby pružiny .....	41
4.	Závěr .....	42



## SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Symbol	Název / definice veličiny	Jednotka
$2w_f$	vzdálenost mezi pružinami	mm
$2w_G$	vzdálenost kluznic	mm
$2w_a$	vzdálenost styčných kružnic	mm
$2a^+$	rozvor podvozku	mm
$k_{f1}$	tuhost vnější pružiny	$N \cdot mm^{-1}$
$k_{f2}$	tuhost vnitřní pružiny	$N \cdot mm^{-1}$
$k_{fz}$	tuhost pružiny kluznice	$N \cdot mm^{-1}$
$k_{G1}$	tuhost pružiny kluznice	$N \cdot mm^{-1}$
$m$	vůle mezi pružinami u podvozku ve jmenovitém stavu (vůz o hmotnosti 20 tun)	mm
$J_2$	vůle v dorazu kluznic	mm
$q^+$	zkušební zborcení na vzdálenosti rozvoru podvozku	‰
$P$	převýšení koleje v důsledku zkušební zborcení	mm
$\beta^{q^+}$	úhel vzájemného natočení dvojkolí okolo osy X v důsledku zborcení na rozvoru podvozku	rad
$k_{f1DV}$	tuhost paralelních vnějších pružin jedné lož. skříně	$N \cdot mm^{-1}$
$M$	momentový účinek vyvolaný natočením podvozku	$N \cdot mm$
$\gamma$	obecný úhel natočení podvozku	rad
$\Delta z$	obecné stlačení (deformace) pružiny/pružin	mm
$k_{tf1}$	torzní tuhost vazby vnějších pružin x rám u jednoho dvojkolí	$N \cdot mm \cdot rad^{-1}$
$k_t^+$	torzní tuhost rámu podvozku	$N \cdot mm \cdot rad^{-1}$
$\Delta Q^+$	změna kolové síly při zborcení na rozvoru podvozku	N
$\Delta F^{q^+}$	změna síly ve vypružení při zborcení na rozvoru podvozku	N
$\beta_1 = \beta_2 = \beta_{VN}$	úhel natočení rámu v důsledku výrobní nepřesnosti vnějších pružin	rad
$k_{tf1z}^+$	torzní tuhost vzájemně (proti sobě) zkrucovaných dvojkolí a absolutně tuhého rámu	$N \cdot mm \cdot rad^{-1}$
$\Delta F^{VN}$	změna síly ve vypružení v důsledku výrobní nepřesnosti pružin	N
$\Delta z_{1A}$	deformace pouze vnějších pružin odlehčované strany (1.fáze)	mm
$\Delta z_{1B}$	deformace pouze vnějších pružin přitěžované strany (1.fáze)	mm
$\Delta z_{2A}$	deformace pouze vnějších pružin odlehčované strany (2.fáze)	mm
$\Delta z_{2B}$	deformace sady pružin přitěžované strany (2.fáze)	mm

$\Delta F_{1A,B}$	změna síly v pružině vyvolané deformací $\Delta z_{1A,B}$	mm
$M_1$	maximální teoretický momentový účinek působící na vnější pružiny dvojkolí, při kterém se vyčerpá vůle $m$ (u prázdného vozu)	N.mm
$F_2$	síla na lomu charakteristiky	N
$F_L$	síla na lomu charakteristiky	N
$\Delta F_{2A,B}$	změna síly v pružině vyvolané deformací $\Delta z_{2A,B}$	N
$M_1$	maximální teoretický momentový účinek působící na pružiny dvojkolí, při kterém se vyčerpá vůle $m$ (u prázdného vozu)	N.mm
$w_{2A,B}$	ramena momentového účinku ve 2. fázi	mm
$k_{tF1/\Sigma}^+$	torzní tuhost jednoho dvojkolí, při rozdílných tuhostech přitěžované a odlehčované strany	N.mm.rad <sup>-1</sup>
$k_{tF1/2\Sigma}^+$	celková torzní tuhost soustavy podvozku při zkrucování dvojkolí vůči sobě, při rozdílných tuhostech přitěž. a odlehč. strany	N.mm.rad <sup>-1</sup>
$F_{STnová}$	nová statická síla působící na vypružení při lib. ložení vozu	N
$m_{lož}$	nová mezera primárního vypružení u částečně lož. vozu	mm
$\gamma_1^I$	maximální natočení jednoho dvojkolí do vyčerpání nové vůle	rad
$\gamma_1^{II}$	maximální vzájemné natočení dvojkolí do vyčerpání nové vůle	rad
$\gamma_2^I$	natočení na rozdílných tuhostech	rad
$\Delta Q_{1F}^+$	změna kolové síly odehrávají se na první fázi	N
$\Delta Q_{2F}^+$	změna kolové síly odehrávají se na druhé fázi	N
$\Delta F_{1F}^{Q+}$	změna síly ve vypružení odehrávají se na první fázi	N
$\Delta F_{2F}^{Q+}$	změna síly ve vypružení odehrávají se na druhé fázi	N
$\Delta F_{C1pružina}^{Q+}$	celková změna síly v jedné sadě pružin	N
$k_{F\Sigma DV}$	tuhost dvou sad jednoho dvojkolí ve 3. fázi	N.mm <sup>-1</sup>
$k_{tF\Sigma DV}$	torzní tuhost jednoho dvojkolí ve 3. fázi	N.mm <sup>-1</sup>
$k_{tF3\Sigma}$	celková torzní tuhost soustavy podvozku při zkrucování dvojkolí vůči sobě ve 3. fázi (na obou stranách zabírá sada pružin)	N.mm.rad <sup>-1</sup>
$F_{ST}^L$	změna síly ve vypružení aby se odlehčovaná strana dostala na měkkou fázi charakteristiky	N
$q_{lim}^*$	mezní zborcení na vzdálenosti otočných čepů dle EN 14363	‰
$P^*$	převýšení koleje v důsledku zkušební zborcení na vzdálenosti otočných čepů	mm
$\beta^{q*}$	úhel vzájemného natočení dvojkolí okolo osy X v důsledku zborcení na vzdálenosti otočných čepů	rad

$c_t^*$	torzní konstanta vozu	$\text{kN}\cdot\text{mm}^2\cdot\text{rad}^{-1}$
$k_t^*$	torzní tuhost skříně vozu	$\text{N}\cdot\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}$
$k_{G2}$	tuhost pružin jedné kluznice	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
$k_{tG}$	torzní tuhost pružin kluznic jednoho otočného čepů	$\text{N}\cdot\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}$
$k_{t\Sigma}^*$	celková torzní soustavy dvou podvozků a skříně vozu, s aktivními kluznicemi	$\text{N}\cdot\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}$
$\epsilon_{\max}$	maximální natočení skříně vůči rámcům podvozků, než se vyčerpá vůle v dorazu kluznic	rad
$M_{KL\max}$	maximální moment, který přenesou kluznice jednoho otočného čepu, než dojde k vyčerpání vůle dorazu	$\text{N}\cdot\text{mm}$
$\beta_{G\max}^1$	maximální možné natočení podvozku, než dojde k vyčerpání vůle v dorazu	rad
$\beta_{\text{po\_dosednutí}}^1$	natočení rámu podvozku po dosednutí kluznic	rad
$k_{t\Sigma}^{*1F}$	celková torzní soustavy dvou podvozků a skříně vozu, s vyřazenými kluznicemi	$\text{N}\cdot\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}$
$M_{1\max}$	maximální moment na vnějších pružinách	$\text{N}\cdot\text{mm}$
$\beta_{F1\max}^1$	maximální natočení rámu podvozku, do vyčerpání vůle mezi vnitřní a vnější pružinou	rad
$\beta_{F1/2}^2$	natočení rámu podvozku, po vyčerpání vůle mezi vnitřní a vnější pružinou	rad
$\Delta Q_1^{q*(1)}$	změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů při aktivních kluznicích a vůli v primárním vypružení	N
$\Delta Q_2^{q*(1)}$	změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů při neaktivních kluznicích a vůli v primárním vypružení	N
$\Delta Q_3^{q*(1)}$	změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů při neaktivních kluznicích a bez vůle v primárním vypružení	N
$\Delta F_1^{q*(1)}$	změna síly v jedné sadě pružin na vzdálenosti otočných čepů při aktivních kluznicích a vůli v primárním vypružení	N
$\Delta F_2^{q*(1)}$	změna síly v jedné sadě pružin na vzdálenosti otočných čepů při neaktivních kluznicích a vůli v primárním vypružení	N
$\Delta F_3^{q*(1)}$	změna síly v jedné sadě pružin na vzdálenosti otočných čepů při neaktivních kluznicích a bez vůle v primárním vypružení	N
$L_0$	volná délka vnější pružiny	mm
$L_1$	montážní délka vnější pružiny (zatížené hmotností prázdného vozu)	mm
$L_2$	délka vnitřní pružiny ve volném stavu	mm
$L_8$	pracovní délka pružin	mm
$L_n$	délka pružin při dosednutí na náražku	mm
$m_{\text{prázdný}}$	hmotnost prázdného vozu	kg
$F_1$	statické zatížení jedné vnější pružiny hmotností prázdného vozu	N
$m_{\text{náprava}}$	nosnost vozu (jedna náprava)	kg

i	počet vnějších pružin jednoho vozu	1
$m_{\text{nevypruž}}$	hmotnost nevypružených hmot vozu	kg
$F_8$	pracovní zatížení jedné sady pružin	N
$k_A$	tuhost části A, progresivní pružiny (alternativní pružiny)	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
$k_B$	tuhost části B, progresivní pružiny (alternativní pružiny)	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
$s_1^A$	statická deformace části pružiny A	mm
$s_1^B$	statická deformace části pružiny B	mm
$s_1$	statické deformace vnější pružiny (původní varianta)	mm
$s_9^A$	pracovní deformace pružiny A (dosednutí závitů)	mm
$s_8^B$	pracovní deformace pružiny B	mm
$L_0^A$	volná délka části A alternativní pružiny	mm
$L_0^B$	volná délka části B alternativní pružiny	mm
G	modul pružnosti ve smyku	MPa
D	střední průměr alternativní pružiny	mm
b	šířka drátu	mm
h	výška drátu	mm
$n_z$	počet závěrných závitů	1
$n_{\text{čin}}^A$	počet činných závitů části A alternativní pružiny	1
$n_{\text{čin}}^B$	počet činných závitů části B alternativní pružiny	1
$d_B$	průměr drátu části B alternativní pružiny	mm
$\tau_{m1}$	střední torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{d1}$	dolní torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od proměnné složky svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{h1}$	horní torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od proměnné složky svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{m9}$	střední torzní napětí v části pružiny A při pracovním zatížení od svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{d9}$	dolní torzní napětí v části pružiny A při pracovním zatížení od proměnné složky svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{h9}$	horní torzní napětí v části pružiny A při pracovním zatížení od proměnné složky svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{m8}$	střední torzní napětí v části pružiny B při pracovním zatížení od svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{d8}$	dolní torzní napětí v části pružiny B při pracovním zatížení od proměnné složky svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$
$\tau_{h8}$	horní torzní napětí v části pružiny B při pracovním zatížení od proměnné složky svislé/příčné síly	$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$

$\tau_{\max 1M}$	střední torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od svislé a příčné síly zároveň	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 1D}$	dolní torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 1H}$	horní torzní napětí v části pružiny A a B při statickém zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 9M}$	střední torzní napětí v části pružiny A při pracovním zatížení od svislé a příčné síly zároveň	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 9D}$	dolní torzní napětí v části pružiny A při pracovním zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 9H}$	horní torzní napětí v části pružiny A při pracovním zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 8M}$	střední torzní napětí v části pružiny B při pracovním zatížení od svislé a příčné síly zároveň	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 8D}$	dolní torzní napětí v části pružiny B při pracovním zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	$N \cdot mm^{-2}$
$\tau_{\max 8H}$	horní torzní napětí v části pružiny B při pracovním zatížení od proměnné složky svislé a příčné síly dohromady	$N \cdot mm^{-2}$
$L_d^A$	délka drátu rozvinuté části A alternativní pružiny	mm
$L_d^B$	délka drátu rozvinuté části B alternativní pružiny	mm
$L_d^{A/B}$	rozvinutá délka jednoho přechodového závitu	mm
P	poměr tuhostí	1
$L_p^A$	"obětovaná" část pružiny A	mm
$L_p^B$	"obětovaná" část pružiny B	mm
$S_A$	obsah průřezu drátu pružiny A	$mm^2$
$d_A$	interpolovaný výpočtový průměr pružiny A	mm
$\tau_9$	torzní napětí v části pružiny A/B při dosednutí závitů	$N \cdot mm^{-2}$
$\lambda$	štlhlostní poměr	1
$\xi$	relativní stlačení pružiny	1
$\eta_1$	poměr příčné ku osově tuhosti při statickém zatížení	1
$\eta_8$	poměr příčné ku osově tuhosti při pracovním zatížení	1
$s_{Q1}$	příčná deformace alternativní pružiny při statickém zatížení	mm
$s_{Q8}$	příčná deformace alternativní pružiny při pracovním zatížení	mm
$k_{Q1}$	příčná tuhost alternativní pružiny při statickém zatížení	$N \cdot mm^{-2}$
$k_{Q8}$	příčná tuhost alternativní pružiny při pracovním zatížení	$N \cdot mm^{-2}$
$i_A$	index pružiny A	1
$i_B$	index pružiny B	1
$W_{A/B}$	bergsträsserův korekční součinitel koncentrace napětí	1



## 0. ÚVODNÍ SLOVO

Kolejová vozidla představují nedílnou součást veřejné a nákladní dopravy. Vyznačují se vysokou životností, spolehlivostí a bezpečností. Jsou určena k dlouhodobému užívání. Vzhledem k těmto vlastnostem nabývají velké hodnoty a z toho důvodu je vývoj, zejména nákladních vozů, podmíněn vysokými náklady na zavedení nových vozidel v poměru k dosavadní způsobilosti současného vozového parku. Na rozdíl od vozidel veřejné dopravy, které jsou modernizovány téměř nepřetržitě.

V této bakalářské práci se zaměřím na nákladní kolejové vozy užívané v evropském železničním systému, zejména na uspořádání konstrukčního uzlu vypružení. Konkrétně se zaměřím na vlastnosti konstrukčního uzlu vypružení u podvozku Y 25.

Hlavním předmětem práce bude vytvoření výpočtového postupu ke zjišťování změn kolových sil a změn sil ve vypružení v důsledku zborcení koleje a to na rozvoru podvozku a na vzdálenosti otočných čepů.

Protože je podvozek Y 25 nejrozšířenějším typem podvozku v Evropě – v ČR používán už více jak 40 let, má smysl zabývat se jeho problematickými vlastnostmi. Z negativních vlastností je dnes jak při zkouškách, tak i v provozu nejvíce sledován nežádoucí hluk. Velmi významným zdrojem hluku za jízdy je u neloženého vozu volné uložení vnitřní pružiny. Proto v rámci předložené práce navrhnu samostatnou alternativní pružinu s proměnným průřezem a stoupáním, která bude plně ekvivalentní charakteristice původní sady pružin.

Aby bylo možné takovouto pružinu navrhnout a pevnostně zkontrolovat klasickými metodami, bude pro návrh, resp. pevnostní výpočet použita představa dvou sériově řazených pružin. Návrh by měl posloužit zejména jako demonstrace možností, jaké do budoucna nabízejí progresivní pružiny aplikované u nákladních podvozků „nové generace“.



# 1. REŠERŠE STÁVAJÍCÍCH ŘEŠENÍ, ANALÝZA ROZMĚRŮ

## 1.1. Obecný popis příčného a svislého vypružení kolejových vozidel

Vypružení pojezdu kolejových vozidel představuje velmi důležitý konstrukční uzel, který výrazně ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. Výsledné řešení tohoto konstrukčního uzlu je podmíněno praktickým využitím vozidla (osobní vozy, nákladní vozy, speciální vozy), uspořádáním pojezdové části (rámové pojezdy, podvozkové pojezdy) nebo způsobem vedení dvojkolí.

Vypružení by mělo spolehlivě zabezpečit:

- rovnoměrné rozložení tíhy vozidla, přes pružící prvky na dvojkolí, tak, aby byly dodrženy požadavky na rozložení kolových sil i na kolejích s nerovnostmi,
- realizaci vzájemných pohybů (svislých, příčných a podélných),
- vzájemné relativní natočení základních konstrukčních skupin,
  - dvojkolí x hlavní rám vozidla (rámová koncepce pojezd)
  - dvojkolí x podvozkový rám (podvozková koncepce pojezdu – primární vypružení)
  - podvozkový rám x skříň (podvozková koncepce pojezdu – sekundární vypružení)

*„Úvodem nutno podotknout, že prakticky realizované konstrukce pojezdu kolejových vozidel, neumožňují vždy realizovat všechny, výše uvedené, vzájemné pohyby.“ [1]*

- snížení dynamických účinků mezi vozidlem a tratí při jízdě, a tím i snížení opotřebení tratě a částí vozidla,
- dodržení předepsaného rozmezí výšky nárazníků vůči T. K.,
- dodržení bezpečnosti proti vykolejení,
- zajištění požadavků na komfort jízdy (u osobních vozů).

## 1.2. Svislé vypružení nákladních kolejových vozidel

V železniční dopravě jsou nejpočetněji zastoupeny nákladní vozy, jejichž koncepce vedení dvojkolí umožňuje pohyb vypružených částí ve svislém směru.

U nákladních vozů se nejčastěji používá jednostupňová koncepce vypružení. Jejich celková provozní hmotnost se mění ve velkém rozmezí. Toto vypružení je ve většině případů součástí konstrukčního uzlu vedení dvojkolí a označuje se jako primární vypružení. U nákladních vozů není třeba klást důraz na jízdní komfort spojený se sekundárním vypružením.

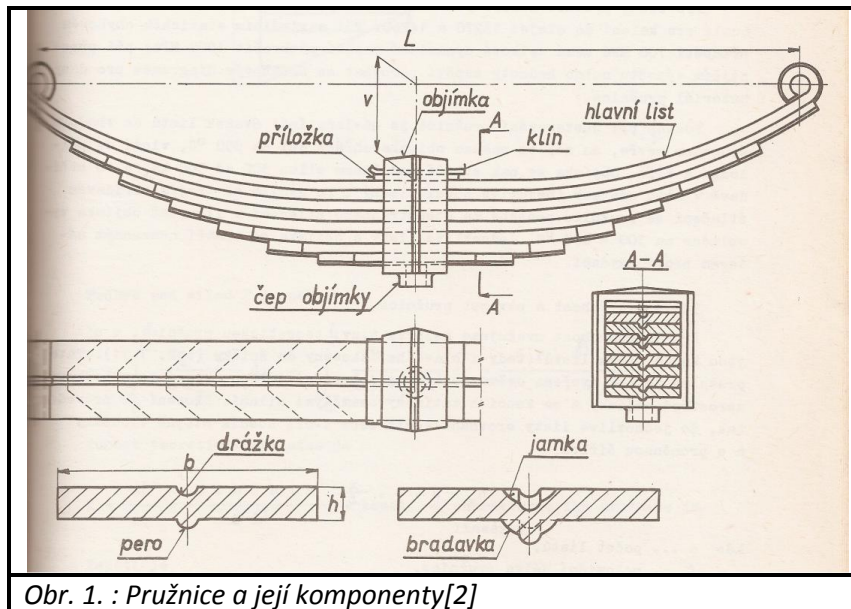
U nákladních vozů se pro vypružení používají nejčastěji ocelové prvky. V dnešní době se rovněž začínají používat prvky pryžokovové.

### 1.2.1. Listové pružiny – pružnice

Pružnice je tvořena svazkem listů, které jsou uprostřed sevřeny objímkou, jejíž poloha je zajištěna příložkou a klínem. Jednotlivé listy mají na horní straně podélnou drážku a na spodní pero pro jejich společné zaklesnutí – zabránění vzájemnému pootočení. Vzájemnému axiálnímu posuvu listů je zabráněno pomocí tzv. bradavek na spodní straně listů, které zaklesnou do jamky na horní straně listu. Objímky mají na spodní straně čep, který zajišťuje polohu pružnice vůči ložiskové skříni. Rozměry pružnice jsou charakterizovány délkou  $L$ , vzepětím  $v$  a průřezem listů  $b \times h$ .

Výhodnou vlastností je tření v pružnici, k němuž dochází při deformaci pružiny, vzájemným posunem povrchů listů. „Třecí síly jsou úměrné normálovým silám mezi listy, tedy zatížení pružnice a síle sevření objímkou.“ [2]

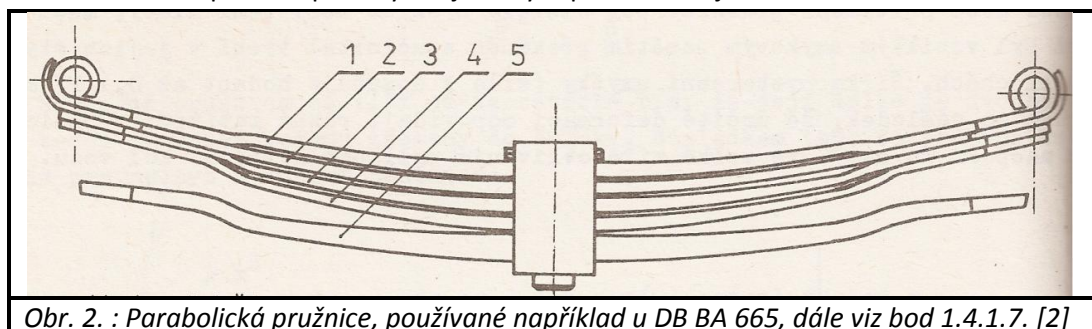
Nevýhodou je nutné větší silové působení na pružnici pro překonání pasivních odporů (tření v pružnici). Pokud nejsou dynamické síly dostatečně veliké, pak je pružnice přenáší tvrdě a kmity o vyšší frekvenci se projeví otřesy a zvýšením hluku.



Obr. 1. : Pružnice a její komponenty[2]

Pozn.: Parabolické pružnice

Byly vyvinuty z důvodu příznivějších vlastností z hlediska hystereze a ne plně vyhovujících pružin s konstantní tuhostí u dvou a více nápravových nákladních vozů, s ohledem na bezpečnost proti vykolejení. Tyto pružnice mají nelineární charakteristiku.



Obr. 2. : Parabolická pružnice, používané například u DB BA 665, dále viz bod 1.4.1.7. [2]





### 1.2.2. Šroubovité pružiny

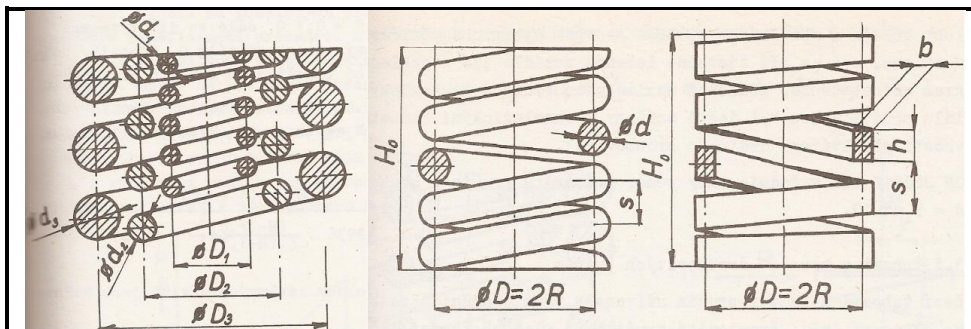
Šroubovité válcové pružiny jsou v současnosti velmi hojně používány jak u osobních, tak i u nákladních vozů. Z ocelových pružících prvků mají nejpříznivější rozměrové a váhové charakteristiky.

Nejčastěji jsou vlnuty z drátu kruhového průřezu, výjimečně z drátu čtvercového, či obdélníkového průřezu. Konce pružin jsou při výrobě zbroušeny do roviny kolmé k ose a přihnou se ke krajním činným závitům.

Rozměry šroubovitých pružin jsou charakterizovány středním průměrem pružiny  $D$ , průřezem drátu – průměr  $d$  nebo rozměry  $b \times h$ , počtem činných  $n$  a závěrných  $n'$  závitů a volnou délkou pružiny  $H_0$ .

Nevýhodou šroubovitých pružin je jejich neschopnost pohlcování energie, proto musí být v konstrukčním uzlu vypružení dvojkolí doplněny tlumiči. Tlumiče jsou hydraulické, nebo třecí – v případě nákladních vozů.

Šroubovité pružiny se dají seskupovat do sad s totožnou osou. Tímto způsobem se lépe využije prostor a v případě odlišných volných délek pružin, lze dosáhnout lomené lineární charakteristiky, což je výhodné vzhledem k velkému rozdílu mezi hmotnostmi plně loženého a prázdného vozu. Návrh by měl být podložen shodným poměrem středního průměru pružiny a průměru drátu  $D:d_i$  (u pružin s kruhovým průřezem), u všech pružin sady, aby byly všechny pružiny namáhány přibližně stejně.



Obr. 3. : Šroubové pružiny a jejich kombinace [2]

### 1.2.3. Pryžové pružiny

Pryž má velmi velké pružné přetvoření při stálém objemu. Tato vlastnost jakož i další vlastnosti (pevnost, tuhost, hystereze) je závislá na více faktorech, a to na: druhu pryže, způsobu (smyslu) zatěžování, tvaru a velikosti pryžového prvku, frekvenci zatěžování, stáří pryže a vztahu pružícího pryžového prvku k sousedním prvkům uzlu vypružení, jimiž se na pryžový prvek přenášejí síly.

Další významnou vlastností pryže je tzv. útlum v pryži, který je vyvolán vnitřním třením v pryži. „Poněvadž disipativní síly v pryži jsou závislé na rychlosti i frekvenci zatěžování, liší se tzv. dynamická tuhost pružin od tuhosti statické. Tato vlastnost záleží i na její tvrdosti.“ [2]

Při kmitavých pohybech o vyšší frekvenci a amplitudách absorbuje pružina velké množství energie. Pružina se značně zahřívá a při nedostatečném chlazení může dojít ke znehodnocení pryže.

Pryžové pružiny jsou namáhány tak, aby byly namáhány na smyk, tlak nebo na kombinaci smyku s tlakem.

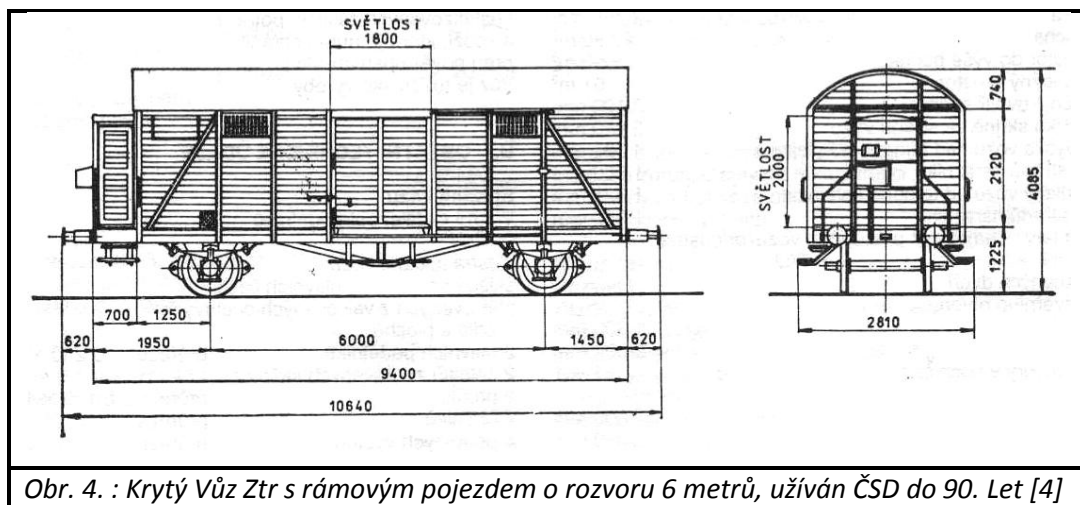


## 1.3. Základní rozdělení pojezdů

Do základního rozdělení nákladních pojezdů mj. patří dvě skupiny pojezdů, které se liší konstrukčním pojetím jejich vazby s dvojkolím.

### 1.3.1. Pojezdy rámové

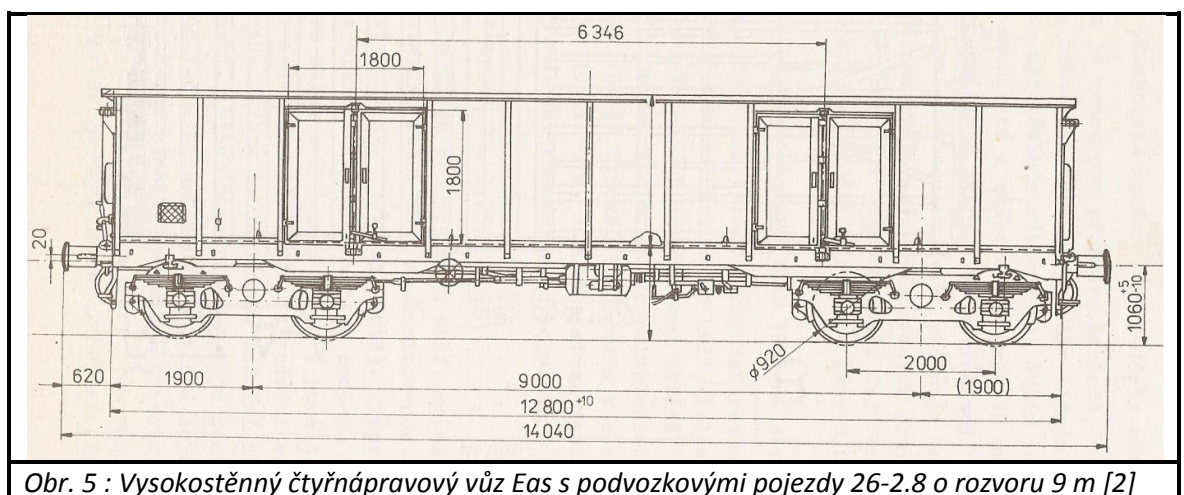
Jedno z nejstarších a nejjednodušších konstrukčních provedení. Dvojkolí s pružicími prvky je upevněno přímo k rámu vozu. Pojezdy rámové byly konstruovány jako dvounápravové, případně třínápravové s příčně posuvnou střední nápravou pro lepší průjezd obloukem.



Obr. 4. : Krytý Vůz Ztr s rámovým pojezdem o rozvoru 6 metrů, užíván ČSD do 90. Let [4]

### 1.3.2. Pojezdy podvozkové

Podvozkové pojezdy jsou charakteristické svým samostatným rámem se dvěma (i více) nápravami. Vazba mezi rámem podvozku a skříní vozu je pohyblivá, což je nezbytné kvůli průjezdu obloukem. Důležitou výhodou oproti rámovým pojezdům je menší pohyb těžiště jako reakce na přejezd svislých i příčných nerovností koleje.



Obr. 5 : Vysokostěnný čtyřnápravový vůz Eas s podvozkovými pojezdy 26-2.8 o rozvoru 9 m [2]



## 1.4. Přehled vypružení nákladních podvozků provozovaných v evropském železničním systému

### 1.4.1. Rozsochové vedení ložiskové skříně

Ložisková skříň je vedena v rozsochách, což jsou svislá „pravítka“. Tím je ložiskové skříně umožněn pohyb ve svislém směru a i její vypružení vůči rámu podvozku. Konstruktivní provedení rozsoch ovlivňuje sestavování a údržbu podvozků.

Dělení:

a) Rozsochové vedení bez vůlí

Ve skutečnosti je podélná a příčná vůle 1 – 2 mm, dle tolerance a technologie výroby. Tato vůle musí zamezit zadření ložiskové skříně i při postavení podvozku na zborcené koleji. Typickým příkladem je podvozek typu 26-2.

b) Rozsochové vedení rejdovné s příčnou vůlí

Typickým příkladem je dvounápravový vůz Ztr (viz. 1.3.1.), rozsochy jsou zde přinýtovány k podélníkům, čímž tvoří pevné vedení pro ložiskové skříně. Podélné vůle jsou 2 x 16 mm a příčné 2 x 6,5 mm.

c) Rozsochové vedení rejdovné s nadkritickým příčným vypružením

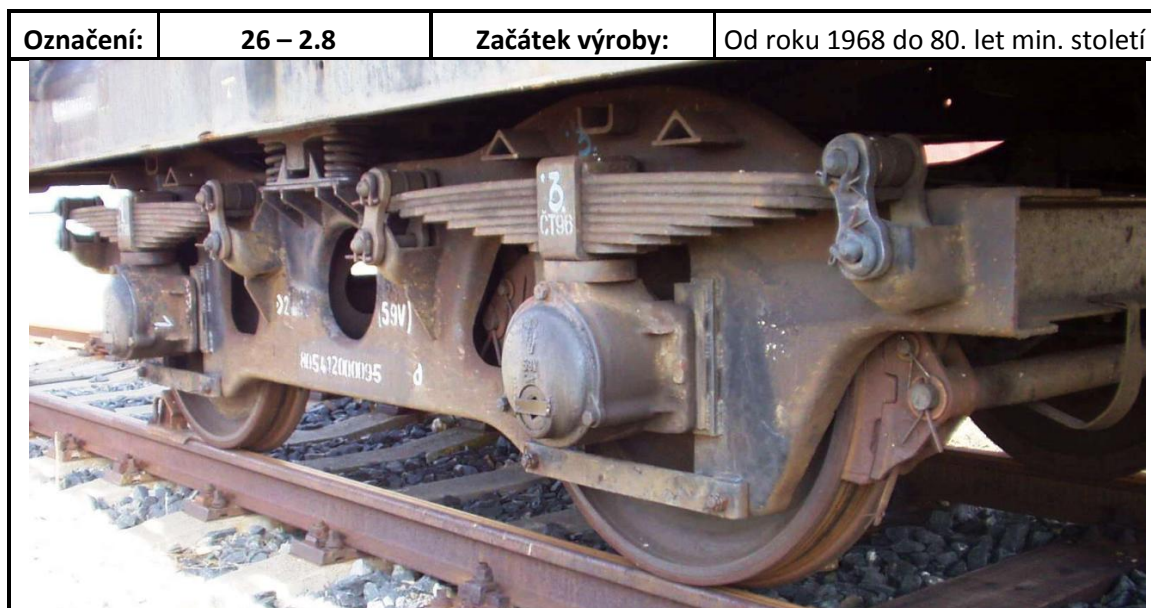
Jedná se o zdokonalení rejdovného vedení s příčnou vůlí. Efekt spočívá v prodloužení závěsky příčného vypružení, čímž se dosáhne snížení vlastní frekvence příčného kmitání. Vlastní frekvence se tedy projeví tak, že k rezonanci volně vedeného dvojkolí, které koná sinusový pohyb, dojde při nižších rychlostech. Takto konstrukčně řešené pojezdy zvládají i vyšší rychlosti než 100 km/h.

d) Rozsochové vedení s třecím tlumením

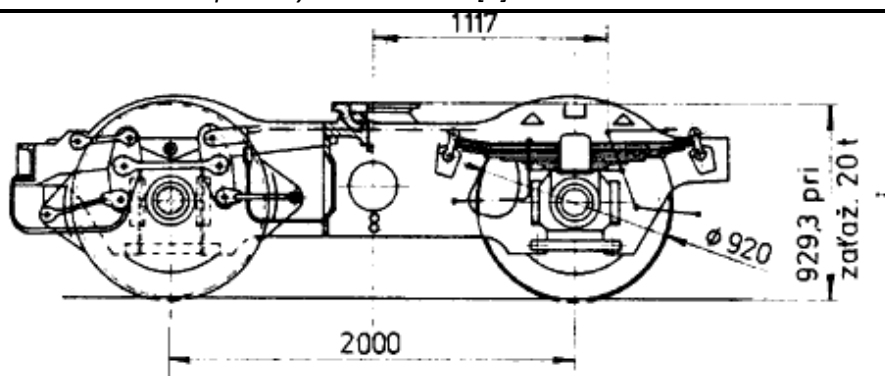
Typickým příkladem rozsochového vedení s třecím tlumičem typu Lenoir je ve Francii vyvinutý podvozek Y 25.



### 1.4.1.1. Podvozek 26 - 2.8



Obr. 6 : Podvozek 26-2.8 s odpruženými kluznicemi [4]



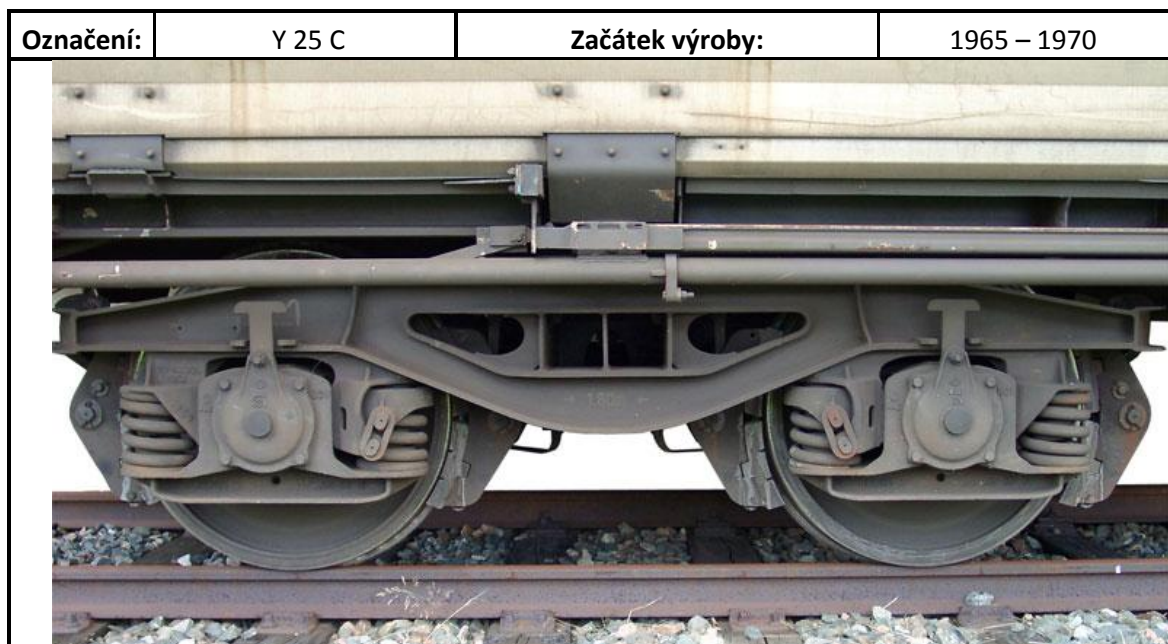
Obr. 7. : Schéma podvozku 26-2.8 [4]

<b>Rozvor:</b>	2000 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	4 500 kg / 20 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	100 km/h
<b>Vypružení:</b>	Čtyři osmi-listové pružnice 120 x 16 – 1200 mm		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková, oboustranná – na obou nápravách		

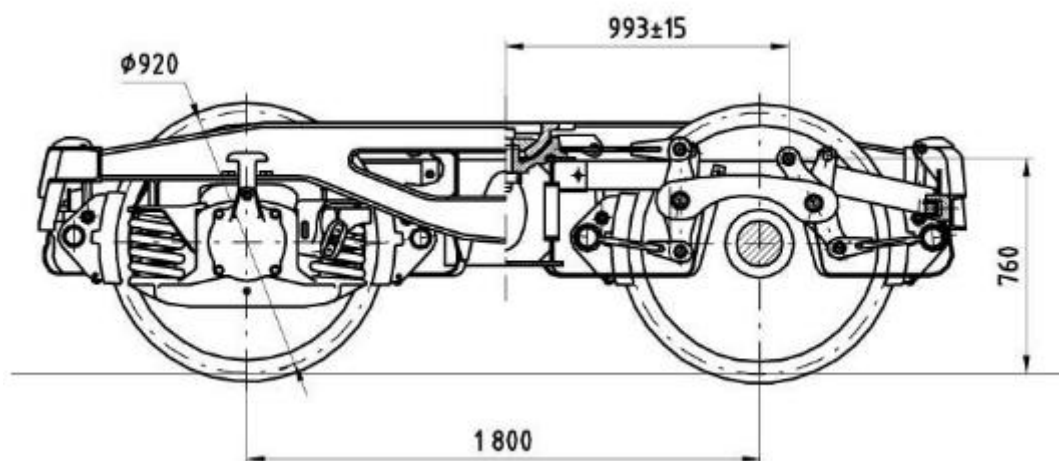
Rám podvozku je svařen ze dvou lisovaných podélníků, tloušťky 10 mm, dvou čelníků, šikmých vzpěr a příčnicku, na němž je uchycen spodní díl kulové torny a pevné postranní kluznice.



### 1.4.1.2. Podvozek Y 25



Obr. 8. : Podvozek Y 25 C [5]



Obr. 9. : Schéma podvozku Y 25 C [6]

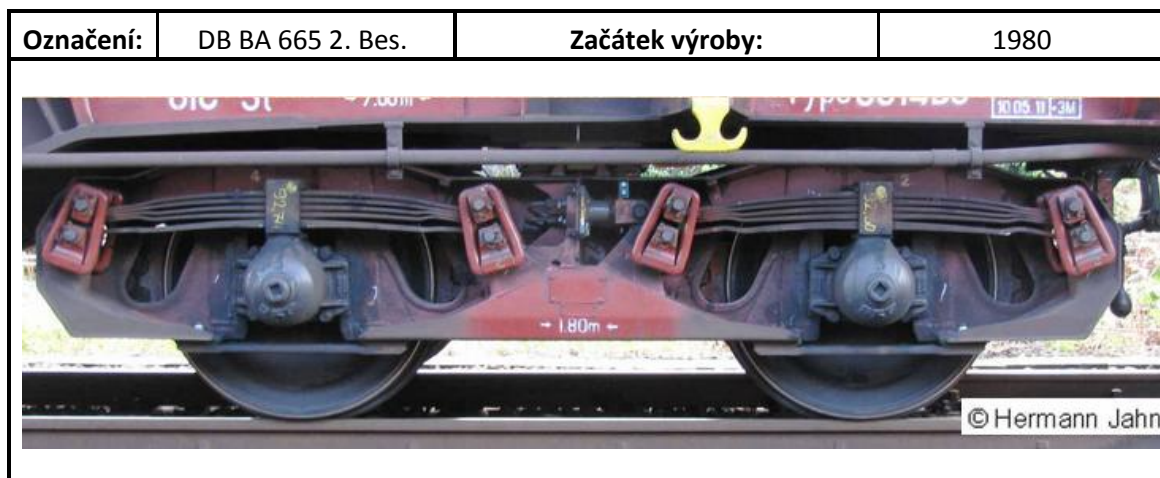
<b>Rozvor:</b>	1800 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	4530 / 20 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	100 km/h
<b>Vypružení:</b>	Vinuté válcové pružiny 8+8.		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková/dvoušpalíková, oboustranná – na obou nápravách		

Podvozek Y 25 je dvounápravový podvozek, který byl zaveden Mezinárodní železniční unií (UIC) jako standardní podvozek u čtyřnápravových nákladních vozů na přelomu 60. a 70. let minulého století. V současnosti patří k nejrozšířenějším nákladním podvozkům v Evropě.

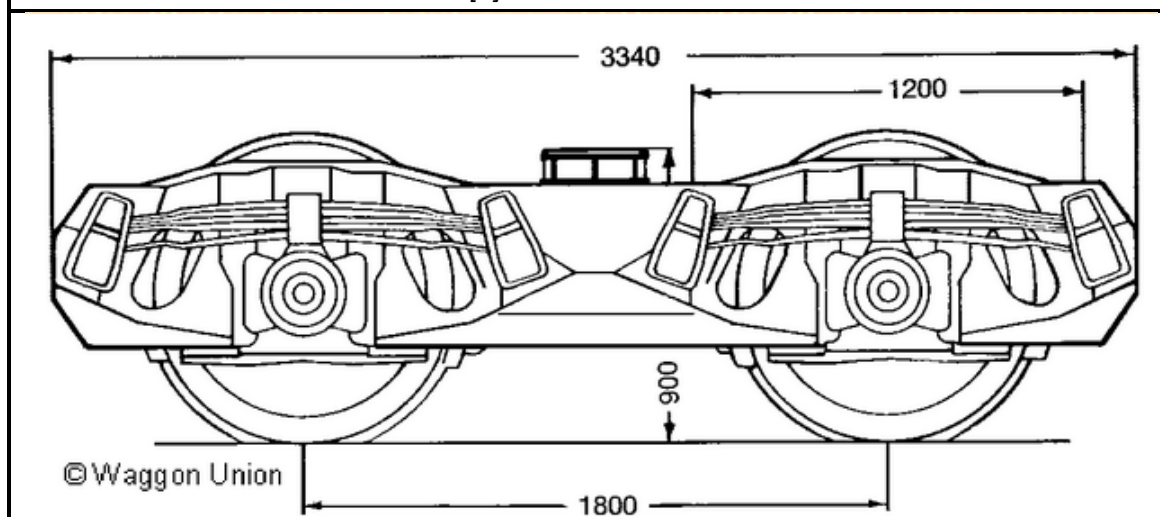
Pozn.: Podrobné rozdělení podvozků na bázi Y 25 je v příloze A.



### 1.4.1.3. Podvozek DB BA

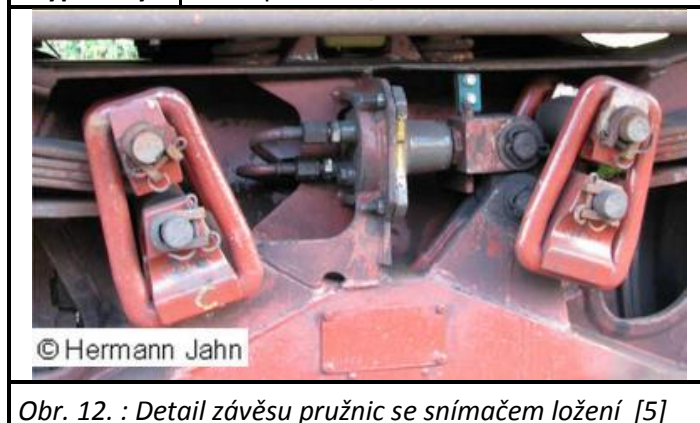


Obr. 10. : Podvozek DB BA 665 2. Bes. [5]



Obr. 11. : Schéma podvozku DB BA 665 2. Bes. [5]

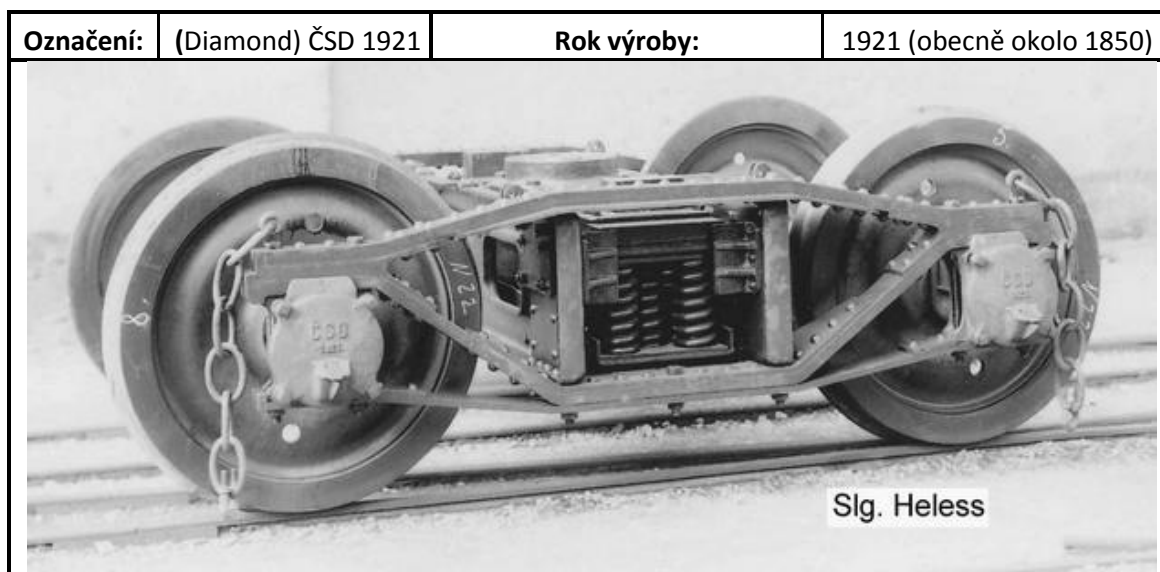
<b>Rozvor:</b>	1800 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	4 700 / 22 500 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	120 km/h
<b>Vypružení:</b>	Parabolické listové pružiny 4+ 1 listů o šířce 120 mm		
<b>Typ brzdy:</b>	Dvoušpalíková , oboustranná – na obou nápravách		



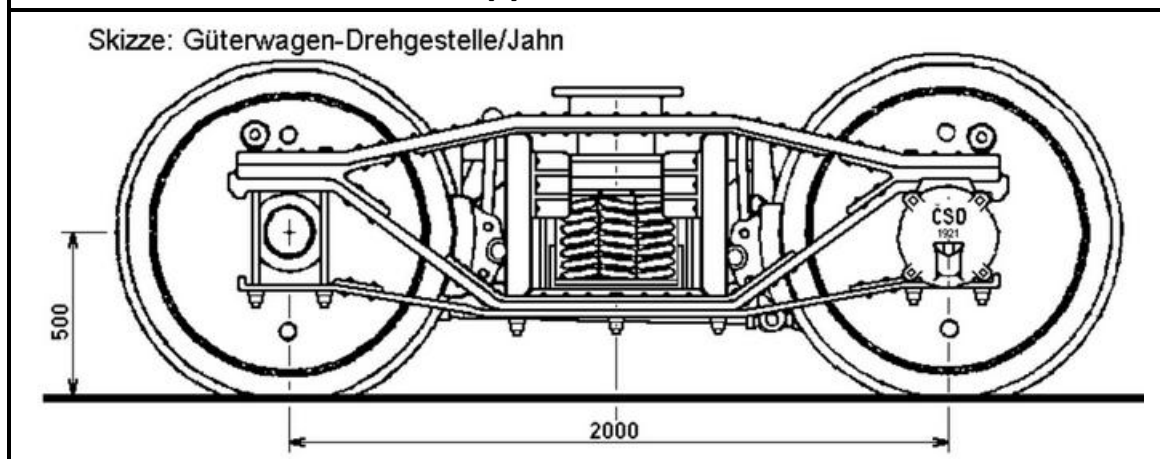
Obr. 12. : Detail závěsu pružnic se snímačem ložení [5]

## 1.4.2. Pevné držení ložiskové skříně

### 1.4.2.1. Podvozek Diamond



Obr. 13. : Podvozek Diamond ČSD 1921 [5]



Obr. 14 : Schéma podvozku Diamond [5]

<b>Rozvor:</b>	2000 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	
<b>Průměr kol:</b>	1000 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	Nepřekračuje 100 km/h
<b>Vypružení:</b>	Válcovými pružinami, počet dle hmotnostních parametrů vozu		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková, na vnitřní straně dvojkolí		

Podvozky typu Diamond jsou podvozky s pevným držením ložiskové skříně v rámu (podélníky jsou ve všech směrech pevně spojeny s ložiskovými skříněmi), který je třídílný – poddajný a je tedy schopen sledovat křížové propady koleje. „Dovolené rychlosti zpravidla závisí na pevnostních poměrech podvozku a kvalitě vypružení mezi podvozkem a skříní; obvykle nepřekračují 100 km/h.“ [2]



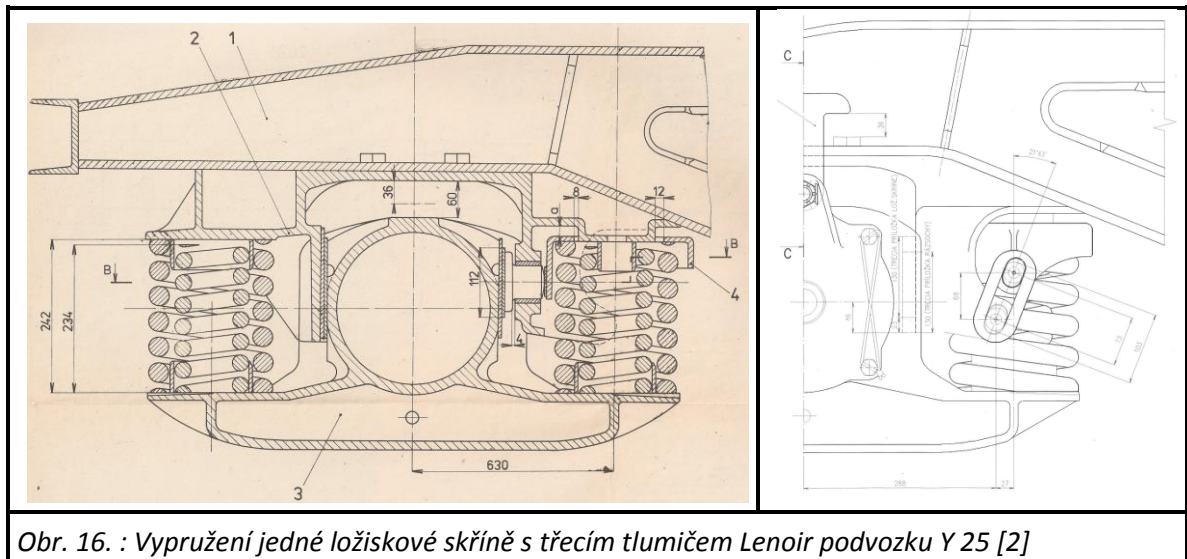
### 1.4.2.2. TF Axiom Rail LN 25

<b>Označení:</b>	LN 25	<b>Rok výroby:</b>	1999
<i>Obr. 15. : Podvozek TF Axiom Rail LN 25 s hydraulickými tlumiči [8]</i>			
<b>Rozvor:</b>	nezjištěno	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	4400 / 22 500 – 25 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	120 km/h
<b>Vypružení:</b>	Dvojice souosých pružin na ložiskové skříni, tlumeno hydraulickým tlumičem.		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková, na vnitřní straně dvojkolí		



## 2. ANALÝZA VLASTNOSTÍ VYPRUŽENÍ PODVOZKŮ Y 25 A VÝPOČTOVÝ POSTUP K ZJIŠTOVÁNÍ ZMĚN SIL VE VYPRUŽENÍ VLIVEM ZBORCENÍ KOLEJE

### 2.1. Analýza vlastností vypružení a parametry podvozku Y 25



Vedení dvojkolí je realizováno pomocí rozsoch z ocelolitiny 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 skříně, 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.

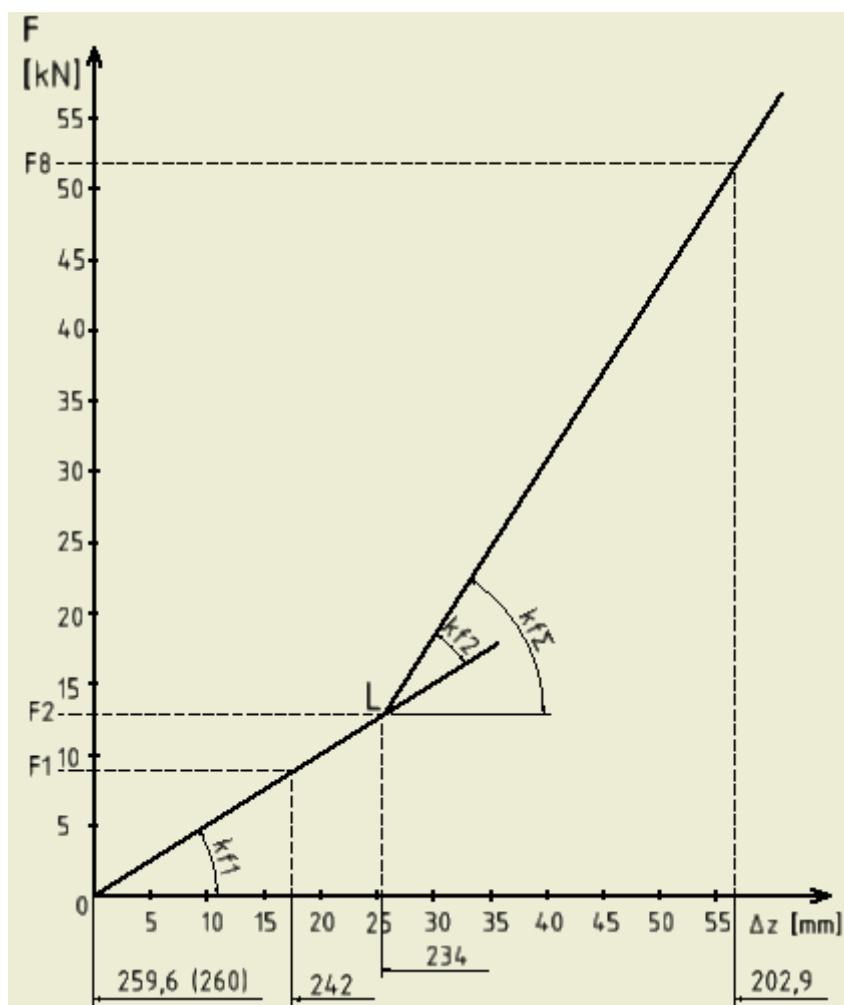
Z každé strany ložiskové skříně je sada dvou paralelních pružin. Na jednom dvojkolí je tedy 8 pružin – čtyři vnější pružiny a čtyři vnitřní pružiny. U prázdného vozu je zatížena jen předepjatá vnější pružina. Vnitřní pružina je volně. Vůle mezi vnitřní a vnější pružinou zajišťuje měkčí charakteristiku 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.



Parametry podvozku Y 25 a jeho vypružení			
Vzdálenost mezi pružinami	$2w_f$	<b>2000</b>	mm
Vzdálenost kluznic	$2w_G$	<b>1700</b>	mm
Vzdálenost styčných kružnic	$2w_a$	<b>1500</b>	mm
Rozvor podvozku	$2a+$	<b>1800</b>	mm
Tuhost vnější pružiny	$k_{f1}$	<b>500</b>	N.mm
Tuhost vnitřní pružiny	$k_{f2}$	<b>750</b>	N.mm
Tuhost sady pružin	$k_{fz}$	<b>1250</b>	N.mm
Tuhost pružiny kluznice	$k_{G1}$	<b>285</b>	N.mm
Vůle mezi pružinami u podvozku ve jmenovitém stavu (vůz o hmotnosti 20 tun)	$m$	<b>8</b>	mm
Vůle v dorazu kluznic	$J_2$	<b>12</b>	mm

Tabulka 1.: Základní parametry podvozku Y 25

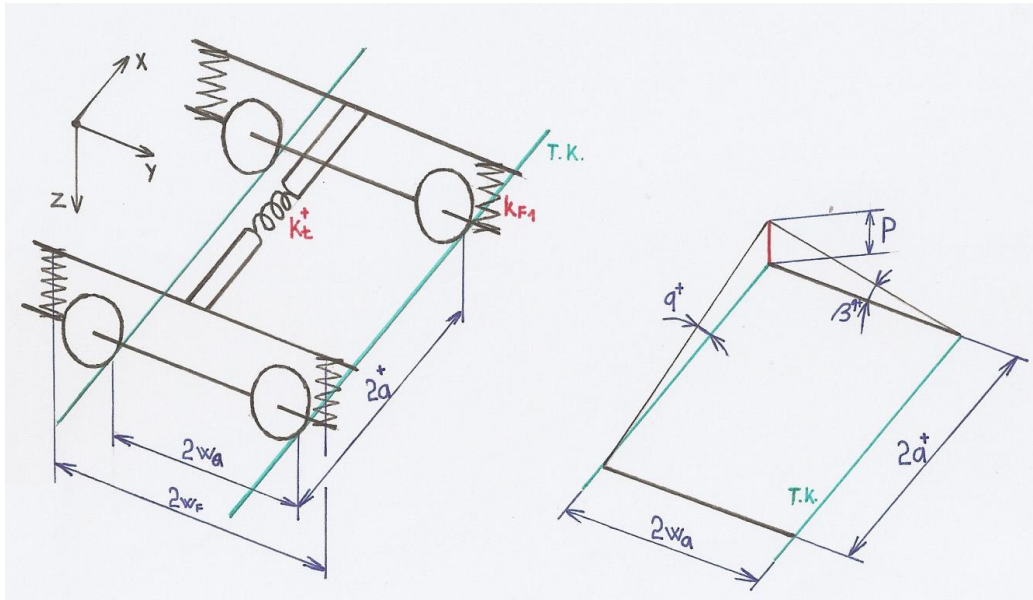


Obr. 17.: Progresivní charakteristika jedné sady pružin



## 2.2. Změna sil ve vypružení a změna kolových sil na vzdálenosti rozvoru podvozku u prázdného vozu

Tato kapitola pojednává o změnách kolových sil samotného podvozku vlivem zborcení koleje a výrobních tolerancí pružin. Zborcení koleje je definováno tzv. zkušebním zborcením koleje v promilích podle normy EN 14363.



Obr. 18.: Základní rozměry podvozku a geometrie zborcené koleje

### 2.2.1. Výpočet úhlu vzájemného natočení dvojkolí kolem osy X ze zkušebního zborcení koleje

- Dle normy EN 14363 je zkušební zborcení na vzdálenosti rozvoru podvozku  $2a^+$ :

$$q^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{1,8} = 4,22 \text{‰}$$

- Protože je úhel  $q^+$  v promilích, převýšení v důsledku zkušebního zborcení koleje vypočítám pomocí geometrie z obr. 18 následovně:

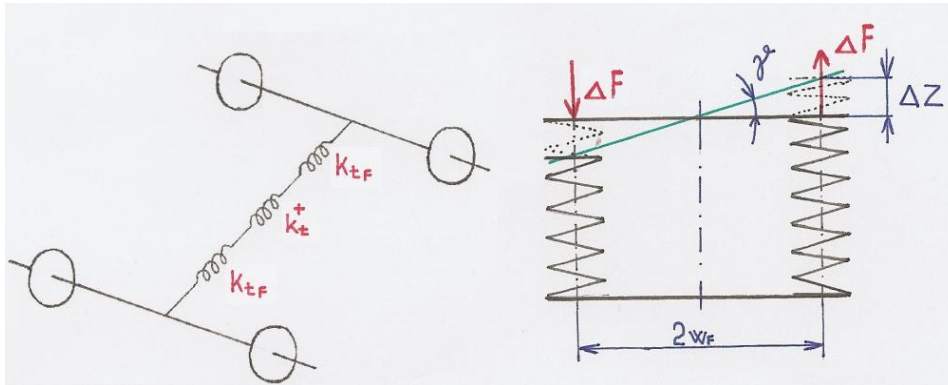
$$P = \frac{q^+}{1000} \cdot 2a^+ = \frac{4,22}{1000} \cdot 1800 = 7,6 \text{ mm}$$

- Úhel vzájemného natočení dvojkolí okolo osy X v důsledku převýšení od zkušebního zborcení vypočítám podle geometrie z obr. 18 následovně:

$$\beta^{q^+} = \frac{P}{2w_a} = \frac{7,6}{1500} = 5,07 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$



### 2.2.2. Výpočet torzní tuhosti $k_{tx}$ vazby jednoho dvojkolí s rámem podvozku jsou – li aktivní pouze dvě vnější paralelní pružiny



Obr. 19.: Zjednodušená torzní soustava podvozku a pohled na vypružení ve směru X

- Tuhost jedné vnější pružiny podvozku Y 25 dle normy EN 16235:

$$k_{F1} = 500N \cdot mm^{-1}$$

- Pro dvě paralelní pružiny příslušející jedné straně jednoho dvojkolí (tedy z každé strany ložiskové skříně je jedna pružina) platí:

$$k_{F1DV} = 2 \cdot k_{F1} = 2 \cdot 500 = 1000N \cdot mm^{-1}$$

- Pomocí obr. 19 – pohled na vypružení ve směru X mohu odvodit následující momentovou rovnici, kde  $\Delta z$  je deformace pružin,  $\Delta F$  je změna síly v pružinách obojí způsobené natočením dvojkolí o obecný úhel  $\gamma$ :

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

$$F = \Delta z \cdot k_{F1DV} = \gamma \cdot w_F \cdot k_{F1DV}$$

$$M = F \cdot 2w_F = 2 \cdot \gamma \cdot w_F^2 \cdot k_{F1DV}$$

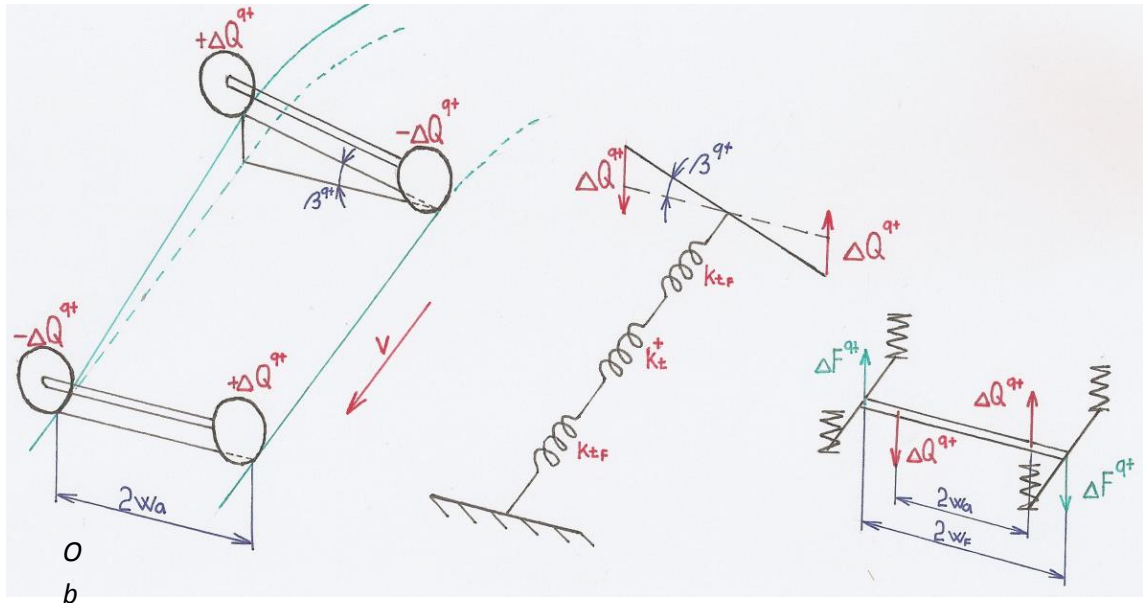
- Jelikož lze moment vyjádřit i jako vztah mezi úhlem zkroucením (natočením) a torzní tuhostí, mohu zjistit samotnou torzní tuhost vnějších pružin jednoho dvojkolí:

$$M = k_{tF1} \cdot \gamma \Rightarrow k_{tF1} = \frac{M}{\gamma} = \frac{2 \cdot \gamma \cdot w_F^2 \cdot k_{F1DV}}{\gamma} = 2 \cdot k_{F1} \cdot w_F^2 = 2 \cdot 1000 \cdot 1000^2 =$$

$$= 2\,000\,000\,000\,N \cdot mm \cdot rad^{-1}$$

### 2.2.3. Výpočet torzní tuhosti podvozku $k_{tF\Sigma}^+$ – soustavy dvou dvojkolí s pevným rámem

Pro určení změny kolových sil a změny sil ve vypružení musím výpočtem určit torzní tuhost soustavy, tvořené dvěma dvojkolými, primárním vypružením s aktivními vnějšími pružinami a rámem podvozku. Rám zde uvažuji absolutně tuhý.



Obr. 20.: Podvozek na sestupnici, torzní soustava a zakreslení sil působících na dvojkolí

- Torzní soustavu podvozku při zkrucování dvojkolí vůči sobě uvažuji jako skupinu sériově řazených pružin. Rám podvozku uvažuji absolutně tuhý  $k_t^+ \rightarrow \infty$  :

$$\frac{1}{k_{tF\Sigma}^+} = \frac{1}{k_{tF}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tF}} = \frac{2}{k_{tF}} \Rightarrow k_{tF\Sigma}^+ = \frac{k_{tF}}{2} = \frac{2\,000\,000\,000,0}{2} = 1\,000\,000\,000\text{N.mm.rad}^{-1}$$

### 2.2.4. Výpočet změny kolové síly $\Delta Q$ a změny sil ve vypružení $\Delta F$

- Momentovou rovnicí jsem odvodil pomocí obr. 20.:

$$M = \Delta Q^{q+} \cdot 2w_a = k_{t\Sigma}^+ \cdot \beta^{q+}$$

$$\Rightarrow \Delta Q^{q+} = \frac{k_{tF\Sigma}^+ \cdot \beta^{q+}}{2w_a} = \frac{1\,000\,000\,000 \cdot 5,07 \cdot 10^{-3}}{1500} = 3378\text{N}$$

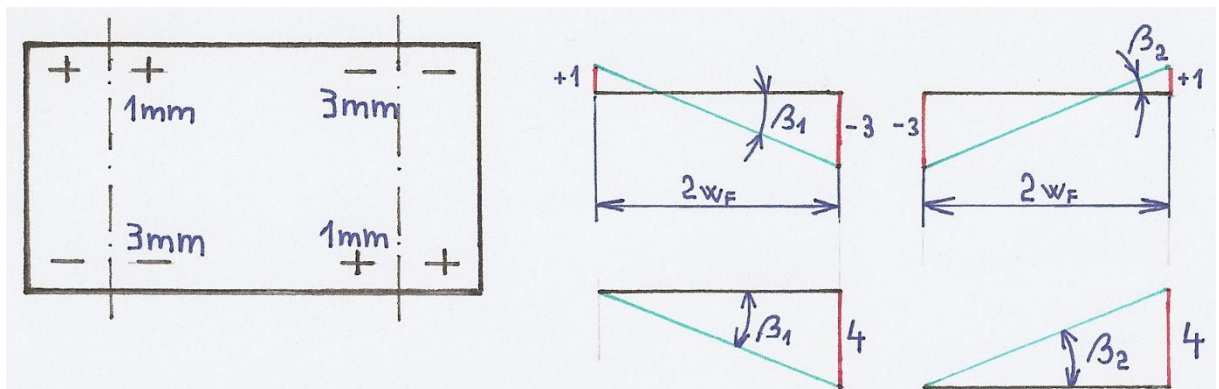


- Pomocí obr. 20 „zakreslení sil působících na dvojkolí“ jsem rovněž odvodil změnu sil ve vypružení:

$$\begin{aligned} \Delta Q^{q+} \cdot w_a + \Delta Q^{q+} \cdot w_a &= \Delta F^{q+} \cdot w_F + \Delta F^{q+} \cdot w_F \\ \Rightarrow \Delta F^{q+} &= \Delta Q^{q+} \cdot \frac{2w_a}{2w_F} = 3378 \cdot \frac{1500}{2000} = 2533N \\ \rightarrow \Delta F_1^{q+} &= \frac{\Delta F^{q+}}{2} = \frac{2533}{2} = 1267N \end{aligned}$$

### 2.3. Změna kolových sil podvozku vlivem výrobní nepřesnosti délek $L_1$ pružin (u prázdného vozu)

Pružiny vypružení podvozku jsou vyráběny s určitými výrobními tolerancemi. V případě pružin pro podvozek Y 25 se jedná o toleranční pole  $(+1\text{ mm}) \div (-3\text{ mm})$ . Pokud by takové pružiny byly namontovány v nejnepříznivější kombinaci (obr. 21), došlo by k výrazným změnám kolových sil již na rovinné koleji.



Obr. 21.: Zjednodušený pohled na půdorys podvozku s výrobně nepřesnými pružinami

**Maximální „teoretická“ změna kolové síly a změna síly v pružině při nedodržení montážních zvyklostí:**

- Maximální natočení, které by mohlo teoreticky nastat v důsledku smontování pružin nestejné délky. Jelikož tolerance výrobní délky vnějších pružin podvozku Y 25 je  $(+1\text{ mm}) \div (-3\text{ mm})$ .

$$\beta_1 = \beta_2 = \beta^{VN} \text{ (platí dle obrázku)}$$

$$\beta^{VN} = \frac{4}{2000} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$



- Z obr. 20 odvozují stejně jako v bodě 2.2.4. změnu kolové síly a změnu síly v jedné pružině při úhlu zkroucení jednoho dvojkolí vůči druhému v důsledku délkových nepřesností:

$$\Delta Q^{VN} = \frac{k_{t1\Sigma}^+ \cdot 2 \cdot \beta^{VN}}{2w_a} = \frac{1\,000\,000\,000 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{1500} = 2667N$$

$$\Delta Q^{VN} \cdot w_a + \Delta Q^{VN} \cdot w_a = \Delta F^{VN} \cdot w_F + \Delta F^{VN} \cdot w_F$$

$$\Rightarrow \Delta F^{VN} = \Delta Q^{VN} \frac{2w_a}{2w_F} = 2667 \cdot \frac{1500}{2000} = 2000N$$

$$\rightarrow \Delta F_1^{VN} = \frac{\Delta F^{VN}}{2} = \frac{2000}{2} = 1000N$$

**Maximální „praktická“ možná změna kolové síly a změna síly v pružině při dodržení výrobních zvyklostí:**

- Podle montážních zvyklostí smí být do jednoho podvozku namontovány pružiny, jejichž délka  $L_1$  se při zkušebním zatížení 8,8kN liší maximálně o 2 milimetry.
- Postup výpočtu se prakticky shoduje s postupem z bodu 2.3.1., opět vychází z obr. 20:

$$\beta^{VN} = \frac{2}{2000} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\Delta Q^{VN} = \frac{k_{t1\Sigma}^+ \cdot 2 \cdot \beta^{VN}}{2w_a} = \frac{1\,000\,000\,000 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{1500} = 1333N$$

$$\Delta Q^{VN} \cdot w_a + \Delta Q^{VN} \cdot w_a = \Delta F^{VN} \cdot w_F + \Delta F^{VN} \cdot w_F$$

$$\Rightarrow \Delta F^{VN} = \Delta Q^{VN} \frac{2w_a}{2w_F} = 1333 \cdot \frac{1500}{2000} = 1000N$$

$$\rightarrow \Delta F_1^{VN} = \frac{\Delta F^{VN}}{2} = \frac{1000}{2} = 500N$$



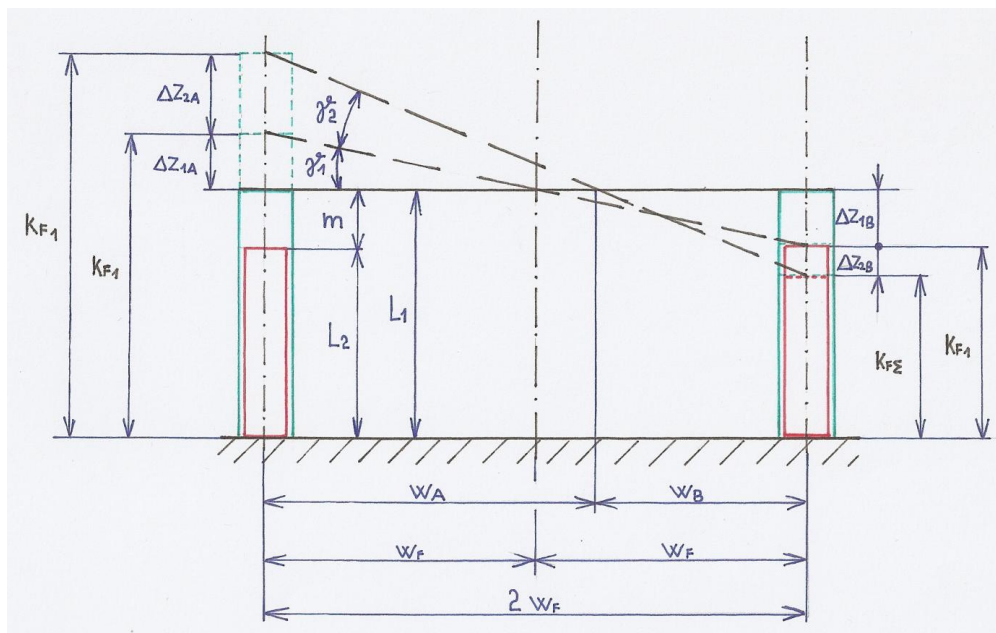


## 2.4. Změna sil ve vypružení a změna kolových sil na vzdálenosti rozvoru podvozku u libovolně loženého vozu

U podvozku Y 25 nacházejícího se na zborčené koleji mohou nastat v závislosti na ložení vozu následující případy zatížení pružin:

- Zatížení pouze vnější pružiny – 1. fáze
- Na přitěžované straně zatížena sada pružin (vnější i vnitřní), na odlehčované straně pouze vnější pružina – 2. fáze
- Zatížení sady pružin – 3. fáze

Obrázek 20 popisuje přechod z 1. fáze na 2. fázi. Úhlem  $\gamma_1$  je zde vyjádřeno maximální možné natočení vlivem zborčené koleje, při kterém se vypružení nachází v 1. fázi, tedy deformace přitěžované pružiny i odlehčované pružiny bude právě rovna mezeře (vůli) mezi vnitřní a vnější pružinou – ta závisí na hmotnosti (ložení) vozu;  $m = |\Delta z_{1A}| = |\Delta z_{1B}|$ . Při dalším natočení (v obrázku označeným úhlem  $\gamma_2$ ) již u přitěžované strany zabere vnitřní pružina. Vzhledem k tomu, že u přitěžované strany bude tuhost  $k_{F\Sigma} = k_{F1} + k_{F2}$  a u odlehčované pouze  $k_{F1}$ , nebudou se již pružiny deformovat shodně  $|\Delta z_{1A}| \neq |\Delta z_{1B}|$ . To má za následek, že ramena nebudou shodná  $w_A \neq w_B \neq w_F$ , ramena budou shodná jen v případě, že na obou stranách budou shodné tuhosti  $k_{F1}$  nebo  $k_{F\Sigma}$ .



Obr. 22.: Pohled na vypružení ve směru X se znázorněním potřebné geometrie

Pro tuhosti podvozku Y 25L (22,5tun/náprava) platí tyto tuhosti: vnější pružina

$k_{F1} = 500N \cdot mm^{-1}$ , vnitřní pružina  $k_{F2} = 750N \cdot mm^{-1}$  a sada  $k_{F\Sigma} = 1250N \cdot mm^{-1}$ .





### 2.4.1. 1. fáze - zabírá pouze vnější pružina

Na obou stranách dvojkolí zabírají jak u přitěžované, tak u odlehčované sady pružin pouze vnější pružiny o stejných tuhostech  $k_{F1}$ .

- Maximální úhel natočení rámu podvozku vůči dvojkolí kolem osy X, pro které platí předchozí podmínka je dána vůlí  $m$  podle výkresové dokumentace a parametrů podvozku dle *Tabulky 1*:

$$\gamma_1 = \frac{m}{w_F} = \frac{8}{1000} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

- Zkušební zborcení dle 2.2.1.  $\beta^{q+} = 5,07 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ . To znamená, že u prázdného vozu, kde maximální možný úhel natočení jednoho dvojkolí vůči druhému, ve směru osy X, než dojde k vyčerpání vůle je  $2 \cdot \gamma_1 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$ , nedojde k vyčerpání této vůle a k aktivaci vnitřní pružiny.

- Deformace pružiny při mezním úhlu  $\gamma_1$ :

$$\Delta z_{1A,B} = w_{F1} \cdot \gamma_1 = 1000 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 8 \text{ mm}$$

- Změna síly v jedné sadě pružin, vyvolaná jejich deformací  $\Delta z_{1A,B}$ :

$$\Delta F_{1A,B} = 2 \cdot k_{F1} \cdot \Delta z_{1A,B} = 2 \cdot 500 \cdot 8 = 8000 \text{ N}$$

- Ramena momentového účinku jsou stejná a jsou rovna polovině vzdálenosti pružin, jelikož jsou tuhosti u přitěžované a odlehčované strany shodné:

$$w_A = w_B = w_F$$

$$2w_F = 2000 \text{ mm}$$

- Maximální teoretický momentový účinek působící na pružiny dvojkolí, při kterém nedojde k aktivaci vnitřních pružin:

$$M_1 = \Delta F_{1A} \cdot w_A + \Delta F_{1B} \cdot w_B = \Delta F_{1A,B} \cdot 2w_F = 8000 \cdot 2000 = 16\,000\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- Torzní tuhost vazby jednoho dvojkolí k rámu podvozku (musí vyjít shodně s bodem 1.2.2.):

$$k_{iF1} = \frac{M_1}{\gamma_1} = \frac{16\,000\,000}{8 \cdot 10^{-3}} = 2\,000\,000\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$



## 2.4.2. 2. fáze – u přitěžované sady pružin začnou zabírat vnitřní pružiny

- Situace je znázorněna na *obr. 22*
- Po vyčerpání vůle  $m$  (tj. u prázdného vozu při zatížení jedné sady pružin silou  $F_2 = F_L = F_1 + m \cdot k_{F1} = 8800 + 8 \cdot 500 = 12\,800\text{N}$ ), dochází ke změně tuhosti u přitěžované sady pružin, kde začne zabírat vnitřní pružina. U částečně loženého vozu se vůle vyčerpá při menší změně síly.
- Jak již bylo popsáno v úvodu bodu 2.4., ramena momentového účinku  $w_A$  a  $w_B$  se změní, jelikož přímka natočení (v *obr. 22* znázorněna čárkovaně) již neprochází průsečíkem osy symetrie s rovnovážnou polohou, nýbrž je posunuta v důsledku rozdílné tuhosti přitěžované a odlehčované strany.

$$w_A \neq w_B$$

$$2w_F = 2000\text{mm}$$

- Ramena mohu vyjádřit, pokud znám poměr tuhostí a úhel  $\gamma_2$ , o který se kolem osy X natočí rám podvozku.

$$\frac{k_{F1}}{k_{F\Sigma}} = \frac{500}{1250} = 0,4$$

$$\Delta F_{2A} = k_{F1} \cdot \Delta z_{2A}$$

$$\Delta F_{2B} = k_{F\Sigma} \cdot \Delta z_{2B}$$

$$\Delta F_{2A} = \Delta F_{2B}$$

$$k_{F1} \cdot \Delta z_{2A} = k_{F\Sigma} \cdot \Delta z_{2B} \Rightarrow \frac{k_{F1}}{k_{F\Sigma}} = \frac{\Delta z_{2B}}{\Delta z_{2A}} = \frac{w_{2B} \cdot \gamma_2}{w_{2A} \cdot \gamma_2} = \frac{w_{2B}}{w_{2A}}$$

$$\Rightarrow w_{2B} = 0,4 \cdot w_{2A}$$

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

$$w_{2A} + 0,4 \cdot w_{2A} = 2w_F \Rightarrow w_{2A} = \frac{2w_F}{1,4} = \frac{2000}{1,4} \cong 1428,6\text{mm}$$

$$w_{2B} = 2w_F - w_{2A} = 2000 - 1428,6 \cong 571,4\text{mm}$$

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

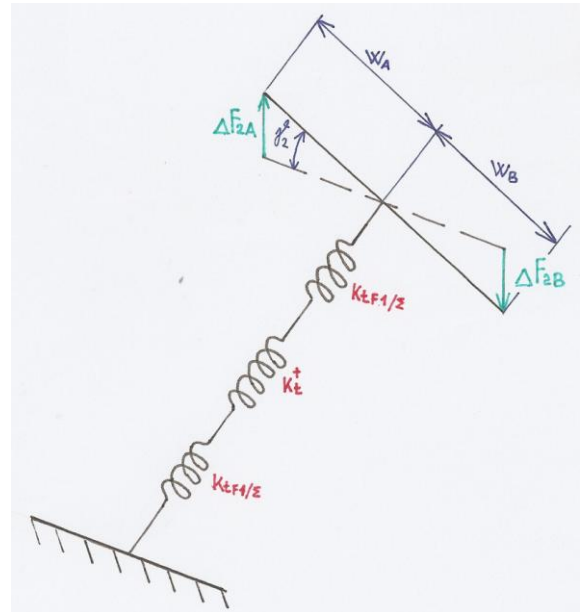
$$\gamma_2 = \beta^{q+} = 5,07 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\Delta z_{2A} = w_{2A} \cdot \gamma_2 = 1428,6 \cdot 5,07 \cdot 10^{-3} = 7,24\text{mm}$$

$$\Delta z_{2B} = w_{2B} \cdot \gamma_2 = 571,4 \cdot 5,07 \cdot 10^{-3} = 2,89\text{mm} \quad (\text{Platí pro jedno dvojkolí})$$

$$\Delta F_{2A} = 2 \cdot k_{F1} \cdot \Delta z_{2A} = 2 \cdot 500 \cdot 7,24 \cong 7\,238\text{N}$$

$$\Delta F_{2B} = 2 \cdot k_{F\Sigma} \cdot \Delta z_{2B} = 2 \cdot 1250 \cdot 2,89 \cong 7\,238\text{N}$$



Obr. 23.: Torzní soustava podvozku s rozdílnými tuhostmi u přitěžované a odlehčované strany dvojkolí

- Momentový účinek vyvolaný zkroucením o úhel  $\gamma_2$  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  $k_{F1}$ :

$$M_2 = \Delta F_{2A} \cdot w_{2A} + \Delta F_{2B} \cdot w_{2B} = 7238 \cdot 1428,6 + 7238 \cdot 571,4 = 14\,476\,190 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

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

$$k_{tF1/\Sigma} = \frac{M_2}{\gamma_2} = \frac{14\,476\,190}{5,07 \cdot 10^{-3}} = 2\,857\,142\,857 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

- Celkovou tuhost torzní soustavy podvozku při zkroucení dvojkolí vůči sobě mohou vypočítat jako torzní tuhost skupiny sériově řazených pružin. Rám podvozku je absolutně tuhý  $k_t^+ \rightarrow \infty$ :

$$\frac{1}{k_{t1/2\Sigma}^+} = \frac{1}{k_{tF1/\Sigma}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tF1/\Sigma}} = \frac{2}{k_{tF1/\Sigma}} \Rightarrow k_{tF1/2\Sigma}^+ = \frac{k_{tF1/\Sigma}}{2} = \frac{2\,857\,142\,857}{2} = 1\,428\,571\,429 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

### 2.4.3. Obecný postup výpočtu změny sil u částečně loženého vozu – přechod z 1. fáze na 2. fázi

- Výpočet budu demonstrovat při přidavném statickém zatížení (ložení vozu) jedné pružiny pohybujícím se v intervalu  $(0; 4000 \text{ N})$ . Volím přidavné zatížení  $F_{př} = 3400 \text{ N}$ .
- Výpočet uvedu v obecném tvaru s dosazením v oddělených závorkách.
- Nová statická síla působící na jednu vnější pružinu:

$$F_{S\text{Nová}} = F_1 + F_{př} \quad (= 8800 + 3400 = 12200 \text{ N})$$



- Vůle ve vypružení částečně loženého vozu:

$$m_{loz} = m - \frac{F_{př}}{k_{F1}} \quad \left( = 8 - \frac{3400}{500} = 1,2mm \right)$$

- Maximální natočení jednoho dvojkolí do vyčerpání nové vůle:

$$\gamma_1^l = \frac{m_{loz}}{w_f} \quad \left( = \frac{1,2}{1000} = 0,0012rad \right)$$

Toto natočení se odehraje na vnějších pružinách.

- Pro celý podvozek (dvojice dvojkolí) tedy platí:

$$\gamma_1^l = 2 \cdot \gamma_1^l \quad \left( = 2 \cdot 0,0012 = 0,0024rad \right)$$

- Zkušební zborcení dle 2.2.1.  $\beta^{q+} (= 0,00507rad) > \gamma_1^l (= 0,0024rad) \Rightarrow$  Úhel zkroucení na rozdílných tuhostech:  $\gamma_2^l = \beta^{q+} - \gamma_1^l \quad \left( = 0,00507 - 0,0024 = 0,00267rad \right)$
- Pokud by byl úhel  $\gamma_1^l > \beta^{q+}$ , změna sil se odehraje jen na 1. fázi.

- Změna kolové síly od 1. fáze:

$$\Delta Q_{1F}^{q+} = \frac{k_{iF1\Sigma}^+ \cdot \gamma_1^l}{2w_a} \quad \left( = \frac{1\,000\,000\,000 \cdot 0,0024}{1500} = 1600N \right)$$

- Změna kolové síly od 2. fáze:

$$\Delta Q_{2F}^{q+} = \frac{k_{iF1\Sigma}^+ \cdot \gamma_2^l}{2w_a} \quad \left( = \frac{1\,428\,571\,429 \cdot 0,00267}{1500} = 2543N \right)$$

- Celková změna kolové síly při novém statickém zatížení jedné pružiny  $F_{STnová} = 12200N$  :

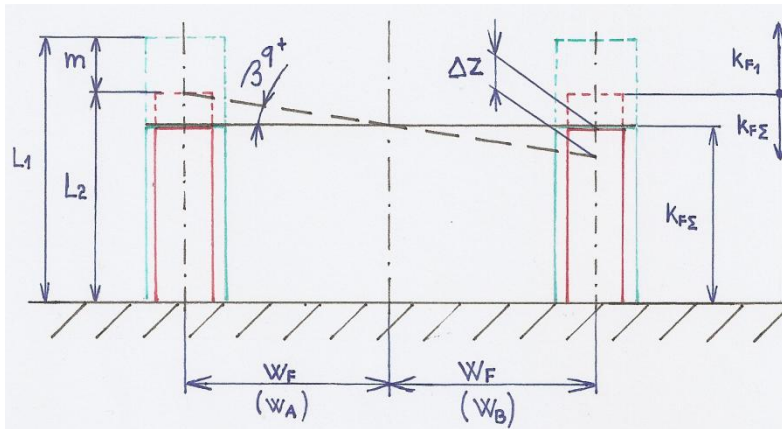
$$\Delta Q_C^{q+} = \Delta Q_{1F}^{q+} + \Delta Q_{2F}^{q+} \quad \left( = 1600 + 2543 = 4143N \right)$$

$$\Delta F_C^{q+} = \Delta Q_C^{q+} \cdot \frac{2w_a}{2w_F} \quad \left( = 4143 \cdot \frac{1500}{2000} = 3108N \right)$$

$$\rightarrow \Delta F_{C1pružina}^{q+} = \frac{\Delta F_C^{q+}}{2} \quad \left( = \frac{3108}{2} = 1554N \right)$$



### 2.4.4. Výpočet statického zatížení, aby se při zkušebním zborcení vypružení odlehčované strany dostalo právě do bodu L (Z fáze 3. na fázi 2)



Obr. 24.:Přechod z fáze 3 na fázi 2

- Tuhost dvou sad jednoho dvojkolí ve 3. fázi:  $k_{F\Sigma DV} = 2 \cdot k_{F\Sigma} = 2 \cdot 1250 = 2500 N \cdot mm^{-1}$
- Výpočet torzní tuhosti jednoho dvojkolí ve druhé fázi – odvození pomocí obrázku 19:  

$$\Delta z_{1A} = \Delta z_{1B} = \Delta z = \beta^{q+} \cdot w_F$$

$$F = \Delta z \cdot k_{F\Sigma DV} = \beta^{q+} \cdot w_F \cdot k_{F\Sigma DV}$$

$$M = F \cdot 2w_F = 2 \cdot \beta^{q+} \cdot w_F^2 \cdot k_{F\Sigma DV}$$

$$M = k_{tF\Sigma DV} \cdot \beta^{q+} \Rightarrow k_{tF\Sigma DV} = \frac{M}{\beta^{q+}} = \frac{2 \cdot \beta^{q+} \cdot w_F^2 \cdot k_{F\Sigma DV}}{\beta^{q+}} = 2 \cdot k_{F\Sigma DV} \cdot w_F^2 = 2 \cdot 2500 \cdot 1000^2 =$$

$$= 5\,000\,000\,000 N \cdot mm \cdot rad^{-1}$$
- Výpočet torzní tuhosti podvozku (ve druhé fázi) – soustavy dvou dvojkolí s pevným rámem:  

$$\frac{1}{k_{t2\Sigma}^+} = \frac{1}{k_{tF\Sigma DV}} + \frac{1}{k_t^+ \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_{tF\Sigma DV}} = \frac{2}{k_{tF\Sigma DV}} \Rightarrow k_{tF3\Sigma}^+ = \frac{k_{tF\Sigma DV}}{2} = \frac{5\,040\,000\,000}{2} =$$

$$= 2\,500\,000\,000 N \cdot mm \cdot rad^{-1}$$
- Změna kolové síly při mezním zborcení, dle EN 14 363:  

$$M = \Delta Q_2^{q+} \cdot 2w_a = k_{t2\Sigma}^+ \cdot \beta^{q+} \Rightarrow \Delta Q_2^{q+} = \frac{k_{tF3\Sigma}^+ \cdot \beta^{q+}}{2w_a} = \frac{2\,500\,000\,000 \cdot 5,07 \cdot 10^{-3}}{1500} = 8450 N$$
- Změna síly ve vypružení:  

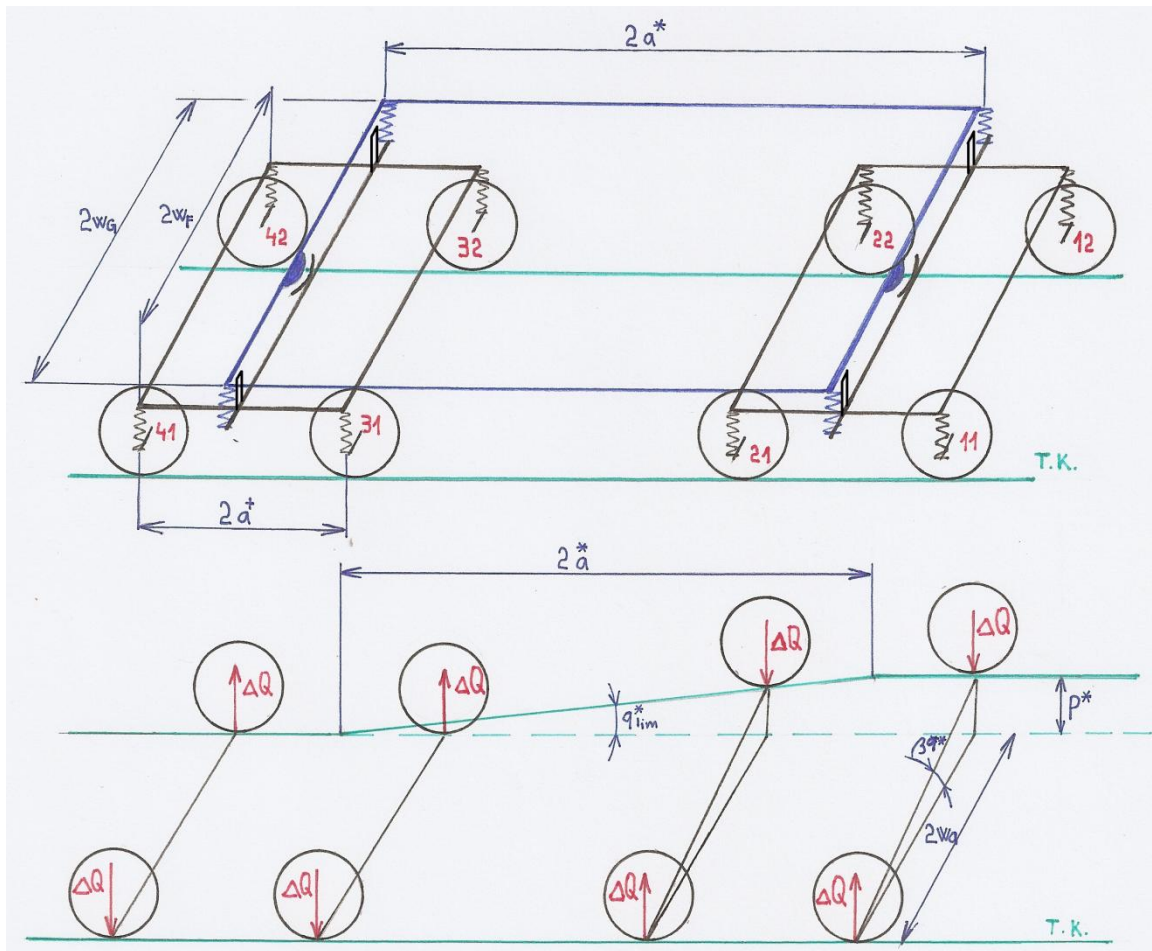
$$\Delta Q_2^{q+} \cdot w_a + \Delta Q_2^{q+} \cdot w_a = \Delta F_2^{q+} \cdot w_F + \Delta F_2^{q+} \cdot w_F$$

$$\Rightarrow 2 \cdot \Delta F_2^{q+} = \Delta Q_2^{q+} \cdot \frac{2w_a}{2w_F} = 8450 \cdot \frac{1500}{2000} = 6338 N$$

$$\rightarrow \Delta F_2^{q+} = 3169 N$$

$$\rightarrow F_{ST}^L = 12800 + 3169 = 15969 N$$

## 2.5. Změna kolových sil a sil v pružinách na vzdálenosti otočných čepů – obecný postup



Obr. 25.: Schéma dvou podvozků se skříňí uloženou v kluznicích a geometrie na zborčené koleji

### 2.5.1. Zkušební zborcení na vzdálenosti otočných čepů podvozků

Zkušební zborcení určíme podle dvou zkušebních přístupů:

- Metoda 2 – dle EN 14 363  $q_{lim}^* = \frac{15}{2a^*} + 2,0$
- Metoda 3 – dle EN 14 363  $q_{lim}^* = \frac{20}{2a^*} + 3,0$

Výpočet provedu pro dva „extrémy“ v praxi se vyskytující vzdálenosti otočných čepů:

- plošinový vůz Smmnps  
→ vzdálenost otočných čepů podvozků  $2a^* = 6,31m = 6310mm$
- kontejnerový vůz Sggns 80'  
→ Vzdálenost otočných čepů podvozků  $2a^* = 19,30m = 19300mm$



- Pomocí uvedených vztahů dle EN 14363 vypočítám úhel zborcení v promilích
- Převýšení v důsledku zborcení na vzdálenosti otočných čepů mohu určit za pomoci obr. 18:

$$P^* = \frac{q_{lim}^*}{1000} \cdot 2a^*$$

- Úhel natočení kolem osy -x- dvojkolí jednoho podvozku oproti dvojkolím druhého podvozku mohu určit rovněž podle obr. 18:

$$\beta^{q*} = \frac{P^*}{2w_a}$$

Geometrické poměry vlivem zborcení trati na vzdálenosti otočných čepů					
Plošinový vůz Smmnps					
Metoda 2			Metoda 3		
Zborcení $q_{lim}^*$	4,377	‰	Zborcení $q_{lim}^*$	6,17	‰
Převýšení $P^*$	27,62	mm	Převýšení $P^*$	38,93	mm
Úhel natočení $\beta^{q*}$	0,0184	rad	Úhel natočení $\beta^{q*}$	0,026	rad
Kontejnerový vůz Sqqnss 80'					
Metoda 2			Metoda 3		
Zborcení $q_{lim}^*$	2,777	‰	Zborcení $q_{lim}^*$	<b>4,04</b>	‰
Převýšení $P^*$	53,6	mm	Převýšení $P^*$	<b>77,9</b>	mm
Úhel natočení $\beta^{q*}$	0,036	rad	Úhel natočení $\beta^{q*}$	<b>0,052</b>	rad

Tabulka 2: Přehled vypočítaných extrémů geometrických poměrů na vzdálenosti otočných čepů

## 2.5.2. Výpočet torzní tuhosti skříně vozu z torzní konstanty

Jelikož u nákladních vozů nelze zanedbat torzní poddajnost rámu vozu, musím vypočítat torzní tuhost skříně z torzní soustavy vozu.

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

**Výpočet provedu s větší hodnotou z intervalu.**

### 2.5.2.1. Plošinový vůz Smmnps

$$k_t^* = \frac{c_t^*}{2a^*} \left( = \frac{5 \cdot 10^{11} \cdot 1000}{6310} = 7,92 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1} \right)$$

### 2.5.2.2. Kontejnerový vůz Sggns80'

$$k_t^* = \frac{c_t^*}{2a^*} \left( = \frac{5 \cdot 10^{11} \cdot 1000}{19300} = 2,59 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1} \right)$$



### 2.5.3. Výpočet torzní tuhosti podepření skříně pružinami kluznic na jednom podvozku

- Postup výpočtu a odvození rovnic odpovídá postupu v bodě 2.2.2.

- Tuhost jedné pružiny kluznic dle EN 16235:  $k_{G1} = 285N \cdot mm^{-1}$

- Pro dvě paralelní pružiny příslušející jedné straně jedné kluznice:

$$k_{G2} = 2 \cdot k_{G1} \quad (= 2 \cdot 285 = 570N \cdot mm^{-1})$$

- Momentová rovnice (dle obr. 19):

$$\Delta z = \gamma \cdot w_G$$

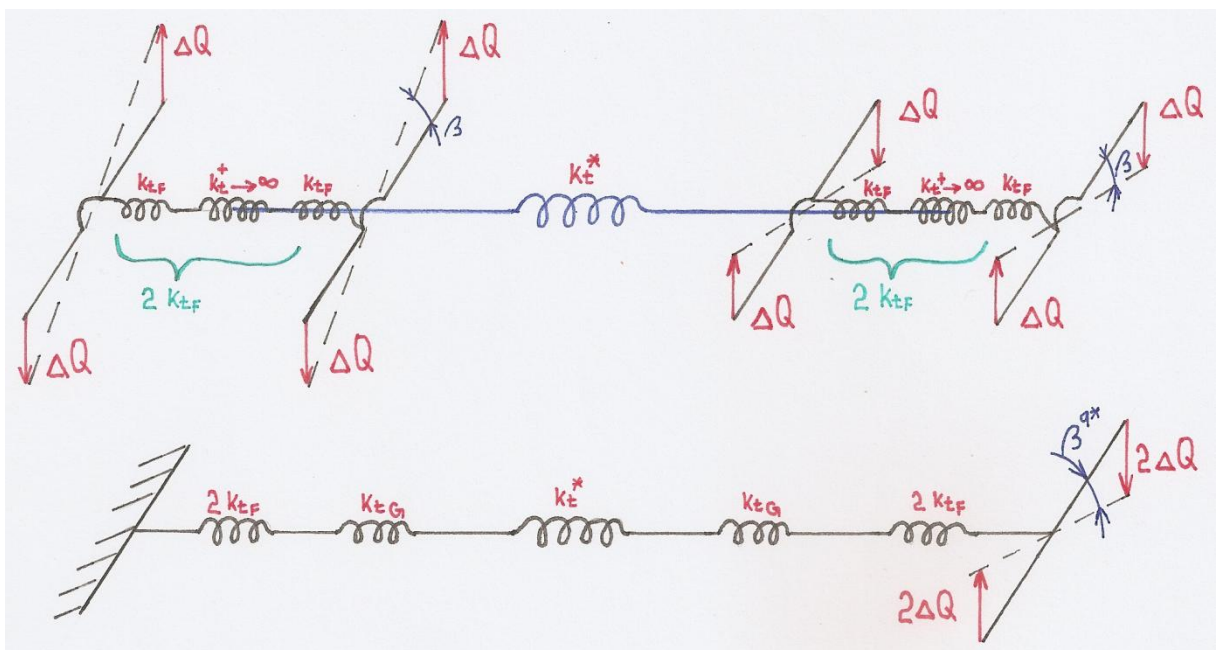
$$F = \Delta z \cdot k_{G2} = \gamma \cdot w_G \cdot k_{G2}$$

$$M = F \cdot 2w_G = 2 \cdot \gamma \cdot w_G^2 \cdot k_{G2}$$

- Jelikož mohu moment vyjádřit i jako vztah mezi úhlem zkroucení a torzní tuhostí, mohu zjistit samotnou torzní tuhost pružin kluznic jednoho otočného čepu:

$$M = k_{tG} \cdot \gamma \Rightarrow k_{tG} = \frac{M}{\gamma} = \frac{2 \cdot \gamma \cdot w_G^2 \cdot k_{G2}}{\gamma} = 2 \cdot k_{tG} \cdot w_G^2$$

$$(= 2 \cdot 570 \cdot 850^2 = 823650000N \cdot mm \cdot rad^{-1})$$



Obr. 26.: Torzní soustava podvozků, skříně a kluznic





### 2.5.4. Předpoklady výpočtu a orientační výpočet změny kolových sil

- Při zborcení na vzdálenosti otočných čepů je vlivem sériového řazení pružin podstatně nižší tuhost soustavy vypružení, než tuhost, která byla uvažována při výpočtu změn na rozvoru samotného podvozku. Z tohoto důvodu musí být úhel zkroucení, při kterém zabere u přitěžované strany primárního vypružení vnitřní pružina podstatně vyšší, než tomu bylo v bodě 2.4., kde vnitřní sada pružin u přitěžované strany zabírala již po překročení úhlu 0,008rad. *(zjednodušeně: při malé tuhosti a velkém zkroucení vznikne menší síla, než při velké tuhosti a velkém zkroucení → nedostaneme se tak „rychle“ do lomu charakteristiky – bodu L)*
- V první fázi budu uvažovat, že vnější pružiny primárního vypružení zabírají jak na přitěžované, tak na odlehčované straně dvojkolí.
- „orientační výpočet“ ještě neuvažují vyčerpání/nevyčerpání vůli v kluznicích. Výpočet ukazuje vůz, u kterého je nejvýraznější změna síly.
- Z obr. 25 mohu odvodit celkovou tuhost torzní soustavy podvozků, skříně a kluznic, jako torzní tuhost sériové soustavy pružin, kde za torzní tuhosti jednotlivých částí dosazuji v předchozích bodech vypočtené hodnoty:

a) Smmnps

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tF}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tF}} = \frac{1}{k_{tF}} + \frac{2}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{t\Sigma}^+$$

$$\left( = \frac{1}{2\,000\,000\,000} + \frac{2}{823\,650\,000,0} + \frac{1}{7,92 \cdot 10^{10}} \Rightarrow k_{t\Sigma}^+ = 340\,038\,654 \text{ N.mm.rad}^{-1} \right)$$

b) Sggnss 80'

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^*} = \frac{1}{2 \cdot k_{tF}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tF}} = \frac{1}{k_{tF}} + \frac{2}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{t\Sigma}^+$$

$$\left( = \frac{1}{2\,000\,000\,000} + \frac{2}{823\,650\,000} + \frac{1}{2,59 \cdot 10^{10}} \Rightarrow k_{t\Sigma}^+ = 337\,060\,559 \text{ N.mm.rad}^{-1} \right)$$

- Z obr. 24 a 25 mohu odvodit rovnici pro změnu kolové síly obdobně jako v bodu 2.2.4., kde pro výpočet dosazuji příslušnou torzní tuhost soustavy a úhel zkroucení:

$$M = 2 \cdot \Delta Q^{q^*} \cdot 2w_a = k_{t\Sigma}^* \cdot \beta^{q^*} \Rightarrow \Delta Q^{q^*} = \frac{k_{t\Sigma}^* \cdot \beta^{q^*}}{2 \cdot 2w_a}$$



Výpočet orientačních změn kolových sil					
Plošinový vůz Smmnps					
Metoda 2			Metoda 3		
Změna síly $\Delta Q^{q*}$	2086	N	Změna síly $\Delta Q^{q*}$	2947	N
Kontejnerový vůz Sqqnss 80'					
Metoda 2			Metoda 3		
Změna síly $\Delta Q^{q*}$	4011	N	Změna síly $\Delta Q^{q*}$	<b>5842</b>	N

Tabulka 3: Orientační přehled změn kolových sil na vzdálenosti otočných čepů

- Nejvýraznější hodnota změny kolových sil a sil ve vypružení se projeví u vozu Sqqnss 80' (viz Tabulka 3). Pro tento vůz provedu výpočet změn na vzdálenosti otočných čepů. Aby výpočet názorně ukázal postup řešení situace, kdy dojde k vyřazení kluznic (k jejich dosednutí na doraz) a následně dojde k aktivaci vnitřní pružiny u přitěžované strany dvojkolí, budu uvažovat přídatné statické zatížení (ložení vozu), které se v případě jedné sady pružin může pohybovat v intervalu  $(0;4000N)$ , po překročení horní hodnoty tohoto intervalu by již zabírala vnitřní pružina. Volím přídatné zatížení  $F_{př} = 2000N$
- Vůle ve vypružení částečně loženého vozu:

$$m_{lož} = m - \frac{F_{př}}{k_{F1}} \quad \left( = 8 - \frac{2000}{500} = 4mm \right)$$

### 2.5.5. 1. fáze primárního vypružení s aktivními kluznicemi – změna sil ve vypružení

- Maximální možné natočení skříně vůči ráům podvozkům, než se vyčerpá vůle v kluznicích:

(pokud budou rámy podvozků vůči sobě natočeny o úhel  $\varepsilon_{max}$ , rozdělí se tento úhel na

polovinu, a tedy natočení jedné kluznice vůči skříně vozu bude  $\frac{\varepsilon_{max}}{2}$ )

$$\frac{\varepsilon_{max}}{2} = \frac{J_2}{w_G} \Rightarrow \varepsilon_{max} = \frac{2 \cdot J_2}{w_G} \quad \left( = \frac{2 \cdot 12}{850} = 0,028rad \right)$$

- Maximální moment, který jsou schopny přenést kluznice jednoho otočeného čepu, než dojde k vyčerpání vůle:

$$M_{KLmax} = \frac{\varepsilon_{max}}{2} \cdot k_{tG} \quad \left( = 0,014 \cdot 823\,650\,000,0 = 11\,628\,000,0N \cdot mm \right)$$



- Maximální možné natočení podvozku vlivem zkušebního zborcení, při kterém nedojde k vyčerpání vůle v kluznicích lze vyjádřit – vzhledem k celkové tuhosti  $k_{t\Sigma}^*$  vypočítané v bodě 2.5.4. a známému momentu v kluznicích  $M_{KLmax}$ :

$$M_{KLmax} = \beta_{Gmax}^1 \cdot k_{t\Sigma}^* \Rightarrow \beta_{Gmax}^1 = \frac{M_{KLmax}}{k_{t\Sigma}^*} \quad \left( = \frac{11\,628\,000,0}{337\,060\,559} = 0,0345rad \right)$$

$$\beta_{po\_dosednutí}^1 = \beta^{q*} - \beta_{Gmax}^1 \quad (= 0,052 - 0,0345 = 0,0175rad)$$

- Jestliže kluznice „pracují“, pak je celková torzní tuhost:  $k_{t\Sigma}^+ = 337\,060\,559 N.mm.rad^{-1}$

$$(2.5.4.), \text{ potom: } \Delta Q_1^{q*(1)} = \frac{k_{t\Sigma}^* \cdot \beta_{Gmax}^1}{2 \cdot 2w_a} \quad \left( = \frac{337\,060\,559 \cdot 0,0345}{2 \cdot 1500} = 3887N \right)$$

- Změna síly vnějších pružin jednoho dvojkolí:

$$2 \cdot \Delta F_1^{q*(1)} = \Delta Q_1^{q*(1)} \cdot \frac{2w_a}{2w_f} \quad \left( = 3887 \cdot \frac{1500}{2000} = 2915N \right)$$

- Síla v jedné vnější pružině:  $\Delta F_1^{q*(1)} = 1458N$
- Deformace primárního vypružení:  $\Delta z_1^{q*(1)} = \frac{\Delta F_1^{q*(1)}}{k_{F1}} = \left( \frac{1458}{500} = 2,92mm \right)$
- Nová vůle (mezera) u přitěžované strany:  $m_{nová} = m_{lož} - \Delta z_1^{q*(1)} \quad (= 4 - 2,92 = 1,08mm)$
- Úhel natočení na 1. fázi:  $\gamma_1 = \frac{m_{nová}}{w_F} \quad \left( = \frac{1,08}{1000} = 0,00108rad \right)$

## 2.5.6. 1. fáze primárního vypružení s vyřazenými kluznicemi – změna sil ve vypružení a přechod z 1. fáze na 2. fázi

- Po dosednutí kluznic se podvozky vůči sobě ještě natočí o  $\beta_{po\_dosednutí}^1 = 0,0175rad$   
Úhel  $\beta_{po\_dosednutí}^1 = 0,0175rad$  musíme rozdělit na:  $\beta_{F1}^1$  - na tuhostech primárního vypružení  $k_{F1}$  a  $\beta_{F1/2}^1$  - na rozdílných tuhostech přitěžované a odlehčované strany, jelikož předpokládáme vyčerpání nové vůle 1,08mm v primárním vypružení.
- Torzní tuhost soustavy při vyřazených kluznicích:

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^{*1F}} = \frac{1}{2 \cdot k_{tF1}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tF1}} = \frac{1}{k_{tF1}} + \frac{2}{k_{tG} \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{t\Sigma}^{*1F}$$

$$\left( = \frac{1}{2\,000\,000\,000} + 0 + \frac{1}{2,59 \cdot 10^{10}} \Rightarrow k_{t\Sigma}^{*1F} = 1\,856\,630\,824 N.mm.rad^{-1} \right)$$



- Moment na vnějších pružinách dvojkolí jednoho podvozku:

$$M_{1\max} = \gamma_1 \cdot 2 \cdot k_{tF1} \quad (= 0,00108 \cdot 2 \cdot 2\,000\,000\,000 = 4\,320\,000 N.mm)$$

- Maximální natočení dvojkolí jednoho podvozku, než dojde k vyčerpání vůle mezi vnitřní a vnější pružinou:

$$M_{1\max} = \beta_{F1\max}^1 \cdot k_{t\Sigma}^* \Rightarrow \beta_{F1\max}^1 = \frac{M_{1\max}}{k_{t\Sigma}^{*1F}} \quad \left( = \frac{4\,320\,000}{1\,856\,630\,824} = 0,00233 rad \right)$$

- Natočení dvojkolí podvozku, které se odehraje na rozdílných tuhostech:

$$\beta_{F1/2}^2 = \frac{\beta_{po\_dosednutí}^1}{2} - \beta_{F1\max}^1 \quad \left( = \frac{0,0175}{2} - 0,00233 = 0,00642 rad \right)$$

### 2.5.6.1. Změna síly, která se odehraje na vnějších pružinách

- Přírůstek změny síly:

$$\Delta Q_1^{q*(2)} = \frac{k_{t\Sigma}^* \cdot \beta_{F1\max}^1}{2 \cdot 2w_a} \quad \left( = \frac{1\,856\,630\,824 \cdot 0,00233}{2 \cdot 1500} = 1440 N \right)$$

$$2 \cdot \Delta F_1^{q*(2)} = \Delta Q_1^{q*(2)} \cdot \frac{2w_a}{2w_f} \quad \left( = 1440 \cdot \frac{1500}{2000} = 1080 N \right)$$

- Síla v jedné pružině:  $\Delta F_1^{q*(2)} = 540 N$

### 2.5.6.2. Změna síly když u přitěžované strany zabírají vnitřní pružiny

- Torzní tuhost soustavy při vyřazených kluznicích:

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^{*2F}} = \frac{1}{2 \cdot k_{tF1/2}} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tG}} + \frac{1}{2 \cdot k_{tF1/2}} = \frac{1}{k_{tF1/2}} + \frac{2}{k_{tG} \rightarrow \infty} + \frac{1}{k_t^*} \Rightarrow k_{t\Sigma}^{*2F}$$

$$\left( = \frac{1}{2\,857\,142\,857,1} + 0 + \frac{1}{2,59 \cdot 10^{10}} \Rightarrow k_{t\Sigma}^{*2F} = 2\,573\,273\,721 N.mm.rad^{-1} \right)$$

- Přírůstek změny síly:

$$\Delta Q_1^{q*(3)} = \frac{k_{t\Sigma}^{*2F} \cdot \beta_{\max}^1}{2 \cdot 2w_a} \quad \left( = \frac{2\,573\,273\,721 \cdot 0,00642}{2 \cdot 1500} = 5510 N \right)$$

$$2 \cdot \Delta F_1^{q*(3)} = \Delta Q_1^{q*(3)} \cdot \frac{2w_a}{2w_f} \quad \left( = 5509,6 \cdot \frac{1500}{2000} = 4132 N \right)$$

- Síla v jedné pružině:  $\Delta F_1^{q*(3)} = 2066 N$



### 2.5.7. Celková změna síly na vzdálenosti otočných čepů

$$\Delta Q_{1Celková}^{q^*} = \Delta Q_1^{q^*(1)} + \Delta Q_1^{q^*(2)} + \Delta Q_1^{q^*(3)} \quad (= 3\,887 + 1440 + 5510 = 10\,837\,N)$$

$$\Delta F_{1Celková}^{q^*} = \Delta F_1^{q^*(1)} + \Delta F_1^{q^*(2)} + \Delta F_1^{q^*(3)} \quad (= 1458 + 540 + 2066 = 4064\,N)$$

- Grafické zpracování vypočtených hodnot pro podvozek Sggnss 80' je v příloze **B**.
- Abych mohl do grafického zpracování v příloze 2 vyznačit i změny sil, které budou odpovídat postavení nabíhajícího (prvního ve směru jízdy) podvozku na zborčené trati, musím dopočítat hodnoty změny sil na zborčené trati, na rozvoru podvozku. Přesněji řečeno, určit změnu kolových sil a změnu sil ve vypružení v důsledku vzájemného natočení dvojkolí prvního podvozku vůči sobě o hodnotu zkušební zborčení.
- Úhel natočení prvního dvojkolí vůči druhému dvojkolí, ve směru osy X, který jsem určil v bodě 2.2.1.:  $\beta^{q^+} = 5,07 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
- Celkovou torzní tuhost soustavy absolutně tuhého rámu podvozku a natáčených dvojkolí vůči sobě ve fázi, kdy u přitěžované sady pružin zabírají vnitřní pružiny a u odlehčované pouze vnější pružiny jsem určil v bodě 2.4.2.:  $k_{tF1/2\Sigma}^+ = 1\,428\,571\,429 \text{ N.mm.rad}^{-1}$
- K výpočtu změny sil použiji rovnice odvozené v bodě 2.2.4.:

$$\Delta Q^{q^+} = \frac{k_{tF1\Sigma}^+ \cdot \beta^{q^+}}{2w_a} \quad \left( = \frac{1\,428\,571\,429 \cdot 5,07 \cdot 10^{-3}}{1500} = 4829\,N \right)$$

$$\Delta F^{q^+} = \Delta Q^{q^+} \cdot \frac{2w_a}{2w_F} \quad \left( = 4829 \cdot \frac{1500}{2000} = 3621\,N \right)$$

$$\Delta F_1^{q^+} = \frac{\Delta F^{q^+}}{2} \quad \left( = \frac{3621}{2} = 1811\,N \right)$$



## 3. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ALTERNATIVNÍHO PROVEDENÍ SADY PRUŽIN

### 3.1. Výchozí parametry původního vypružení

Volná délka vnější pružiny:	$L_0=259,6 \text{ mm}$ (260mm)
Montážní délka pružiny (zatížení hmotností vozu):	$L_1=242 \text{ mm}$
Délka na lomu charakteristiky – obě pružiny stejná délka:	$L_2=234 \text{ mm}$
Délka pružin při dosednutí ložiskové skříně na narážku:	$L_n=182 \text{ mm}$
Dále je známo, že vůle mezi narážkou a ložiskovou skříní je při $F_1$ , $L_1$ je vůle <b>60 mm</b> .)	

Při návrhu budu respektovat pracovní délku  $L_1=242\text{mm}$  vnější pružiny při jejím statickém zatížení  $F_1=8800\text{N}$ , volnou délku vnitřní pružiny  $L_2=234\text{mm}$  a tuhosti obou pružin dle normy EN 16235. Pokud budu respektovat délky  $L_1$  a  $L_2$ , tak zároveň respektuji mezeru mezi pružinami  $m_{\text{ezera}}=8\text{mm}$ .

### 3.2. Výpočet pracovní maximálního provozního zatížení

**Známe:**

Hmotnost prázdného vozu:	$m_{\text{prázdný}}=20\,000 \text{ kg}$
Statické zatížení jedné pružiny:	$F_1=8800\text{kg}$ – viz výkres
Zatížení jedné nápravy:	$m_{\text{náprava}}=20\,000 \text{ kg} \rightarrow$ celý vůz $m_{\text{celý}}=80\,000 \text{ kg}$
Celkový počet vnějších pružin vozu:	$i=16$

- Hmotnost nevypružených hmot mohou vypočítat pomocí rozdílu tíhové síly od hmotnosti prázdného vozu a statického předpětí všech šestnácti vnějších pružin, které vůz nesou.

$$m_{\text{nevypruž}} = 20000 \cdot 9,81 - 16 \cdot 8800 = 55400\text{N} \Rightarrow m_{\text{nevypruž}} = \frac{55400}{9,81} = 5647,3\text{kg}$$

- Rozdílem hmotnosti celého vozu a hmotnosti nevypružených hmot, děleným počtem pružin a následně vynásobeným tíhovou konstantou, získám pracovní zatížení jedné pružiny:

$$F_8 = \left( \frac{m_{\text{celý}} - m_{\text{nevypruž}}}{i} \right) \cdot g = \left( \frac{80000 - 5647,3}{16} \right) \cdot 9,81 = 45587,5 \text{ N}$$



### 3.3. Výpočet pracovní délky původních pružin $L_8$ odpovídající zatížení 80 tun a zároveň tuhostem dle EN 16235

Jelikož tato hodnota není na výkrese uváděna, dopočítám ji.

#### Známe:

Statickou sílu v pružině  $F_1=8\ 800\ \text{N}$ ;

Vůli ve vypružení  $m=8\ \text{mm}$ ;

Tuhost vnější pružiny  $k_{f1}=500\ \text{N/mm}$ ;

Tuhost paralelních pružin (vnější +vnitřní)  $k_{f\Sigma}=1250\ \text{N/mm}$ ;

Pracovní sílu v pružině  $F_8=45\ 587,5\ \text{N}$

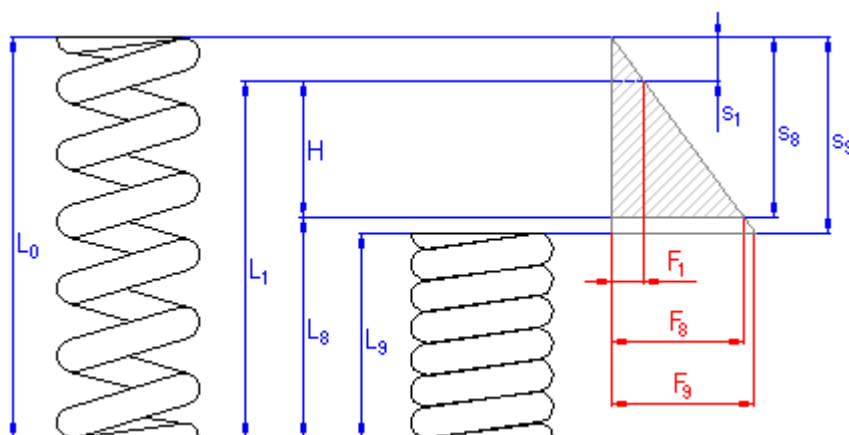
$$F_1 + m \cdot k_{f1} + (L_2 - L_8) \cdot k_{f\Sigma} = F_8$$

$$8800 + 8 \cdot 500 + (234 - L_8) \cdot 12800 = 45587,5$$

$$\Rightarrow L_8 = \frac{234 \cdot 1250 + 8800 + 8 \cdot 500 - 45587,5}{1250} = 207,8\ \text{mm} \approx 208\ \text{mm}$$

### 3.4. Vlastní návrh alternativního řešení vypružení

#### 3.4.1. Zavedení terminologie pro výpočet



Obr. 27.: Terminologie pružin [10]





### 3.4.2. Shrnutí parametrů a schéma alternativního sériového řazení pružin

Alternativní varianta bude koncipována jako samostatná pružina skládající se z dvojice sériově řazených pružin. Pružiny v sérii budou mít stejnou tuhost jako má u původní varianty samotná vnější pružina. Při zatížení, při kterém se vyčerpá vůle mezi pružinami u původní varianty, dojde k dosednutí závitů měkčí pružiny a z pružiny se stane „sloupek stálé pevnosti“ bez další deformace. A aktivní zůstane jen tvrdší pružina, která má tuhost jako obě duplexní pružiny původní varianty.

Aby bylo možno řešit takovou pružinu analyticky pomocí dostupných zdrojů, bude na ni nahlíženo jako na dvě části, respektive dvě pružiny v sérii.

$$k_B = k_{F\Sigma} = 1250 \text{ N/mm}$$

$$k_{F1} = 500 \text{ N/mm}$$

$$L_0 = 259,6 \text{ mm}$$

$$L_1 = 242 \text{ mm}$$

$$L_2 = 234 \text{ mm}$$

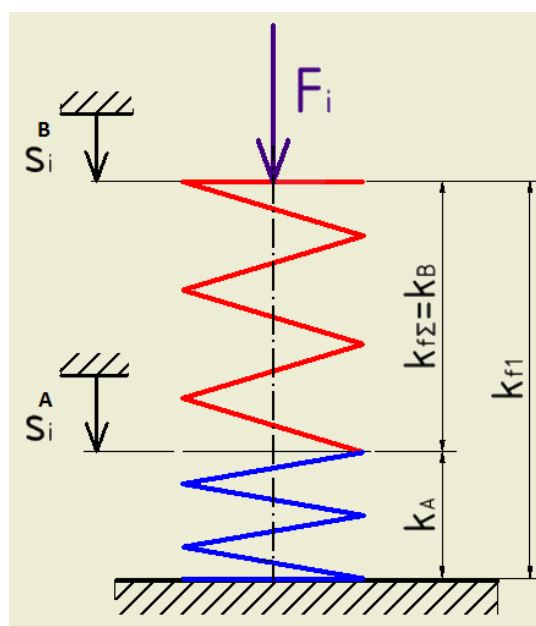
$$L_8 = 208 \text{ mm}$$

$$L_n = 182 \text{ mm}$$

$$F_1 = 8800 \text{ N}$$

$$F_2 = 12800 \text{ N}$$

$$F_8 = 45\,587,5 \text{ N}$$



Obr. 28.: Progresivní pružina

### 3.4.3. Výpočet potřebné tuhosti měkčí pružiny

Abych splnil podmínky odpovídající bodu 3.4.2., dopočítám pomocí sériového řazení pružin tuhost pružiny A takovou, aby při jejím sériovém zařazení s pružinou B, jejich celková tuhost byla rovna  $k_{F1} = 500 \text{ N/mm}$ :

$$\frac{1}{k_{F1}} = \frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B} \Rightarrow \frac{1}{k_A} = \frac{1}{k_{F1}} - \frac{1}{k_B} = \frac{1}{500} - \frac{1}{1250}$$

(viz obr 3.4.2.)

$$\Rightarrow k_A = 833,3 \text{ N/mm}$$



### 3.4.4. Výpočet pracovních deformací – stlačení

Podle původní varianty vypružení má být při statickém zatížení vlastní hmotností prázdného vozu  $F_{st}=F_1=8800N$  statická deformace (stlačení) vnější pružiny  $s_1=17,6mm$  (na výkrese je uváděná přibližná hodnota 18mm).

- Vzhledem k uvažovanému sériovému řazení pružin bude při statickém zatížení  $F_{st}=F_1=8800N$  dána celková deformace pružiny jako součet deformací jednotlivých částí. Deformaci příslušné části pružiny lze získat dělením statické síly příslušnou tuhostí:

$$s_1^B = \frac{F_1}{k_B} = \frac{8800}{1250} = 7,04mm$$

$$s_1^A = \frac{F_1}{k_A} = \frac{8800}{833,3} = 10,56mm$$

$$s_1 = s_1^A + s_1^B = 10,56 + 7,04 = 17,6mm$$

$$s_1 = \frac{F_1}{k_{F1}} = \frac{8800}{500} = 17,6mm \quad (\text{Deformace původní varianty.})$$

Je tedy splněna podmínka zachování původní montážní délky:

$$L_1 = L_0 - s_1 = 259,6 - 17,6 = 242mm$$

- Původní sada pružin měla mezi pružinami vůli 8 mm, která se vyčerpala při změně síly odpovídající  $\Delta F_2 = k_{F1} \cdot m_{ezera} = 500 \cdot 8 = 4000N$ , pak se zaktivovala vnitřní pružina.
- Aby měla navrhovaná pružina vlastnosti ekvivalentní charakteristice původní sady dvou pružin, musí být maximální deformace, než dojde k dosednutí závitů části pružiny A, rovna součtu statické deformace od hmotnosti prázdného vozu a deformace od síly, která u původní varianty způsobila aktivaci vnitřní pružiny:

$$s_9^A = \frac{\Delta F_2}{k_A} + s_1^A = \frac{4000}{833,33} + 10,56 = 15,4mm$$

- Protože po tomto stlačení musí dosednout závity, bude celková volná délka dána:

$$L_0^A = s_9^A + L_9^A = s_9^A + n_{celk}^A \cdot d^A \quad (\text{dosazeno až v bodě 3.4.5.})$$

- Pružina B se bude deformovat o pracovní stlačení  $s_8$ :

$$s_8^B = \frac{F_8}{k_B} = \frac{45587,5}{1250} = 36,47mm$$

Kontrola:  $L_8 = L_0 - s_9^A - s_8^B = 259,6 - 15,4 - 36,47 = 207,8mm \approx 208mm$  Souhlasí.



### 3.4.5. Vlastní návrh pružin

#### Pružina A – obdélníkový průřez

Tuhost:	$k_A=833,33\text{N/mm}$
Modul pružnosti ve smyku:	$G=78\,500\text{MPa}$
Střední průměr:	$D=160\text{mm}$
Počet závěrných závitů:	$n_z=0,75$
Pracovní deformace:	$s_9^A=15,36\text{ mm}$
<b>Šířka drátu (volba):</b>	<b><math>b=37,3\text{ mm}</math></b>
<b>Výška drátu (volba):</b>	<b><math>h=17,8\text{ mm}</math></b>

- Počet činných závitů pružiny A:

$$n_{\text{činn}}^A = \frac{G \cdot b^3 \cdot h^3}{2,83 \cdot k \cdot D^3 \cdot (b^2 + h^2)} = \frac{78500 \cdot 37,3^3 \cdot 17,8^3}{2,83 \cdot 833,33 \cdot 160^3 \cdot (37,3^2 + 17,8^2)} = 1,4$$

- Volná délka pružiny A:

$$L_0^A = s_9^A + L_9^A = s_9^A + n_{\text{celk}}^A \cdot d^A = 15,36 + (0,75 + 1,4) \cdot 17,8 = 53,49\text{mm} \approx 53,5\text{mm}$$

#### Pružina B

Tuhost:	$k_B=1250\text{ N/mm}$
Modul pružnosti ve smyku:	$G=78\,500\text{ MPa}$
Střední průměr:	$D=160\text{ mm}$
Počet závěrných závitů:	$n_z=0,75$
Pracovní deformace:	$s_8^B=41,38\text{ mm}$
<b>Průměr drátu (volba):</b>	<b><math>d_B=37,3\text{ mm}</math></b>

- Počet činných závitů pružiny B:

$$n_{\text{činn}}^B = \frac{G \cdot d_B^4}{8 \cdot k_B \cdot D^3} = \frac{78500 \cdot 37,3^4}{8 \cdot 1250 \cdot 160^3} = 3,71$$

- Volná délka pružiny B:

$$\begin{aligned} L_0^B &= L_1^B + s_1^B = L_8^B + s_8^B = L_9^B + (n_{\text{celk}}^B - 0,3) \cdot v_0 + s_8^B = n_{\text{celk}}^B \cdot d^B + (n_{\text{celk}}^B - 1) \cdot 0,12 \cdot d_B + s_8^B = \\ &= (0,75 + 3,71 - 0,3) \cdot 37,3 + [(0,75 + 3,71) - 1] \cdot 0,12 \cdot 37,3 + 36,47 = 207,1\text{mm} \approx 207\text{mm} \end{aligned}$$

- Kontrola – respektování zástavbového prostoru:

$$L_0 = L_0^A + L_0^B = 53,5 + 207,1 = 260,6\text{mm} \approx 260\text{mm}$$



### 3.5. Kontrola vlastního návrhu

Kontrola navržených pružin je obsažena v příloze č. 2. V hlavní zprávě budou uvedena pouze výsledná napětí – bod 3.5.1.

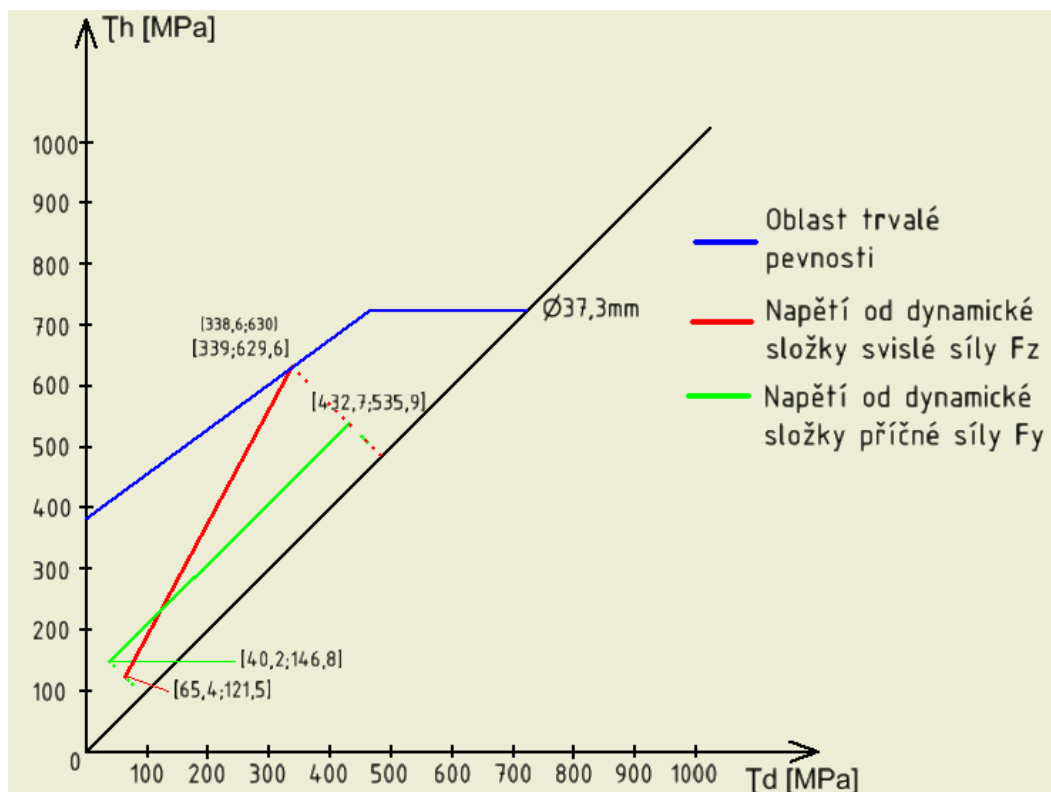
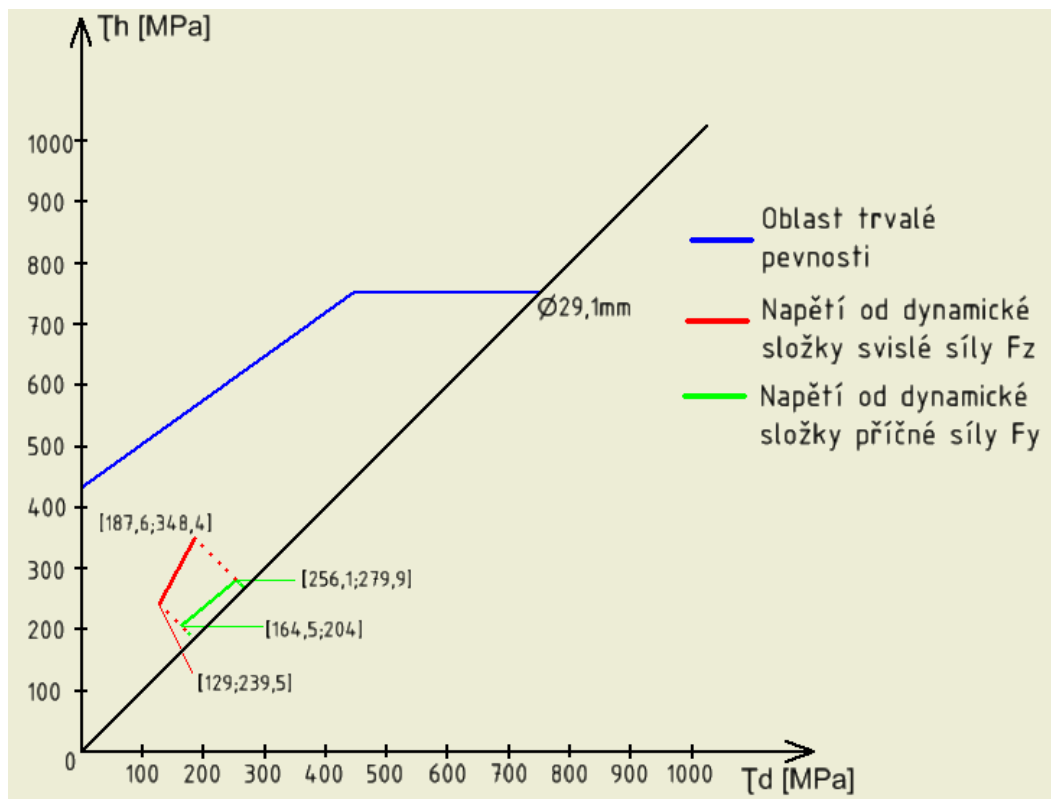
#### 3.5.1. Tabulka vypočítaných hodnot napětí

SOUHRNNÉ VÝSLEDKY					
Pružina A			Pružina B		
F <sub>z</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)			F <sub>z</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)		
τ <sub>m1</sub>	184,2	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>m1</sub>	93,5	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>d1</sub>	129,0	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>d1</sub>	65,4	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>h1</sub>	239,5	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>h1</sub>	121,5	N.mm <sup>-2</sup>
F <sub>z</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F <sub>z</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
τ <sub>m9</sub>	268,0	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>m8</sub>	484,3	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>d9</sub>	187,6	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>d8</sub>	339,0	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>h9</sub>	348,4	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>h8</sub>	629,6	N.mm <sup>-2</sup>
F <sub>y</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)			F <sub>y</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)		
τ <sub>m1</sub>	184,2	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>m1</sub>	93,5	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>d1</sub>	164,5	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>d1</sub>	40,2	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>h1</sub>	204,0	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>h1</sub>	146,8	N.mm <sup>-2</sup>
F <sub>y</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F <sub>y</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
τ <sub>m9</sub>	268,0	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>m8</sub>	484,3	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>d9</sub>	256,1	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>d8</sub>	432,7	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>h9</sub>	279,9	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>h8</sub>	535,9	N.mm <sup>-2</sup>
F <sub>z</sub> + F <sub>y</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)			F <sub>z</sub> + F <sub>y</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)		
τ <sub>max1M</sub>	204,0	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>max1M</sub>	146,8	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>max1D</sub>	142,8	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>max1D</sub>	102,7	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>max1H</sub>	265,2	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>max1H</sub>	190,8	N.mm <sup>-2</sup>
F <sub>z</sub> + F <sub>y</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)			F <sub>z</sub> + F <sub>y</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)		
τ <sub>max9M</sub>	279,9	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>max8M</sub>	535,9	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>max9D</sub>	195,9	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>max8D</sub>	375,2	N.mm <sup>-2</sup>
τ <sub>max9H</sub>	363,9	N.mm <sup>-2</sup>	τ <sub>max8H</sub>	696,7	N.mm <sup>-2</sup>

Tabulka 4.: Vypočtená napětí v jednotlivých částech pružiny

- Bližší popis Tabulky 4 a jejích hodnot je v Příloze C

### 3.5.2. Goodmannův diagram pružina A a pružina B



Obr. 29.: Goodmannův diagram pro části pružiny A a B [3]

- Obě části progresivní pružiny vyhovují časované pevnosti  $2 \cdot 10^6$  cyklů.



### 3.6. Napojení pružinových drátů o rozdílných tuhostech a průřezech

Vzhledem k rozdílným tuhostem a proměnnému průřezu drátu pružiny je nutné vyřešit plynulé napojení obou „částí“ pružiny. Následující vypočítané hodnoty jsou potřebné pro vytvoření přílohy E – výkres 01-01-Y25.

Parametry navržených pružin					
Pružina A			Pružina B		
Střední průměr pružiny <b>D</b>	160	mm	Střední průměr pružiny <b>D</b>	160	mm
Průměr drátu <b>d</b>	37,3	mm	Šířka drátu <b>b</b>	37,3	mm
			Výška drátu <b>h</b>	17,8	mm
Počet závěrných závitů <b>n<sub>z</sub></b>	0,75	mm	Počet závěrných závitů <b>n<sub>z</sub></b>	0,75	mm
Počet činných závitů <b>n<sup>A</sup><sub>čín</sub></b>	3,71	1	Počet činných závitů <b>n<sup>B</sup><sub>čín</sub></b>	1,4	1

Tabulka 5.: Shrnutí parametrů navržených pružin

- Délka drátu části A potom bude:

$$l_d^A = \pi \cdot D \cdot (n_z + n_{čín}^A) = \pi \cdot 160 \cdot (0,75 + 3,71) = 2241,8 \text{ mm}$$

- Délka drátu části B potom bude:

$$l_d^B = \pi \cdot D \cdot (n_z + n_{čín}^B) = \pi \cdot 160 \cdot (0,75 + 1,4) = 1079,2 \text{ mm}$$

Přechod mezi průřezy bude plynulý a odehraje se na délce jednoho závitu. Délky „obětovaných“ částí pružin budou voleny na základě poměru tuhostí obou částí.

- Rozvinutá délka jednoho přechodového závitu:

$$l_d^{A/B} = \pi \cdot D \cdot 1 = \pi \cdot 160 \cdot 1 = 502,65 \text{ mm}$$

- Tuhostní poměr a přechodové délky jednotlivých pružin:

$$P = \frac{k_B}{k_A} = \frac{833,3}{1250} = 0,667$$

$$l_p^B = l_d^{A/B} \cdot P = 502,65 \cdot 0,667 = 335,1 \text{ mm}$$

$$l_p^A = l_d^{A/B} \cdot (1 - P) = 502,65 \cdot (1 - 0,667) = 167,55 \text{ mm}$$



### 3.7. Materiál progresivní pružiny

Jako materiál navržené alternativní pružiny navrhuji nízkolegovanou ušlechtilou chromo-vanadiovou ocel pro zušlechťované pružiny – 51CrV4 (15 260), která je blíže specifikovaná v normě EN 10089 (ČSN 41 5260). Jedná se o stejný materiál, ze kterého jsou vyráběny původní pružiny podvozku Y 25.

#### Použití oceli 51CrV4:

*„Výše namáhané pružiny a pružné elementy pro automobily a kolejová vozidla, dále talířové a kroužkové pružiny. Oproti Cr-Si pružinovým ocelím dosahuje vyšší prokalitelnosti a je méně náchylná na oduhlíčení.“ [11]*

### 3.8. Rámcový postup výroby pružiny

- Ohřev polotovaru dle č. v. 01-01-Y25 na tvářecí teplotu cca 950°C.
- Upnutí konce o průměru 37 mm do NC navíjecího stroje.
- Navinutí pružiny dle č. v. 01-02-Y25.
- Odříznutí technologických přídavků.
- Ohřev na teplotu kalící teplotu 850°C (ocel 51CrV4 – obsah uhlíku (0,47 – 0,55)%).
- Kalení v oleji.
- Ohřev na cca 440°C.
- Střední popouštění v lázni.
- Ohřev na teplotu cca 150°C.
- Předsedání.
- Broušení dosedacích ploch konců závěrných závitů.
- Kuličkování povrchu.
- Defektoskopie na vnitřní vady.
- Povrchová úprava – nátěr (tloušťka nátěru 15 – 20).





## 4. Závěr

Podle pokynů a zásad pro vypracování jsem vypracoval rešerši pojednávající o nákladních dvounápravových podvozcích užívaných v evropském železničním systému. Zvláštní pozornost jsem věnoval podvozku typu Y 25 a jeho modifikacím.

Pro podvozek Y 25 jsem rovněž vytvořil výpočtový postup ke zjišťování změn kolových sil a změny síly ve vypružení. Vstupní hodnoty zborcení na rozvoru podvozku a zborcení na vzdálenosti otočných čepů jsem uvažoval podle normy ČSN EN 14 363. Tento postup jsem aplikoval na kontejnerovém voze Sggns 80'. Změny sil ve vypružení jsem zaznamenal do charakteristik v příloze 3.

Část věnovanou alternativnímu řešení konstrukčního uzlu vypružení jsem pojal ve smyslu nahrazení dvojice paralelních pružin jednou progresivní pružinou, která má stejnou charakteristiku jako původní paralelní pružiny. Největším problémem vlastního návrhu byla omezenost původním zástavbovým prostorem a zároveň nutnost zachování potřebné únosnosti vozu na nápravu. Z tohoto důvodu je pružinový drát navržen s proměnným průřezem. Podařilo se mi navrhnout progresivní pružinu, která je schopná pracovat při zatížení 20 tun na nápravu a tomuto pracovnímu zatížení zároveň pevnostně vyhovuje. Hlavní výhodou použití takovéto pružiny je bezesporu počet pružin, který klesl z původních 16 pružin na podvozek na 8. Další výhodou je, že odpadá nejistota rozdělení kolových sil, která by byla teoreticky způsobená nepřesností volné délky vnitřní pružiny. Při použití takovéto pružiny by se navíc výrazně snížila hlučnost za jízdy u prázdných vozů, která je u původní varianty vypružení způsobená volně uloženými vnitřními pružinami.

Výroba takovéto pružiny by byla v porovnání s původní variantou dražší – z důvodu technologické náročnosti.

O snížení hmotnosti by se dalo polemizovat, navržená pružina váží 23,25 kg, původní pružiny podvozku Y 25 váží 26,5 kg což je při uvažování 16 pružin na jednom voze o 52 kg méně – to se může zdát jako pozitivní výsledek při současném trendu snižování hmotnosti, který může nahrávat progresivním pružinám k obecnému používání u nákladních vozů, avšak ve srovnání s tím, že se mi tuto progresivní pružinu podařilo navrhnout „jen“ na 20 tun, to v tomto konkrétním případě značnou výhodu progresivní pružině nepřináší.

Navržená progresivní pružina má v porovnání se stávajícím provedením vyšší příčnou tuhost v pracovním stavu. Tuhost navržené pružiny je v pracovním stavu přibližně 1,5x vyšší než tuhost sady pružin původní varianty. Jedním z hlavních důvodů je respektování zástavbového prostoru. Vliv vyšší příčné tuhosti na jízdně technické vlastnosti vozidla bude nutné dále prověřit.



## Použité zkratky:

1. T. K. Temeno kolejnice
2. UIC Mezinárodní železniční unie (Union Internationale des Chemins de fer)

## Použitá literatura:

- [1] KOLÁŘ J.: *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*, 2009, skripta ČVUT, ISBN 978-80-01-04262-5
- [2] IZER. J, JANDA. J., MACURA Z., ZDRŮBEK S.: *Kolejové vozy*, 1985, Vydavatelstvo 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 Produkty. *TATRAVAGÓNKA POPRAD*. [online]. [cit. 2015-02-02]. Dostupné z: [http://www.tatravagonka.com/tatravagonka\\_poprad\\_sk.php#/WAGONS/](http://www.tatravagonka.com/tatravagonka_poprad_sk.php#/WAGONS/)
- [7] Wikimedia Commons. , [online]. 17.3.2004 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z: [http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Podvozek\\_26-2\\_8\\_odpr\\_kluzn.jpg](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Podvozek_26-2_8_odpr_kluzn.jpg)
- [8] Wagons on the Web. *Freight stock from around the world – DETAILS*. [online]. 1998-2014 [cit. 2015-02-03]. Dostupné z: <http://www.garethbayer.co.uk/wotw/great-britain/details/>
- [9] DEREK Parker. LN25 Bogie Family. *Axiom Rail: LN25 Bogie Family*. [online]. 2013 [cit. 2015-02-07]. Dostupné z: [http://www.axiomrail.com/suspension\\_systems/ln25.asp](http://www.axiomrail.com/suspension_systems/ln25.asp)
- [10] MITCALC. *Mechanical, Industrial and Technical Calculations*. [online]. 26.5.2015 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/>
- [11] Bolzano – Technická podpora – příručka. *Bohdan BOLZANO*. [online]. 9.6.2015 [cit. 2015-06-09]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/pruzinove-oceli-pro-zuslechtovani-podle-csn-en-10089/prehled-vlastnosti-oceli-51crv4>
- [12] PETR Karel. *Úloha č. 3: Skica a výkres pružiny – Teorie k pružinám* [online]. 2014. [cit. 2015-06-17]. Dostupné z: <http://seps.fs.cvut.cz/SK1>
- [13] ČSN EN 14363, ČSN EN 16235, firemní literatura, odborná periodika



## Seznam obrázků hlavní zprávy:

1. Obr. 1. : Pružnice a její komponenty [2]
2. Obr. 2. : Parabolická pružnice, používané například u DB BA 665, dále viz bod 4.1.7. [2]
3. Obr. 3. : Šroubové pružiny a jejich kombinace [2]
4. Obr. 4. : Krytý Vůz Ztr s rámovým pojezdem o rozvoru 6 metrů [3]
5. Obr. 5 : Vysokostěnný čtyřnápravový vůz Eas s podvozkovými pojezdy 26-2.8 o rozvoru 9 m [2]
6. Obr. 6 : Podvozek 26-2.8 s odpruženými kluznicemi [6]
7. Obr. 7. : Schéma podvozku 26-2.8 [3]
8. Obr. 8. : Podvozek Y 25 C [6]
9. Obr. 9. : Schéma podvozku Y 25 C [4]
10. Obr. 10. : Podvozek DB BA 665 2. Bes. [4]
11. Obr. 11. : Schéma podvozku DB BA 665 2. Bes. [4]
12. Obr. 12. : Detail závěsu pružnic s ventilem váhy [4]
13. Obr. 13. : Podvozek Diamond ČSD 1921 [4]
14. Obr. 14 : Schéma podvozku Diamond [4]
15. Obr. 15. : Podvozek TF Axiom Rail LN 25 s hydraulickými tlumiči [8]
16. Obr. 16. : Vypružení jedné ložiskové skříně s třecím tlumičem Lenoir podvozku Y 25 [2]
17. Obr. 17.: Progresivní charakteristika jedné sady pružin
18. Obr. 18.: Základní rozměry podvozku a geometrie zborcené koleje
19. Obr. 19.: Zjednodušená torzní soustava podvozku a pohled na vypružení ve směru x
20. Obr. 20.: Podvozek na sestupnici, torzní soustava a zakreslení sil působících na dvojkolí
21. Obr. 21.: Zjednodušený pohled na půdorys podvozku s výrobně nepřesnými pružinami
22. Obr. 22.: Pohled na vypružení ve směru X se znázorněním potřebné geometrie
23. Obr. 23.: Torzní soustava podvozku s rozdílnými tuhostmi u přitěžované a odlehčované strany dvojkolí
24. Obr. 24.:Přechod z fáze 3 na fázi 2
25. Obr. 25.: Schéma dvou podvozků se skříní uloženou v kluznicích a geometrie na zborcené koleji
26. Obr. 26.: Torzní soustava podvozků, skříně a kluznic
27. Obr. 27.: Terminologie pružin [10]
28. Obr. 28.: Progresivní pružina
29. Obr. 29.: Goodmannův diagram pro části pružiny A a B

## Seznam tabulek:

1. Tabulka 1.: Základní parametry podvozku Y 25
2. Tabulka 2: Přehled extrémů geometrických poměrů na vzdálenosti otočných čepů
3. Tabulka 3: Orientační přehled změn kolových sil na vzdálenosti otočných čepů
4. Tabulka 4.: Vypočtená napětí v jednotlivých částech pružiny
5. Tabulka 5.: Shrnutí parametrů navržených pružin



## Seznam příloh:

1. PŘÍLOHA A – PODROBNÉ ROZDĚLENÍ PODVOZKŮ NA BÁZI Y 25
2. PŘÍLOHA B – GRAFICKÉ ZNÁROZNĚNÍ ZMĚN SIL VE VYPRUŽENÍ CELÉHO VOZU
3. PŘÍLOHA C – KONTROLA NAVRHNUTÝCH PRUŽIN PODLE EVROPSKÉ NORMY ČSN EN 13906-1
4. PŘÍLOHA D – SESTAVA KONSTRUKČNÍHO UZLU VYPRUŽENÍ
5. PŘÍLOHA E – VÝROBNÍ VÝKRES PRUŽINOVÉHO DRÁTU
6. PŘÍLOHA F – VÝKRES PROGRESIVNÍ PRUŽINY
7. PŘÍLOHA G – DVD – ELEKTRONICKÁ FORMA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## Seznam obrázků v příloze 1:

1. Obr. 1. : Podvozek Y 25 C [6]
2. Obr. 2. : Schéma podvozku Y 25 C [4]
3. Obr. 3. : Podvozek Y 27 LDsm Litá varianta pro kontejnerové vozy [7]
4. Obr. 4. : Schéma podvozku Y 27 LDsm [4]
5. Obr. 5. : Detail dvojice brzdových kotoučů Y 27 Lsdm [4]
6. Obr. 6. : Podvozek Y 31 C (DB Bauart 707) s ruční brzdou [4]
7. Obr. 7. : Schéma podvozku Y 31 C [4]
8. Obr. 8. : Podvozek Y 33 A [4]
9. Obr. 9. : Schéma podvozku Y 33 A [3]
10. Obr. 10. : Podvozek Y 37 VR [4]
11. Obr. 11. : Schéma podvozku Y 37 VR [4]

## Seznam obrázků v příloze 2:

1. Obr. 1.: Schéma vozu s dvěma podvozky a označení charakteristik pro všechna dvojkolí
2. Obr. 2.: Změny sil ve vypružení prvního dvojkolí
3. Obr. 3.: Změny sil ve vypružení druhého dvojkolí
4. Obr. 4.: Změny sil ve vypružení třetího a čtvrtého dvojkolí

## Seznam obrázků v příloze 3:

1. Obr. 1.: Přípustné torzní namáhání při dosednutí závitů pružiny pro pružiny vinuté za horka vyrobené ze speciálních ocelí specifikovaných v EN 10089 [3]

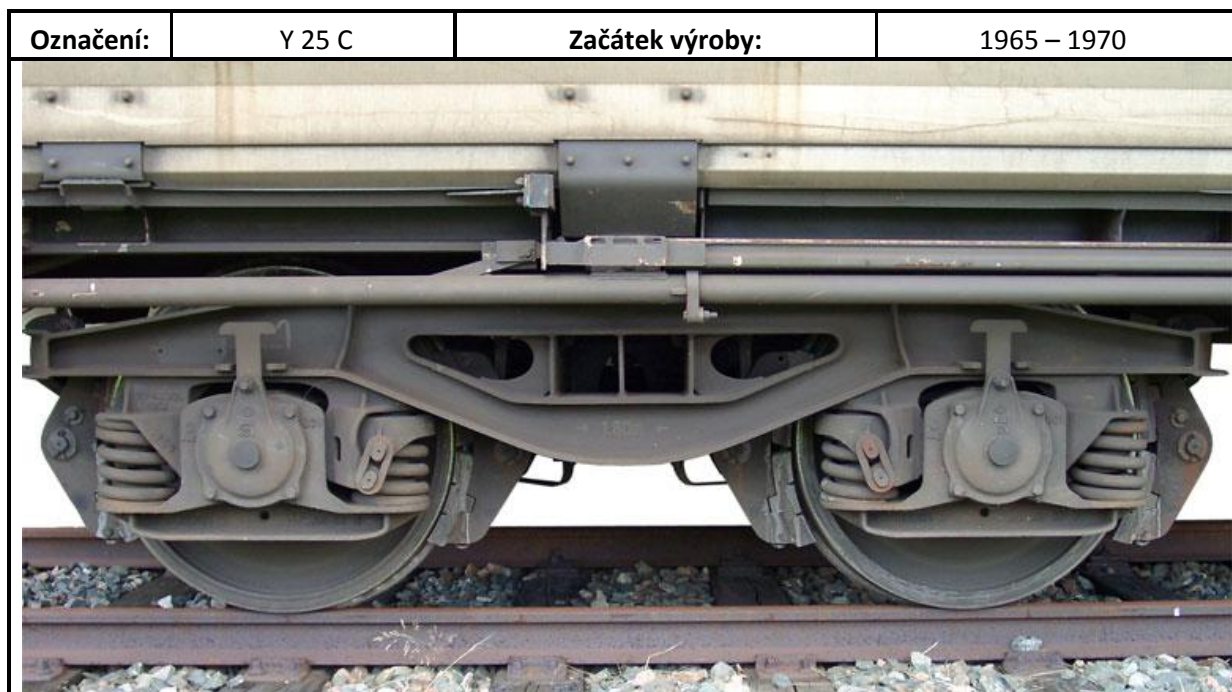
## Seznam tabulek v příloze 3:

1. Tabulka 1: Vstupní parametry pro kontrolu pružin
2. Tabulka 2: Přehled příčných tuhostí původní/alternativní varianty
3. Tabulka 3.: Vypočtená napětí v jednotlivých částech pružiny

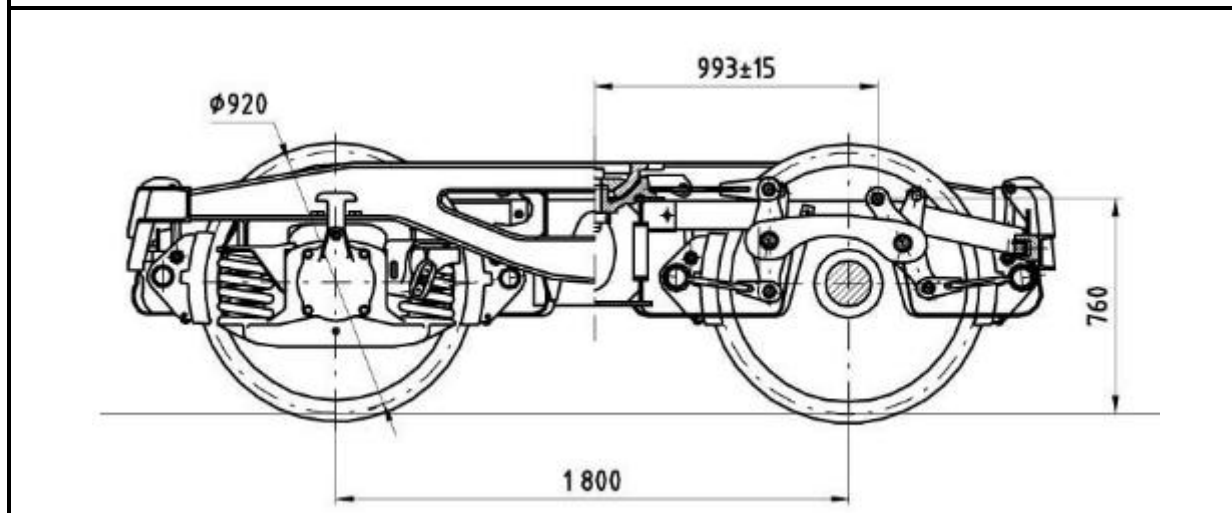


## PŘÍLOHA A – PODROBNÉ ROZDĚLENÍ PODVOZKŮ NA BÁZI Y 25

### 1. Podvozek Y 25



Obr. 1. : Podvozek Y 25 C [5]



Obr. 2. : Schéma podvozku Y 25 C [6]

<b>Rozvor:</b>	1800 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	4530 / 20 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	100 km/h
<b>Vypružení:</b>	Vinuté válcové pružiny 8+8.		
<b>Typ brzd:</b>	Jednošpalíková/dvoušpalíková, oboustranná – na obou nápravách		

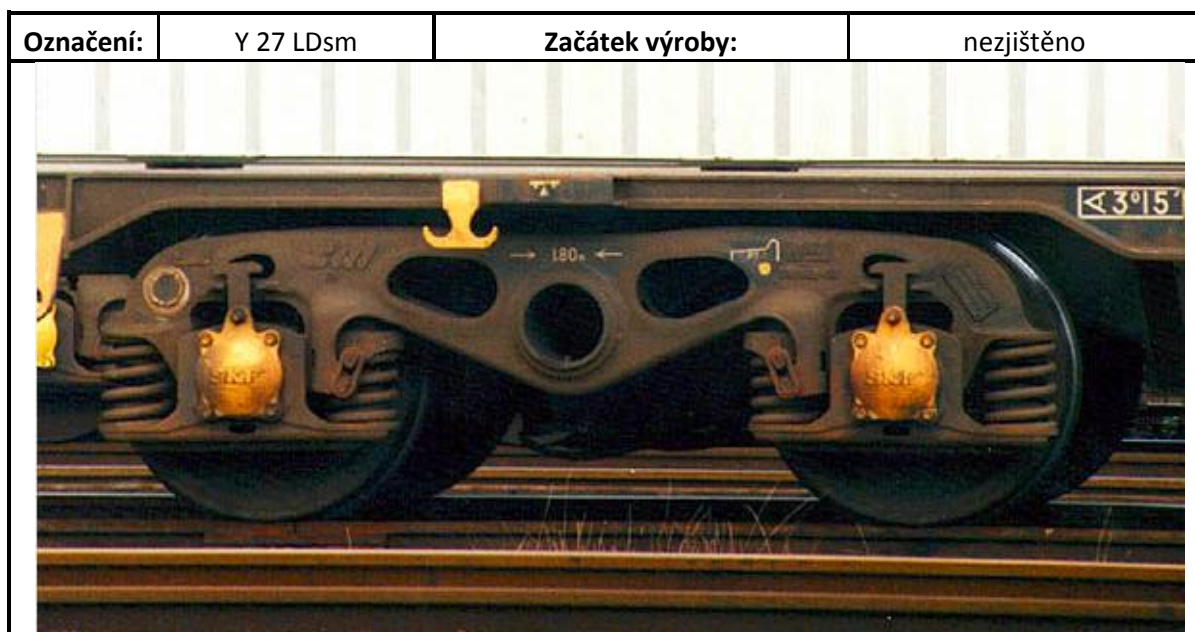
Podvozek Y 25 je dvounápravový podvozek, který byl zaveden Mezinárodní železniční unií (UIC) jako standardní podvozek u čtyřnápravových nákladních vozů na přelomu 60. a 70. let minulého století.

Podvozky Y 25 patří k nejrozšířenějším nákladním podvozkům v Evropě.

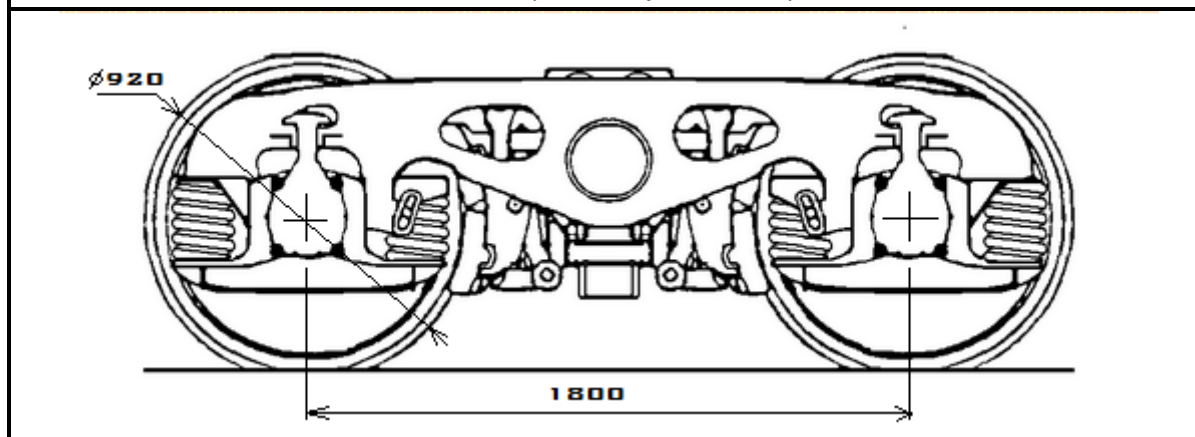




## 2. Podvozek Y 27



Obr. 3. : Podvozek Y 27 LDsm Litá varianta pro kontejnerové vozy [8]



Obr. 4. :Schéma podvozku Y 27 LDsm [5]

<b>Rozvor:</b>	1800 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	3900 / 18 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	až 140 km/h [Y 27LDsm] 120km/h [Y 27 C]
<b>Vypružení:</b>	Vinuté válcové pružiny 8+8		
<b>Typ brzdy:</b>	Dvoušpalíková na vnitřní části dvojkolí, dva brzdové kotouče nalisované na každém dvojkolí		

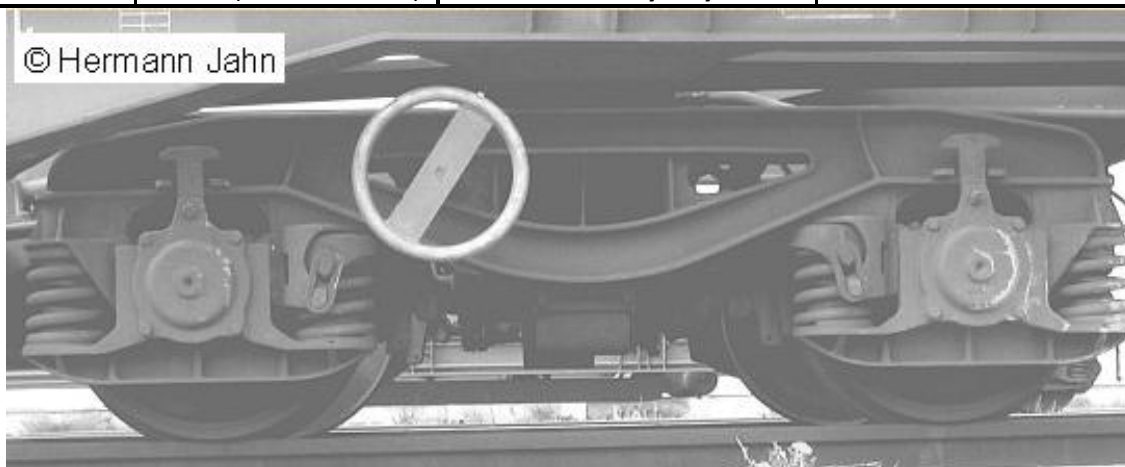


Obr. 5. : Detail dvojice brzdových kotoučů Y 27 Lsdm [5]

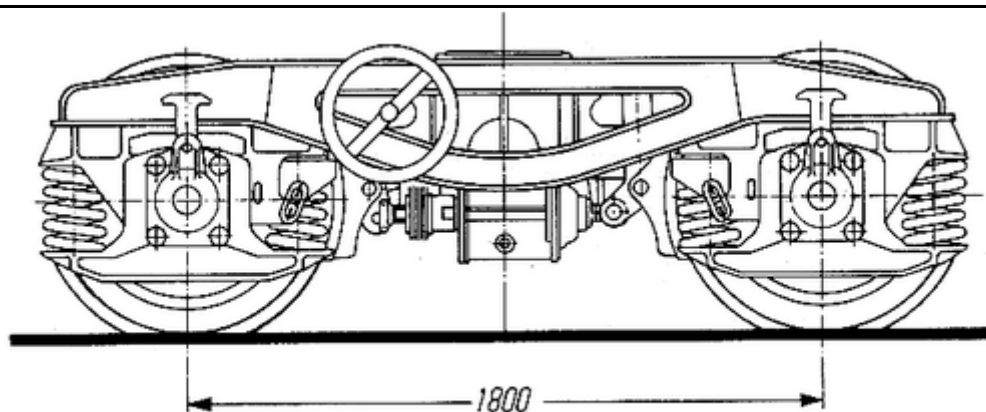


### 3. Podvozek Y 31

<b>Označení:</b>	Y 31 C (DB Bauart 707)	<b>Začátek výroby:</b>	1977
------------------	------------------------	------------------------	------



Obr. 6. : Podvozek Y 31 C (DB Bauart 707) s ruční brzdou [5]



Obr. 7. : Schéma podvozku Y 31 C [5]

<b>Rozvor:</b>	1800 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	3750 – 3840 / 18 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	730 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	120 km/h při 14 t /náprava 100 km/h při 18t /náprava
<b>Vypružení:</b>	Vinuté válcové pružiny 8+8		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková brzda na vnitřní části dvojkolí		



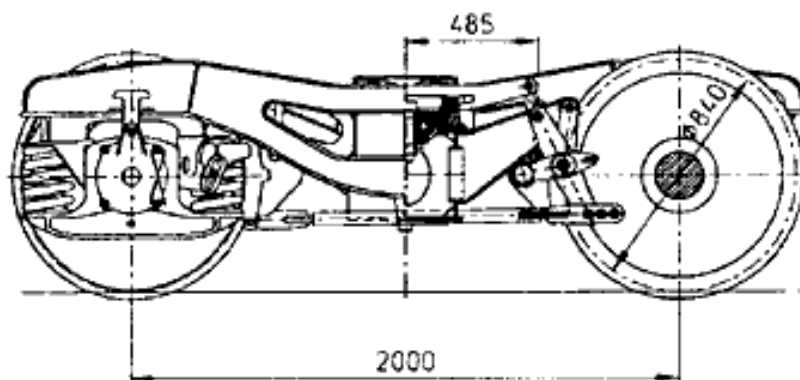


#### 4. Podvozek Y 33

<b>Označení:</b>	Y 33 A	<b>Začátek výroby:</b>	1995 - 1999
------------------	--------	------------------------	-------------



Obr. 8. : Podvozek Y 33 A [5]

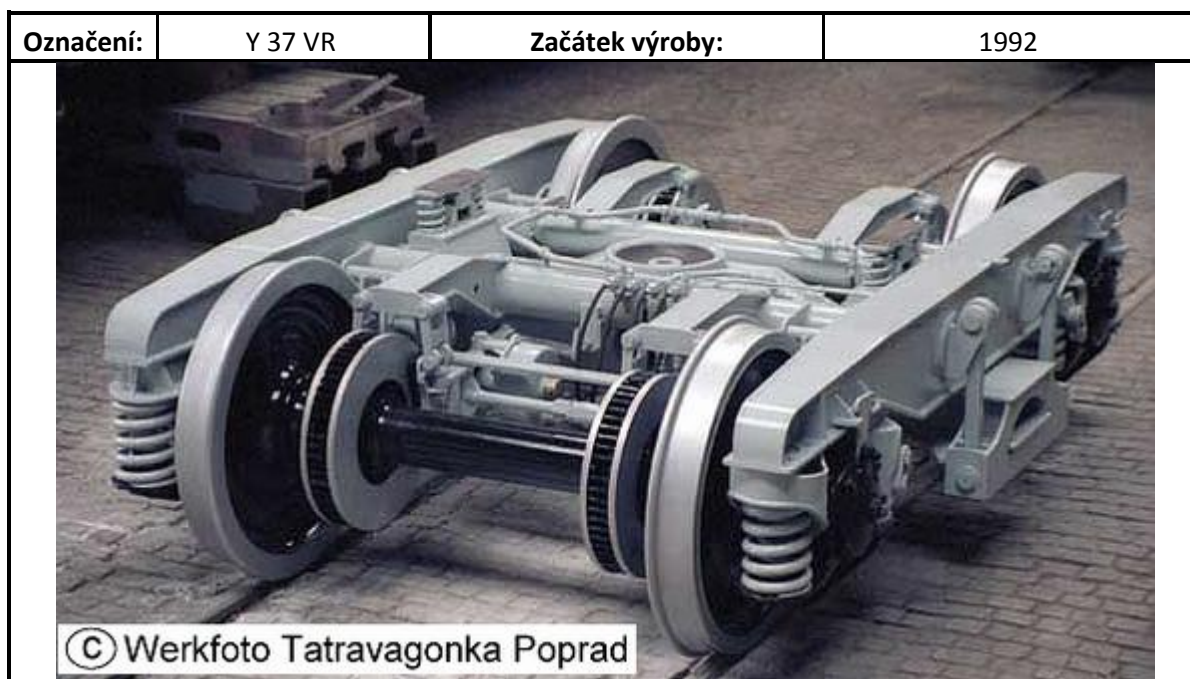


Obr. 9. : Schéma podvozku Y 33 A [4]

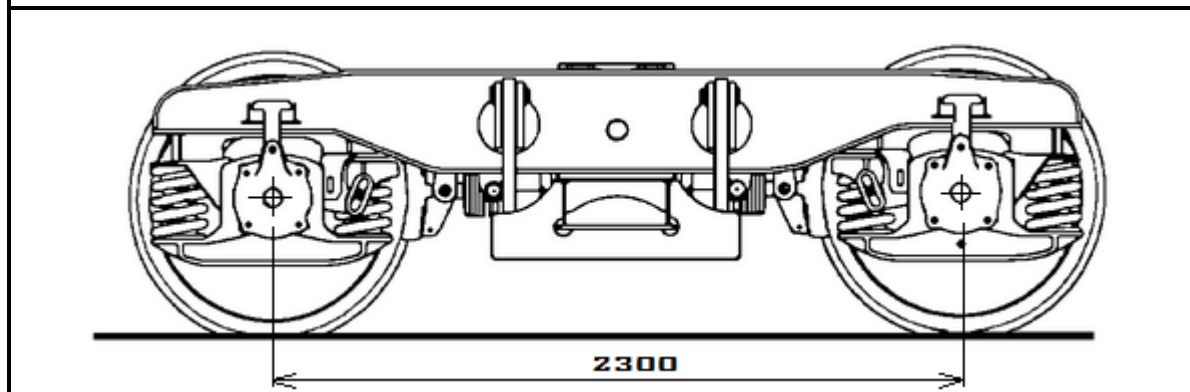
<b>Rozvor:</b>	2000 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	4100 / 18 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	840 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	140 km/h neložený vůz
<b>Vypružení:</b>	Vinuté válcové pružiny 8+8		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková na vnitřní části dvojkolí		



## 5. Podvozek Y 37



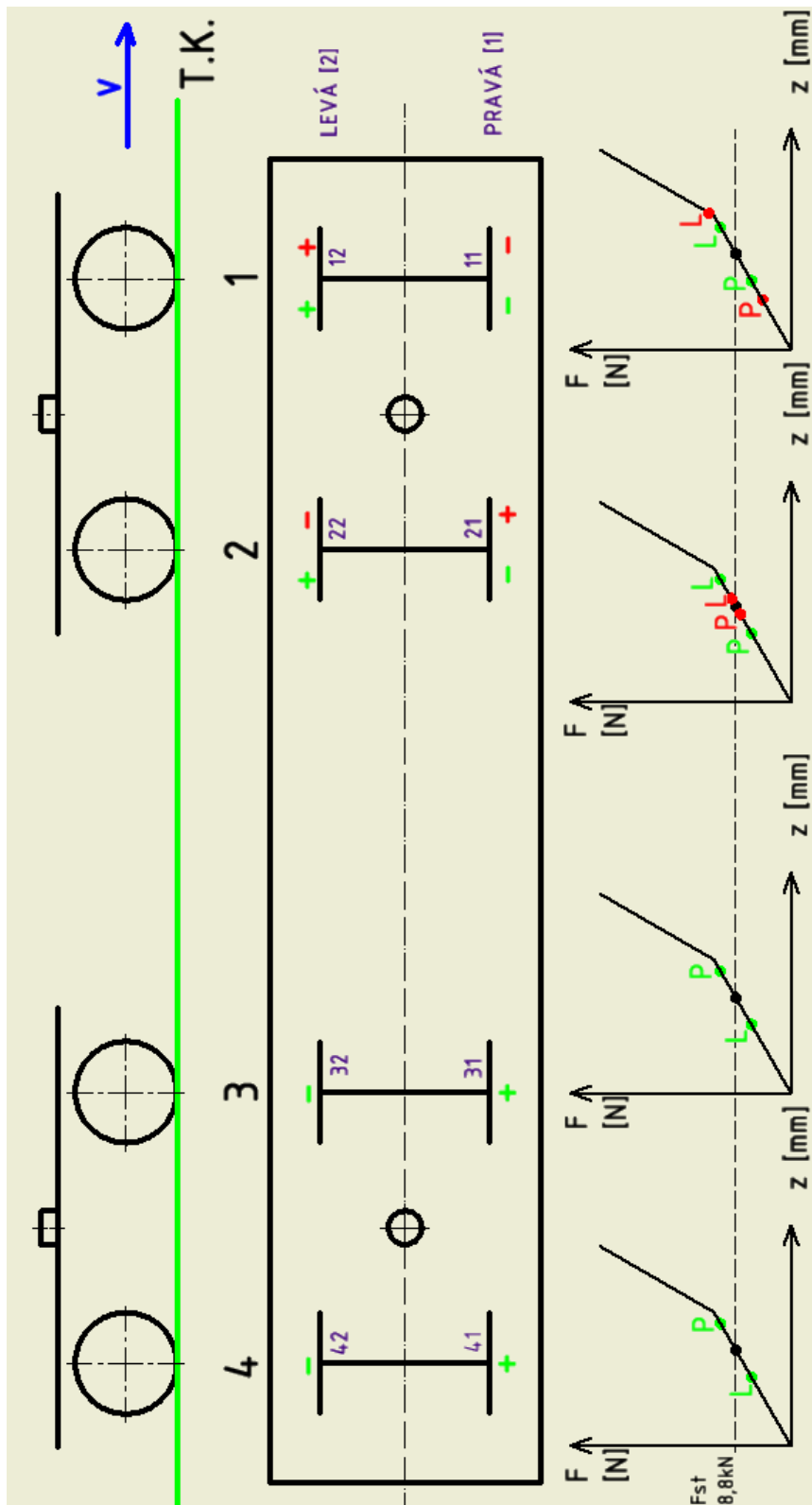
Obr. 10. : Podvozek Y 37 VR [5]



Obr. 11. : Schéma podvozku Y 37 VR [5]

<b>Rozvor:</b>	2300 mm	<b>Hmotnost/nosnost na nápravu:</b>	5700 kg / 18 000 kg
<b>Průměr kol:</b>	920 mm	<b>Maximální rychlost:</b>	140 km/h při 18 t / náprava
<b>Vypružení:</b>	Vinuté válcové pružiny 8+8		
<b>Typ brzdy:</b>	Jednošpalíková na vnitřní části dvojkolí + 2 brzdové bubny na každém dvojkolí		

**PŘÍLOHA B – GRAFICKÉ ZNÁROZNĚNÍ ZMĚN SIL VE VYPRUŽENÍ VOZU  
PRÁZDNEHO VOZU SQQNSS 80' NA ZBORCENÉ KOLEJI**



Obr. 1.: Schéma vozu s dvěma podvozky a označení charakteristik pro všechna dvojkolí



Popis obrázku:

- Na obr. 1. Je zobrazen nárys a půdorys vozu. Jednotlivá dvojkolí jsou očíslována čísly 1 – 4 a každá strana (ve směru pohybu vozu) má své číslo: pravá – 1, levá – 2.
- Zelená znaménka symbolizující změnu sil ve vypružení vlivem zborcení na vzdálenosti otočných čepů:

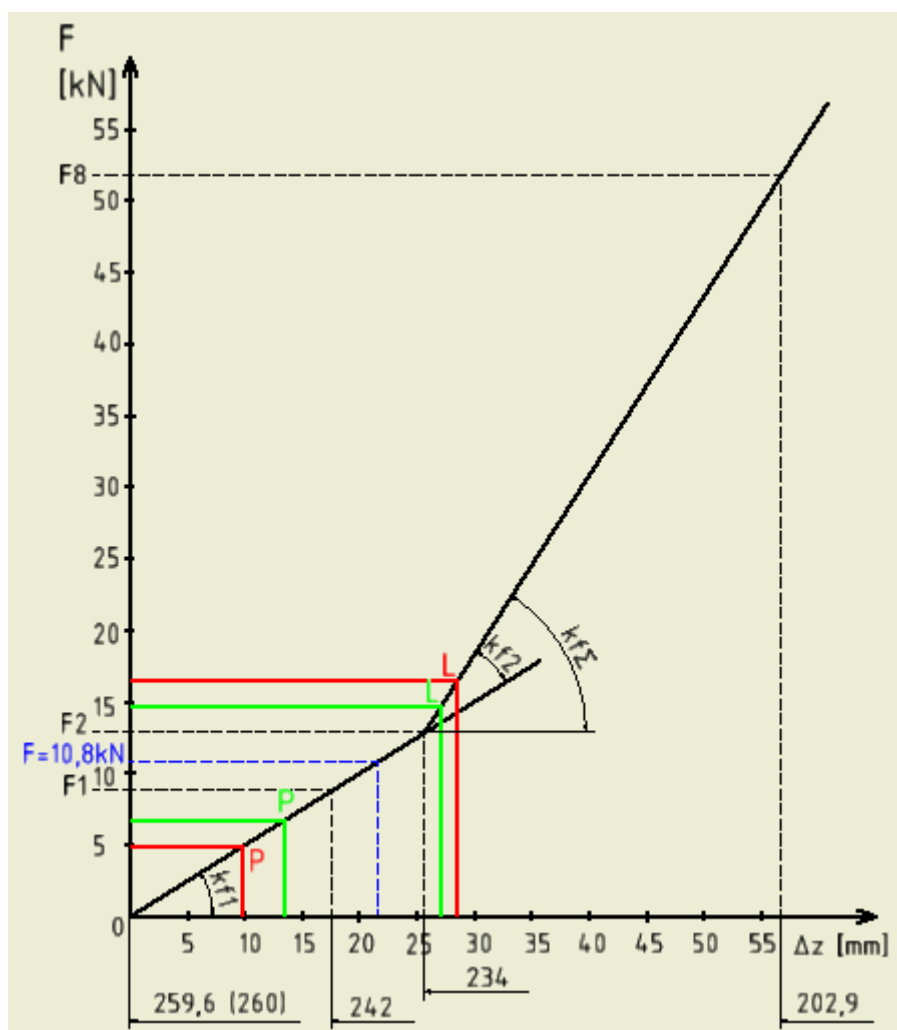
$$\Delta F_{1Celková}^{q*} = \Delta F_1^{q*(1)} + \Delta F_1^{q*(2)} + \Delta F_1^{q*(3)} = 1458 + 540 + 2066 = 4064 N \quad (2.5.7.)$$

- Červená znaménka symbolizují změnu sil ve vypružení vlivem zborcení na rozvoru podvozku:

$$\Delta F_1^{q+} = 1811 N \quad (2.5.7.)$$

- Nejnepříznivěji se změna sil projeví u prvního „nabíhajícího“ dvojkolí.

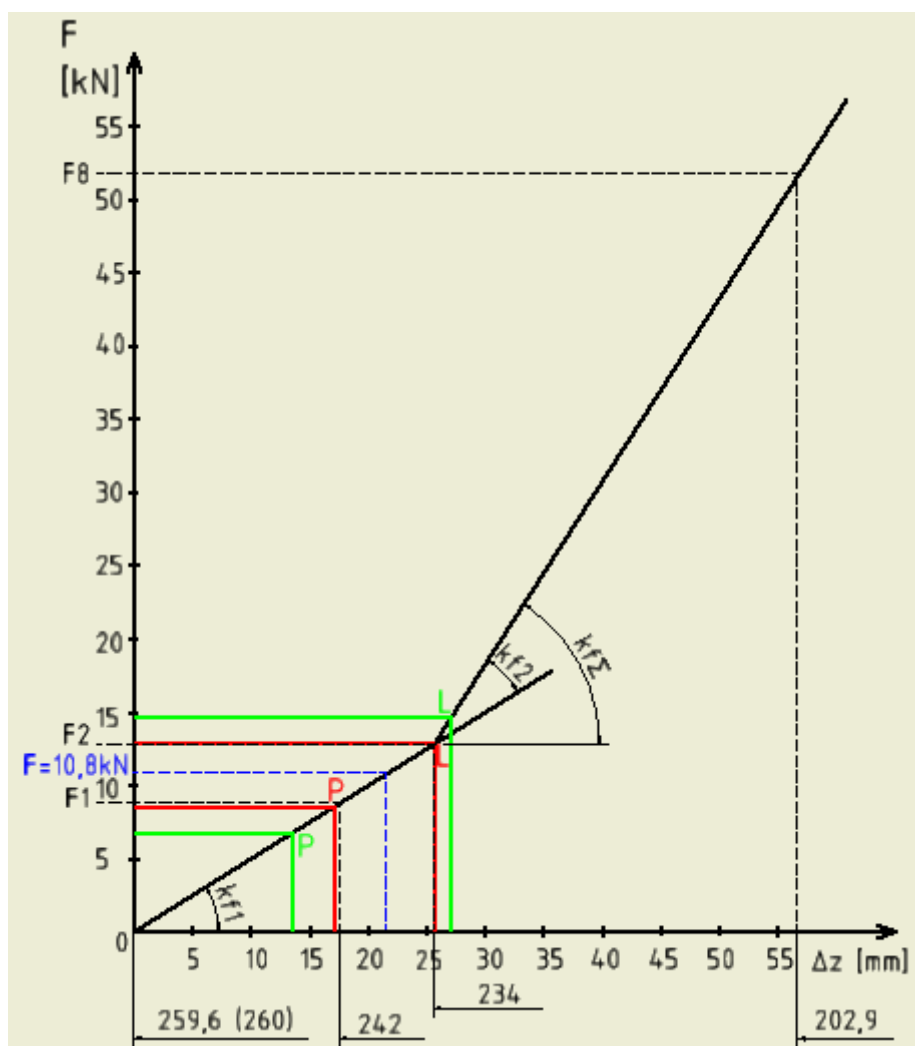
### DVOJKOLÍ Č. 1:



Obr. 2.: Změny sil ve vypružení prvního dvojkolí



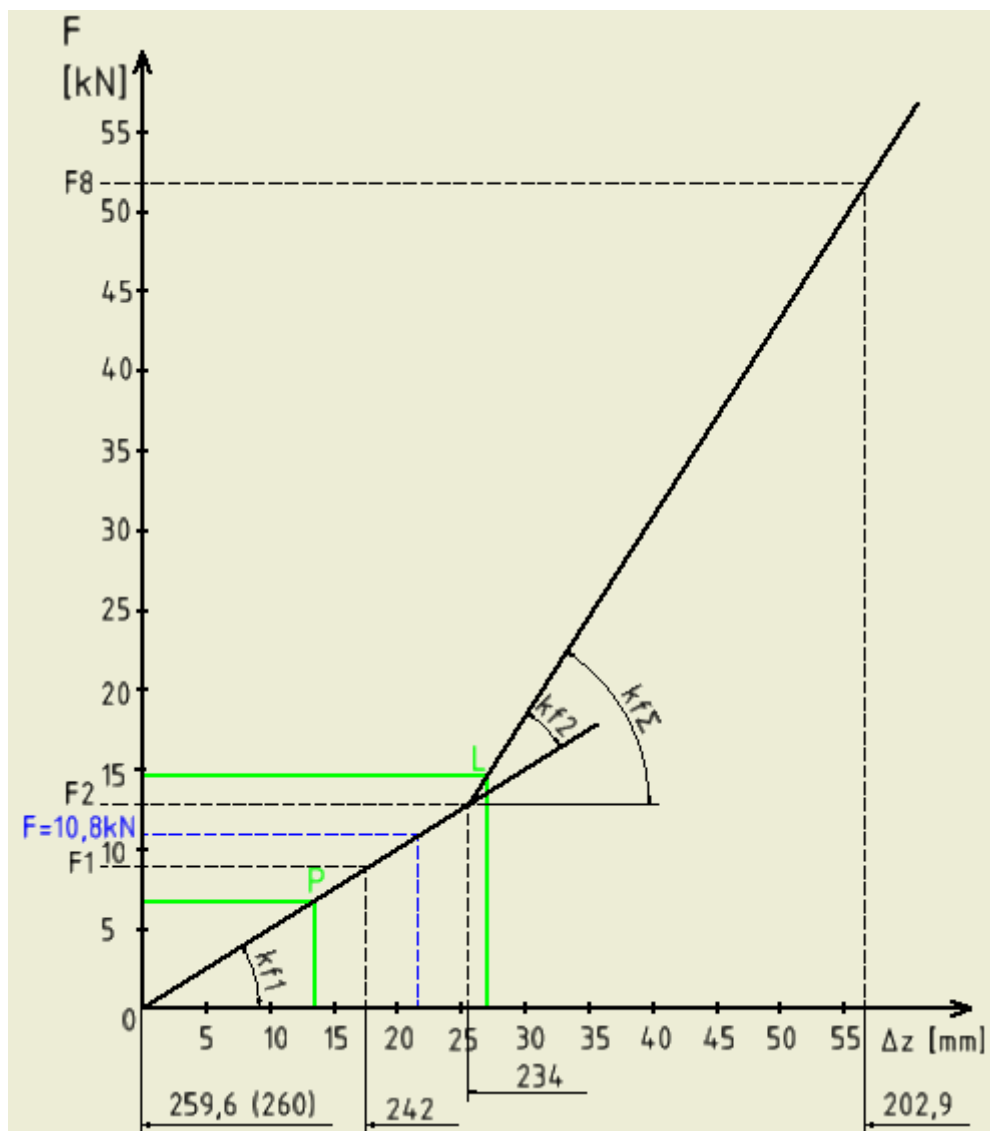
**DVOJKOLÍ Č. 2:**



Obr. 3.: Změny sil ve vypružení druhého dvojkolí



**DVOJKOLÍ Č. 3 A DVOJKOLÍ Č. 4:**



Obr. 4.: Změny sil ve vypružení třetího a čtvrtého dvojkolí



## PŘÍLOHA C – KONTROLA NAVRHNUTÝCH PRUŽIN PODLE EVROPSKÉ

### ČSN EN 13906-1

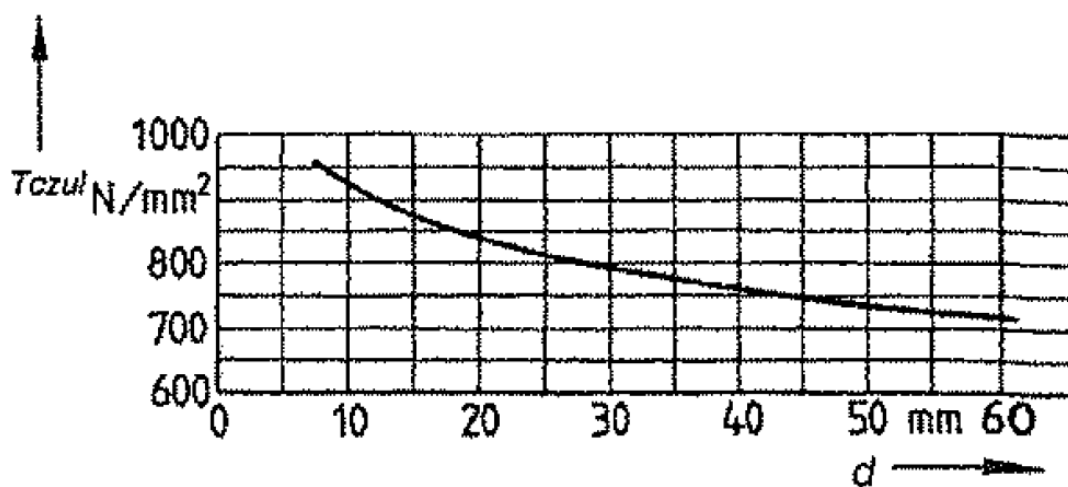
Vstupní parametry pro kontrolu pružin					
Pružina A			Pružina B		
Tuhost $k_A$	833,3	$N \cdot mm^{-1}$	Tuhost $k_B$	1250	$N \cdot mm^{-1}$
Šířka drátu $b$	37,3	mm	Průměr drátu $d$	37,3	mm
Výška drátu $h$	17,8	mm			
Vnější průměr $D_A$	160	mm	Vnější průměr $D_B$	160	mm
Činné závity $n_{\text{činn}}^A$	1,4	1	Činné závity $n_{\text{činn}}^B$	3,7	1
Závěrné závity $n$	0,75	1	Závěrné závity	0,75	1
Volná délka	53,5	mm	Volná délka	207,1	mm
Statická deformace $s_1^A$	10,56	mm	Statická deformace $s_1^B$	7,04	mm
Pracovní deformace $s_9^A$	15,36	mm	Pracovní deformace $s_8^B$	36,47	mm
Statické zatížení $F_1^A$	8800	N	Statické zatížení $F_1^B$	8800	N
Pracovní zatížení $F_9^A$	12800	N	Pracovní zatížení $F_8^B$	45587,5	N

Tabulka1: Vstupní parametry pro kontrolu pružin

#### 1. Statická kontrola pružin – výpočet torzního napětí v pružině při dosednutí závitů

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

Skutečné (vypočtené) nekorigované torzní napětí musí být menší než maximální přípustné torzní napětí udávané grafem.



Obr. 1.: Přípustné torzní namáhání při dosednutí závitů pružiny pro pružiny vinuté za horka vyrobené ze speciálních ocelí specifikovaných v EN 10089 [3]





### 1.1. Pružina A

Jelikož má pružina A obdélníkový průřez a zároveň norma ČSN EN 13906-1 je určena pro návrh a kontrolu pružin kruhového průřezu, bude pro kontrolní výpočty použit interpolovaný průměr odpovídající obsahu obdélníkového průřezu.

$$S_A = b \cdot h = \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} \Rightarrow d_A = \sqrt{\frac{4 \cdot b \cdot h}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 37,3 \cdot 17,8}{\pi}} = 29,1 \text{ mm}$$

Nekorigované napětí při dosednutí závitů:

$$\tau_9 = F_9 \cdot \frac{8 \cdot D_A}{\pi \cdot d_A^3} = 12800 \cdot \frac{8 \cdot 160}{\pi \cdot 29,1^3} = 212,2 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.  $\tau_9 \leq \tau_{9Dov} = 790 \text{ MPa}$  (dle diagramu)

### 1.2. Pružina B

Nekorigované napětí při dosednutí závitů:

$$s_9 = s_c = L_0^B - (n_{celk}^B - 0,3) \cdot d_B = 207,1 - (0,75 + 3,71 - 0,3) \cdot 37,3 = 51,9 \text{ mm}$$

$$F_9 = k_B \cdot s_9 = 1250 \cdot 51,9 = 64915 \text{ N}$$

$$\tau_9 = \tau_C = F_9 \cdot \frac{8 \cdot D_B}{\pi \cdot d_B^3} = 64915 \cdot \frac{8 \cdot 160}{\pi \cdot 37,3^3} = 509,7 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.  $\tau_9 \leq \tau_{9DOV} = 760 \text{ MPa}$  (dle diagramu)

## 2. Dynamická kontrola pružin

- Jelikož je progresivní pružina tvořena dvěma částmi různého průřezu, budu jednotlivé části kontrolovat samostatně.
- Abych mohl určit příčnou tuhost pružiny jako celku, ze které získám příčnou deformaci, musím určit štíhlostí poměr a relativní stlačení pružiny, ze kterého vypočítám poměr příčné ku osové tuhosti v jednotlivých stavech.
- Pro navrhovanou progresivní pružinu se sériovým řazením dvou částí potom platí:

- Štíhlostní poměr:  $\lambda = \frac{L_0^A + L_0^B}{D_A} = \frac{53,5 + 207,1}{160} = 1,63$



- Relativní stlačení pružiny:  $\zeta_1 = \frac{s_1^A + s_1^B}{L_0^A + L_0^B} = \frac{10,56 + 7,04}{53,5 + 207,1} = 0,07$

$$\zeta_9 = \frac{s_9^A + s_8^B}{L_0^A + L_0^B} = \frac{15,36 + 36,47}{53,5 + 207,1} = 0,20$$

- Poměry příčné ku osově tuhosti. Index 1 odpovídá statickému zatížení prázdného vozu, index 8 odpovídá maximálnímu pracovnímu zatížení, při kterém závity pružiny A dosednou:

$$\eta_1 = \frac{R_Q}{R} = \zeta_1 \cdot \left[ \zeta_{1A} - 1 + \frac{\frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \zeta_1}{\zeta_1}\right)} \right]^{-1} \cdot \tan \left( \lambda \cdot \zeta_1 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \zeta_1}{\zeta_1}\right)} \right) =$$

$$= 0,07 \cdot \left[ 0,07 - 1 + \frac{\frac{1}{1,63}}{\frac{1}{2} + \frac{78500}{206000}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{78500}{206000}\right) \cdot \left(\frac{78500}{206000} + \frac{1 - 0,07}{0,07}\right)} \right]^{-1} \cdot \tan \left( 1,63 \cdot 0,07 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{78500}{206000}\right) \cdot \left(\frac{78500}{206000} + \frac{1 - 0,07}{0,07}\right)} \right) = 0,88$$

$$\eta_8 = \frac{R_Q}{R} = \zeta_8 \cdot \left[ \zeta_8 - 1 + \frac{\frac{1}{\lambda}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \zeta_8}{\zeta_8}\right)} \right]^{-1} \cdot \tan \left( \lambda \cdot \zeta_8 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \zeta_8}{\zeta_8}\right)} \right) =$$

$$= 0,20 \cdot \left[ 0,20 - 1 + \frac{\frac{1}{1,63}}{\frac{1}{2} + \frac{78500}{206000}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{78500}{206000}\right) \cdot \left(\frac{78500}{206000} + \frac{1 - 0,20}{0,20}\right)} \right]^{-1} \cdot \tan \left( 1,63 \cdot 0,20 \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{78500}{206000}\right) \cdot \left(\frac{78500}{206000} + \frac{1 - 0,20}{0,20}\right)} \right) = 0,91$$



- Příčné tuhosti pružiny:
- $k_{f1}$  je sériová osová tuhost částí A a B,  $k_B$  je osová tuhost po dosednutí části A

$$\eta_1 = \frac{R_Q}{R} = \frac{k_{Q1}}{k_{f1}} \Rightarrow k_{Q1} = \eta_1 \cdot k_{f1} = 0,88 \cdot 500 = 437,6 \text{ N/mm}$$

$$\eta_8 = \frac{R_Q}{R} = \frac{k_{Q8}}{k_B} \Rightarrow k_{Q8} = \eta_8 \cdot k_B = 0,91 \cdot 1250 = 1139,2 \text{ N/mm}$$

- Maximální příčné stlačení umožněné konstrukcí podvozku je  $s_{QA} = 10 \text{ mm}$ . Reálné příčné stlačení je dáno maximálním možným příčným nevyrovnaným zrychlením:

Hmotnost vozu:	$m_{\text{prázdný}} = 20\,000 \text{ kg}$
Hmotnost nevypružených hmot:	$m_{\text{nevypruž}} = 5\,647,3 \text{ kg}$
Maximální nevyrovnané příčné zrychlení:	$a_{Q\text{max}} = 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
Celkový počet pružin podvozku	$i = 16$

Obecně lze zapsat:

$$F = m \cdot a \rightarrow F_Q = m_1 \cdot a_Q$$

$$F_Q = s_Q \cdot k_Q$$

$$16 \cdot F_Q = m_1 \cdot a_Q$$

$$m_1 = m_{\text{prázdný}} - m_{\text{nevypruž}} = 20000 - 5647,3 = 14352,7 \text{ kg}$$

$$s_{Q1} = \frac{m_1 \cdot a_Q}{16 \cdot k_{Q1}} = \frac{14352,7 \cdot 5}{16 \cdot 437,6} = 10,25 \text{ mm} \rightarrow s_{Q1} = 10 \text{ mm} \text{ (Max. příčná vůle rozsochy)}$$

$$s_{Q8} = s_{Q9} = \frac{m_1 \cdot a_Q}{16 \cdot k_{Q8}} = \frac{14352,7 \cdot 5}{16 \cdot 1139,2} = 3,93 \text{ mm}$$

- Příčné síly působící na pružinu A:

$$k_{Q1} = \frac{F_{Q1}}{s_{Q1}} \Rightarrow F_{Q1} = k_{Q1} \cdot s_{Q1} = 437,6 \cdot 10 = 4376 \text{ N}$$

$$k_{Q8} = \frac{F_{Q8}}{s_{Q8}} \Rightarrow F_{Q8} = F_{Q9} = k_{Q8} \cdot s_{Q8} = 1139,2 \cdot 3,93 = 4477 \text{ N}$$

PŘÍČNÉ TUHOSTI					
PŮVODNÍ VARIANTA			ALTERNATIVNÍ VARIANTA		
Při statické zatížení:	448	N/mm	Statické zatížení	438	N/mm
Při pracovní zatížení:	744,5	N/mm	Pracovní zatížení	<b>1140</b>	N/mm

Tabulka 2: Přehled příčných tuhostí původní/alternativní varianty



## 2.1. Pružina A

- Index pružiny:  $i_A = \frac{D_A}{d_A} = \frac{160}{29,1} = 5,5$
- Bergsträsserův korekční součinitel koncentrace napětí:

$$W_A = \frac{i_A + 0,5}{i_A - 0,75} = \frac{5,5 + 0,5}{5,5 - 0,75} = 1,26$$

(značím „W“ aby nedošlo k záměně s tuhostmi)

### 2.1.1. Výpočet korigovaného napětí pouze od svislé síly

- Napětí při statickém zatížení – prázdný vůz:

$$\tau_{1M}^A = F_1 \cdot \frac{8 \cdot D_A \cdot W_A}{\pi \cdot d_A^3} = 8800 \cdot \frac{8 \cdot 160 \cdot 1,26}{\pi \cdot 29,1^3} = 184,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1D}^A = \tau_{1M}^A - 0,3 \cdot \tau_{1M}^A = 184,2 - 0,3 \cdot 184,2 = 129 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1H}^A = \tau_{1M}^A + 0,3 \cdot \tau_{1M}^A = 184,2 + 0,3 \cdot 184,2 = 239,5 \text{ MPa}$$

- Napětí při provozním zatížení (plný vůz):

Síla  $F_{9A}$  odpovídá síle  $F_2$ , což je síla na lomu charakteristiky (přechodu na vyšší tuhost).

$$\tau_{9M}^A = F_{9A} \cdot \frac{8 \cdot D_A \cdot W_A}{\pi \cdot d_A^3} = 12800 \cdot \frac{8 \cdot 160 \cdot 1,26}{\pi \cdot 29,1^3} = 268 \text{ MPa}$$

$$\tau_{9D}^A = \tau_{9M}^A - 0,3 \cdot \tau_{9M}^A = 268 - 0,3 \cdot 268 = 187,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{9H}^A = \tau_{9M}^A + 0,3 \cdot \tau_{9M}^A = 268 + 0,3 \cdot 268 = 348,4 \text{ MPa}$$

### 2.1.2. Výpočet korigovaného napětí pouze od příčné síly

- Maximální torzní napětí pouze od příčné síly – prázdný vůz:

$$\tau_{1H}^A = \tau_{\max 1}^A = \frac{8 \cdot W_A}{\pi \cdot d_A^3} \cdot [F_1 \cdot (D_A + s_{Q1}) + F_{Q1} \cdot (L_{1A} - d_A)] = \quad ; \text{ kde } (L_{1A} = L_{0A} - s_{1A})$$

$$= \frac{8 \cdot 1,26}{\pi \cdot 29,1^3} \cdot [8800 \cdot (160 + 10) + 4376 \cdot (42,94 - 29,1)] = 204 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1M}^A = 184,2 \text{ MPa} \quad (\text{viz } 2.1.1.)$$

$$A_1^A = \tau_{1H}^A - \tau_{1M}^A = 204 - 184,2 = 19,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1D}^A = \tau_{1M}^A - A_1^A = 184,2 - 19,7 = 164,5 \text{ MPa}$$



- Maximální torzní napětí pouze od příčné síly – plný vůz:

$$\tau_{9H}^A = \tau_{\max 9}^A = \frac{8 \cdot W_A}{\pi \cdot d_A^3} \cdot [F_{9A} \cdot (D_A + s_{Q9}) + F_{Q9A} \cdot (L_{9A} - d_A)] = \quad ; kde (L_{9A} = L_{0A} - s_{9A})$$

$$= \frac{8 \cdot 1,26}{\pi \cdot 29,1^3} \cdot [12800 \cdot (160 + 3,93) + 4477 \cdot (38,14 - 29,1)] = 279,9 MPa$$

$$\tau_{9M}^A = 268 MPa \quad (\text{viz 2.1.1.})$$

$$A_9^A = \tau_{9H}^A - \tau_{9M}^A = 277,9 - 268 = 11,9 MPa$$

$$\tau_{9D}^A = \tau_{9M}^A - A_9^A = 268 - 11,9 = 256 MPa$$

### 2.1.3. Výpočet korigovaného napětí od příčné a svislé síly zároveň

- Maximální torzní napětí (zahrnující příčné i osově zatížení), prázdný vůz:

$$\tau_{\max 1M}^A = \frac{8 \cdot W_A}{\pi \cdot d_A^3} \cdot [F_1 \cdot (D_A + s_{Q1}) + F_{Q1} \cdot (L_{1A} - d_A)] = \quad ; kde (L_{1A} = L_{0A} - s_{1A})$$

$$= \frac{8 \cdot 1,26}{\pi \cdot 29,1^3} \cdot [8800 \cdot (160 + 10) + 4376 \cdot (42,94 - 29,1)] = 204 MPa$$

$$\tau_{\max 1D}^A = \tau_{\max 1M}^A - 0,3 \cdot \tau_{\max 1M}^A = 204 - 0,3 \cdot 204 = 142,8 MPa$$

$$\tau_{\max 1H}^A = \tau_{\max 1M}^A + 0,3 \cdot \tau_{\max 1M}^A = 204 + 0,3 \cdot 204 = 265,2 MPa$$

- Maximální torzní napětí (zahrnující příčné i osově zatížení), plný vůz:

$$\tau_{\max 9M}^A = \frac{8 \cdot W_A}{\pi \cdot d_A^3} \cdot [F_{9A} \cdot (D_A + s_{Q9}) + F_{Q9} \cdot (L_{9A} - d_A)] = \quad ; kde (L_{9A} = L_{0A} - s_{9A})$$

$$= \frac{8}{\pi \cdot 29,1^3} \cdot [12800 \cdot (160 + 3,93) + 4477 \cdot (38,14 - 29,1)] = 279,9 MPa$$

$$\tau_{\max 9D}^A = \tau_{\max 9M}^A - 0,3 \cdot \tau_{\max 9M}^A = 279,9 - 0,3 \cdot 279,9 = 196 MPa$$

$$\tau_{\max 9H}^A = \tau_{\max 9M}^A + 0,3 \cdot \tau_{\max 9M}^A = 279,9 + 0,3 \cdot 279,9 = 363,9 MPa$$



## 2.2. Pružina B

- Index pružiny: 
$$i_B = \frac{D_B}{d_B} = \frac{160}{37,3} = 4,29$$

- Bergsträsserův korekční součinitel koncentrace napětí:

$$W_B = \frac{i_B + 0,5}{i_B - 0,75} = \frac{4,29 + 0,5}{4,29 - 0,75} = 1,35$$

(značím „W“ aby nedošlo k záměně s tuhostmi)

### 2.2.1. Výpočet korigovaného napětí pouze od svislé síly

- Napětí při statickém zatížení od svislé složky síly – prázdný vůz:

$$\tau_{1M}^B = F_1 \cdot \frac{8 \cdot D_B \cdot W_B}{\pi \cdot d_B^3} = 8800 \cdot \frac{8 \cdot 160 \cdot 1,35}{\pi \cdot 37,3^3} = 93,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1D}^B = \tau_{1M}^B - 0,3 \cdot \tau_{1M}^B = 93,5 - 0,3 \cdot 93,5 = 65,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1H}^B = \tau_{1M}^B + 0,3 \cdot \tau_{1M}^B = 93,5 + 0,3 \cdot 93,5 = 121,5 \text{ MPa}$$

- Napětí při provozním zatížení od svislé složky síly (plný vůz):

$$\tau_{8M}^B = F_8 \cdot \frac{8 \cdot D_B \cdot W_B}{\pi \cdot d_B^3} = 45587,5 \cdot \frac{8 \cdot 160 \cdot 1,35}{\pi \cdot 37,3^3} = 484,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{8D}^B = \tau_{8M}^B - 0,3 \cdot \tau_{8M}^B = 484,3 - 0,3 \cdot 484,3 = 339 \text{ MPa}$$

$$\tau_{8H}^B = \tau_{8M}^B + 0,3 \cdot \tau_{8M}^B = 484,3 + 0,3 \cdot 484,3 = 629,6 \text{ MPa}$$

### 2.2.2. Výpočet korigovaného napětí pouze od příčné síly

- Maximální torzní napětí pouze od příčné síly – prázdný vůz:

$$\tau_{1H}^B = \tau_{\max 1}^B = \frac{8 \cdot W_B}{\pi \cdot d_B^3} \cdot [F_1 \cdot (D_B + s_{Q1}) + F_{Q1} \cdot (L_{1B} - d_B)] = \quad ; \text{kde } (L_{1B} = L_{0B} - s_{1B})$$

$$= \frac{8 \cdot 1,35}{\pi \cdot 37,3^3} \cdot [8800 \cdot (160 + 10) + 4376 \cdot (200,1 - 37,3)] = 146,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1M}^B = 93,5 \text{ MPa} \quad (\text{viz 2.2.1.})$$



$$A_1^B = \tau_{1H}^B - \tau_{1M}^B = 146,8 - 93,5 = 53,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1D}^B = \tau_{1M}^B - A_1^B = 93,5 - 53,3 = 40,2 \text{ MPa}$$

- Maximální torzní napětí pouze od příčné síly – plný vůz:

$$\begin{aligned} \tau_{8H}^B = \tau_{\max 9}^B &= \frac{8 \cdot W_B}{\pi \cdot d_B^3} \cdot [F_{8B} \cdot (D_B + s_{Q8}) + F_{Q8} \cdot (L_{8B} - d_B)] = \quad ; \text{kde } (L_{8B} = L_{0B} - s_{8B}) \\ &= \frac{8 \cdot 1,35}{\pi \cdot 37,3^3} \cdot [45587,5 \cdot (160 + 3,93) + 4477 \cdot (170,6 - 37,3)] = 535,9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_{8M}^B = 484,3 \text{ MPa} \quad (\text{viz 2.2.1.})$$

$$A_8^B = \tau_{8H}^B - \tau_{8M}^B = 535,9 - 484,3 = 51,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{8D}^B = \tau_{8M}^B - A_8^B = 484,3 - 51,6 = 432,7 \text{ MPa}$$

### 2.2.3. Výpočet korigovaného napětí od svislé a příčné síly zároveň

- Maximální torzní napětí (zahrnující příčné i osové zatížení), prázdný vůz:

$$\begin{aligned} \tau_{\max 1M}^B &= \frac{8 \cdot W_B}{\pi \cdot d_B^3} \cdot [F_1 \cdot (D_B + s_{Q1}) + F_{Q1} \cdot (L_{1B} - d_B)] = \quad ; \text{kde } (L_{1B} = L_{0B} - s_{1B}) \\ &= \frac{8 \cdot 1,35}{\pi \cdot 37,3^3} \cdot [8800 \cdot (160 + 10) + 4376 \cdot (207,1 - 37,3)] = 146,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_{\max 1D}^B = \tau_{\max 1M}^B - 0,3 \cdot \tau_{\max 1M}^B = 146,8 - 0,3 \cdot 146,8 = 102,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 1H}^B = \tau_{\max 1M}^B + 0,3 \cdot \tau_{\max 1M}^B = 146,8 + 0,3 \cdot 146,8 = 190,8 \text{ MPa}$$

- Maximální torzní napětí (zahrnující příčné i osové zatížení), plný vůz:

$$\begin{aligned} \tau_{\max 8M}^B &= \frac{8 \cdot W_B}{\pi \cdot d_B^3} \cdot [F_8 \cdot (D_B + s_{Q8}) + F_{Q8} \cdot (L_{8B} - d_B)] = \quad ; \text{kde } (L_{8B} = L_{0B} - s_{8B}) \\ &= \frac{8 \cdot 1,35}{\pi \cdot 37,3^3} \cdot [40682,5 \cdot (160 + 3,93) + 4477 \cdot (166,5 - 37,3)] = 535,9 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_{\max 8D}^B = \tau_{\max 8M}^B - 0,3 \cdot \tau_{\max 8M}^B = 535,9 - 0,3 \cdot 535,9 = 375,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max 8H}^B = \tau_{\max 8M}^B + 0,3 \cdot \tau_{\max 8M}^B = 535,9 + 0,3 \cdot 535,9 = 696,7 \text{ MPa}$$





SOUHRNNÉ VÝSLEDKY					
Pružina A			Pružina B		
<b>F<sub>z</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)</b>			<b>F<sub>z</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)</b>		
$\tau_{m1}$	184,2	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{m1}$	93,5	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{d1}$	129,0	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{d1}$	65,4	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{h1}$	239,5	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{h1}$	121,5	N.mm <sup>-2</sup>
<b>F<sub>z</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)</b>			<b>F<sub>z</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)</b>		
$\tau_{m9}$	268,0	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{m8}$	484,3	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{d9}$	187,6	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{d8}$	339,0	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{h9}$	348,4	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{h8}$	629,6	N.mm <sup>-2</sup>
<b>F<sub>y</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)</b>			<b>F<sub>y</sub> (PRÁZDNÝ VŮZ)</b>		
$\tau_{m1}$	184,2	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{m1}$	93,5	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{d1}$	164,5	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{d1}$	40,2	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{h1}$	204,0	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{h1}$	146,8	N.mm <sup>-2</sup>
<b>F<sub>y</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)</b>			<b>F<sub>y</sub> (PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)</b>		
$\tau_{m9}$	268,0	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{m8}$	484,3	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{d9}$	256,1	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{d8}$	432,7	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{h9}$	279,9	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{h8}$	535,9	N.mm <sup>-2</sup>
<b>F<sub>z</sub> + F<sub>y</sub>(PRÁZDNÝ VŮZ)</b>			<b>F<sub>z</sub> + F<sub>y</sub>(PRÁZDNÝ VŮZ)</b>		
$\tau_{max1M}$	204,0	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{max1M}$	146,8	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{max1D}$	142,8	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{max1D}$	102,7	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{max1H}$	265,2	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{max1H}$	190,8	N.mm <sup>-2</sup>
<b>F<sub>z</sub> + F<sub>y</sub>(PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)</b>			<b>F<sub>z</sub> + F<sub>y</sub>(PLNĚ LOŽENÝ VŮZ)</b>		
$\tau_{max9M}$	279,9	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{max8M}$	535,9	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{max9D}$	195,9	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{max8D}$	375,2	N.mm <sup>-2</sup>
$\tau_{max9H}$	363,9	N.mm <sup>-2</sup>	$\tau_{max8H}$	696,7	N.mm <sup>-2</sup>

Tabulka 3.: Vypočtená napětí v jednotlivých částech pružiny

Poznámka k Tabulce 2.:

- „F<sub>z</sub>“ znamená, že horní a dolní tečné napětí v dané části pružiny je způsobeno pouze proměnnou složkou svislé síly
- „F<sub>y</sub>“ znamená, že horní a dolní tečné napětí v dané části pružiny je způsobeno pouze proměnnou složkou příčné síly
- „F<sub>z</sub> + F<sub>y</sub>“ znamená, že horní a dolní tečné napětí v dané části pružiny je způsobeno proměnnou složkou svislé a příčné síly působících zároveň