



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH
MOTORŮ A KOLEJOVÝCH VOZIDEL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh vypružení jednonápravového podvozku
kolejového elektrobuse

A springing for single-axle bogie of electric
railbus

Staněk Patrik

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Staněk** Jméno: **Patrik** Osobní číslo: **467359**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh vypružení jednonápravového podvozku kolejového elektrobusu

Název bakalářské práce anglicky:

A design of the suspension of one-axle bogie of the electric rail-bus

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši vypružení u jednonápravových podvozků kolejových vozidel.
2. Rozbor silových účinků zatížení vypružení a prvků vedení dvojkolí.
3. Pevnostní výpočet pružících prvků primárního vypružení.
4. Průvodní technickou zprávu, postup montáže a sestavný výkres primárního vypružení.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:


doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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.

30.4.2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

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: „Návrh vypružení jednonápravového podvozku“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc., s použitím uvedené literatury a zdrojů.

V Praze dne 10.7.2019

Patrik Staněk

Poděkování:

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Josefovi Kolářovi, CSc., za cenné rady, připomínky a ochotu, kterou projevoval za celou dobu vzniku této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mě během celé doby mého studia podporovala.

Abstrakt

Cílem této bakalářská práce je návrh vypružení jednonápravového podvozku kolejového elektrobusu. Odůvodnění použití vybraného druhu vypružení. Rozbor silových účinků působících na vypružení s uvažováním statických i dynamických účinků. Samotný návrh vypružení ze dvou různých materiálů. Závěr práce porovnává oba použité materiály.

Klíčová slova:

Parabolická pružnice, kompozitní pružnice, jednonápravový podvozek, kolejový elektrobus.

Abstract

The main aim of this bachelor thesis is an concept of a springing for single-axle bogie of electric railbus. An explanation of the chosen type of springing. An analysis of the force effects which acting on the spring with consideration static and dynamic effects. The actual concept, made from two different materials. The end of my thesis provides a comparison of both of the materials used.

Klíčová slova:

Parabolic spring, composite spring, single-axle bogie, electric railbus

Obsah

Seznam použitých veličin a jednotek	8
1 Úvod	10
2 Rešerše	11
2.1 Vypružení	11
2.2 Používaná vypružení jednonápravových vozů.....	11
2.2.1 Vypružení motorového vozu ř.810 (811, 812).....	11
2.2.2 Vozy S-tog Litra SA	13
2.2.3 Vozy Regio Tramp	14
2.2.4 Jednonápravový podvozek vozidel Talgo	15
2.2.5 Vypružení podvozku NGT HST	16
2.3 Shrnutí.....	16
3 Silové účinky působící na pružnici	17
3.1 Technické parametry kolejového elektrobusu.....	17
3.2 Statické síly působící na podvozek	18
3.2.1 Stanovení hmotností jednotlivých částí vozu.....	18
3.2.2 Základní uspořádání vlaku	19
3.2.3 Výpočet statických sil.....	20
3.3 Svislé dynamické přetížení vozidla	23
3.3.1 Výpočet dynamických zatěžujících sil s dynamickým přetížením – $F_{z\ min}$, $F_{z\ max}$	23
3.3.2 Výpočet deformace vypružení	24
3.3.3 Výpočet minimální zatěžující síly s dynamickým přetížením – $F_{z\ min}$	26
3.3.4 Výpočet maximální zatěžující síly s dynamickým přetížením – $F_{z\ max}$	27
4 Průhyb ocelové pružnice.....	28
5 Návrh ocelové parabolické pružnice.....	29
5.1.1 Volba materiálu ocelové pružnice	30
5.2 Teoretická pružnice	31
5.3 Skutečná pružnice.....	32
5.4 Výpočet délky ocelové pružnice a pevnostní kontrola	34
5.5 Parabolický průběh šířky listu	36
5.6 Výrobce ocelové pružnice.....	36
6 Návrh kompozitní listové pružnice.....	37
6.1 Kompozitní materiály	37
6.2 Volba materiálu kompozitní pružnice.....	37
6.2.1 Uhlíková vlákna.....	37
6.2.2 Skelná vlákna.....	38

6.2.3	Vlastnosti kompozitních materiálů.....	38
6.3	Výpočet rozměrů kompozitní pružnice.....	38
7	Porovnání ocelové a kompozitní pružnice.....	43
8	Závěr.....	44
	Použité zdroje.....	45
	Seznam obrázků.....	47
	Seznam tabulek.....	48
	Seznam grafů.....	48
	Příloha č.1 – vyjádření délky ocelové parabolické pružnice.....	49
	Příloha č.2 – vyjádření délky druhé části kompozitní listové pružnice.....	50
	Příloha č.3 – postup montáže primárního vypružení za použití kompozitní listové pružnice.....	51

Seznam použitých veličin a jednotek

V textu bakalářské práce často uvažuji stav prázdného a loženého vozu s označením pomocí indexů „pv“ pro prázdný vůz a „lož“ pro ložený vůz. V seznamu nebudu všechny veličiny s indexy rozepisovat, protože jejich význam je patrný. Pro upřesnění uvedu příklad:

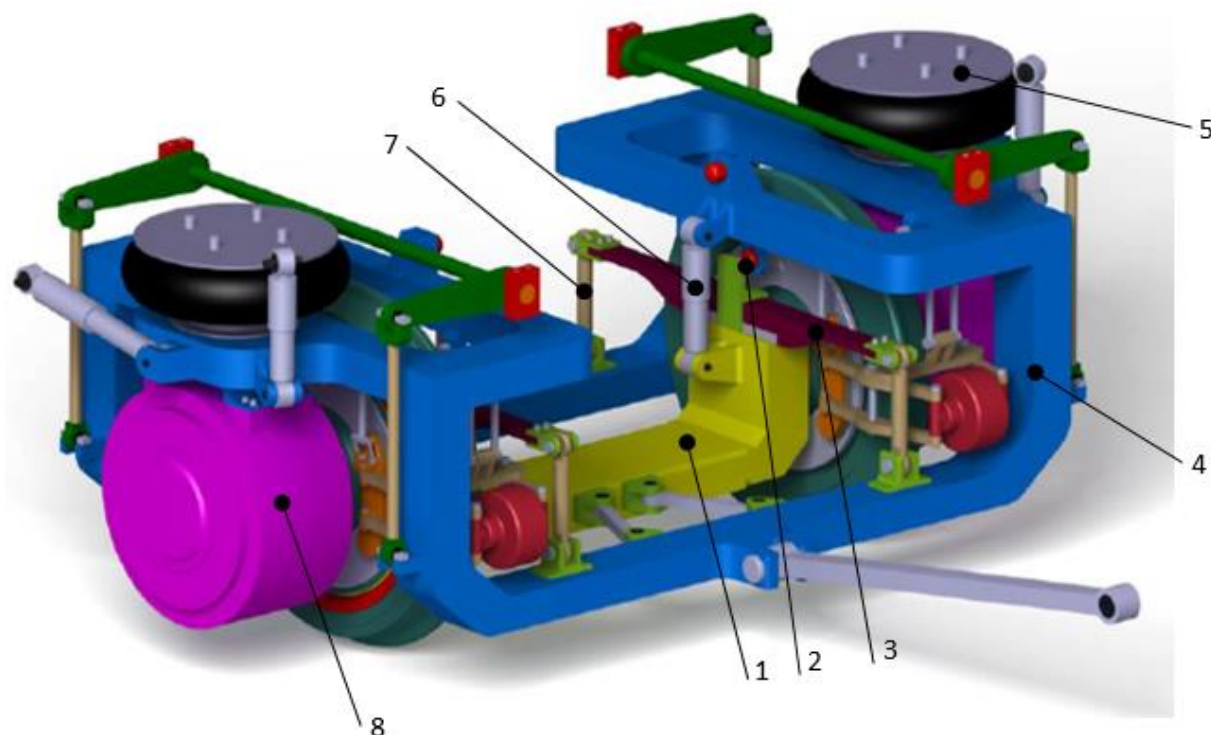
Označme zatěžující sílu veličinou F , pak síla s označením F_{pv} bude zatěžující síla od prázdného vozu a $F_{lož}$ zatěžující síla od plně loženého vozu. Analogie pro ostatní veličiny je stejná, proto je zde neuvádím.

<u>Veličina</u>	<u>[Jednotka]</u>	<u>Význam</u>
$\sum z_{stat}$	[mm]	Deformace obou stupňů vypružení
A	[mm]	Rozvor pojezdu
a, b		Konstanty pro výpočet q
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
$F_{z\ lož}$	[N]	Zatěžující síla pružnice od loženého vozu
$F_{z\ max}$	[N]	Maximální zatěžující síla pružnice
$F_{z\ min}$	[N]	Minimální zatěžující síla pružnice
$F_{z\ pv}$	[N]	Zatěžující síla pružnice od prázdného vozu
F_z	[N]	Zatěžující síla působící na pružnici
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
G_{MAX}	[N]	Tíha skříně plně loženého vozu
G_{MIN}	[N]	Tíha skříně prázdného vozu
G_r	[N]	Tíha rámu podvozku
G_s	[N]	Tíha cestujících
G_s	[N]	Tíha skříně vozu
h,H	[m]	Výška listu pružnice
J_x	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu vůči ose x
k_1	[N/mm]	Tuhost primárního stupně vypružení
k_2	[N/mm]	Tuhost sekundárního stupně vypružení
L	[m]	Celková délka kompozitní pružnice
l	[m]	Délka jedné části pružnice

l_0	[m]	Délka přímé koncové části pružnice
L_1	[m]	Délka první části kompozitní pružnice
L_2	[m]	Délka druhé části kompozitní pružnice
l_v	[mm]	Délka vozu
m_1	[kg]	Hmotnost jednoho cestujícího
m_{dv}	[kg]	Hmotnost dvojkolí
M_{ox}	[N·m]	Ohybový moment v místě x
m_p	[kg]	Hmotnost podvozku
m_{pv}	[kg]	Hmotnost prázdného vozu
$m_{s\ lož}$	[kg]	Hmotnost skříně loženého vozu
$m_{s\ pv}$	[kg]	Hmotnost skříně prázdného vozu
n_c		Celkový počet cestujících
q		Svislé dynamické přetížení
q_1		Svislé dyn. přetížení jednonásobně odpružených hmot
q_2		Svislé dyn. přetížení dvojnásobně odpružených hmot
R_A, R_B, R	[N]	Reakce od zatěžujících sil
t	[m]	Tloušťka listu pružnice
v	[km/h]	Maximální provozní rychlost
W_{ox}	[m ³]	Modul v ohybu vůči ose x
$\mu_{stř}$		Poměr prvotně a druhotně odpružených hmot
ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ_{kt}	[MPa]	Mez kluzu
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{oD}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí
σ_{Pt}	[MPa]	Pevnost v tahu
σ_t	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
τ	[MPa]	Mez pevnosti ve smyku
ν		Poissonovo číslo

1 Úvod

Touto bakalářskou prací navazuji na diplomovou práci Tomáše Hromádky s názvem „Studie trakčního podvozku kolejového elektrobusu“ [1]. Zaobíral se kompletním řešením podvozku, ale problematika konstrukčního řešení primárního vypružení nebyla detailně vyřešena. Byl navržen koncept vypružení pomocí listové kompozitní pružnice, viz Obr.1.



Obr. 1 – Model koncepce jednonápravového podvozku pro kolejový elektrobus [1]

Legenda:

1 – nápravnice, 2 – pryžokovový doraz, 3 – primární vypružení, 4 – rám podvozku, 5 – sekundární vypružení, 6 – tlumič, 7 – svislá závěska, 8 – pohon

V této bakalářské práci se v souladu se zadáním bakalářské práce zaměřím na řešení primárního vypružení podvozku. Konkrétní příklady používaných řešení primárního vypružení u jednonápravových podvozků předkládám v následující rešerši.

2 Rešerše

Jedním z hlavních prvků podvozku je vypružení vozu. Pro osobní vozy využíváme dvojité vypružení. Primárním vypružením je nazýváno vypružení, které je umístěno mezi dvojkolím a rámem podvozku. Sekundárním vypružením vozidla je nazýváno vypružení, které slouží k odpružení skříně vůči podvozku. Jejich tuhost je rozdílná. Druhotné vypružení, u dvounápravových podvozků osobních vozů, bývá zpravidla zavěšené v kolébce, jejíž hlavní funkcí je podélné a příčné vypružení.

2.1 Vypružení

Vozy potřebují kvalitní vypružení zajišťující dobré jízdní vlastnosti a ovládání, zároveň musí dosahovat dlouhé životnosti. Životnost je jedna z klíčových vlastností strojních součástí obecně. Musí vydržet určitý počet cyklů, než dojde k poruše, nebo by nemělo dojít k žádným významným poruchám, které by mohly ovlivnit správnou funkci součásti, po celou dobu životnosti udávanou výrobcem. Vypružení považujeme za bezpečnostní prvek, jehož porušení by vedlo k vážným nehodám.

Primární vypružení vozu zpravidla není uvažováno jako samostatný konstrukční prvek, ale jako celek s vedením dvojkolí, protože spolu bezprostředně souvisí a jedno ovlivňuje druhé. Jejich úkolem je:

- zajistit svislé, podélné i příčné vypružení,
- rovnoměrné rozložení sil na jednotlivá kola,
- eliminovat účinky nerovností na trati,
- minimalizovat rázy jak z kolejnice na vůz, tak i z vozu na kolejnice,
- zajistit dostatečný jízdní komfort. [2]

2.2 Používaná vypružení jednonápravových vozů

2.2.1 Vypružení motorového vozu ř.810 (811, 812)

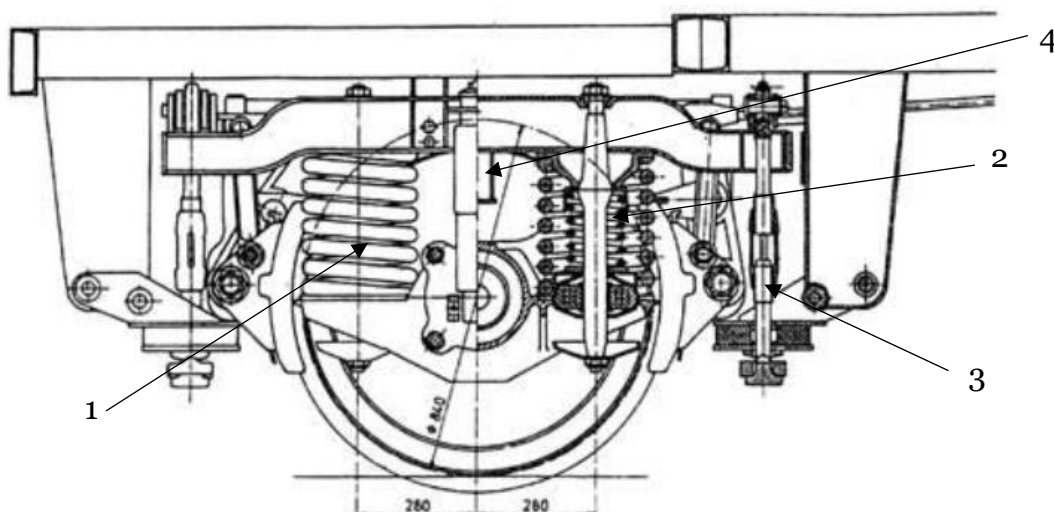
Pojezd vozu ř.810, viz obrázek - Obr. 2, nebyl vyvinut jako úplná novinka, ale vycházel z osvědčené konstrukce jednonápravového podvozku ing. Rybánka z roku 1910. [3]

Rám podvozku je svařovaný ze dvou podélníků a dvou příčníků skříňového profilu. Vůči dvojkolí je ve svislém směru vypružen čtyřmi sadami duplexních šroubovitých vinutých pružin, které jsou uloženy na konzolách ložiskové skříně a zajišťují svislé vypružení, viz obrázek - Obr.3. Příčné vypružení je dvoustupňové a je zajištěno v primárním stupni, tj. mezi dvojkolím a rámem podvozku příčnou tuhostí šroubovitých pružin (Poz.1) a ve druhém stupni, tj. mezi rámem podvozku a skříní vozu svislými závěsy podloženými pryžovými sloupky. [3]

Sada pružin obsahuje dvě pružiny. Větší pružina je předepjatá a zajišťuje stálé vypružení. Uvnitř této pružiny je ještě jedna menší pružina, která není předepjatá a účinkuje až po určitém zatížení tzn. že po určitém stlačení velké pružiny se zapojí i pružina vnitřní. Tím vzroste výsledná tuhost svislého vypružení a jeho charakteristika má lineárně lomený průběh. Stlačení obou pružin je omezeno pevnou narážkou, která po dosažení maximální hodnoty stlačení, dosedne na horní část ložiskové skříně.



Obr. 2 – Motorový vůz řady 810 [4]



Legenda:

1 – šroubovitá pružina vnější, 2-šroubovitá pružina vnitřní, 3 – svislý závěs, 4 – pevná narážka

Obr. 3 - Podvozek jednonápravový určený pro motorové vozy ř. 810 [5]

V současné době vozy ř.810 (811,812) již nesplňují požadavky cestujících, takže byly modernizovány na vozy s obchodním označením Regionova, viz obrázek - Obr.4. Vypružení však zůstalo nezměněné a je shodné s vozem ř.810.



Obr. 4 - Vůz Regionova [6]

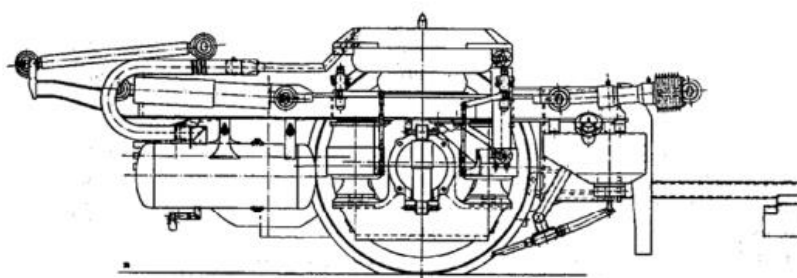
2.2.2 Vozy S-tog Litra SA

Tyto vozy jsou používány v městské hromadné dopravě v hlavním městě Dánska Kodani. Jak můžeme vidět na obrázku - Obr. 5, jedná se o článkovou soupravu, kde hlavový vůz má dva jednonápravové podvozky a každý vložený článek má svůj jednonápravový podvozek, který je zobrazen na obrázku - Obr. 6.

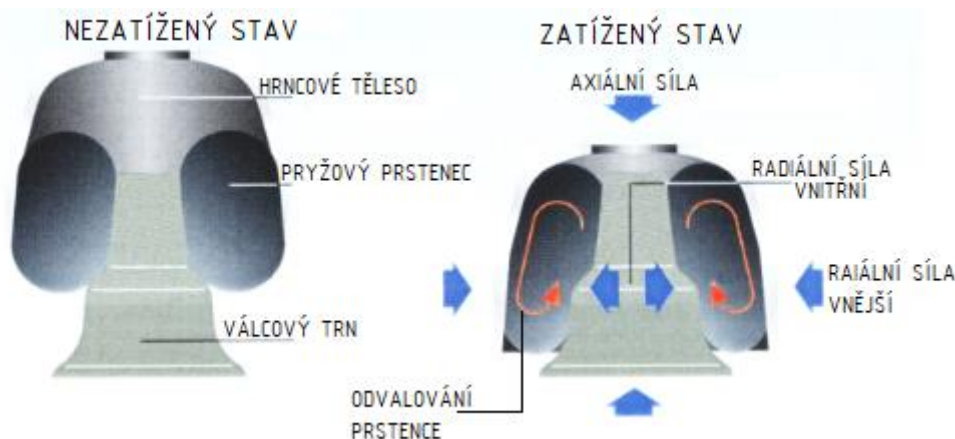


Obr. 5 - Souprava Litra SA [7]

Primární vypružení vozu tvoří pryžový blok Clouth. Jedná se o jednoduché řešení pryžového vypružení s nízkými pořizovacími náklady a nízkými náklady na údržbu. Válcový trn, uložený v ložiskové skříni, je vtlačován do pryžového prstence uloženého do tvarového hrcového tělesa, které je upevněno k rámu podvozku. Při zatěžování dochází k vtlačování trnu do pryžového prstence, kde dochází k tlakovému a smykovému namáhání. Dále dochází k odvalování prstence po trnu, čímž je dosaženo vysokého zdvihu vypružení. Celý princip zatěžování pružiny je vyobrazen na obrázku - Obr. 7. Vypružení má ve svislém směru progresivní charakteristiku, v podélném a příčném směru zajišťuje vysokou tuhost.



Obr. 6 - Jednotka Litra SA – výkres podvozku [8]



Obr. 7 - Princip zatěžování pryžového bloku Clouth [9]

2.2.3 Vozy Regio Tramp

S vozy Regio Tramp, viz obrázek - Obr. 8, se setkáme na polských železnicích. Vyrobita je polská firma ZNTK Potnań. Jedná se o jednonápravové kolejové autobusy s dieselovým motorem. Jsou nasazeny především pro regionální osobní dopravu na neelektrifikovaných a méně vytižených tratích.



Obr. 8 - Jednotka Regio Tramp – SA 108 [10]

Tyto vozy mají podvozky typu 19MN. Řešení primárního vypružení je řešeno pomocí pryžokovových klínových bloků typu „Chevron“. Koncept tohoto podvozku vidíme na obrázku - Obr. 9. Tento druh vypružení má velikou výhodu ve své jednoduchosti. To přináší i řadu výhod jako například dlouhou životnost, nízké náklady na údržbu a nízké pořizovací náklady. I přes svou jednoduchost dosahuje vysoké kvality odpružení.



Legenda:

- 1 – rám podvozku
- 2 – pryžokovový blok typu „Chevron“,
- 3 – ložisková skříň

Obr. 9 - Podvozek typu 19MN [11]

2.2.4 Jednonápravový podvozek vozidel Talgo

Zvláštní jednonápravový podvozek má vozidlo firmy Talgo, s označením Talgo XXI. Portálový podvozek je umístěn vždy v oblasti přechodu mezi jednotlivými články vozidla, viz obrázek – Obr. 10. Ve středové části je jeho výška minimální, tak aby byl umožněn průchod mezi články soupravy při zachování stejné výšky podlahy.

Primární vypružení podvozků Talgo tvoří vinuté šroubovitě pružiny a sekundární stupeň vzduchové membránové pružiny, které jsou uloženy vysoko nad těžištěm vozidla. Při jízdě po zakřivené dráze působí na vůz odstředivé síly, které způsobují náklon skříňe. U konvenčních konceptů podvozků se tento problém řeší snížením rychlosti průjezdu. Avšak tento systém uložení sekundárního vypružení nad těžištěm vozu umožňuje soupravě průjezd zatáčky při vyšších rychlostech při zachování stejné úrovně komfortu. Výrobce tento systém definuje jako pasivní systém naklápění vozové skříňe, protože nevyžaduje žádný pohon. Celý systém využívá pouze principů přírodních sil.

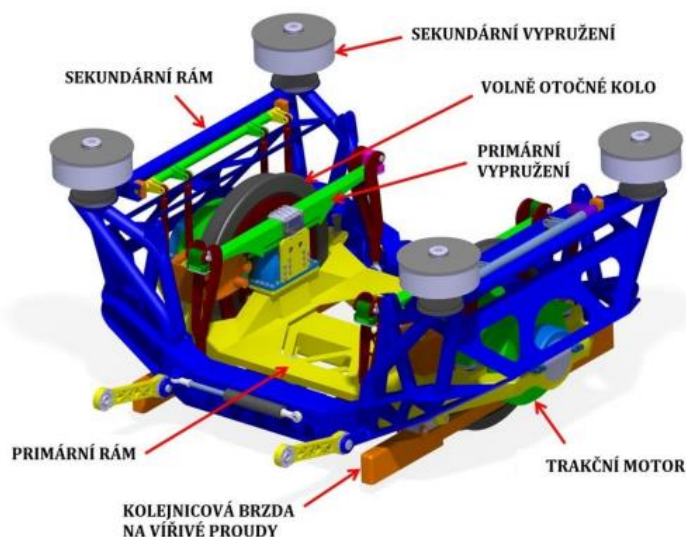


Obr. 10 - Jednonápravový podvozek Talgo [12]

2.2.5 Vypružení podvozku NGT HST

Na největším světovém veletrhu InnoTrans, který je zaměřený na moderní techniku kolejové dopravy, byl v roce 2018 představen podvozek NGT HST.

Jak můžeme vidět na obrázku – Obr.11, je tento koncept řešení vypružení velice zajímavý svou jednoduchostí. I když je plánováno použití podvozku pro vysokorychlostní vlaky, tak je pro primární stupeň vypružení použita kompozitní listová pružnice. Ojedinelost podvozku NGT HST spočívá právě v použití listové pružnice, ty se v kolejové dopravě sice běžně používají u nákladních vozů. V poslední době se s tímto druhem vypružení můžeme setkat u moderních nákladních automobilů, osobních automobilů, ale také v letectví.



Obr. 11 - Jednonápravový podvozek Talgo [13]

Velká výhoda použití kompozitní pružnice spočívá ve snížení hmotnosti vypružení, tím pádem ve snížení celkové hmotnosti podvozku. Dosahujeme zde hmotnostních úspor až o 70%. Dále můžeme přizpůsobovat charakteristiku pružnice pomocí geometrie pružnice a uspořádáním vláken. V neposlední řadě zde hrají roli antikorozi vlastnosti, které nám také snižují náklady na údržbu a významně zvyšují životnost pružnice.

2.3 Shrnutí

Vzhledem ke konstrukčnímu řešení podvozku a možnostem jednotlivých druhů vypružení se jako nejvhodnější řešení ukázalo použití právě kompozitní listové pružnice, případně ocelové parabolické pružnice. Porovnáním obou možností se zabývám v kapitole 7. Z důvodu zástavbových prostor nemůže být primární vypružení umístěno na vnější straně volně otočných kol, protože se v těchto místech nachází pohonná jednotka, viz obrázek - Obr. 1. Při volbě typu primárního vypružení jsem vycházel z používaných druhů vypružení uvedených v rešerši.

3 Silové účinky působící na pružnici

V případě, že elektrobus nebude vykonávat žádný pohyb a bude stát pouze na přímé vodorovné trati, což reálně nastane při stání ve stanici nebo v depu, budou působit pouze síly statické, popsané v kapitole 3.2.

Při jízdě elektrobusu po trati působí síly jednak dynamické, vycházející ze sil statických, těmito silami se zabírám v kapitole 3.3 a jejích podkapitolách, dále síly odstředivé způsobené jízdou v oblouku, popřípadě bočním větrem.

Je nežádoucí, aby příčná (odstředivá) síla namáhala pružinu. Vzniklo by tak další namáhání pružnice, což by vedlo ke zvětšení rozměrů pružiny a tím i zvýšení její hmotnosti. Konstrukce podvozku tento problém řeší pomocí dorazů umístěných na opasku pružnice a rámu podvozku. Mezi dorazy je několikamilimetrová (zhruba 3 až 5 mm) mezera, ta má hlavní smysl při jízdě po přímé trati, kdy nevznikají velké rázy ani odstředivé síly. Tyto síly jsou přenášeny přes závěsky na pružnici a jsou natolik malé, že se při návrhu mohou zcela zanedbat.

Při průjezdu vlaku obloukem, kdy vznikají odstředivé síly, se tato mezera vyčerpá a poté dochází k přenosu odstředivých sil z rámu podvozku na nápravnici dvojkolí pomocí pryžokovového dorazu (viz Obr. – 1, poz. 2). Z nápravnice je příčná síla zachycena pomocí vodících sil Y , působících na jízdni ploše kola, případně při vyčerpání vůle dvojkolí v koleji ji zachycuje řídicí síla P . Tato síla, působí na okolku mezi nabíhajícím kolem a vnější kolejnici.

3.1 Technické parametry kolejového elektrobusu

Při návrhu vypružení vycházím z těchto technických parametrů elektrobusu, které jsou shrnuty v tabulce – Tab. 1.

Parametr	[Jednotka]	Označení	Rozměr
Rozvor pojezdu	[mm]	A	9 000
Délka vozu	[mm]	l_v	18 550
Hmotnost prázdného vozu	[kg]	m_{pv}	17 750
Hmotnost dvojkolí	[kg]	m_{dv}	1 600
Hmotnost podvozku	[kg]	m_p	2 700
Hmotnost jednoho cestujícího	[kg]	m_1	80
Maximální nápravové zatížení	[kN]		150
Počet sedadel (pevné + sklopné)			48 + 6 = 54
Celkový počet cestujících (4 os./m ²)		n_c	105
Maximální provozní rychlost	[km/h]	v	120

Tab. 1 - Technické parametry kolejového autobusu

Uspořádání pojezdu vozu je v konstrukční provedení A' A', to znamená, že kolejový autobus používá jednonápravové trakční (hnací) podvozky.

3.2 Statické síly působící na podvozek

Výchozím stavem pro určení statických sil je vůz ve stavu klidu, tj. při stání na přímé vodorovné trati. Síly působící na pružnici primárního vypružení v tomto stavu vzniknou vlastní tíhou skříně vozu a vlastní tíhou rámu podvozku.

Tíha skříně je dána jako součin hmotnosti skříně vozu a tíhovým zrychlením g . Hmotnost skříně dále rozdělím na hmotnost skříně prázdného vozu $m_{s\ pv}$ a hmotnost skříně loženého vozu s maximálním počtem cestujících $m_{s\ lož}$.

3.2.1 Stanovení hmotností jednotlivých částí vozu

Největší podíl na celkovou hmotnost vozu má jeho skříň, jejíž hmotnost je dána vztahem (3.1). Celková hmotnost skříně se skládá ze součtu všech komponent, kterými jsou například hlavní rám, oplechování, okna, dveře, sedačky a díly pohonu. Hmotností jednotlivých komponent se zabírat nebudu, protože pro další postup je důležitá pouze celková hmotnost skříně.

$$m_{s\ pv} = m_{pv} - 2 \cdot m_p = 17\,750 - 2 \cdot 2\,700 = \mathbf{12\,350\ kg} \quad (3.1)$$

Ve vztahu (3.1) je uvažována pouze hmotnost prázdného vozu bez cestujících. Vztah (3.2) zahrnuje maximální počet cestujících a je zde tedy stanovena nejvyšší možná hmotnost skříně vozu.

$$m_{s\ lož} = m_{s\ pv} + n_c \cdot m_1 = 12\,350 + 105 \cdot 80 = \mathbf{20\,750\ kg}, \quad (3.2)$$

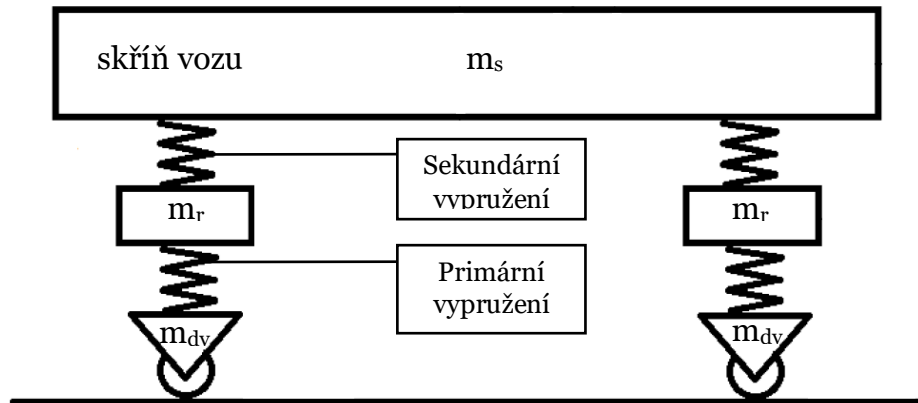
kde m_1 značí průměrnou hmotnost jednoho cestujícího, která dle normy EN ČSN 12 663 činí 80 kg.

Dále určím hmotnost rámu podvozku. Vycházím z jeho celkové hmotnosti, ze které odečtu hmotnost dvojkolí, protože se dvojkolí uvažuje jako neodpružená hmota, tzn. že jeho tíha nepůsobí na vypružení.

$$m_p = m_r + m_{dv} \Rightarrow m_r = m_p - m_{dv} = 2\,700 - 1\,600 = \mathbf{1\,100\ kg} \quad (3.3)$$

Rám podvozku se skládá z více částí – např. tlumiče, brzdový mechanismus – avšak stejně jako u skříně není pro další postup důležitá hmotnost těchto dílů.

Na obrázku (Obr. 12) je schematicky znázorněna skříň, rám a dvojkolí vozu s vyznačením jejich hmotností a umístěním primárního a sekundárního vypružení.



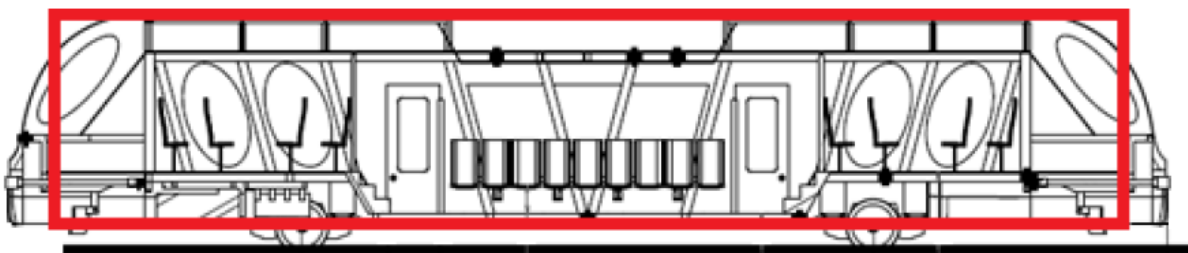
Obr. 12 - Schéma vozu

3.2.2 Základní uspořádání vlaku

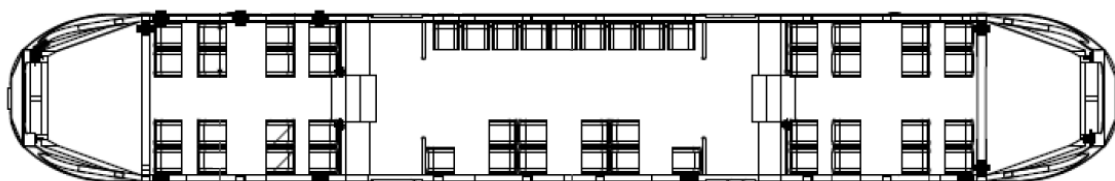
Základní uspořádání v této podkapitole chápu jako rozložení hmotností jednotlivých částí vozu. Při konstrukci vlaku bylo cílem rozložit zatížení rovnoměrně na přední i zadní dvojkolí. Ve skutečnosti tomu tak není, protože symetrie vozu není nikdy stoprocentní a cestující se také nerozmístí rovnoměrně.

Pro návrh pružnice jsou důležité pouze mezní stavy zatížení – prázdný nebo plně ložený vůz, nebudu se tedy zabírat stavy, kdy je ve voze menší počet cestujících, než je maximální počet. Při něm uvažuji rovnoměrné rozprostření cestujících ve voze. Vzhledem ke konstrukčnímu řešení samotného elektrobuse uvažuji symetrické rozložení hmotnosti skříně.

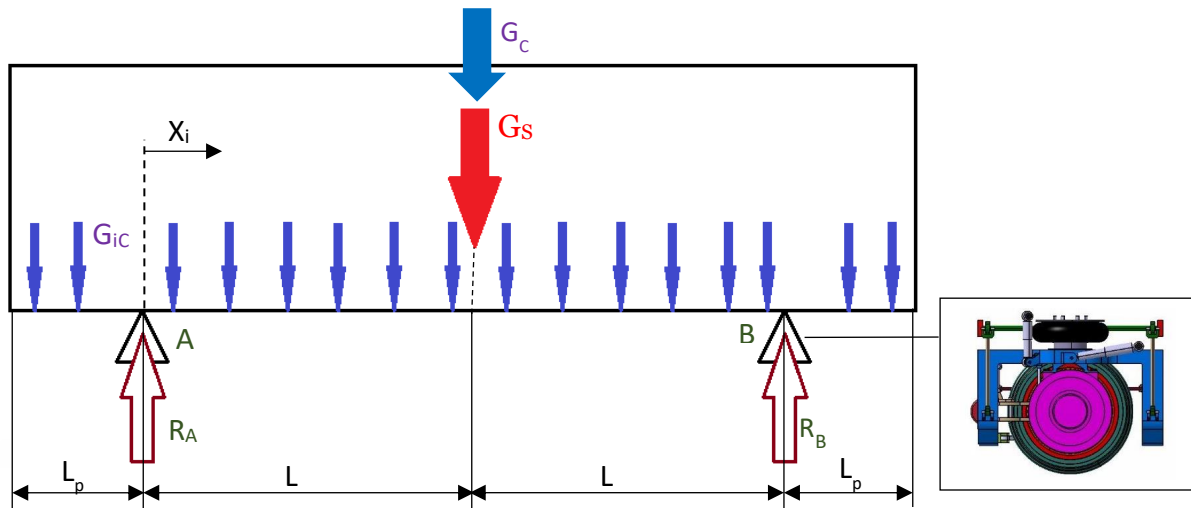
Z typového výkresu (Obr. 13, 14) nahradím skříň vozu schematicky. Nahrazení vyobrazuje obrázek - Obr. 15. V tomto schéma je zobrazena tíha skříně, cestujících a vzniklé reakce.



Obr. 13 - Typový výkres kolejového elektrobuse (boční pohled) [1]



Obr. 14 – Typový výkres kolejového elektrobuse (půdorys) [1]



Obr. 15 - Schéma kolejového elektrobusu

3.2.3 Výpočet statických sil

Uvažováním rovnoměrného rozložení cestujících po voze můžeme nahradit síly G_{ic} (znázorňující tíhu jednotlivých cestujících) výslednou silou G_c , jejíž nositelka je shodná s nositelkou síly G_s . Síla G_s označuje tíhu skříně vozu – Obr. 15.

Nastanou zde dva mezní stavy. Prázdný vůz bez cestujících, kdy se zatěžující síla G_{MIN} bude rovnat tíze skříně prázdného vozu $m_{s\ pv}$ (vztah 3.4) a plně ložený vůz s maximálním počtem cestujících. Tíha skříně plně loženého vozu G_{MAX} , určená vztahem (3.5), vychází ze známé hmotnosti skříně plně loženého vozu $m_{s\ lož}$.

$$G_{MIN} = G_s = m_{s\ pv} \cdot g = 12\,350 \cdot 9,81 = \mathbf{121\,154\ N} \quad (3.4)$$

$$G_{MAX} = G_s + G_c = m_{s\ pv} \cdot g + (n_c \cdot m_1) \cdot g = m_{s\ lož} \cdot g \quad (3.5)$$

$$G_{MAX} = 20\,750 \cdot 9,81 = \mathbf{203\,558\ N}$$

Skříň vozu je uložena na dvou podpěrách A, B (přední a zadní podvozek), kde vznikají reakce R_A a R_B . Vzhledem k symetrii rozložení zatížení vyplývá, že reakce R_A a R_B budou shodné, tudíž zatížení předního i zadního podvozku bude stejné. Velikost těchto reakcí určíme pomocí rovnic (3.6) a (3.7) pro oba mezní stavy.

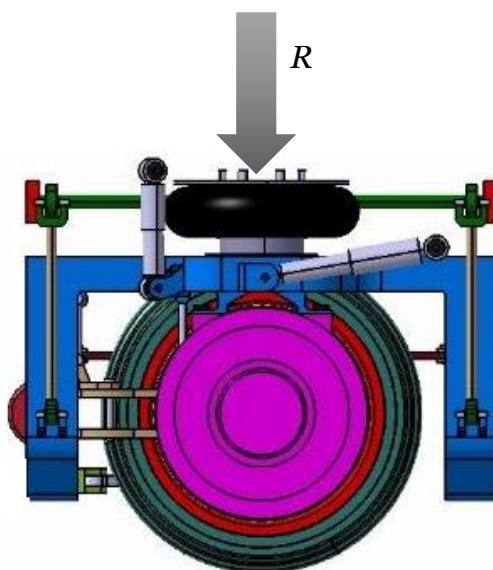
$$G_{MIN} = R_A + R_B$$

$$R_A = R_B = R$$

$$R_{MIN} = \frac{G_{MIN}}{2} = \frac{121\,154}{2} = \mathbf{60\,577\ N} \quad (3.6)$$

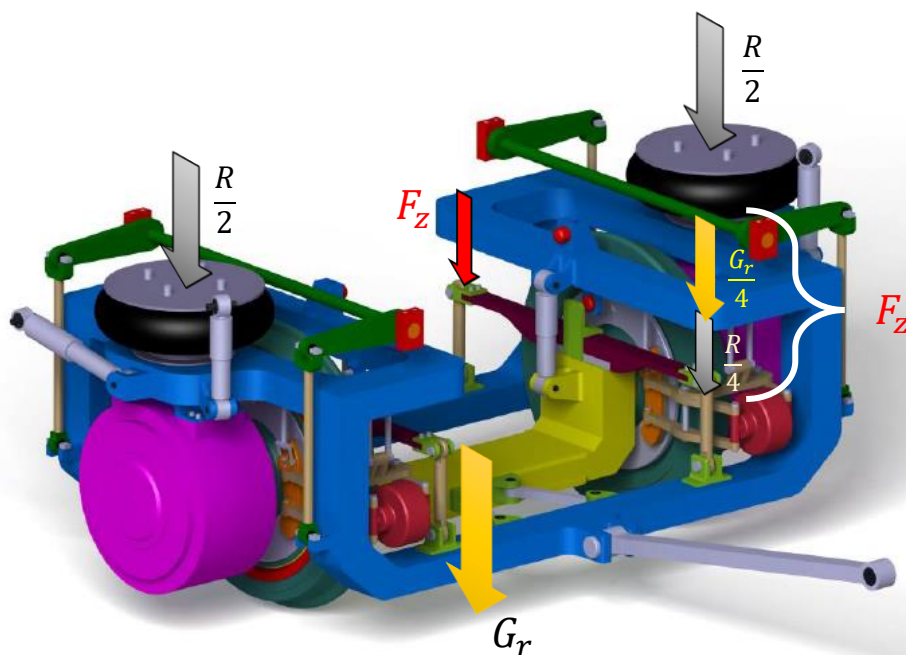
$$R_{MAX} = \frac{G_{MAX}}{2} = \frac{203\,558}{2} = \mathbf{101\,779\ N} \quad (3.7)$$

Reakce R je zároveň silou působící na sekundární vypružení podvozku – viz Obr. 16.



Obr. 16 - Zatížení podvozku [1]

Na každém podvozku je sekundární vzduchové vypružení umístěno dvakrát, z toho je zřejmé, že síla působící na jednu pružinu sekundární vypružení bude poloviční oproti původně myšlené reakci R (viz Obr. 17).

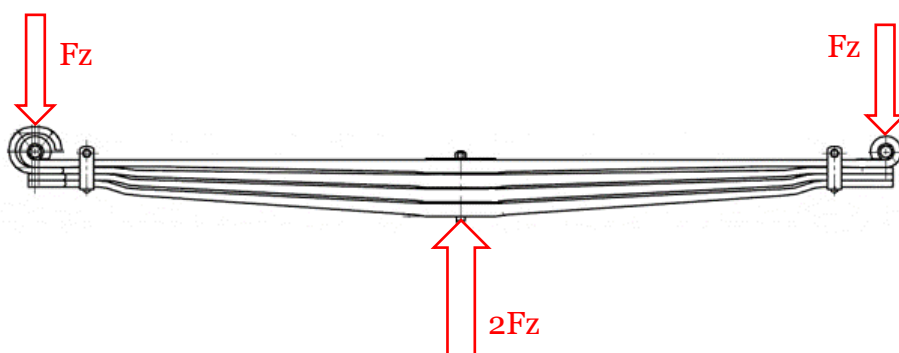


Obr. 17 – Rozložení statických sil

Obecně neplatí, že je pružnice symetrická tzn. střed nemusí ležet přesně mezi oky, pak se jedná o pružnici nesymetrickou. V dalších výpočtech uvažuji pružnici symetrickou.

Z Obr. 17 mohu přímo určit velikost síly zatěžující pružnici F_z . Na pružnici působí síla $\frac{R}{2}$ a tíha rámu podvozku G_r . Uložení pružnice na dvou závěškách způsobí, že se síla $\frac{R}{2}$ rozdělí na dvě složky. Závěsky jsou ve stejné vzdálenosti od středu pružnice, tudíž tyto dvě složky budou stejně velké. Tíha rámu působí na dvě pružnice, kde je každá pružnice uložena na dvou závěškách z toho vyplývá, že se síla rozloží na čtyři části, tj. $G_r/4$. Výslednici tíhy rámu uvažuji ve středu podélné i příčné osy, takže tyto čtyři části budou stejně veliké.

Uvolněním pružnice získám schéma (Obr. 18) zobrazující statické síly F_z působící na pružnici a reakci $2F_z$ vzniklou upevněním pružnice na nápravnicích.



Obr. 18 - Síly působící na pružnici [14]

Výpočet síly zatěžující pružnici provedu pomocí vztahů (3.8 a 3.9), ve kterých znovu uvažuji stav prázdného a stav plně loženého vozu, čímž určím minimální a maximální možnou hodnotu statických sil.

$$F_{z\ pv} = \frac{R_{MIN}}{4} + \frac{G_r}{4} = \frac{R_{MIN}}{4} + \frac{m_r \cdot g}{4} \quad (3.8)$$

$$F_{z\ pv} = \frac{60\ 577}{4} + \frac{1\ 100 \cdot 9,81}{4} = 17\ 842\ N$$

$$F_{z\ lož} = \frac{R_{MAX}}{4} + \frac{G_r}{4} = \frac{R_{MAX}}{4} + \frac{m_r \cdot g}{4} \quad (3.9)$$

$$F_{z\ lož} = \frac{101\ 779}{4} + \frac{1\ 100 \cdot 9,81}{4} = 28\ 143\ N$$

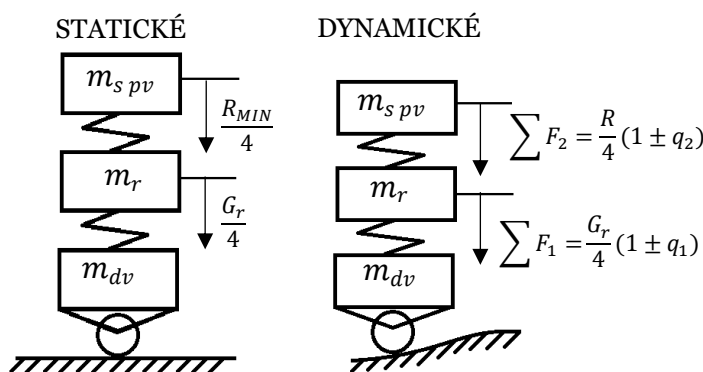
3.3 Svislé dynamické přetížení vozidla

Dosud jsem uvažoval pouze síly statické. Ty se projevují pouze, pokud se vozidlo nepohybuje. Svislé dynamické přetížení (dále jen dynamické přetížení) q je parametr užívaný v dynamických pevnostních výpočtech částí kolejového vozidla. Parametr q vyjadřuje zrychlující svislou sílu vyvolanou svislou nerovností kolejnice, při výpočtu je často užívaný, avšak je pouze empirický.

V dnešní době se používá ke stanovení svislého přetížení – konkrétně amplitudy svislého dynamického zrychlení – působícího na všechny části kolejového vozu, tím rozumíme na dvojnásobně vypružené (q_2), jednonásobně vypružené (q_1) a nevypružené části. Nezahrnuje se zde dvojkolí.

3.3.1 Výpočet dynamických zatěžujících sil s dynamickým přetížením – $F_{z\ min}$, $F_{z\ max}$

Při určení zatížení pružnice s uvažováním dynamického přetížení, bez ohledu na okolnosti, za kterých situace může vzniknout, předpokládám zatížení podle Obr. 19.



Obr. 19 – Zatížení prázdného vozu

Obecně je celková síla uvažující dynamickou přirážku dána vztahem:

$$F_{max,min} = F(1 \pm q) \quad (3.10)$$

Sílu $F_{z\ min}$ lze vyjádřit vztahem:

$$F_{z\ min} = F(1 - q) = \left(\sum F_2 + \sum F_1 \right) (1 - q) \quad (3.11)$$

$$F_{z\ min} = \frac{R_{MIN}}{4}(1 - q_2) + \frac{G_r}{4}(1 - q_1)$$

Obdobně sílu $F_{z\ max}$ vztahem:

$$F_{z\ max} = F(1 + q) = \left(\sum F_2 + \sum F_1 \right) (1 + q) \quad (3.12)$$

$$F_{z\ max} = \frac{R_{MAX}}{4}(1 + q_2) + \frac{G_r}{4}(1 + q_1) \quad (3.13)$$

Dynamické přetížení q , při rychlostech 100 až 160 km/h, definuje vztah (3.11) získaný z měření na osobních vozech.

$$q_{1,2} = a + b \frac{0,22(v - 55)}{\sum z_{stat} pv} \quad (3.14)$$

Konstanta a závisí na počtu vypružení, tab. [2] zobrazuje hodnoty této konstanty

$a = 0,15$	pro q_0	tj. pro části nevypružené s výjimkou dvojkolí
$a = 0,10$	pro q_1	tj. pro části jednou vypružené
$a = 0,05$	pro q_2	tj. pro části dvakrát vypružené

Tab. 2

Konstanta b respektuje počet náprav v podvozku, jejíž hodnoty zachycuje tab. [3]

$b = 1$	pro dvounápravové podvozky
$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n}$	Pro podvozky s n počtem náprav

Tab. 3

Dále v značí rychlost vozidla pro kterou se parametr k zjišťuje. V mém případě určuji maximální možnou zatěžující sílu, proto uvažuji maximální rychlost vozidla, tedy $v = 120 \frac{km}{h}$.

3.3.2 Výpočet deformace vypružení

Součet deformací obou stupňů vypružení při zatížení statickými silami označím $\sum z_{stat}$ a hodnotu určím pomocí rovnice (3.13).

$$\sum z_{stat} = z_1 + z_2 \quad (3.15)$$

z_1 je deformace primárního stupně vypružení a z_2 je deformace sekundárního stupně vypružení. Budu uvažovat deformaci pro prázdný vůz a pro plně ložený vůz, při působení pouze statických sil.

$$z_{1 pv} = \frac{F_z pv}{k_1} \quad (3.16)$$

$$z_{1 lož} = \frac{F_z lož}{k_1} \quad (3.17)$$

$$z_{2 pv} = \frac{\frac{R_{MIN}}{2}}{k_2} = \frac{R_{MIN}}{2 \cdot k_2} \quad (3.18)$$

$$z_{2 lož} = \frac{\frac{R_{MAX}}{2}}{k_2} = \frac{R_{MAX}}{2 \cdot k_2} \quad (3.19)$$

k_1 značí tuhost primárního vypružení a k_2 tuhost sekundárního vzduchového vypružení. Výpočet hodnot tuhostí vypružení se zabýval ve své diplomové práci Tomáš Hromádka [1], na kterou touto bakalářskou prací navazuji, proto se nebudu tímto výpočtem zabírat a využiji hodnoty z této práce:

$$k_1 = 1\,068 \frac{N}{mm}; \quad k_2 = 509 \frac{N}{mm} \quad (3.20)$$

Při výpočtu tuhostí se vycházelo z podmínky minimální požadované výsledné tuhosti navrhovaného svislého vypružení tedy:

$$k_{vmin} \leq k_v = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (3.21)$$

k_{vmin} se určí podílem maximální přípustné tíhy a užitečného sednutí ve svislém směru podle typu vozu a vypružení. Dále se určí optimální rozdělení tuhostí do jednotlivých stupňů:

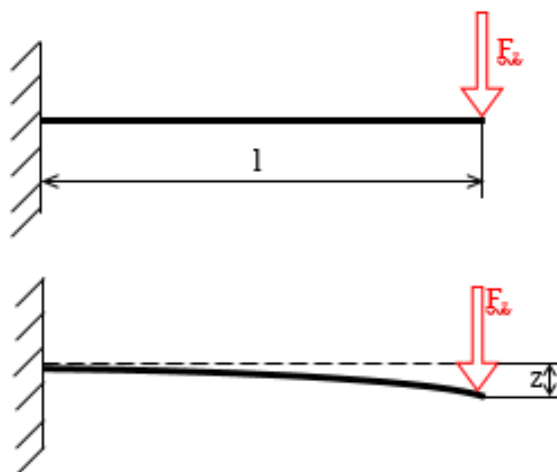
$$\left(\frac{k_1}{k_2}\right) = 2 + \mu_{stř} \quad (3.22)$$

$\mu_{stř}$ značí poměr prvotně odpružené hmoty a druhotně odpružených hmot. Jako prvotně odpružené hmoty uvažujeme hmotnost rámu podvozku a jako druhotně odpružené hmoty součet hmotnosti skříňe prázdného a plně loženého vozu. Nakonec můžeme určit výsledné tuhosti vyjádřením ze vztahu (3.19) a (3.20):

$$k_1 = (3 + \mu_{stř}) \cdot k_{vmin} \quad (3.23)$$

$$k_2 = \frac{(3 + \mu_{stř}) \cdot k_{vmin}}{(2 + \mu_{stř})} \quad (3.24)$$

Tuhost pružnice k_1 udává tuhost celé pružnice o délce $2l$. Při výpočtu se pružnice uvažuje jako vetknutý nosník o délce l (viz Obr. 20), jehož tuhost je poloviční. Dále budu ve výpočtech uvažovat tuhost pružnice $k_1 = 534 \frac{N}{mm}$.



Obr. 20 – Nosník pro výpočet pružnice

K dopočítání deformací z_1 a z_2 použijí získané hodnoty tuhostí:

$$z_{1\text{ pv}} = \frac{F_{z\text{ pv}}}{k_1} = \frac{17\,842}{534} = \mathbf{33,4\text{ mm}} \quad (3.25)$$

$$z_{1\text{ lož}} = \frac{F_{z\text{ lož}}}{k_1} = \frac{28\,143}{534} = \mathbf{52,7\text{ mm}} \quad (3.26)$$

$$z_{2\text{ pv}} = \frac{R_{MIN}}{2 \cdot k_2} = \frac{60\,577}{2 \cdot 509} = \mathbf{59,5\text{ mm}} \quad (3.27)$$

$$z_{2\text{ lož}} = \frac{R_{MAX}}{2 \cdot k_2} = \frac{101\,779}{2 \cdot 509} = \mathbf{100\text{ mm}} \quad (3.28)$$

Σz_{stat} se určí zvlášť pro prázdný a zvlášť pro ložený vůz:

$$\Sigma z_{stat\text{ pv}} = z_{1\text{ pv}} + z_{2\text{ pv}} = 33,4 + 59,5 = \mathbf{92,9\text{ mm}} \quad (3.29)$$

$$\Sigma z_{stat\text{ lož}} = z_{1\text{ lož}} + z_{2\text{ lož}} = 52,7 + 100 = \mathbf{152,7\text{ mm}} \quad (3.30)$$

Vypočítám hodnotu b pro jednonápravový podvozek:

$$b = \frac{n+2}{2 \cdot n} = \frac{1+2}{2 \cdot 1} = \frac{3}{2} \quad (3.31)$$

3.3.3 Výpočet minimální zatěžující síly s dynamickým přitížením – $F_{z\text{ min}}$

Dopočítám hodnoty dynamického přitížení pro dvojnásobně odpružené části.

$$q_2 = a + b \frac{0,22(v-55)}{\Sigma z_{stat\text{ pv}}} \quad (3.32)$$

$$q_2 = 0,05 + \frac{3}{2} \cdot \frac{0,22(120-55)}{92,9} = \mathbf{0,28}$$

Následně pro jednonásobně odpružené části:

$$q_1 = a + b \frac{0,22(v-55)}{\Sigma z_{stat\text{ pv}}} \quad (3.33)$$

$$q_1 = 0,1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{0,22(120-55)}{92,9} = \mathbf{0,33}$$

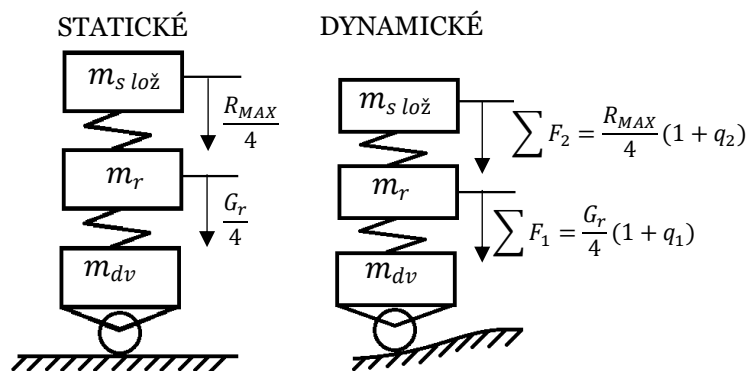
Nyní znám všechny hodnoty potřebné pro výpočet minimální zatěžující síly s dynamickým přitížením, které dosadím do vztahu (3.11)

$$F_{z\text{ min}} = \frac{60\,577}{4}(1-0,28) + \frac{10\,791}{4}(1-0,33) \quad (3.34)$$

$$F_{z\text{ min}} = \mathbf{12\,964\text{ N}}$$

3.3.4 Výpočet maximální zatěžující síly s dynamickým přitížením – $F_{z\ max}$

Při výpočtu maximální zatěžující síly s dynamickým přitížením budu postupovat obdobně jako v kapitole 3.3.1, s použitím Obr. 21.



Obr. 21 – Zatížení plně loženého vozu

V tomto případě musím přepočítat hodnoty parametru $q_{2,1}$ s uvažováním hodnot pro plně ložený vůz.

$$q_2 = a + b \frac{0,22(v - 55)}{\sum Z_{stat\ lož}} \quad (3.35)$$

$$q_2 = 0,05 + \frac{3}{2} \cdot \frac{0,22(120 - 55)}{152,7} = \mathbf{0,19}$$

$$q_1 = a + b \frac{0,22(v - 55)}{\sum Z_{stat\ lož}} \quad (3.36)$$

$$q_1 = 0,1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{0,22(120 - 55)}{152,7} = \mathbf{0,24}$$

Za povšimnutí stojí fakt, že dynamická přírážka prázdného vozu je větší než dynamická přírážka zatíženého vozu. To je způsobeno tím, že při jízdě prázdného vozu po trati je pružnice méně zatížena, a v souvislosti s tím, má větší schopnost pružení. Jinými slovy je amplituda propružení nezatíženého vozu větší než zatíženého.

Maximální zatěžující síla s dynamickým přitížením má hodnotu:

$$F_{z\ max} = \frac{101\ 779}{4} (1 + 0,22) + \frac{10\ 791}{4} (1 + 0,27) \quad (3.37)$$

$$F_{z\ max} = 31\ 042,6 + 3426 = \mathbf{33\ 624\ N}$$

4 Průhyb ocelové pružnice

Pro další postup v návrhu je důležité zjistit celkový rozsah průhybu pružnice, jehož hodnotu získám z charakteristiky pružnice tzn. závislost zatěžující síly na průhybu.

Při výpočtu průhybu pružnice budu vycházet ze vztahu (4.1), který definuje velikost síly v závislosti na tuhosti (k) a průhybu (z) pružnice. Tuhost pružnice k_1 budu opět uvažovat poloviční, takže $k_1 = 534 \frac{N}{mm}$.

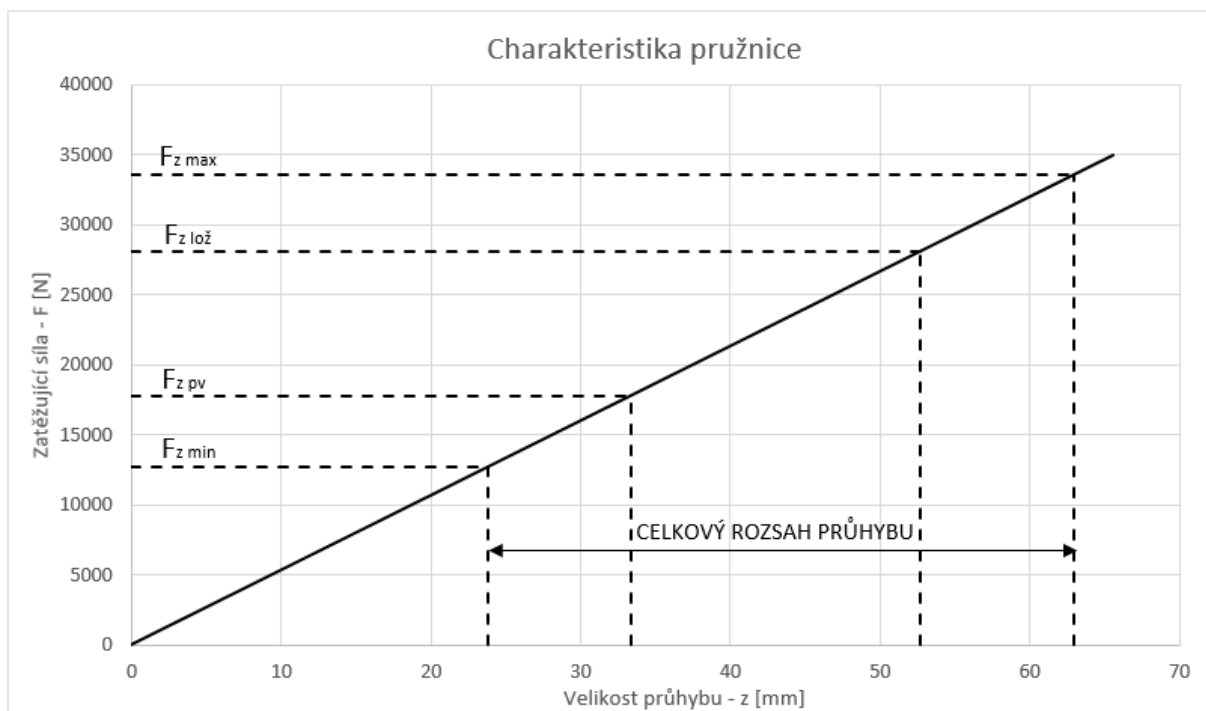
$$F = k_1 \cdot z \quad (4.1)$$

Vzhledem k tomu, že znám zatěžující síly a požadovanou tuhost pružnice, tak ze vztahu (4.1) vyjádřím průhyb z . Za sílu F dosadím postupně hodnoty od nuly do $F_{z \max}$. Výsledkem je charakteristika pružnice zobrazená na grafu 1. Hodnoty průhybu pro jednotlivé velikosti sil jsou zobrazeny v tabulce (Tab. 4).

zátěžový stav	Fz [N]	z [mm]
$F_{z \min}$	12 694	23,8
$F_{z pv}$	17 842	33,4
$F_{z lož}$	28 143	52,7
$F_{z \max}$	33 624	63

Tab. 4 – Hodnoty průhybu pružnice

Z tabulky (Tab. 4) je zřejmé, že celkový rozsah průhybu pružnice primární vypružení činí **39,2 mm**.



Graf 1 – Charakteristika pružnice

5 Návrh ocelové parabolické pružnice

Parabolická pružnice (Obr. 22) je svazek pružin tvořených plochými ocelovými pásy přibližně stejné délky s minimální délkou odpovídající rozteči ok. Šířka pásu funkční části odpovídá, na většině délky, tvaru paraboly s vodorovnou osou a vrcholem pod středem oka. Tuhost celé pružnice určuje tuhost jednotlivých listů. Uprostřed a na koncích, kde se listy vzájemně dotýkají, se mezi listy vloží podložky snižující tření. Jednotlivé listy jsou spojeny sponami a středovým šroubem, ten zabraňuje vzájemnému posunutí listů.

Spony se umísťují na jeden nebo na oba konce a svírají jednotlivé listy k sobě, zajišťují tak jejich vzájemnou polohu. Při sevření listů je možné přenášet i boční síly, které však v mém případě dosahují pouze malých hodnot. Další funkce spon je ochranná, zabraňuje totiž odlétnutí listu v případě jeho prasknutí, chrání tak další části na podvozku.

Oka na konci hlavního listu slouží k uchycení pružnice rám podvozku, v tomto případě pomocí svislých závěsek, dále je pružnice přichycena na nápravnici ve středové části (pod objímkou).



Obr. 22 – Parabolická pružnice [15]

5.1.1 Volba materiálu ocelové pružnice

Doporučené materiály pro výrobu dynamicky namáhaných pružin jsou dle normy 13 251, 13270, 14 260. Vzhledem k hodnotě meze kluzu volím materiál 14 260, který je, ze všech zde uvedených, nejpevnější tzn. má nejvyšší hodnotu meze kluzu. Vyšší pevností zvoleného materiálu se docílí snížení počtu listů pružnice, tudíž i její nižší hmotnosti. Snížením hmotnosti se docílí menší hmotnosti neodpružených hmot z čehož plyne zmenšení negativního vlivu vozidla na kolej.

Zvolený materiál 14 260 je vhodný na výrobu drátů, tyčí a pásů pro vysoce namáhané pružící prvky. V současnosti je tento materiál běžně používán k výrobě šroubovitých a parabolických pružin používaných pro kolejová vozidla.

Označení mat.	Mechanické a fyzikální vlastnosti					Tepelné zpracování
	Nejnižší mez kluzu $\sigma_{Kt} = \sigma_{oD}$ [MPa]	Pevnost v tahu σ_{Pt} [MPa]	Nejnižší tažnost	Tvrdość podle Brinella HB	Modul pružnosti ve smyku $G \cdot 10^{-3}$ [MPa]	
14 260	1275	1470 ÷ 1770	6	438 ÷ 507	78,5	Kalení z teploty 840 ÷ 880°C do oleje. Popouštění z teploty 380 ÷ 580°C na vzduchu.

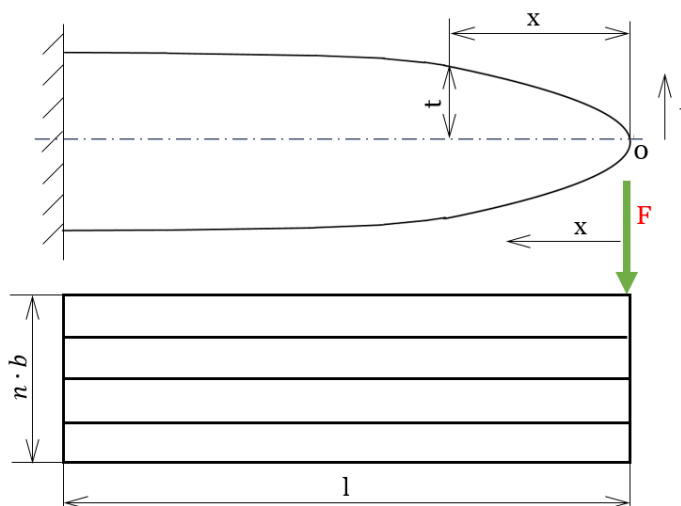
Označení mat.	Materiálová norma	Chemické složení [%]						
		C	Mn	Cr	Ni	Cu	P	S
14 260	ČSN 41 4260	0,5 ÷ 0,6	0,5 ÷ 0,8	1,3 ÷ 1,6	max 0,5	max 0,3	max 0,035	max 0,035

Tab. 5 – Vlastnosti a složení materiálu 14 260 [16]

5.2 Teoretická pružnice

Při návrhu pružnice se vychází z pružnice teoretické (Obr. 23), pomocí které se snadněji určí průběh namáhání a tvar parabolické části. Získané poznatky se aplikují na pružnici skutečnou (Obr. 24), čímž se určí finální parametry pružnice.

Při výpočtu namáhání a průhybu (podle Obr. 23) se nejdříve přemístí listy pružnice do jedné roviny. Vznikne nosník ve tvaru obdelníka s proměnnou šířkou listu zvětšující se od působíště síly směrem ke středovému šroubu podle paraboly, kterou určuje rovnice (5.1). Ve středové části tzn. v místě spojení pružnice a nápravnice se uvažuje vetknutí tohoto výpočtového nosníku.



Obr. 23 – Teoretická pružnice

$$x = a \cdot t^2 \Rightarrow t = \sqrt{\frac{x}{a}} \quad (5.1)$$

Průběh šířky listu je dán vztahem (5.1). Veličina a značí parametr paraboly. Řezem ve vzdálenosti x od počátku o vznikne obdelník o stranách $n \cdot b$ a $2t$, jehož modul v ohybu vůči ose x je:

$$W_{ox} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{n \cdot b \cdot 4 \cdot x}{6 \cdot a} \quad (5.2)$$

Ohybový moment působící v tomto místě:

$$M_{ox} = F \cdot x \quad (5.3)$$

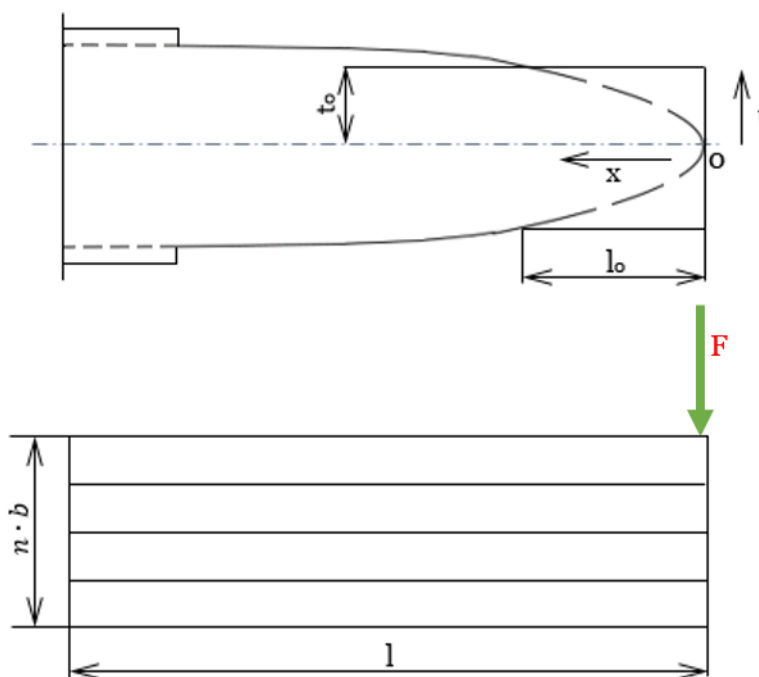
A tedy působící napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{ox}}{W_{ox}} = \frac{3 \cdot a \cdot F}{2 \cdot n \cdot b} \leq \sigma_{oD} \quad (5.4)$$

Ve vztahu (5.4) se nevyskytuje souřadnice x , takže napětí je ve všech průřezech stejné a jedná se tak o nosník stálého napětí.

5.3 Skutečná pružnice

Skutečná parabolická pružnice (Obr. 24) má, oproti teoretické pružnici, střední část s konstantní šířkou zesílenou o 1 až 3 mm. Dále pak koncová část o délce l_0 má také konstantní šířku, což vytváří vhodnější podmínky pro vzájemný styk jednotlivých listů pružnice při přenosu zatěžující síly F_z .



Obr. 24 – Skutečná pružnice

Při porovnání parabolického průběhu šířky listu teoretické pružnice a zesílených částí u skutečné pružnice je zřejmé, že namáhání dosahuje nejvyšších hodnot v částech s parabolickým průběhem, proto je možné pro výpočet namáhání využít stejný vztah (5.4) jako u pružnice teoretické.

Pro výpočet průhybu skutečné parabolické pružnice můžeme zanedbat střední zesílenou část a je třeba uvažovat pružnici se dvěma různými úseky s různě definovanou šířkou, a tedy i různými kvadratickými momenty průřezu.

Vztah kvadratického moment průřezu první části $0 < x < l_0$:

$$J_{x1} = \frac{1}{12} b \cdot h^3 = \frac{1}{12} n \cdot b \cdot (2t)^3 = \frac{1}{12} n \cdot b \cdot 8 \cdot t^3; t = \sqrt{\frac{l_0}{a}} \quad (5.5)$$

$$J_{x1} = \frac{2 \cdot n \cdot b \cdot \sqrt{l_0^3}}{3 \cdot \sqrt{a^3}}$$

Vztah kvadratického momentu průřezu druhé části $l_0 < x < l$

$$J_{x2} = \frac{2 \cdot n \cdot b \cdot \sqrt{x^3}}{3 \cdot \sqrt{a^3}} \quad (5.6)$$

Průhyb z_1 první části je dán vztahem:

$$z_1 = \int_0^l \frac{M_{ox}}{E \cdot J_x} x dx = \frac{1}{E} \int_0^l \frac{F \cdot x^2}{\frac{2 \cdot n \cdot b \cdot \sqrt{l_0^3}}{3 \cdot \sqrt{a^3}}} dx = \frac{3}{2 \cdot E} \int_0^l \frac{F \cdot x^2 \cdot \sqrt{a^3}}{b \cdot n \cdot \sqrt{l_0^3}} dx \quad (5.7)$$

$$z_1 = \frac{F \cdot \sqrt{l_0^3} \cdot \sqrt{a^3}}{2 \cdot E \cdot n \cdot b}$$

a průhyb z_2 druhé části vztahem:

$$z_2 = \int_0^l \frac{M_{ox}}{E \cdot J_x} x dx = \frac{1}{E} \int_0^l \frac{F \cdot x^2}{\frac{2 \cdot n \cdot b \cdot \sqrt{x^3}}{3 \cdot \sqrt{a^3}}} dx = \frac{3}{2 \cdot E} \int_0^l \frac{F \cdot \sqrt{x} \cdot \sqrt{a^3}}{b \cdot n} dx \quad (5.8)$$

$$z_2 = \frac{F \cdot \sqrt{a^3}}{E \cdot n \cdot b} \left(\sqrt{l^3} - \sqrt{l_0^3} \right)$$

Celkový průhyb pružnice bude součtem z_1 a z_2

$$z = z_1 + z_2 = \frac{F \cdot \sqrt{a^3}}{E \cdot n \cdot b} \left(\sqrt{l^3} - \frac{\sqrt{l_0^3}}{2} \right) \quad (5.9)$$

Délka pružnice přímo ovlivňuje tuhost vypružení, jelikož byla tuhost vypružení již stanovena, bude snahou zachovat požadovanou tuhost, protože by jinak došlo ke změně frekvencí houpání skříně. Frekvence houpání skříně ovlivňuje bezpečnost provozu a komfort jízdy. Změnou tuhosti by se také změnil průhyb pružnice, což by mohlo vést k nedodržení stanovené výšky nárazníků. Dosazením průhybu z do vztahu $k = \frac{F}{z}$ určí délku pružnice l (vztah 5.10). Vyjádření délky pružnice je v příloze č.1 na straně 49.

$$l = \left(\frac{E \cdot n \cdot b + k_1 \cdot \sqrt{a^3} \cdot \frac{\sqrt{l_0^3}}{2}}{k_1 \cdot \sqrt{a^3}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (5.10)$$

Z rovnice 5.10 si volím rozměry n, b, a, l_0 , jejich hodnota je v tabulce 6.

	veličina	hodnota	jednotka
Počet listů pružnice	n	4	-
Tloušťka jednoho listu	b	15	mm
Délka koncové části	l_0	130	mm
Parametr paraboly	a	1,45	mm^{-1}

Tab. 6 – Parametry pružnice

Parametr a respektuje maximální možnou šířku listu, která je dle konstrukčního řešení podvozku omezena hodnotou $t_{max} \leq 50\text{mm}$, ostatní hodnoty jsem při výpočtu délky pružnice postupně optimalizoval, tak aby byla splněna pevnostní podmínka.

Jak již bylo zmíněno, výpočet namáhání skutečné pružnice bude stejný, jako v případě teoretické pružnice:

$$\sigma_o = \frac{3 \cdot a \cdot F}{2 \cdot n \cdot b} \leq \sigma_{oD} = 1275 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

5.4 Výpočet délky ocelové pružnice a pevností kontrola

Výpočet byl proveden ve výpočetním programu Matlab, jednotlivé zadané hodnoty byly postupně optimalizovány pro splnění pevnostní podmínky (5.11) a dodržení maximální délky jedné části pružnice, která je dle konstrukčního řešení omezena na $l = 595 \text{ mm}$.

```

k1c
clear

E = 206000;      % Youngův modul pružnosti [MPa]
n=4;           % Počet listů
b=15;         % Šířka jednoho listu [mm]
k=534;        % Tuhost jedné části pružnice [N/mm]
a=1.45;       % Parametr paraboly [mm^-1]
LO = 130;     % Délka koncové části [mm]
F = 33624.66; % Maximální zatěžující síla [N]
sigd = 1275;  % Dovozené napětí v ohybu [MPa]

L = ((E*n*b+k*a^(3/2)*(LO^(3/2)))/2)/(k*a^(3/2))^(2/3) % výpočet délky pružnice
disp('_____')
disp('kontrola:')
k=(E*n*b)/(a^(3/2)*L^(3/2)-(LO^(3/2))/2) % Přepočet tuhosti pružnice
sig = (3*F*a)/(2*n*b) % Pevnostní kontrola
if sig<sigd
    disp('Pevnostní podmínka je splněna')
else sig>sigd
    disp('Ohybové napětí nad mezní hodnotou')
end

L =

    580.81

kontrola:

k =

    521.54

sig =

    1218.9

Pevnostní podmínka je splněna
    
```

Obr. 25 – Výpočet délky pružnice a pevnostní kontrola

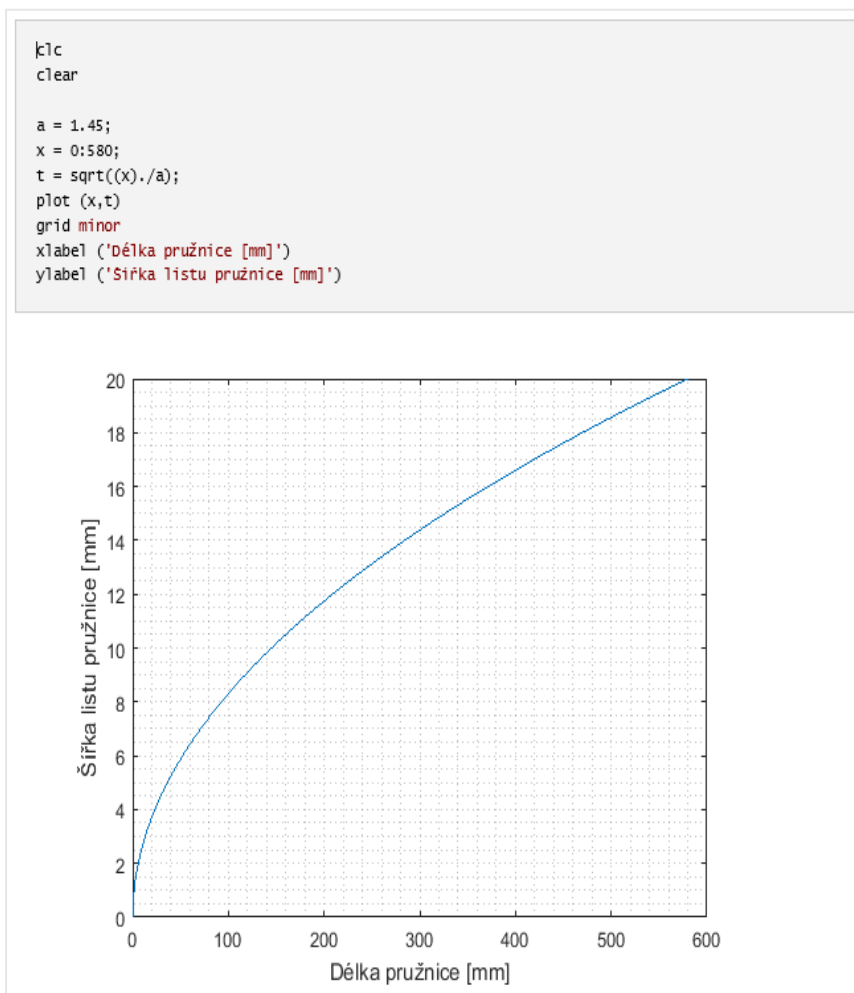
Z Obr. 25, který zobrazuje zápis výpočtu v programu Matlab a ve spodní části výsledek výpočtu, činí délka pružnice $l = 580,81\text{mm}$. Pomocí získané délky l je nutné vypočítat skutečnou tuhost pružnice. Tuhost se sice změnila oproti původně uvažované hodnotě $k_1 = 534 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ na hodnotu $k_1 = 521,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$, avšak tato změna nehraje významnou roli. Pevnostní kontrola je splněna. Za zmínku stojí, že uvedená délka i tuhost jsou pro jednu polovinu pružnice. Celková délka i tuhost budou dvojnásobné.

	veličina	hodnota	jednotka
Celková délka pružnice	L	1 162	mm
Výsledná celková tuhost	k	1 043	N/mm
Ohybové napětí	σ_o	1219	MPa
Dovozené ohybové napětí	$\sigma_{o\text{Dov}}$	1275	MPa

Tab. 7 – Výsledné parametry ocelové parabolické pružnice

5.5 Parabolický průběh šířky listu

Pomocí rovnice (5.1) se určí parabolický průběh šířky listu, kde x je v mezích od kraje listu do místa připevnění listu k nápravnici.



Obr. 26 – Průběh šířky listu

Graf na obrázku 26 zobrazuje průběh šířky t , slouží pouze pro konstrukci samotného listu a neodpovídá žádnému měřítku.

5.6 Výrobce ocelové pružnice

Nyní znám všechny parametry pružnice. Je možné oslovit některého z výrobců a nechat si pružnici vyrobit na míru. Výrobců je u nás hned několik, avšak každý používá jinou technologii a především materiály. Jelikož návrh pružnice zahrnoval materiál 14 260, mohl bych se obrátit na firmu GREWIS s.r.o., která při výrobě tento materiál běžně používá.

6 Návrh kompozitní listové pružnice

Cílem návrhu kompozitní pružnice je snížení hmotnosti vypružení, čímž docílíme snížením hmotnosti neodpružených částí. Tím se nám sníží i velikost nežádoucích rázů soupravy na kolej. Sníží se částečně i opotřebení trati. Další významnou přednost nalezneme ve zvýšení jízdního komfortu a téměř bezúdržbový provoz pružnice. Docílíme tím menších nákladů na údržbu, avšak při vyšších pořizovacích nákladech.

Motivace pro použití kompozitní pružnice je tedy zřejmá. Celkové porovnání obou pružnic je uvedeno později.

6.1 Kompozitní materiály

Kompozitní materiály jsou složeny ze dvou nebo více složek s rozdílnými vlastnostmi, jak chemickými, tak i fyzikálními. Spojením těchto složek vzniká zcela nový materiál s jedinečnými vlastnostmi. Takových vlastností nedosahuje žádná jiná samostatná složka, dokonce ani při sečtení vlastností jednotlivých složek. Jedna z fází složek je spojitá a plní funkci pojiva, nazýváme ji matrice. Další ze složek tvoří pevnější fáze v nespojitě formě (např. vlákna), nazýváme ji výztuž. Výztuž významně ovlivňuje mechanické vlastnosti kompozitu.

Základním parametrem pro rozdělení kompozitů je geometrický tvar výztuže, podle kterého rozlišujeme kompozity vláknové a částicové.

Délka útvarů výztuže u částicových kompozitů je v jednotlivých směrech přibližně stejná. Prakticky se velikost jednotlivých částic pohybuje v rozmezí 1-20 μm . Vlastnosti kompozitu také ovlivňuje tvar částic. Běžně se setkáme s kulovitým, deskovým nebo tyčinkovým tvarem.

V případě vláknových kompozitů je délka částic výrazně větší v jednom směru. Rozlišujeme krátká a dlouhá vlákna. Krátká vlákna dosahují poměru délky ku průměru $\frac{l}{a} < 100$. Dlouhá vlákna mají pak délku srovnatelnou s délkou výrobku. Fyzikální vlastnosti se ovlivní druhem a uspořádáním použitých vláken.

6.2 Volba materiálu kompozitní pružnice

6.2.1 Uhlíková vlákna

Uhlíková vlákna jsou vlákna obsahující uhlík v různých modifikacích. Předností těchto vláken je především jejich nízká tepelná roztažnost, vysoká pevnost, vysoké hodnoty modulu pružnosti v tahu a meze únavy. Nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady, velká elektrická vodivost a nízká odolnost proti nárazům (při použití samotných uhlíkových nebo grafitových vláken).

6.2.2 Skelná vlákna

Skelná vlákna jsou vlákna anorganická s širokou škálou použití. Přednostmi jsou vysoká pevnost, odolnost vůči vysokým teplotám, nehořlavost a dobrá chemická odolnost. Ve stavebním průmyslu se v široké míře používají kvůli vynikající tepelné a zvukové izolaci. Používají se především v automobilovém průmyslu, leteckém průmyslu, chemickém průmyslu a dalších odvětvích, kde jsou kladeny vysoké technické požadavky materiálu. [26] [27]

6.2.3 Vlastnosti kompozitních materiálů

V tabulce (Tab. 8) uvádím porovnání fyzikálních i chemických vlastností tří vybraných kompozitních materiálů vhodných pro výrobu kompozitní pružnice.

	Vlastnosti kompozitů				
	Veličina	Jednotka	Sklo/epoxid	Uhlík/epoxid	Grafit/epoxid
Mez pevnosti v tahu	σ_t	[MPa]	900	900	900
Youngův modul pružnosti	E	[MPa]	40 000	115 000	358 000
Mez pevnosti v ohybu	σ_o	[MPa]	6 500	10 600	6 400
Mez pevnosti ve smyku	τ	[MPa]	2 433	7 600	3 000
Hustota	ρ	[kg/m ³]	2 000	1 600	1 590
Poissonovo číslo	ν		0,27	0,27	0,023

Tab. 8 – Vlastnosti kompozitů [17], [18]

Pro výrobu pružnice jsem si zvolil firmu Hendrickson Holdings, L.L.C., která vyrábí nejen kompozitní pružnice a ke své výrobě používají právě kompozit ze skelných vláken. Dále budu navrhovat pružnici právě z tohoto materiálu.

6.3 Výpočet rozměrů kompozitní pružnice

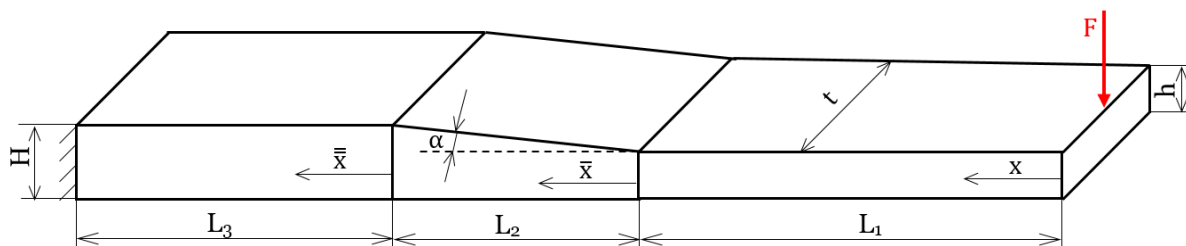
Oproti ocelové parabolické pružnici bude snaha docílit pouze jednoho listu pružnice s konstantním průběhem šířky listu. Bude se tedy jednat o listovou pružnici. Tvar kompozitní pružnice je na obrázku – Obr. 27.

Původně byla snaha o zachování parabolické pružnice i v případě pružnice kompozitní. Při výpočtech rozměrů jsem pro zachování tuhosti pružnice dosáhl maximální celkové délky listu okolo 300 mm. Taková délka je vzhledem k zástavbovým prostorům nesmyslná. Z tohoto důvodu zde uvažuji listovou pružnici.

Při výpočtu zatížení a rozměrů pružnice se list pružnice přemístí do roviny. List nahradíme vetknutým nosníkem. Vetknutí odpovídá upevnění listu pružnice na nápravnici. Nosník je schematicky znázorněn na obrázku – Obr. 28.

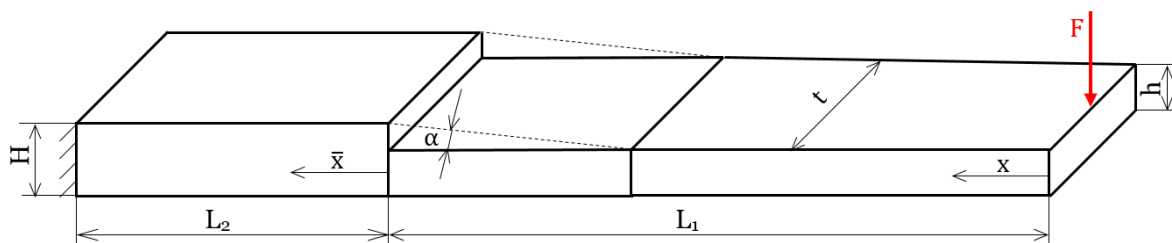


Obr. 27 – Kompozitní listová pružnice [19]



Obr. 28 – Nahrazení listu pružnice nosníkem

Prostřední část nosníku nemá konstantní výšku, proto se značně zkomplikuje výpočet kvadratického momentu průřezu. Pro usnadnění nahradím prostřední část nosníkem s konstantní výškou h . Jak je vidět na obrázku – Obr. 29, tak má nahrazený nosník v prostřední části menší průřez než nosník skutečný. Pokud vydrží namáhání nosník s menším průřezem, tak zaručeně musí vydržet i nosník skutečný s větším průřezem.



Obr. 29 – Nosník s konstantním průřezem

Nosník rozdělíme na tři části a v každé části zvlášť určíme ohybové napětí pomocí rovnice (6.1):

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (6.1)$$

Pro první část nosníku platí:

$$M_{o1} = F \cdot x \quad (6.2)$$

$$W_{o1} = \frac{th^2}{6} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{o1 \max} = \frac{6 \cdot F \cdot L_1}{t \cdot h^2} \quad (6.4)$$

Pro druhou část nosníku platí:

$$M_{o2} = F \cdot (L_1 + \bar{x}) \quad (6.5)$$

$$W_{o2} = \frac{t \cdot H^2}{6} \quad (6.6)$$

$$\sigma_{o3 \max} = \frac{6 \cdot F \cdot (L_1 + L_2)}{t \cdot H^2} \quad (6.7)$$

Pro sestavení rovnic průhybu musím určit kvadratický moment průřezu. Pro první část platí:

$$J_{x1} = \frac{t \cdot h^3}{12} \quad (6.8)$$

Pro druhou část platí:

$$J_{x2} = \frac{t \cdot H^3}{12} \quad (6.9)$$

Průhyb první části je dán vztahem:

$$z_1 = \int_0^{L_1} \frac{M_{ox}}{E \cdot J_x} x dx = \frac{1}{E} \int_0^{L_1} \frac{F \cdot x^2}{\frac{t \cdot h^3}{12}} dx = \frac{1}{E} \int_0^{L_1} \frac{12 \cdot F \cdot x^2}{t \cdot h^3} dx \quad (6.10)$$

$$z_1 = \frac{4 \cdot F \cdot L_1^3}{t \cdot E \cdot h^3}$$

Průhyb druhé části je dán vztahem:

$$z_2 = \int_0^{L_2} \frac{M_{ox}}{E \cdot J_x} x dx = \frac{1}{E} \int_0^{L_2} \frac{F \cdot \bar{x}^2}{\frac{t \cdot H^3}{12}} dx = \frac{1}{E} \int_0^{L_2} \frac{12 \cdot F \cdot \bar{x}^2}{t \cdot H^3} dx \quad (6.11)$$

$$z_2 = \frac{4 \cdot F \cdot L_2^3}{t \cdot E \cdot H^3}$$

Pozn.: v rovnici (6.11) člen \bar{x}^2 značí x s pruhem na druhou, nikoliv x na mínus druhou.

Výsledný průhyb je součtem průhybu části jedna a dvě. Platí tedy:

$$z = z_1 + z_2 = \frac{4 \cdot F \cdot L_1^3}{t \cdot E \cdot h^3} + \frac{4 \cdot F \cdot L_2^3}{t \cdot E \cdot H^3} \quad (6.12)$$

$$z = \frac{4 \cdot F}{E \cdot t} \cdot \left(\frac{L_1^3}{h^3} + \frac{L_2^3}{H^3} \right)$$

Ze stejných důvodů, jako u ocelové pružnice, je snahou zachovat požadovanou tuhost primárního vypružení. Rovnici průhybu nosníku (6.12) dosadím do vztahu $F = \frac{k}{z}$, ze kterého vyjádřím délku L_2 . Vyjádření délky L_2 je v příloze na straně 50. Výsledný vztah má tvar:

$$L_2 = \sqrt[3]{\frac{E \cdot t \cdot H^3}{4 \cdot k_1} - \frac{L_1 \cdot H^3}{h^3}} \quad (6.13)$$

Z rovnice (6.13) si zvolím hodnoty veličin t , H , h , L_1 . Zvolené hodnoty jsou v následující tabulce (Tab. 9):

	Veličina	Hodnota	Jednotka
Délka první části	L_1	140	mm
Výška první části	h	20	mm
Výška druhé části	H	30	mm
Šířka listu	t	50	mm

Tab. 9 – Parametry kompozitní pružnice

Výpočet provedu v programu Matlab. Postupně jsem optimalizoval vstupní hodnoty, tak abych splnil konstrukční požadavky, resp. rozměry a pevnostní podmínku. Výpočet je zobrazen na obrázku (Obr. 30).

Vypočtené hodnoty jsou v následující tabulce (Tab. 10):

	Veličina	Hodnota	Jednotka
Délka druhé části	L_2	252	mm
Celková délka pružnice	L	784	mm
Výsledná celková tuhost	k_1	1 068	N/m
Maximální ohybové napětí	σ_o	1757.8	MPa
Dovolené ohybové napětí	$\sigma_{o\text{Dov}}$	6500	MPa

Tab. 10 – Výsledné parametry kompozitní listové pružnice

```

clc
clear
format shortg
E = 40000;           % Youngův modul pružnosti [MPa]
t = 50;             % Šířka listu [mm]
H = 30;             % Výška listu druhé části [mm]
k = 534;            % Tuhost jedné části pružnice [N/mm]
L1 = 140;           % Délka první části listu [mm]
h = 20;             % Výška první části listu
sigd = 6500;        % Dovořená napětí v ohybu [MPa]
F = 33624.66;       % Maximální zatěžující síla [N]

L2 = ((E*t*H^3)/(4*k) - (L1^3*H^3)/(h^3))^(1/3) % Výpočet délky druhé části pružnice

L = L1+L2           % Výpočet celkové délky pružnice

disp('_____')
disp('kontrola:')

k = (E*t)/(4*(L1^3/h^3+L2^3/H^3))

sig1 = (6*F*L1)/(t*h^2) % Ohybové napětí první části
if sig1<sigd
    disp('Pevnostní podmínka je splněna')
else sig1>sigd
    disp('Ohybové napětí nad mezní hodnotou')
end

sig2 = (6*F*(L1+L2))/(t*H^2) % Ohybové napětí druhé části
if sig2<sigd
    disp('Pevnostní podmínka je splněna')
else sig2>sigd
    disp('Ohybové napětí nad mezní hodnotou')
end

```

```

L2 =                               kontrola:
                                     k =
                                     534

L =                                  sig1 =
                                     1412.2
                                     Pevnostní podmínka je splněna

                                     sig2 =
                                     1757.8
                                     Pevnostní podmínka je splněna

```

Obr. 30 – Výpočet délky kompozitní pružnice a pevnostní kontrola

7 Porovnání ocelové a kompozitní pružnice

V této kapitole shrnu hlavní výhody a nevýhody kompozitní a ocelové pružnice. Vycházím zde zejména z hlavních předností materiálů, ze samotného konstrukčního návrhu pružnic, dále pak zohledňuji ekonomickou stránku.

Porovnáním výsledných parametrů pružnic si můžeme všimnout zejména menších rozměrů pružnice kompozitní. Ve spojení s nižší hustotou kompozitního materiálu dosáhneme menší hmotnosti a tím i snížením celkové hmotnosti neodpružených hmot, sníží se tak i rázy mezi vozem a tratí. Trať se tím pádem nebude tak rychle opotřebovávat. Pro představu bude ocelová pružnice vážit kolem 45 kg, zatímco kompozitní pouze 2,5 kg.

Další významnou předností kompozitní pružnice bude její nenáročná údržba. Zbavíme se problémy s korozí. Ocelová pružnice vyžaduje pravidelnou údržbu, zejména ochranu proti korozi a zajištění co nejnižšího tření mezi jednotlivými listy. Kompozitní pružnice se skládá pouze z jediného listu, odpadá tak další problém.

Z pevnostního hlediska se ocelová pružnice pohybuje, v krajním případě, blízko dovolenému napětí, oproti tomu zde má kompozitní pružnice výraznou rezervu. Z dlouhodobého hlediska můžeme počítat s delší životností kompozitní pružnice.

Hlavní výhodou ocelových pružnic je jejich cena a dostupnost. Kompozitní pružnice jsou drahé a výrobci si účtují vysoké částky za své know-how.

Výsledná volba materiálu pružnice bude tedy stát na rozhodnutí konstruktéra. Tato práce může konstruktérovi ulehčit rozhodování. Osobně bych se přikláněl k volbě kompozitního materiálu. Z dlouhodobého hlediska se bude jednat o lepší volbu.



Ocelová parabolická pružnice (nahore), kompozitní listová pružnice (dole)

8 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrzení primárního stupně vypružení jednonápravového podvozku kolejového elektrobuse. Konstrukcí podvozku se již zabíral ve své diplomové práci Tomáš Hromádka, která se tak stala základem pro vznik této bakalářské práce.

V úvodu práce jsou popsány používané druhy primárního vypružení jednonápravových podvozků. Pomocí rešerše jsem mohl objektivně zhodnotit vhodnost navrženého vypružení v diplomové práci Tomáše Hromádky, to se vzhledem k zástavbovým prostorám ukázalo jako vhodné.

Stanovení hmotností jednotlivých částí vozu bylo výchozím bodem pro výpočet statických sil působících na podvozek. Ty na vůz působí, když se nepohybuje, například v depu nebo ve stanici. Připočtením svislého dynamického přetížení ke statickým silám se stanovila maximální a minimální zatěžující síla působící na pružnici.

Nejdříve byl vypracován návrh ocelové parabolické pružnice. Požadovaná tuhost pružnice byla převzata z DP Tomáše Hromádky [1]. Znalostí tuhosti a maximální zatěžující síly se vypracovala charakteristika pružnice, tzn. závislost průhybu na zatěžující síle. Návrh parametrů pružnice vycházel z volby některých parametrů a z výpočtu délky pružnice. Délka pružnice musela respektovat požadovanou tuhost a dodržet zástavbové prostory.

Kompozitní pružnice měla být původně také parabolická. Snaha o dodržení požadované tuhosti vedla k příliš malým rozměrům nevhodným pro správnou funkci pružnice. Byla tak navržena listová pružnice s konstantní šířkou listu. Návrhem kompozitní pružnice se dospělo ke značnému snížení hmotnosti vypružení.

Součástí bakalářské práce je sestavný výkres primárního vypružení. Výkres obsahuje kompozitní listovou pružnici, která je na koncích uchycená do opasek uložených pomocí silent bloků a čepů v závěškách. Čepy jsou zajištěny pomocí pojistných kroužků. List pružnice je spojena s nápravnicí pomocí spony. Toto spojení hraje zásadní roli zejména při nakolejování nebo zdvihání vozu.

U návrhu ocelové parabolické pružnice chybí detailnější rozbor jejího upnutí. Podrobnější návrh by vyžadoval zejména pevnostní výpočet upínacích ok a jejich velikost. Tento návrh byl již nad rámec této práce, mohl by se tak stát námětem pro další závěrečnou práci.

Použité zdroje

- [1] Hromádka Tomáš, STUDIE TRAKČNÍHO PODVOZKU KOLEJOVÉHO ELEKTROBUSU: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2018. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [2] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. Kolejová vozidla II. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [3] [online] [cit. 2019-07-07] dostupné z: <https://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002160-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-810/>
- [4] [online] [cit. 2019-07-07] dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Motorov%C3%BD_v%C5%AFz_810
- [5] [online] [cit. 2019-07-07] dostupné z: <https://docplayer.cz/9349004-Zsdm-pojedy-a-podvozky-kolejovych-vozidel.html>
- [6] [online] [cit. 2019-07-07] dostupné z: <http://verejnadoprava.eu/zfoto/cz814.htm>
- [7] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=ROnG1P-Crok>
- [8] Jan Mojžíš: KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU KOLEJOVÉHO ELEKTROBUSU: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2017. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [9] Rollfeder Prospekt, dostupný z webu www.ackmann.de
- [10] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: http://www.wgk.cal.pl/details.php?image_id=19641&mode=search&sessionid=3d7erteptcakrvoijfhdohkf65
- [11] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <http://www.transportszynowy.pl/ed74/ed74odspr1d.jpg>
- [12] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <http://web.talgoamerica.com/overview>
- [13] Míhulec Michal: STUDIE PRIMÁRNÍHO A SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ PODVOZKU VYSOKORYCHLOSTNÍ JEDNOTKY: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2019. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [14] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <http://www.newtruckspring.com/full-range-and-cheapest-parabolic-leaf-springs/>
- [15] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <https://www.akartoolsLtd.com/products/leaf-springs/parabolic-leaf-spring.html>

- [16] MARUNA, Zdeněk. Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1988.
- [17] Rajamony, Dr.Bhuvanesh. (2015). IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN) www.iosrjen.org ISSN (e): 2250-3021, ISSN (p): 2278-8719 Vol. X.
- [18] BAUMRUK, Martin. Kompozitové materiály v leteckém průmyslu v ČR. Ústav Automobilů, kolejových vozidel a letadlové techniky, 2006.
- [19] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <https://eu.hendrickson-intl.com/Leaf-Spring/COMPOSITE-SPRINGS>
- [20] POHL, Rudolf a Ctirad NOVOTNÝ. Železniční vozidla: uspořádání a stavba. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02690-6.
- [21] Přednáška Konstrukce kolejových vozidel - doc. Ing. Josef Kolář, CSc., Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, ČVUT v Praze, 2018.
- [22] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <https://www.indiamart.com/aurigaelastomers/chevron-spring.html>
- [23] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: https://nl.wikipedia.org/wiki/DSB_SA
- [24] [online] [cit. 2019-07-07], dostupné z: <https://www.mubea.com/cz/products-technologies/automotive/podvozek/pruziny-z-kompozitu/>
- [25] KRATOCHVÍL, Bohumil, Václav ŠVORČÍK a Dalibor VOJTĚCH. Úvod do studia materiálů. Vyd. 1. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická, 2005, 190 s. ISBN 80-7080-568-4
- [26] Lehner, J. - Surý, L.: Silikátová vlákna v průmyslu a stavebnictví, SNTL, PRAHA, 1981
- [27] Lehner, J.: Skleněná, horninová a strusková vlákna, SNTL, Praha, 1960
- [28] Gupta, P.K.: Glass Fibers for Composite Materials in Fibre Reinforcements for Composite Materials, ed. Bunsell A.R., Elsevier, Amsterdam 1988
- [29] KOLÁŘ, Josef a České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 9788001042625;8001042626;
- [30] ŠÍBA, Jaroslav. Kolejová vozidla II: Pojezd. 1. vyd. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1987.

Seznam obrázků

Obr. 1 – Model koncepce jednonápravového podvozku pro kolejový elektrobuses [1] ..	10
Obr. 2 – Motorový vůz řady 810 [4].....	12
Obr. 3 - Podvozek jednonápravový určený pro motorové vozy ř. 810 [5]	12
Obr. 4 - Vůz Regionova [6].....	13
Obr. 5 - Souprava Litra SA [7]	13
Obr. 6 - Jednotka Litra SA – výkres podvozku [8]	13
Obr. 7 - Princip zatěžování pryžového bloku Clouth [9].....	14
Obr. 8 - Jednotka Regio Tramp – SA 108 [10].....	14
Obr. 9 - Podvozek typu 19MN [11].....	15
Obr. 10 - Jednonápravový podvozek Talgo [12].....	15
Obr. 11 - Jednonápravový podvozek Talgo [13].....	16
Obr. 12 - Schéma vozu	19
Obr. 13 - Typový výkres kolejového elektrobuses (boční pohled) [1]	19
Obr. 14 – Typový výkres kolejového elektrobuses (půdorys) [1]	19
Obr. 15 - Schéma kolejového elektrobuses.....	20
Obr. 16 - Zatížení podvozku [1].....	21
Obr. 17 – Rozložení statických sil	21
Obr. 18 - Síly působící na pružnici [14].....	22
Obr. 19 – Zatížení prázdného vozu.....	23
Obr. 20 – Nosník pro výpočet pružnice	25
Obr. 21 – Zatížení plně loženého vozu	27
Obr. 22 – Parabolická pružnice [15].....	30
Obr. 23 – Teoretická pružnice	31
Obr. 24 – Skutečná pružnice	32
Obr. 25 – Výpočet délky pružnice a pevnostní kontrola.....	35
Obr. 26 – Průběh šířky listu.....	36
Obr. 27 – Kompozitní listová pružnice [19].....	39
Obr. 28 – Nahrazení listu pružnice nosníkem	39
Obr. 29 – Nosník s konstantním průřezem	39
Obr. 30 – Výpočet délky kompozitní pružnice a pevnostní kontrola	42

Seznam tabulek

Tab. 1 - Technické parametry kolejového autobusu.....	17
Tab. 2	24
Tab. 3	24
Tab. 4 – Hodnoty průhybu pružnice.....	28
Tab. 5 – Vlastnosti a složení materiálu 14 260 [16].....	30
Tab. 6 – Parametry pružnice	34
Tab. 7 – Výsledné parametry ocelové parabolické pružnice	35
Tab. 8 – Vlastnosti kompozitů [17], [18]	38
Tab. 9 – Parametry kompozitní pružnice	41
Tab. 10 – Výsledné parametry kompozitní listové pružnice	41

Seznam grafů

Graf 1 – Charakteristika pružnice.....	29
--	----

Příloha č.1 – vyjádření délky ocelové parabolické pružnice

Dosažením průhybu dostáváme:

$$k = \frac{F}{z} = \frac{F}{\frac{F \cdot \sqrt{a^3} \left(\sqrt{l^3} - \frac{\sqrt{l_0^3}}{2} \right)}{E \cdot n \cdot b}} = \frac{F \cdot E \cdot n \cdot b}{F \cdot \sqrt{a^3} \cdot \left(\sqrt{l^3} - \frac{\sqrt{l_0^3}}{2} \right)}$$

Zkrátíme sílu F a vynásobíme rovnici jmenovatelem:

$$k \cdot \sqrt{a^3} \cdot \left(\sqrt{l^3} - \frac{\sqrt{l_0^3}}{2} \right) = E \cdot n \cdot b$$

Roznásobíme závorku:

$$k \cdot \sqrt{a^3} \cdot \sqrt{l^3} - k \cdot \sqrt{a^3} \cdot \frac{\sqrt{l_0^3}}{2} = E \cdot n \cdot b$$

Osamostatníme délku l :

$$\sqrt{l^3} = \frac{E \cdot n \cdot b + k \cdot \sqrt{a^3} \cdot \frac{\sqrt{l_0^3}}{2}}{k \cdot \sqrt{a^3}}$$

A na závěr umocníme celou rovnici na $2/3$:

$$l = \left(\frac{E \cdot n \cdot b + k \cdot \sqrt{a^3} \cdot \frac{\sqrt{l_0^3}}{2}}{k \cdot \sqrt{a^3}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Příloha č.2 – vyjádření délky druhé části kompozitní listové pružnice

Dosažením průhybu dostáváme:

$$k = \frac{F}{z} = \frac{F}{\frac{4 \cdot F}{E \cdot t} \cdot \left(\frac{L_1^3}{h^3} + \frac{L_2^3}{H^3} \right)} = \frac{E \cdot t}{4 \cdot \left(\frac{L_1^3}{h^3} + \frac{L_2^3}{H^3} \right)}$$

Rovnici vynásobíme jmenovatelem:

$$4 \cdot k \cdot \left(\frac{L_1^3}{h^3} + \frac{L_2^3}{H^3} \right) = E \cdot t$$

Postupně osamostatníme člen L_2

$$\frac{L_2^3}{H^3} = \frac{E \cdot t}{4 \cdot k} - \frac{L_1^3}{h^3}$$

Umocněním rovnice na třetí dostáváme vztah pro výpočet délky L_2

$$L_2 = \sqrt[3]{\frac{E \cdot t \cdot H^3}{4 \cdot k_1} - \frac{L_1 \cdot H^3}{h^3}}$$

Příloha č.3 – postup montáže primárního vypružení za použití kompozitní listové pružnice

Při montáži začneme přípravou pružnice, do které vyvrtáme otvory pro šrouby o průměru 11H13. Rozteč děr činí 759 mm.

List pružnice vložíme do objímky.

Objímku společně s listem připevníme k nápravnici pomocí dvou šroubů - ŠROUB M16x40 – ČSN EN 24 017. Šrouby jsou vypodloženy dvěma pružnými podložkami ČSN 02 1740.11.

Ke koncům listu pružnice připevníme opasky. List je k opasku připevněn pomocí dvou šroubů M10 s kulatou hlavou a vnitřním šestihranem – ŠROUB M10 - ISO 4792. Šrouby jsou vypodloženy pružnými podložkami ČSN 02 1740.11 a zašroubovány v opasku – viz výrobní výkres.

Následně se opasky upnou do svislých závěsek. Upevnění zajišťuje ČEP 20 x 60 A – ISO 2341. Při vkládání čepu se musí nasadit silentblok. Pojištění čepu proti vypadnutí zajišťuje pojistný kroužek – POJISTNÝ KROUŽEK 20 – ČSN 02 2930.