

Návrh hnacího motorového vozu a hnacího podvozku příměstské a regionální jednotky

Pavel Klouda

Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef Kolář CSc.

Abstrakt

Konstrukce a uspořádání hnacího vozu a hnacího podvozku. Návrh vzhledu a uspořádání hnacího vozu i jednotky, stanovení podmínek pro provoz na trati, návrh vypružení a konstrukční řešení celého pojezdu.

Klíčová slova

Regionální jednotka, hnací vůz, hnací podvozek, vypružení, mechanický model kmitání vozu, kinematický obrys, vedení dvojkolí, kyvné rameno

1. Úvod

Způsob, jak může vypadat v dnešní době kolejová doprava pro přepravu cestujících, je dvojitý. Prvním způsobem je čelní umístění vozu, který je zdrojem hnací síly – lokomotivy, za kterou jsou připojeny osobní vozy – vagóny. Jak lokomotiva, tak přípojné vozy mohou být dle potřeby neustále rozpojovány a skládány podle požadované přepravní kapacity. Druhým uspořádáním, které v dnešní době začíná převládat, je uspořádání ucelených jednotek. Tyto jednotky, které se většinou skládají z hnacího, vloženého a řídícího vozu, spolu tvoří nerozpojovatelnou průchozí soupravu. Tyto jednotky bývají konstruovány jako vozidla lehké stavby. Pohon tak nebývá koncentrován pouze do jednoho vozu, jako je to v případě lokomotivy, ale dochází k rozprostření tažné síly do více podvozků celé soupravy.

Dle výkonu a maximální dosažitelné rychlosti se může jednat jak o vysokorychlostní jednotky (TGV, ICE, Pendolino, Šinkansen) dosahující maximální rychlosti kolem 300 km/h, tak i regionální či příměstské jednotky, pohybující se nižšími rychlostmi, byť dosahují též maximální rychlosti kolem 140 km/h. Příkladem těchto regionálních / příměstských jednotek je např. Talent, Lirex, Desiro, nebo také jednotka české výroby City Elephant.

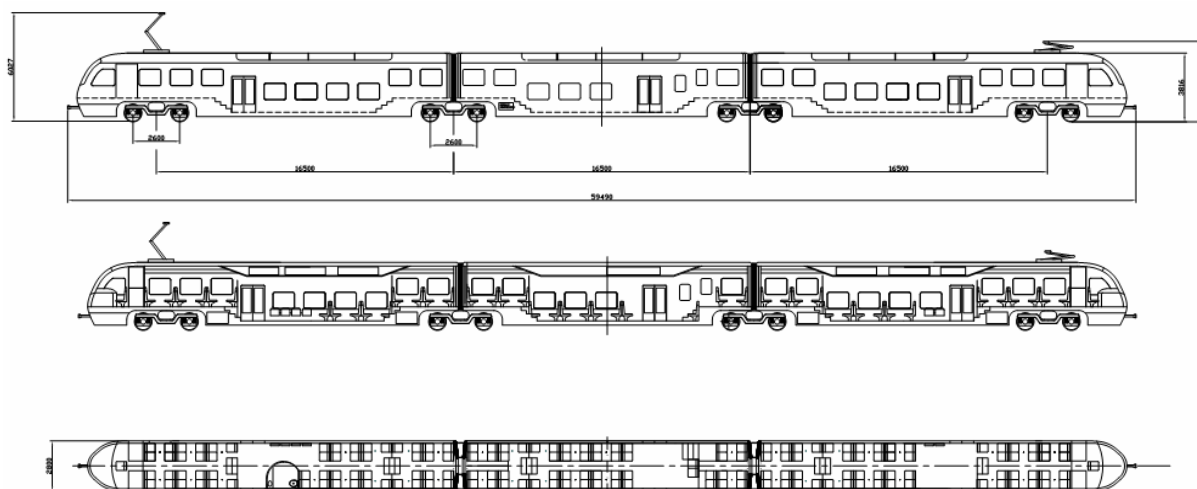


Obr. 1. Současné vysokorychlostní a regionální jednotky

Tyto regionální jednotky jsou navrhovány jako nízkopodlažní, jejichž výška nástupní plošiny je 550 mm nad temenem kolejnice. Tato míra má za následek, že nástupiště je s nástupním prostorem vozidla v jedné rovině a tudíž je zajištěn bezbariérový přístup.

2. Návrh celé jednotky

Společně s kolegou Bc. Kryšpínem Štolfou a Ing. Martinem Jedličkou jsme se podíleli na komplexním návrhu regionální jednotky, přičemž mně připadl úkol konkrétně se zabývat hnacím vozem. Zde bych shrnul uspořádání navrhované jednotky:



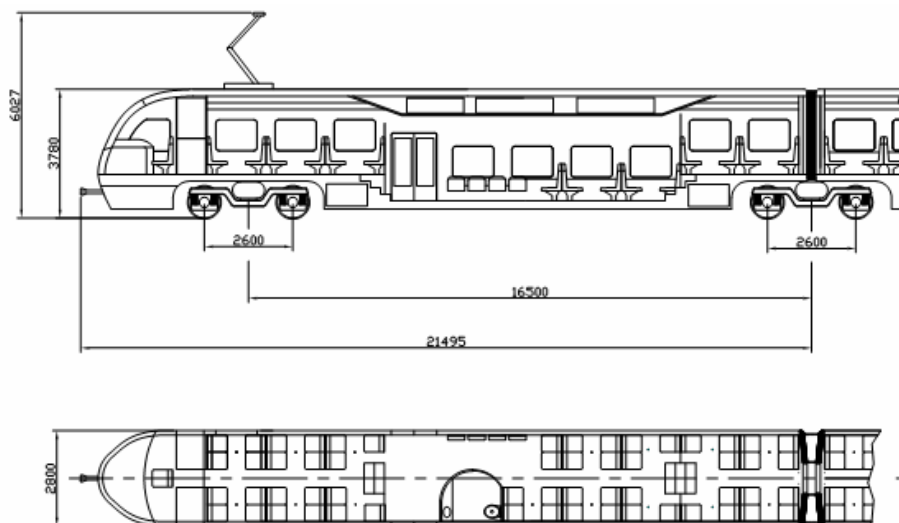
Obr. 2. Typový výkres navrhované jednotky

Jednotka bude třívozová, skládající se z čelního hnacího, vloženého a koncového řídicího vozu. Z označení pojezdu soupravy Bo´ (2) (2) Bo´ vyplývá, že souprava bude mít 2 hnací podvozky (označení Bo´) a dva běžné Jacobsovy podvozky (ozn.(2)), na kterých je uložen čelní vůz s vloženým. Různým skládáním a připojováním vložených vozů je možno získat až pěti-vozovou jednotku, dle přání zákazníka.

Všechny vozy v rámci jednotky budou navzájem průchozí. Z důvodu rychlé výměny cestujících v zastávkách, je výška podlahy nástupního prostoru zarovnána s výškou nástupiště, tedy 500 mm nad temenem kolejnice (TK). Každý vůz má svou nízkopodlažní část (500 mm nad TK) – prostřední část vozu včetně nástupního prostoru, a vysokopodlažní část (1280 mm nad TK) – za stanovištěm strojvedoucího a u mezivozového přechodu. V nízkopodlažní části jednoho čelního vozu je umístěn bezbariérové WC pro tělesně postižené osoby. V jeho blízkosti je prostor pro přepravu objemných zavazadel a kol. Tento prostor může být po sklopení sedaček obsazen i sedícími cestujícími.

Oba podvozky (hnací i běžný) jsou primárně vypruženy sadou šroubových ocelových pružin. Sekundární vypružení podvozků je vzduchové - jednopárové s pryžovým nouzovým vypružením. Jak již bylo výše napsáno, hnací vůz s vloženým vozem jsou společně uloženy jedním otočným čepem. Tato regionální jednotka je navrhována pro elektrickou trakci, lze zařídit DC i AC variantu. Část zařízení (brzdový kompresor, akumulátorové baterie) jsou uloženy pod podlahou vysokopodlažní části vozu, kdežto nádrž na vodu, trakční zařízení (IGBT tranzistory) jsou umístěny v prostoru na střeše nad nízkopodlažní částí. Hnací podvozek je tvořen individuálním částečně odpruženým pohonem o výkonu elektromotoru 500 kW. Celkový výkon 3 vozové regionální soupravy bude 2000 kW.

Vzdálenost otočných čepů čelních i vložených vozů je 16 500 mm. Rozvor podvozku hnacího je 2 600 mm, rozvor Jakobova podvozku je též 2 600 mm



Obr. 3. Typový výkres hnacího vozu

Základní parametry:

Rozchod	435 mm
Maximální nápravové zatížení	150 kN
Maximální rychlost	140 km/h
Průměr kol (opotřebovaný)	920 (860) mm
Minimální traťový oblouk (manipulační)	150 (120) m
Obrys	ČSN 28 0312 a UIC 505
Rozvor hnacího podvozku	2600 mm

3. Kinematický obrys vozidla

Pro provoz kolejového vozidla je nutné stanovit jeho prostorové rozměry. Samotná konstrukce vozidla musí být uvnitř prostoru, který je dán kinematickým obrysem. Kinematický obrys vozidla popisuje kvazistatické pohyby vozidla, to znamená, že uvažuje nejen svislé a příčné pohyby vozidla jako v případě statického obrysu, ale též jeho naklápění. Při nedodržení tohoto omezení by v konečném důsledku mohlo znamenat kolizi části vozu se zařízením umístěným u tratě (např. s budovou, návěstím, ...) Tyto vlivy ovlivňující velikost zúžení jsou popsány těmito veličinami:

Asymetrie vozidla – nesymetričnost konstrukce menší než 1° dáno nahnutím skříně díky nesymetričnosti konstrukce

Výška pólu kolébání skříně – výška podélné vodorovné osy, kolem které se vůz naklápí

- v našem případě uvažujeme $h_C = 1,15$ m

Příčná výchylka sekundárního vypružení w

- je závislá na velikosti projížděného oblouku díky tvaru dorazu. Předpokládáme lineární funkci příčné výchylky w pro poloměry 150m, 250m a širší rovná trať

$$w_{00} = 45 \text{ mm}$$

$$w_{250} = 39 \text{ mm}$$

$$w_{150} = 35 \text{ mm}$$

Příčná výchylka primárního vypružení q – při vedení dvojkolí kyvným ramenem 3 mm

Šířka skříně po celé délce
Vzdálenost otočných čepů
Rozvor hnacího podvozku
Rozvor Jakobova podvozku

$b = 2\,800\text{ mm}$
 $u = 16\,500\text{ mm}$
 $p = 2\,600\text{ mm}$
 $p' = 2\,600\text{ mm}$

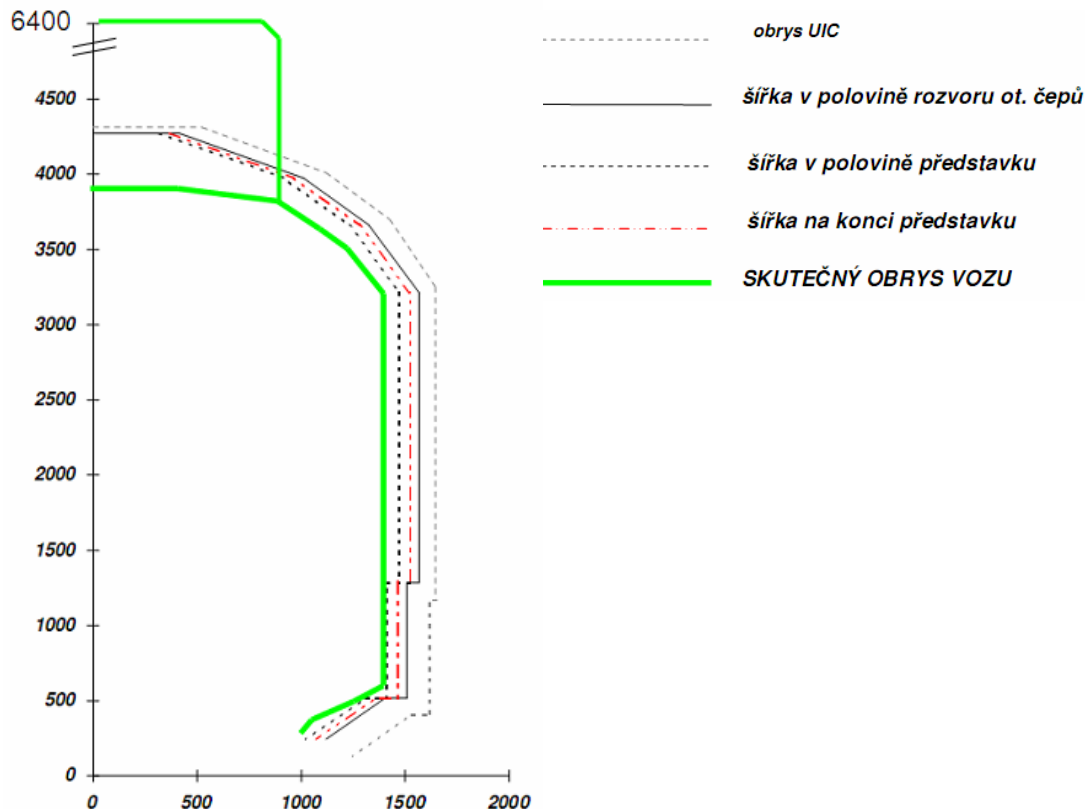
Šířka vřele v kolejovém kanálu 55 mm
Součinitel náklonu 0,35
Průměr nových/opotřebovaných kol 920 / 860 mm
Minimální traťový oblouk 120 m

Pro grafické vyjádření kinematického obrysu našeho vozu jsem použil výpočetní program od Doc. Ing. Koláře, který mi ho laskavě poskytl. Program byl konstruován pro motorové jednotky, jejichž podvozky nejsou stejné – 1. z nich je hnací a 2. z nich je běžný. Limitní hodnotou součinitele adheze je 0,2, což splňuje náš případ.

Co se týče obrysu sběrače, bývá vždy umístěn maximálně 200 mm od půdorysné polohy otočných čepů. Toto musí být dodrženo i v našem případě. Velikost prostoru pro sběrač je dán jeho šířkou

Šířka trolejového sběrače	Pološířka prostoru pro sběrač ve výšce 5000mm	Pološířka pro sběrač ve výšce 6500mm
1,450 m	835 mm	895 mm

Výška staženého sběrače je 4310 mm.
Pro tyto míry musí být splněny polohy sběrače



Obr. 4. Kinematický obrys

Pro motorové vozy platí tyto vztahy:

Pro průřez mezi otočnými čepy

$$E_i = \frac{1,465 - d}{2} + q + w_{oo} \frac{a - n}{a} + w'_{oo} \frac{n}{a} + z - 0,015 \quad (1)$$

$$E_i = \frac{an - n^2 + \frac{p^2}{4} \frac{a - n}{a} + \frac{p'^2}{4} \frac{n}{a}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} \frac{a - n}{a} + q + w_{i(250)} \frac{a - n}{a} + w'_{i(250)} \frac{n}{a} + z + [x_i]_{\geq 0} - \left| \begin{matrix} 0,01(1) \\ 0,015(2) \end{matrix} \right| - 0,015 \frac{a - n}{a}$$

kde

$$x_i = \frac{1}{750} \left[an - n^2 + \frac{p^2}{4} \frac{a - n}{a} + \frac{p'^2}{4} \frac{n}{a} - 100 \right] + (w_{i(150)} - w_{i(250)}) \frac{a - n}{a} + (w'_{i(150)} - w'_{i(250)}) \frac{n}{a}$$

Pro průřezy vně podvozků na straně hnacího podvozku

$$E_a = \left[\frac{1,465 - d}{2} + q \right] \frac{2n + a}{a} + w_{oo} \frac{a + n}{a} + w'_{oo} \frac{n}{a} + z - 0,015 \quad (2)$$

$$E_a = \frac{an + n^2 - \frac{p^2}{4} \frac{a + n}{a} + \frac{p'^2}{4} \frac{n}{a}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} \frac{a + n}{a} + q \frac{a + 2n}{a} + w_{a(250)} \frac{a + n}{a} + w'_{i(250)} \frac{n}{a} + z + [x_a]_{\geq 0} - \left| \begin{matrix} 0,025(1) \\ 0,030(2) \end{matrix} \right|$$

$$x_i = \frac{1}{750} \left[an + n^2 - \frac{p^2}{4} \frac{a + n}{a} + \frac{p'^2}{4} \frac{n}{a} - 120 \right] + (w_{a(150)} - w_{a(250)}) \frac{a + n}{a} + (w'_{i(150)} - w'_{i(250)}) \frac{n}{a}$$

(1) výška menší než 0,4 m

(2) výška větší než 0,4 m

Průřezy vně podvozků na straně běžného podvozku není třeba vyšetřovat, protože čelní a vložený vůz jsou na Jacobsovém podvozku uloženy společným otočným čepem.

Níže uvedená tabulka uvádí nutné zúžení pro průřez uprostřed mezi otočnými čepy (a/2) a zúžení vnější pro průřez vzdálený 1m od otočného čepu.

Tabulka 1. – Hodnoty zúžení v jednotlivých bodech skříně vozu

h (m)	z (m)	Ei 1 (a/2)	Ei 2 (a/2)	Ea 1 (1m)	Ea 2 (1m)	Ei max (m)	Ea max (1m)
200	0,04433	0,104	0,222	0,113	0,1266	0,222	0,1266
500	0,03033	0,09	0,208	0,099	0,11265	0,208	0,11265
700	0,021	0,081	0,193	0,09	0,09832	0,193	0,09832
900	0,01167	0,072	0,184	0,081	0,089	0,184	0,089
1200	0,000583	0,061	0,173	0,07	0,0779	0,173	0,0779
1500	0,00408	0,064	0,176	0,073	0,081	0,176	0,081
2000	0,009917	0,07	0,182	0,079	0,087	0,182	0,087
2500	0,01575	0,076	0,188	0,085	0,093	0,188	0,093

4. Průjezd obloukem

Při vyšetřování průjezdu obloukem vozidla se dvěma dvounápravovými podvozky, je třeba použít Voglovu metodu, která vyšetřuje náběžné úhly, úhly podvozku a úhly tečen k oblouku.

Tyto hodnoty úhlů dále použijeme při vyšetřování bezpečnosti proti vykolejení.

Zadané hodnoty:

Minimální poloměr oblouku	150 m
Oboustranná vůle dvojkolí v koleji	55 mm
Rozvor podvozku	2,6 m
Vzdálenost otočných čepů	16,5 m

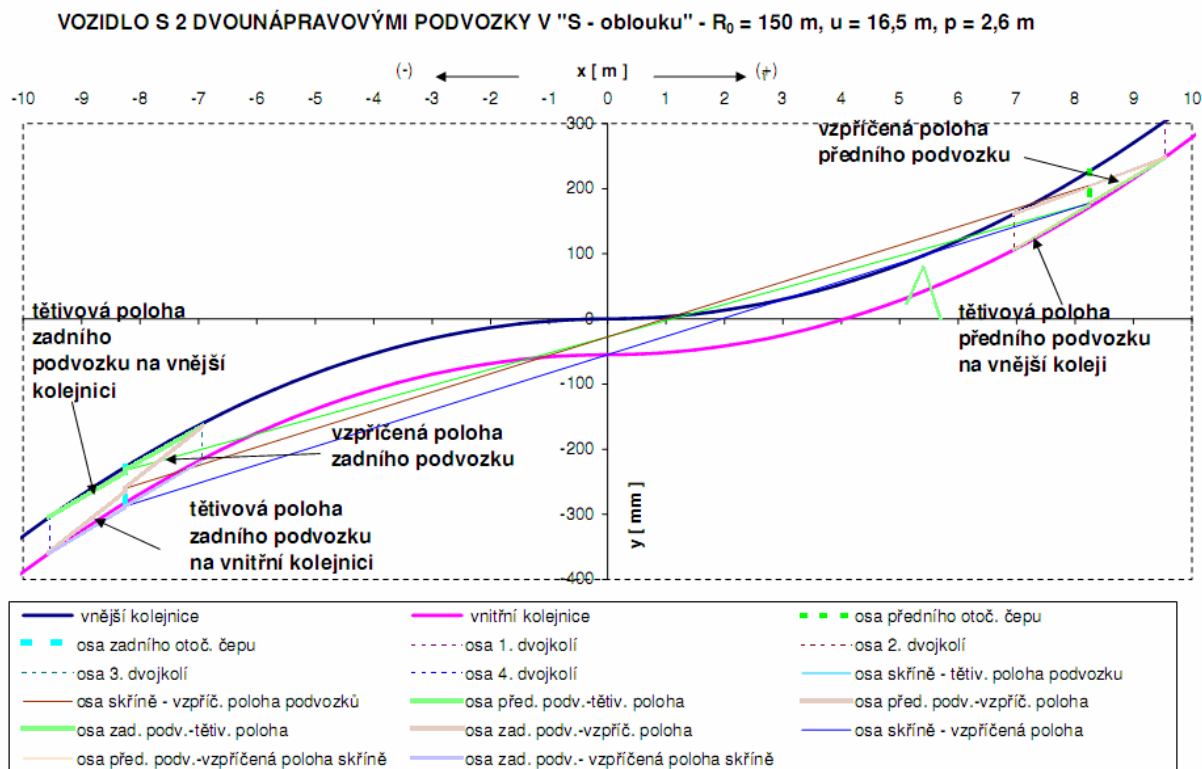
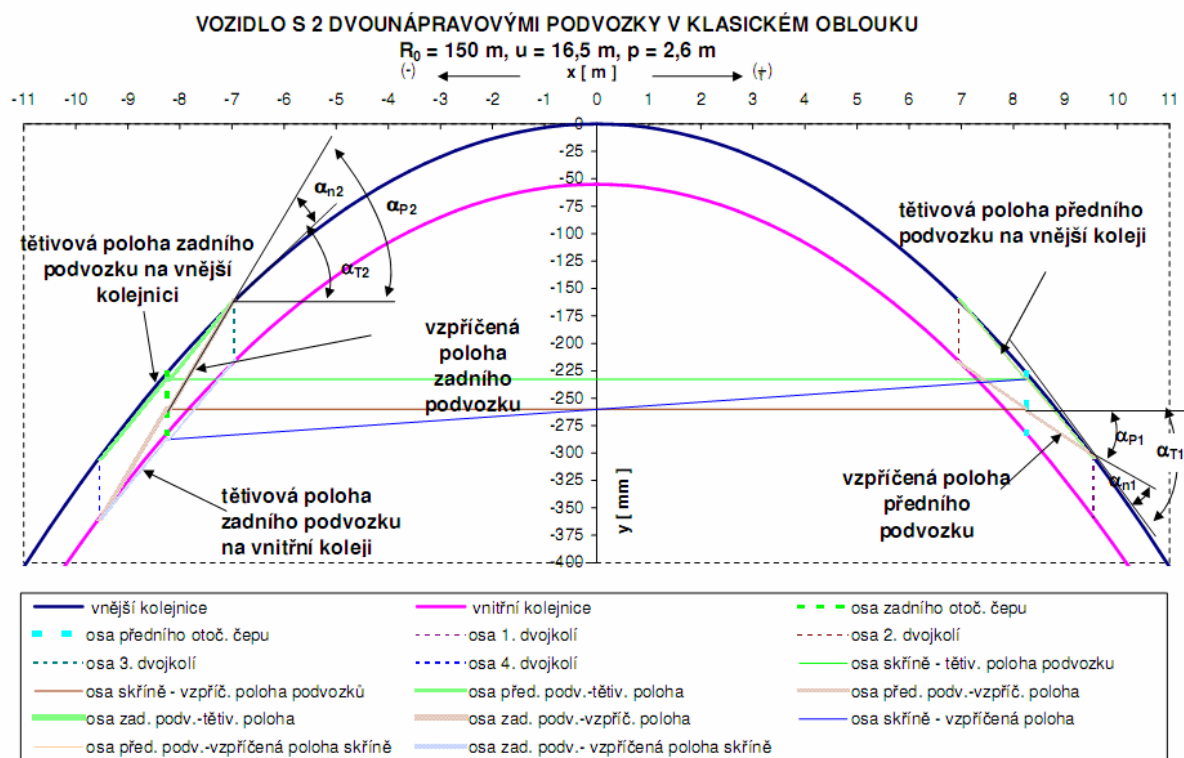
Vypočítané hodnoty jsem získal dosazením výše uvedených parametrů do programu Vogel.xls, který mi poskytl Doc. Ing. Kolář, CSc.

Tabulka 2. – Hodnoty úhlů pro jednotlivé polohy podvozků a skříně

Vypočtené výsledky při průjezdu obloukem					
R = 150 [m]		2.σ* = 55,00 [mm]			
u = 16,5 [m]		a _p = 2,60 [m]			
(klasický oblouk)					
tětivová poloha podvozků		vzpříčená poloha podvozků		vzpříčená poloha skříně	
α _{p1} = -3,153 [deg.]		α _{p1} = -1,943 [deg.]		α _{p1} = -3,343 [deg.]	
α _{p2} = 3,153 [deg.]		α _{p2} = 4,360 [deg.]		α _{p2} = 3,343 [deg.]	
α _{τ1} = 3,643 [deg.]		α _{τ1} = 3,643 [deg.]		α _{τ1} = 3,643 [deg.]	
α _{τ2} = -2,653 [deg.]		α _{τ2} = -2,653 [deg.]		α _{τ2} = -2,654 [deg.]	
α _{n1} = 0,490 [deg.]		α _{n1} = 1,700 [deg.]		α _{n1} = 0,300 [deg.]	
α _{n2} = 0,500 [deg.]		α _{n2} = 1,707 [deg.]		α _{n2} = 0,690 [deg.]	
Poznámka. kladný směr úhlu je levotočivý, tj. proti směru hodinových ručiček.					
(S - oblouk)					
tětivová poloha podvozků		vzpříčená poloha podvozků		vzpříčená poloha skříně	
α _{p1} = 3,153 [deg.]		α _{p1} = 1,943 [deg.]		α _{p1} = 1,540 [deg.]	
α _{p2} = 3,153 [deg.]		α _{p2} = 4,360 [deg.]		α _{p2} = 4,761 [deg.]	
α _{τ1} = -3,642 [deg.]		α _{τ1} = -3,642 [deg.]		α _{τ1} = -3,642 [deg.]	
α _{τ2} = -2,653 [deg.]		α _{τ2} = -2,653 [deg.]		α _{τ2} = -2,654 [deg.]	
α _{n1} = -0,489 [deg.]		α _{n1} = -1,698 [deg.]		α _{n1} = -2,102 [deg.]	
α _{n2} = 0,500 [deg.]		α _{n2} = 1,707 [deg.]		α _{n2} = 2,108 [deg.]	
Poznámka. kladný směr úhlu je levotočivý, tj. proti směru hodinových ručiček.					

Při průjezdu klasickým obloukem, největší vychýlení osy podvozku vůči ose skříně bude mít 2. podvozek při vzpříčené poloze podvozků a to 4,36°, maximální úhel náběhu bude 1,7°. Maximální úhel náběhu bude v případě vzpříčených podvozků a to 1,707°.

Maximální úhel při průjezdu vozu S-obloukem, který bude svírat podvozek se skříní je 4,761° při vzpříčené poloze skříně. V této poloze bude největší úhel náběhu 2,108°



5. Průjezd obloukem

Díky Voglově metodě jsme získaly úhly, které nám poslouží ke grafickému určení momentu řídící síly M_{1skut} a ramene, na kterém působí, tedy x_{1skut} . Z těchto dvou údajů jsme schopni vypočítat velikost pravé řídící síly P_1 jako poměr M_{1skut} a x_{1skut} . Snahou je, aby velikost řídící síly byla co nejmenší, tím pádem i co nejmenší M_{1skut} . Tažná síla nám tuto skutečnost vylepšuje (zmenšuje M_{1skut}), kdežto naopak, brzdná síla M_{1skut} zvětšuje. Hodnotu ramene řídící síly získáme odečtením x-ové souřadnice od průsečíku posunuté a natočené momentové základny (hnědá čára) s osou prvního dvojkolí podvozku (zelená svislá čára) až k Z čáře. M_{1skut} získáme jako y-ovou souřadnici od momentové základny k průběhu momentu $M_{2(2Qf)}$ či $M_{1t(2Qf)}$.

Odečteno z grafu:

$$X_{2skut} = 2,464 \text{ m}$$

$$M_{2skut} = 66 \text{ kNm}$$

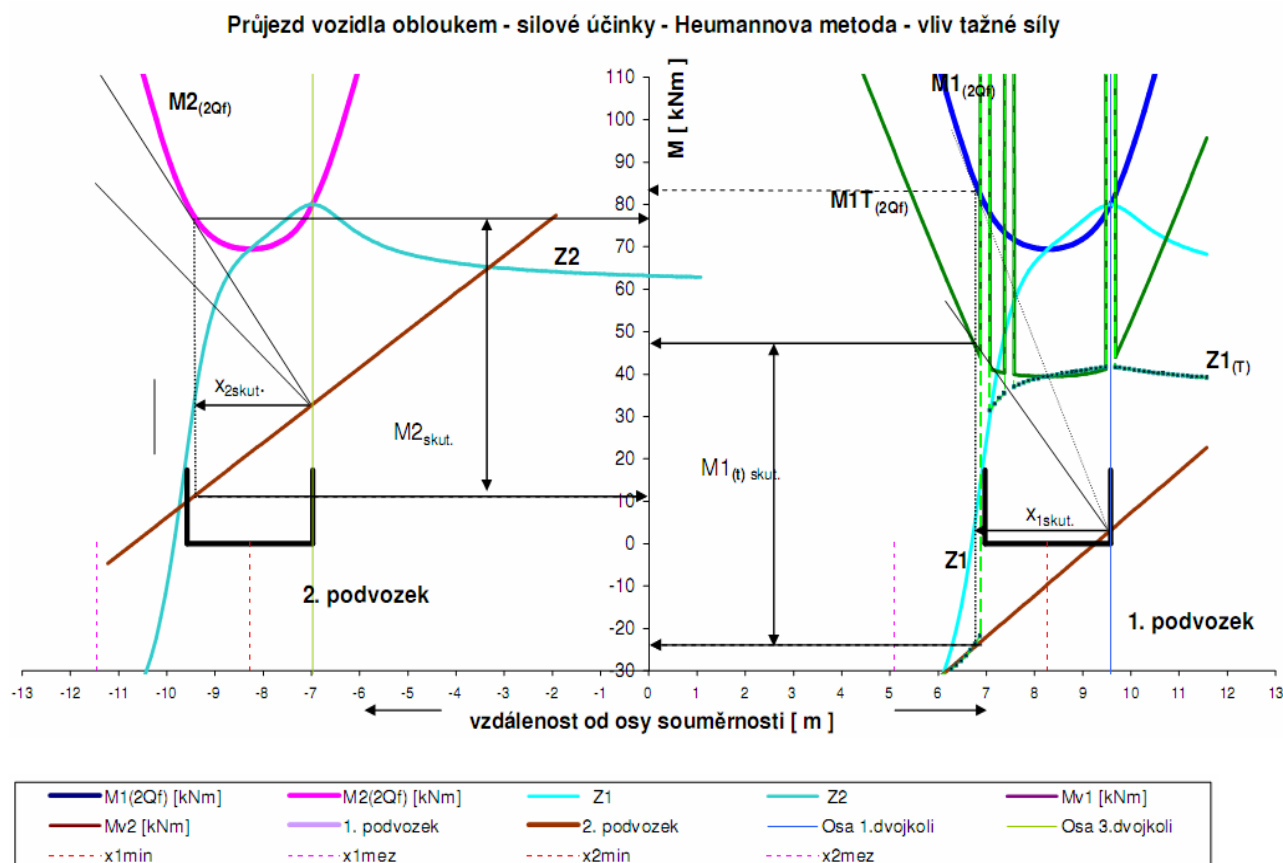
$$X_{1skut} = 2,833 \text{ m}$$

$$M_{1skut} = 72 \text{ kNm}$$

$$P_2 = M_{2skut} / x_{2skut} = 26\,824 \text{ N}$$

$$P_2 = M_{2skut} / x_{2skut} = 25\,415 \text{ N}$$

Z grafu též můžeme odečíst, jak velký by byl moment řídící síly, bez uvažování tažné síly prvního podvozku. Onen moment by byl 110 kNm, což by vyvolalo řídící sílu 38 828 kN.



Obr. 6. Silové poměry

6. Návrh svislého vypružení

Návrh svislého vypružení se odvíjí od předpisu ČSD V 72, ve kterém je stanovena maximální výška nárazníku prázdného osobního vozu 1065 mm a minimální výška plně obsazeného vozu 980 mm nad temenem kolejnice. Při odečtení tolerance polohy osy nárazníků, rezervy na ojetí kol, opotřebení pružících prvků a dynamické deformace vzduchového vypružení od vyhláškou stanovené tolerance, zjistíme, že statické užitečné sednutí činí v našem případě

$$z_U = 29 \text{ mm.}$$

Toto z_U je určeno pro sednutí vozu od užitečného nákladu, tedy cestujících.

Z katalogu společnosti Continental Contitech jsem vybral kuželový pryžokovový prvek, sloužící jako nouzové vypružení. Tento by převzal pružící funkci v případě, že vzduchová pružina sekundárního vypružení by se vyprázdnila nebo praskla.

Bude se tedy jednat o pryžokovový prvek označení 100933E, kde pro rozsah zatížení 50 kN pro prázdný stav a 130 kN pro plný stav, se vyznačuje svislou tuhostí v případě prázdného stavu 1 800 N/mm a tuhostí 3 500 N/mm.

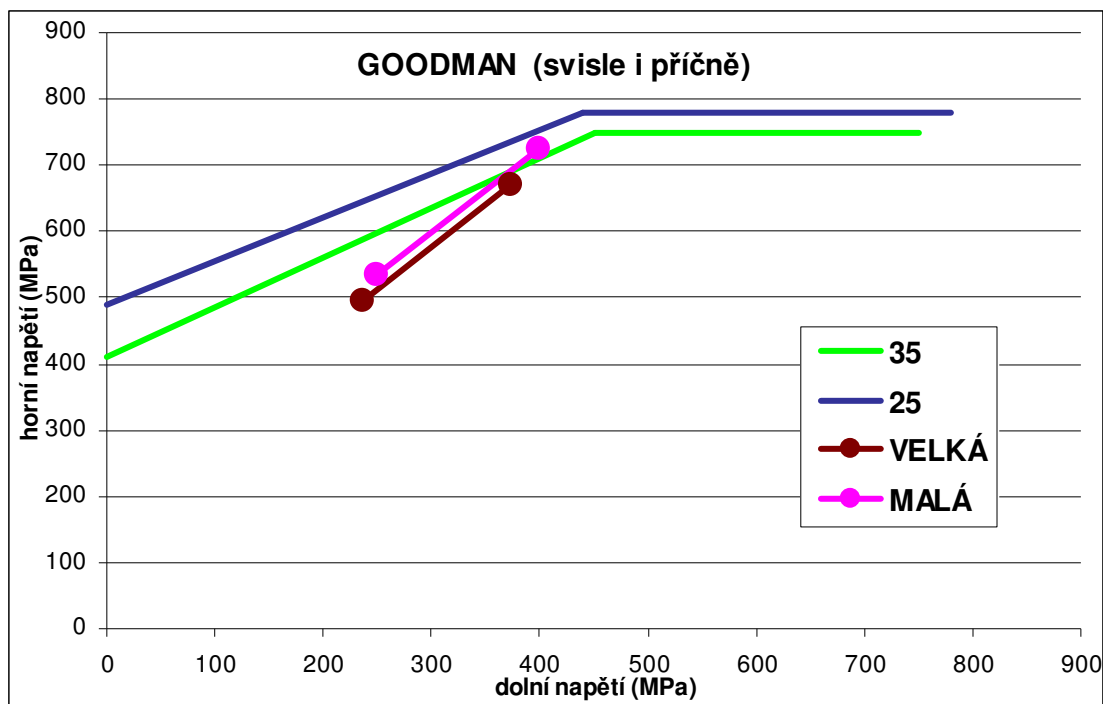
Z progresivní charakteristiky pryžokového prvku jsem zjistil, že při užitečném zatížení z hodnoty $z_U = 29$ mm, odebírá právě toto nouzové vypružení přibližně 15 mm. Pro primární vypružení tedy zbývá sednutí maximálně 14 mm. Zbylé statické užitečné sednutí pro primární stupeň bude zajišťovat v rámci podvozku čtveřice duplexních pružin, umístěných u každého kola. Z této rozvahy je minimální požadovaná tuhost jedné duplexní sady 1271,11 N/mm.

Dle normy pro válcové šroubové pružiny – tlačné EN 13906-1, jsem stanovil parametry vnitřní a vnější pružiny. Výsledky jsou uvedeny v níže uvedené tabulce:

Tabulka 3. – Parametry pružiny

	pružina	
	velká	malá
průměr drátu (mm)	35	25
střední průměr (mm)	185	118
počet činných závitů (-)	3	5
volná délka pružiny (mm)	500	500
stlačená délka - ložený stav (mm)	280	265
Výsledná tuhost duplexu (N/mm)	1289	

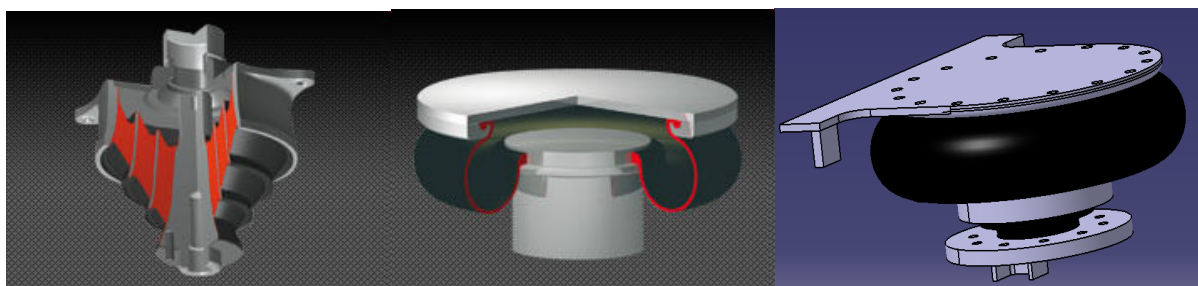
Obě pružiny byly navrhovány se záměrem stejného napětového namáhání, byla ošetřena i bezpečnost proti vybočení pružiny. Uvažoval jsem i příčné namáhání pružiny, jejíž vrchní konec se může posunout až o 3 mm. Toto příčné vybočení je nezbytné pro pružné vedení dvojkolí kyvným ramenem a musí být započteno i do výpočtu obrysu.



Obr. 7. Namáhání pružiny

Z grafu vidíme omezení napětí pro pružiny s průměrem drátu 25 a 35 mm pro nekonečný počet cyklů zatěžování. Zátěžné stavy velké pružiny (s průměrem drátu 35 mm) a malé pružiny (s průměrem drátu 25 mm) leží pod mezními křivkami a proto namáhání. Každá pružina (velká i malá) je charakterizována 2 body. Body reprezentují napěťové poměry pro plný a prázdný vůz při dynamickém namáhání.

Při návrhu sekundárního vypružení, jsem opět vybral z katalogu společnosti Continental Contitech vzduchovou pružinu pro sekundární vypružení. Vzduchová pružina má označení 7050N.10 se svislou tuhostí 550 N/mm a podélnou tuhostí 160 N/mm

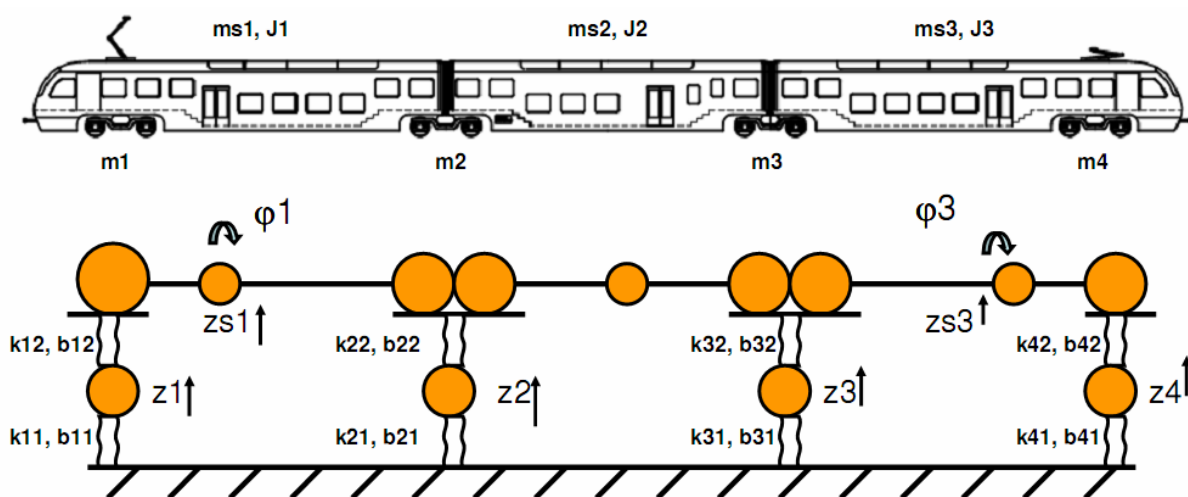


Obr. 8. Složení sekundárního vypružení

7. Mechanický model soustavy

Stanovení parametrů vypružení má vliv na vlastní frekvence kmitání regionální jednotky. Vhodnou volbou parametrů chceme dosáhnout prvních frekvencí houpání skříně v rozmezí 1 – 2 Hz. Tato frekvence odpovídá běžné lidské chůzi, na kterou je člověk již fyziologicky adaptovaný.

Mechanický model jednotky můžeme vidět na následujícím schématu:



Obr. 9. Mechanický model

Soustava je popsána 8 nezávislými souřadnicemi, očekáváme tedy 8 vlastních frekvencí. Pomocí Lagrangeovy rovnice 2. typu jsem sestavil pohybové rovnice:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 + b_{11}(\dot{z}_1 - \dot{h}_1) - b_{12}(\dot{z}_{S1} - D_1 \dot{\phi}_1 - \dot{z}_1) + k_{11}(z_1 - h_1) - k_{12}(z_{S1} - D_1 \phi_1 - z_1) &= 0 \\
 m_2 \ddot{z}_2 + b_{21}(\dot{z}_2 - \dot{h}_2) - b_{22}(\dot{z}_{S1} + D_2 \dot{\phi}_1 - \dot{z}_2) + k_{21}(z_2 - h_2) - k_{22}(z_{S1} + D_2 \phi_1 - z_2) &= 0 \\
 m_3 \ddot{z}_3 + b_{31}(\dot{z}_3 - \dot{h}_3) - b_{32}(\dot{z}_{S3} - E_2 \dot{\phi}_3 - \dot{z}_3) + k_{31}(z_3 - h_3) - k_{32}(z_{S3} - E_2 \phi_3 - z_3) &= 0 \\
 m_4 \ddot{z}_4 + b_{41}(\dot{z}_4 - \dot{h}_4) - b_{42}(\dot{z}_{S3} + E_1 \dot{\phi}_3 - \dot{z}_4) + k_{41}(z_4 - h_4) - k_{42}(z_{S3} + E_1 \phi_3 - z_4) &= 0 \\
 m_{S1} \ddot{z}_{S1} + \frac{1}{4} m_{S2}(\ddot{z}_{S1} + D_2 \ddot{\phi}_1 + \ddot{z}_{S3} - E_2 \ddot{\phi}_3) - \frac{J_2}{L^2}(\ddot{z}_{S3} - \ddot{z}_{S1} - D_2 \ddot{\phi}_1 - E_2 \ddot{\phi}_3) + b_{12}(\dot{z}_{S1} - D_1 \dot{\phi}_1 - \dot{z}_1) \\
 + b_{22}(\dot{z}_{S1} + D_2 \dot{\phi}_1 - \dot{z}_2) + k_{12}(z_{S1} - D_1 \phi_1 - z_1) + k_{22}(z_{S1} + D_2 \phi_1 - z_2) &= 0 \\
 J_{S1} \ddot{\phi}_1 + \frac{1}{4} m_{S2} D_2(\ddot{z}_{S1} + D_2 \ddot{\phi}_1 + \ddot{z}_{S3} - E_2 \ddot{\phi}_3) - \frac{J_2}{L^2} D_2(\ddot{z}_{S3} - \ddot{z}_{S1} - D_2 \ddot{\phi}_1 - E_2 \ddot{\phi}_3) - b_{12} D_1(\dot{z}_{S1} - D_1 \dot{\phi}_1 - \dot{z}_1) \\
 + b_{22} D_2(\dot{z}_{S1} + D_2 \dot{\phi}_1 - \dot{z}_2) - k_{12} D_1(z_{S1} - D_1 \phi_1 - z_1) + k_{22} D_2(z_{S1} + D_2 \phi_1 - z_2) &= 0 \\
 \frac{1}{4} m_{S2}(\ddot{z}_{S1} + D_2 \ddot{\phi}_1 + \ddot{z}_{S3} - E_2 \ddot{\phi}_3) + \frac{J_2}{L^2}(\ddot{z}_{S3} - \ddot{z}_{S1} - D_2 \ddot{\phi}_1 - E_2 \ddot{\phi}_3) + m_{S3} \ddot{z}_{S3} + b_{32}(\dot{z}_{S3} - E_2 \dot{\phi}_3 - \dot{z}_3) \\
 + b_{42}(\dot{z}_{S3} + E_1 \dot{\phi}_3 - \dot{z}_4) + k_{32}(z_{S3} - E_2 \phi_3 - z_3) + k_{42}(z_{S3} + E_1 \phi_3 - z_4) &= 0 \\
 J_{S3} \ddot{\phi}_3 - \frac{1}{4} m_{S2} E_2(\ddot{z}_{S1} + D_2 \ddot{\phi}_1 + \ddot{z}_{S3} - E_2 \ddot{\phi}_3) - \frac{J_2}{L^2} E_2(\ddot{z}_{S3} - \ddot{z}_{S1} - D_2 \ddot{\phi}_1 - E_2 \ddot{\phi}_3) - b_{32} E_2(\dot{z}_{S3} - E_2 \dot{\phi}_3 - \dot{z}_3) \\
 + b_{42} E_1(\dot{z}_{S3} + E_1 \dot{\phi}_3 - \dot{z}_4) - k_{32} E_2(z_{S3} - E_2 \phi_3 - z_3) + k_{42} E_1(z_{S3} + E_1 \phi_3 - z_4) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Tyto diferenciální rovnice napíšeme v maticovém tvaru:

$$\underline{M} \cdot \ddot{\underline{Z}} + \underline{B} \cdot \dot{\underline{Z}} + \underline{K} \cdot \underline{Z} = \underline{B} \cdot \dot{\underline{H}}(t) + \underline{K} \cdot \underline{H}(t)
 \tag{4}$$

Při důkladnějším ohledání soustavy, uvažujeme tyto hmotnostní poměry:

- hmotnost skříně hnacího vozu	m_{S1}	20 000 kg
- hmotnost rámu hnacího podvozku – primárně vypružené hmoty	m_1	4 000 kg
- moment setrvačnosti skříně hnacího vozu	J_{S1}	771 150 kg.m ²
- hmotnost skříně vloženého vozu	m_{S2}	13 800 kg
- hmotnost rámu Jacobsova podvozku – prim. Vypruž. Hmoty	m_2	1 200 kg
- výsledná tuhost primárního vypružení (4x duplexní pružiny)	$k_{11} = k_{41}$	5156 N/mm

- výsledná tuhost sekundárního vypružení (2x paralelně řazený pryžokovový prvek a vzduchová pružnice) $k_{12} = k_{42}$ 914 N/mm
- výsledná tuhost primárního vypružení Jacobsova podvozku $k_{21} = k_{31}$ 5156 N/mm
- výsledná tuhost sekundárního vypružení Jacobsova podvozku $k_{22} = k_{32}$ 970 N/mm

Tlumení soustavy zatím neuvažujeme. Pro výše uvedené hodnoty nám vyšli následující vlastní frekvence:

Tabulka 4. – Vlastní frekvence

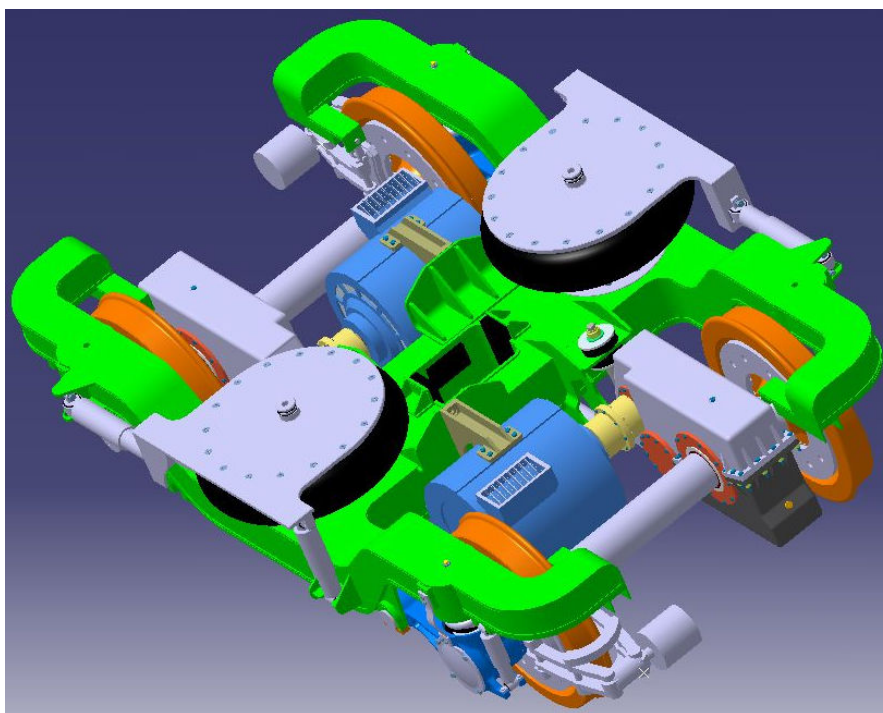
f (Hz)	coord.	f (Hz)	coord.
1,1898	zs1 , zs3	1,3174	z1 , z4
1,4933	zs1 , zs3	1,6737	z1 , z4
8,997	zs1 , zs3	8,9971	z2 , z3
11,001	z2 , z3	11,01	z2 , z3

Ve sloupci je uvedena souřadnice, jejíž výchylka je při dané frekvenci největší. Odsud, první a druhá frekvence houpání skříně je 1,19 Hz a 1,49 Hz. Závěrem můžeme říci, že navrženými tuhostmi splňujeme i požadovanou frekvenci pro komfort cestujících.

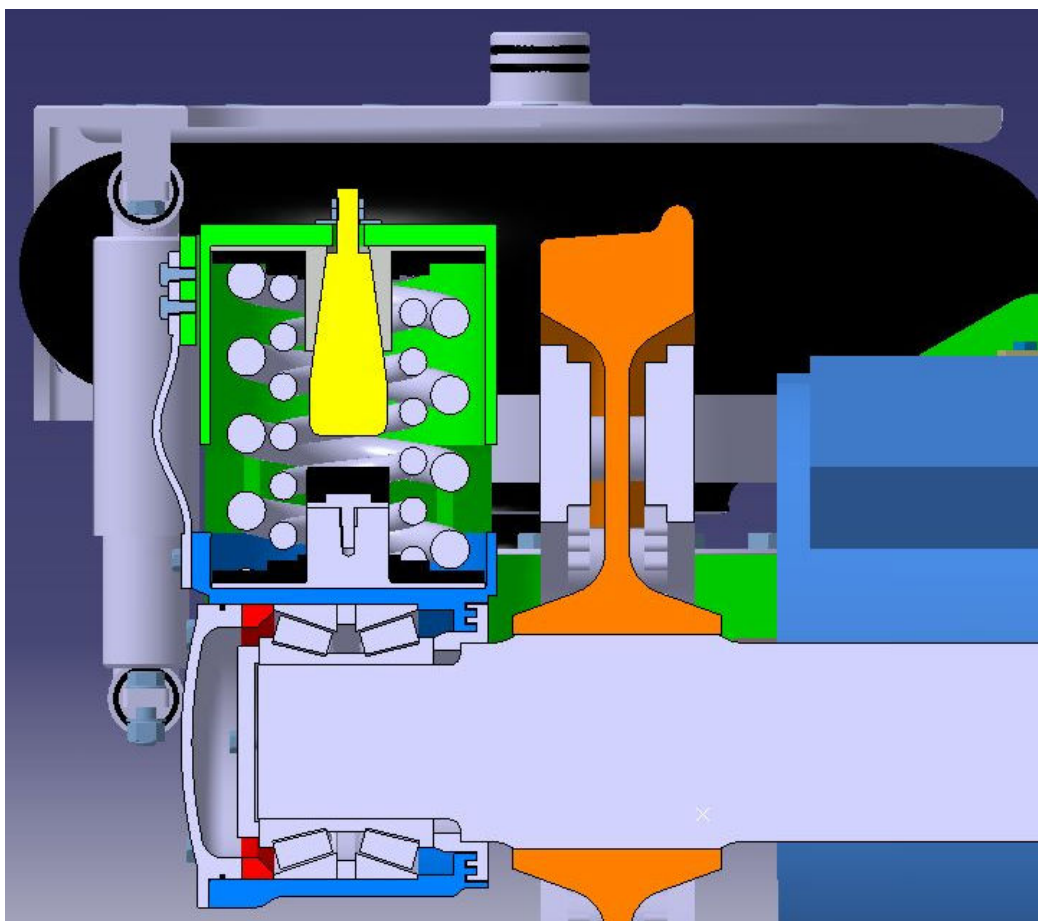
Celková konstrukce podvozku.

8. Celková konstrukce podvozku

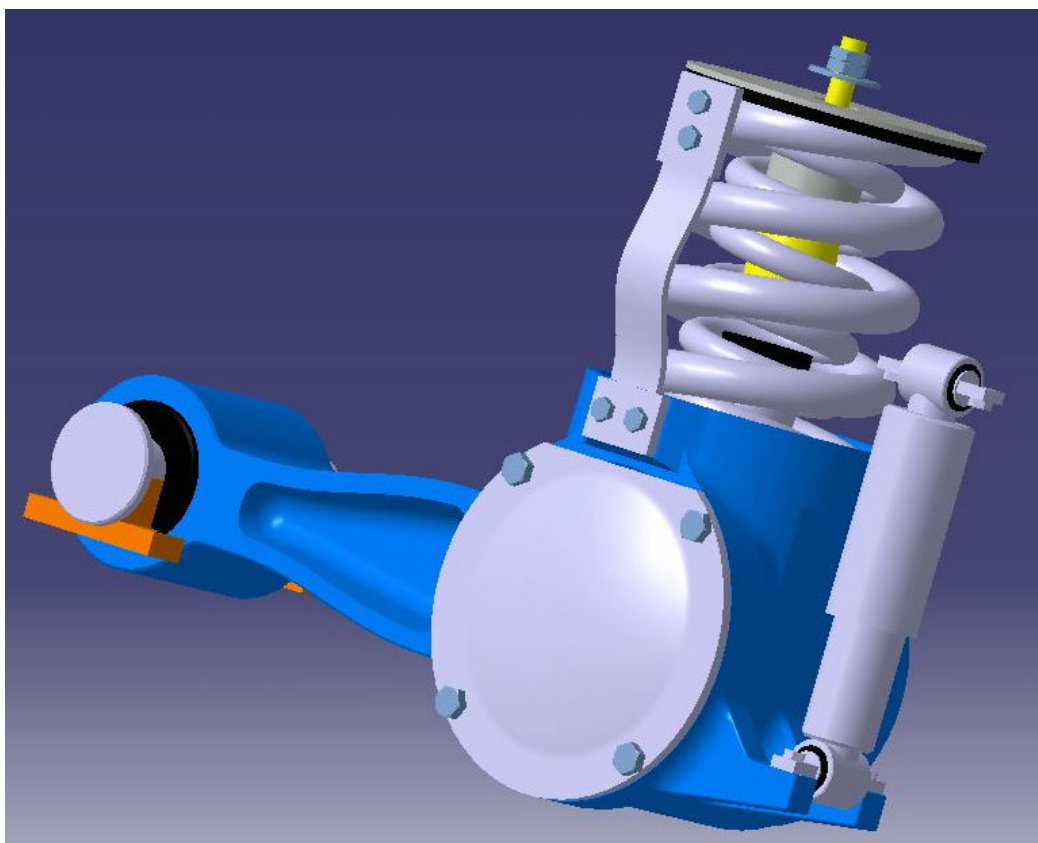
Jedná se o hnací podvozek s individuálním částečně odpruženým pohonem, kdy elektromotory každý o výkonu 500 kW jsou připevněny k rámu podvozku. Na návrhu pohonu se podílel Ing. Martin Jedlička. Vedení dvojkolí je pomocí kyvného ramene, které dovoluje dvojkolí příčnou výchylku 3 mm. Nápravová ložiska jsou kuželíková.



Obr. 10. Model podvozku



Obr. 11. Uspořádání ložiskové komory a primárního vypružení



Obr. 12. Kyvné rameno

9. Závěr

Snahou této práce byl základní návrh nové regionální jednotky české výroby. Nízkopodlažní hnací vozidlo elektrické regionální jednotky splňuje základní požadavky pro pohyb po trati a to od kinematického obrysu, vedení dvojkolí i bezpečnosti proti vykolejení. Všechna tato kritéria jsou nutná pro provoz. Vhodným dimenzováním vypružení je zajištěn komfort cestujících.

Seznam symbolů

b	koeficient tlumení	[Ns/m]
B	matice tlumení	[Ns/m]
D	vzdálenost otočného čepu od těžiště	[m]
E	vzdálenost otočného čepu od těžiště	[m]
f	frekvence	[Hz]
H	vektor kinematického buzení	[N]
J_s	moment setrvačnosti skříně	[kg.m ²]
k	tuhost	[N/mm]
K	matice tuhosti	[N/mm]
m	hmotnost	[kg]
M	hmotnostní matice	[kg]
M	moment řídicí síly	[Nm]
n	vzdálenost od otočného čepu	[m]
p	rozvor hnacího podvozku	[mm]
p'	rozvor Jacobsova podvozku	[mm]
u	vzdálenost otočných čepů	[m]
X	vzdálenost polohy středu tření	[m]
z	souřadnice houpání	[mm]
Z	vektor nezávislých souřadnic	[m, -]
z_U	užitečné statické sednutí	[mm]
α_n	úhel náběhu dvojkolí	[°]
α_p	úhel podvozku vůči skříně	[°]
α_t	úhel tečny k oblouku	[°]
φ	řídicí síla	[-]

Seznam použité literatury

- [1] KOLÁŘ, J.: *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. První vyd. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2009. 276 s. ISBN 978-80-01-04262
- [2] POHL, R., NOVOTNÝ, C.: *Železniční vozidla I.* první vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 288 s. ISBN 80-01-02622-1
- [3] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vyd. Praha : Scientia, spol.s r.o., 2000, 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [4] HOFFMANN, V., KOULA, J.: *Metodika konstruování kolejových vozidel – osobní a nákladní podvozky*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1992, 178 s. ISBN 80-01-00815-0
- [5] EN 13906-1. Cylindrical helical springs made from round wire and bar – Calculation and design – Part 1: Compression springs. 2002, European committee for standardization, Brussels, 33 s.
- [6] ČSN 28 0312. Obrysy pro kolejová vozidla s rozchodem 1435 a 1520 mm. Technické předpisy. 1976, Český normalizační institut, Praha, 60 s.