

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Studie úpravy elektrické jednotky pro provoz na neelektrifikovaných
tratích

Diplomová práce

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Mikuláš Samko**
Osobní číslo: **D18430**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Téma práce: **Studie úpravy elektrické jednotky pro provoz na neelektrifikovaných tratích**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Provedte studii úpravy elektrické jednotky Škoda 7 Ev pro provoz na neelektrifikovaných tratích, a to ve dvou variantách. První varianta bude spočívat v zástavbě spalovacího motoru (powerpacku) do vozidla. Druhá varianta bude spočívat v zástavbě akumulátorových článků, které by umožnily jízdu po neelektrifikovaných tratích a zároveň by zůstaly zachovány výhody stávající elektrické jednotky.

1. Stanovte potřebný výkon pohonu.
2. Provedte volbu spalovacího motoru a jeho zástavbu do vozidla. Naznačte konstrukční řešení uchycovacích bodů a rovněž dosazení palivové nádrže. Ověřte, jaký vliv bude mít změna hmotnosti a těžiště na vybrané parametry (vlastní frekvence svislých kmitů, součinitel náklonu skříně, bezpečnost proti vykolejení).
3. Provedte volbu akumulátorových článků a jejich zástavbu do vozidla. Stanovte možný dojezd vozidla. Ověřte, jaký vliv bude mít změna hmotnosti a těžiště na vybrané parametry podobně jako u předchozí varianty.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] LATA, M.: Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004.
- [2] ŠÍBA, J.: Konstrukce vozidel II –pojezd. Praha: ČVUT, 1991.
- [3] ŠVEJNOCH, V.: Teorie kolejových vozidel. Praha: ČVUT, 1991.
- [4] Další potřebné materiály dle pokynů vedoucího práce.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. října 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **14. ledna 2022**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem Studie úpravy elektrické jednotky pro provoz na neelektrifikovaných tratích jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

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

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne

Mikuláš Samko

PODĚKOVÁNÍ

Největší poděkování patří mému vedoucímu práce panu doc. Ing. Michaelu Latovi, Ph.D. za jeho metodické a odborné vedení, mnoho cenných rad, připomínek a doporučení, které mi pomohly při tvorbě této práce a Ing. Jirkovi Šlapákovi za pomoc při tvorbě modelu vozidla v Simpacku. Rovněž děkuji panu Ing. Radimu Sýkorovi ze společnosti Škoda Transportation a.s. za údaje a podklady k vypracování této práce.

Dále bych chtěl poděkovat svým přátelům a rodině za jejich podporu při studiu a pomoc nejen při tvorbě diplomové práce.

V neposlední řadě děkuji Ing. Tereze Oujezdské za její ochotu, podporu a pomoc při kontrole.

ANOTACE

Práce se zabývá možnostmi úpravy elektrické jednotky Škoda 7Ev pro provoz na neelektrifikovaných tratích. Je řešena zástavba spalovacího motoru a akumulátoru do vložených vozů jednotky. Práce se věnuje výpočtu potřebného výkonu spalovacího motoru, konstrukčním řešením uchycovacím bodům a vlivu změny hmotnosti a těžiště na vybrané parametry a také ke stanovení dojezdu vozidla na akumulátor. K práci je přiložen výkres navržené úpravy spodku skříňe vozu pro zástavbu spalovacího motoru a nádrže.

KLÍČOVÁ SLOVA

elektrická jednotka, spalovací motor, akumulátor, bezpečnost proti vykolejení

TITLE

The studies of the modification of electric unit for operation on non-electrification lines

ANNOTATION

The thesis deals with possibilities of the modifications of electric unit Škoda 7Ev for operation on non-electrification lines. The thesis solves the installation of powerpack and battery, design solutions of attachment points and the effect of the change of the mass and center of gravity on the selected parameters and also to determine the range of the rail car on batteries. Drawing of lower part of the car body is attached to the thesis.

KEYWORDS

Electric unit, combustion engine, battery, derailment

Obsah

1. Úvod.....	11
2. Uvedení do řešené problematiky	12
2.1 Jednotka 7Ev.....	12
2.1.1 Obecný popis.....	12
3. Použitá metodika.....	17
3.1 Vybrané mechanické charakteristiky vozidla	17
3.1.1 Stanovení potřebného výkonu SM.....	17
3.1.2 Rozměrové možnosti zástavby SM	18
3.1.3 Rozložení zatížení	20
3.1.4 Změna polohy těžiště skříně	21
3.1.5 Vlastní frekvence	21
3.1.6 Součinitel náklonu vozové skříně	23
3.1.7 Bezpečnost proti vykolejení.....	25
3.2 Tvorba modelu vozidla v prostředí Simpack.....	27
3.2.1 Simulace jízdy vozu	29
2 Validace modelu vozu v SW Simpack.....	32
4. Vlastní řešení.....	33
4.1 Zástavba spalovacího motoru	33
4.1.1 Stanovení potřebného výkonu.....	34
4.1.2 Výběr spalovacího motoru.....	36
4.1.3 Výběr umístění SM	37
4.1.4 Varianty zatížení skříně od cestujících a paliva.....	40
4.1.5 Vlastní frekvence	42

4.1.6	Bezpečnost proti vykolejení.....	42
4.1.7	Výsledky ze SW Simpack	44
4.1.8	Uchycení spalovacího motoru ke skříni vozu.....	45
4.1.9	Uchycení nádrže ke skříni vozu	49
4.2	Zástavba akumulátoru	51
4.2.1	Odhad parametrů akumulátoru.....	52
4.2.2	Zatížení skříně	53
4.2.3	Vlastní frekvence	54
4.2.4	Bezpečnost proti vykolejení.....	54
4.3	Výsledky ze SW Simpack.....	55
4.3.1	Odhad dojezdu vozidla na akumulátor	56
5.	Závěr	58

Seznam symbolů a zkratk:

a, a_n, a_p	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení, dostředivé zrychlení, nevyrovnané zrychlení
f_0, f_{01}, f_{02}	[Hz]	vlastní frekvence
F, F_{ok}, F_n	[N]	síla, tažná síla na obvodu kol, dostředivá síla
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
G	[N]	tíha
k_1, k_2, k_y, k_z	$[N \cdot m^{-1}]$	tuhost pružiny primární, sekundární, boční, svislá
k_{np}, k_{vt}, k_t	$[N \cdot m^{-1}]$	tuhost nouzové pružiny, výpočtová, torzní
M	[Nm]	moment
m_p, m_s	[kg]	hmotnost podvozku, skříně
o	[m]	poloha středu vypružení
O_v, O_t	[kN]	odpor vozidlový, traťový
p	[mm]	převýšení koleje
p^*, p^+	[mm]	zborcení koleje na bázi skříně, podvozku
p_{sv}	[MPa]	tlak ve vzduchové pružině
P	[kW]	výkon
Q_0	[kN]	kolová síla
R	[m]	poloměr oblouku
S	[m]	střed vypružení
S_1, S_2	[N]	síla v pružině
s	[‰]	podélný sklon koleje
T	[m]	těžiště
V, V_{max}	$[km \cdot h^{-1}]$	rychlost, maximální rychlost
w_l	[m]	báze primárního vypružení

x	[m]	podélná vzdálenost
z_1, z_2	[m]	svislá deformace
\ddot{z}_1, \ddot{z}_2	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení ve svislém směru
γ	$[N \cdot m^{-1}]$	úhlová tuhost
δ	[mm]	převýšení koleje
ξ	[rad]	úhel natočení skříně
σ	[-]	součinitel natočení skříně vozu
$2a^*, 2a^+$	[mm]	rozvor vozu, podvozku
$2s$	[mm]	vzdálenost styčných kružnic
g_{lim}^*, g_{lim}^+	[‰]	mezní zborcení koleje na bázi rozvoru vozu, podvozku
BEMU		elektrická jednotka s bateriemi
BPV		bezpečnost proti vykolejení
EMU		elektrická jednotka
ETCS		evropský zabezpečovací systém
SW		software
TK		temeno kolejnice
TSI		technické specifikace pro interoperabilitu

1. Úvod

Tato práce se zabývá možnostmi úpravy elektrické jednotky Škoda 20Ev známé jako RegioPanter pro provoz na tratích bez trolejového vedení. Jsou navrženy dvě varianty úprav. Dosazení spalovacího motoru, který umožní provoz na většině tratí. Avšak pro toto řešení je nutná úprava vozidlové skříně. Nebo zástavbu trakčního akumulátoru, jenž nevyžaduje zásadní úpravu skříně. Nicméně toto vozidlo bude mít dojezd na neelektrifikované trati pod 100 km. Pro tyto varianty bude navržena zástavba spalovacího motoru a akumulátoru. A také vyhodnocení velikosti kolových sil, vlastních frekvencí a bezpečnosti proti vykolejení analyticky i pomocí SW Simpack.

Cíle práce jsou:

- Stanovení potřebného výkonu pohonu.
- Volba spalovacího motoru a jeho zástavba do vozidla. Naznačení konstrukčního řešení uchycovacích bodů a rovněž dosazení palivové nádrže. Dále ověření, jaký vliv bude mít změna hmotnosti a těžiště na vybrané parametry (vlastní frekvence svislých kmitů, součinitel náklonu skříně, bezpečnost proti vykolejení).
- Zvolení akumulátorových článků a jejich zástavba do vozidla. Stanovení možného dojezdu vozidla. A ověření, jaký vliv bude mít změna hmotnosti a těžiště na vybrané parametry podobně jako u předchozí varianty.

2. Uvedení do řešené problematiky

Důvodem řešení přestavby elektrické jednotky určené pro regionální provoz je stárání osobních železničních vozidel nezávislé trakce ve střední Evropě. Díky zpřísnění požadavků na železniční vozidla, zejména v oblasti pevnosti čel vozu, a postupného zavádění zabezpečovacího zařízení ETCS, je nabídka nových železničních vozidel nezávislé trakce pro regionální tratě omezená. Proto jsem se rozhodl ve spolupráci s domácím výrobcem Škoda Transportation a.s. řešit studii úpravy elektrické jednotky typu 20Ev. A to klasickým způsobem, kde je použit spalovací motor. Nebo moderním a více ekologickým způsobem, kdy na elektrickou jednotku je přidán trakční akumulátor.

2.1 Jednotka 7Ev

Potřebné informace o této elektrické jednotce, které byly použity pro řešení této práce, pocházejí z lit. [1], [3], [5] a [9].

2.1.1 Obecný popis

Výrobce kolejových vozidel Škoda Transportation začala vyvíjet elektrickou jednotku 7Ev v roce 2011. Jedná se o modulární koncepci dvou až čtyř vozové jednotky, které se dají spojovat do jedné soupravy. Skříň vozidla je vyrobena z hliníkového protlačovaného profilu a je z 65% nízkopodlažní. Výzbroj vozidla je umístěna na střeše.

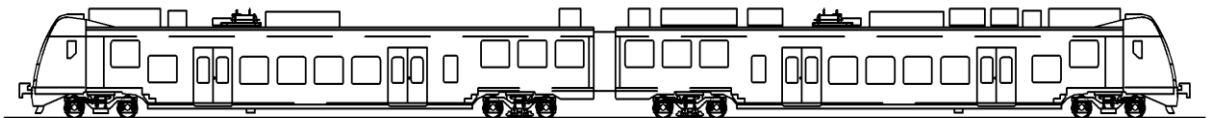
Krajní podvozky elektrické jednotky jsou hnací s asynchronními motory. Podvozky blíže středu jednotky jsou běžné. Tyto podvozky jsou lehčí a zatížení podvozku je menší než u podvozků hnacích. Tímto je docíleno lepších adhezních vlastností. Za nerovnoměrným zatížením podvozků stojí zejména rozmístění elektrické výzbroje na střeše vozidla.

Jednotlivé vozy této dvou vozové jednotky se odlišují v hmotnosti. Díky tomu, že značná část z elektrické výzbroje se nachází pouze na jednom voze, je druhý vůz značně lehčí.

Maximální výkon	[kW]	1680
Maximální rychlost	[km/h]	160
Maximální tažná síla	[kN]	131
Délka přes nárazníky	[m]	52,9

Počet sedících cestujících	[-]	147
Hmotnost prázdného vozu	[t]	103,5
hmotnost obsazeného vozu	[t]	115,26
Součinitel rotačních hmot	[-]	0,076
Hmotnost hnacího podvozku	[t]	9
Hmotnost běžného podvozku	[t]	6,7

Hmotnostní parametry jednotlivých vozů a zatížení jednotlivých podvozků:

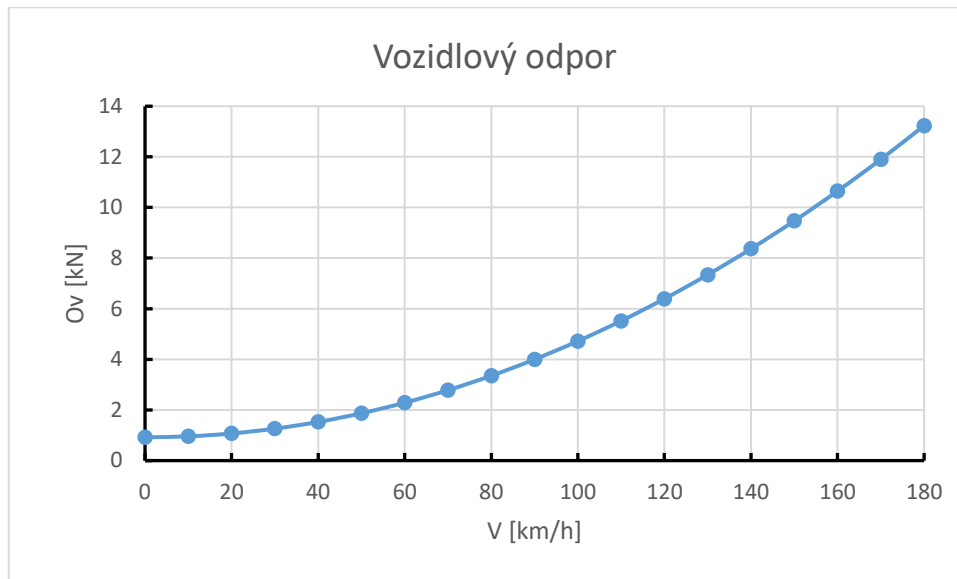


Vůz A 48 t		Vůz B 55 t	
Podvozek hnací	Podvozek běžný	Podvozek běžný	Podvozek hnací
27,6 t	20,4 t	30 t	25 t

Rozložení hmotnosti mezi jednotlivými podvozky je nerovnoměrná. Avšak u vozu A je relativně vhodná hmotnostní rezerva pro zástavbu přídatné komponenty jako jsou trakční baterie.

Vozidlový odpor je dán vztahem:

$$O_v = 0,92 + 0,00038 \cdot V^2 \quad (1), [1]$$

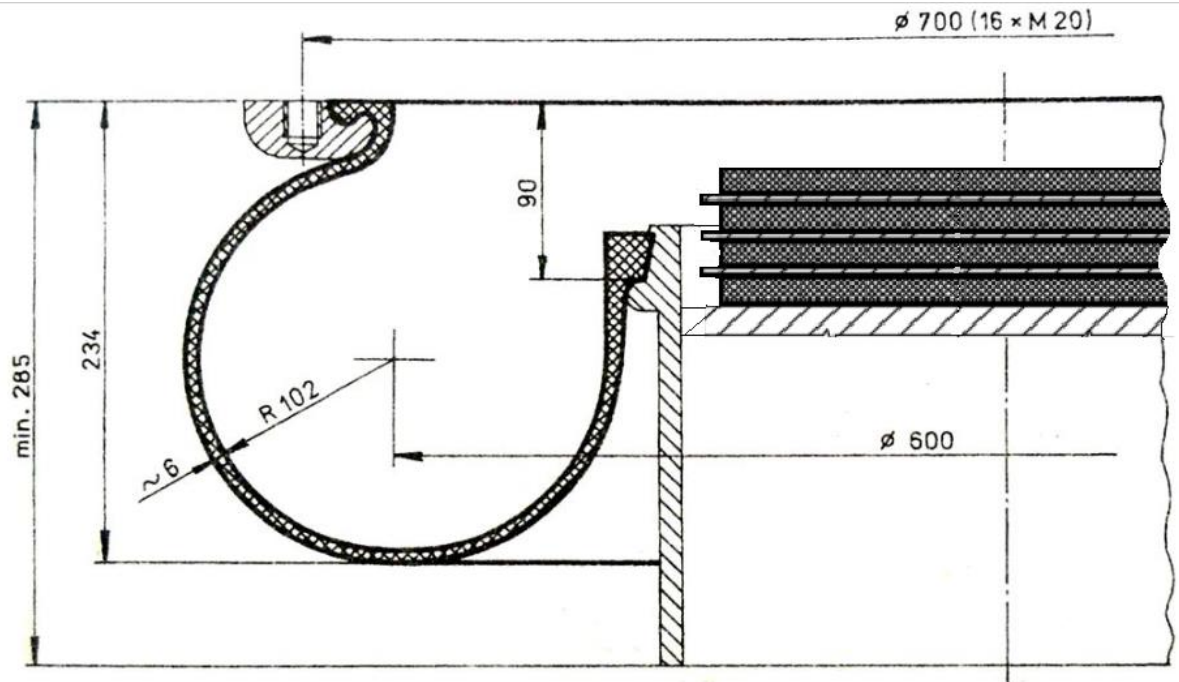


Graf 1: Vozidlový odpor elektrické jednotky.

Sekundární vypružení je tvořeno vzduchovou pružinou Continental 732 n 2.100 B, která dokáže přenést svislé zatížení ve výši až 180 kN. Na každém podvozku jsou umístěny 2 pružiny s příčnou vzdáleností $2w_s = 2100$ mm. Tyto pružiny jsou propojeny, a tedy skříň je na podvozku uložena jednobodově. A pro vozidlo musí být vybaveno torzním stabilizátorem.

Pro vhodné naladění charakteristiky deformace je pružina doplněna o vzduch o objemu 5 dm^3 . Závislost vnitřního přetlaku v pružině na svislém zatížení je dán vztahem:

$$p_{sv} = 0,0335 \cdot F_{sekz} + 0,0838. \quad (2), [7]$$

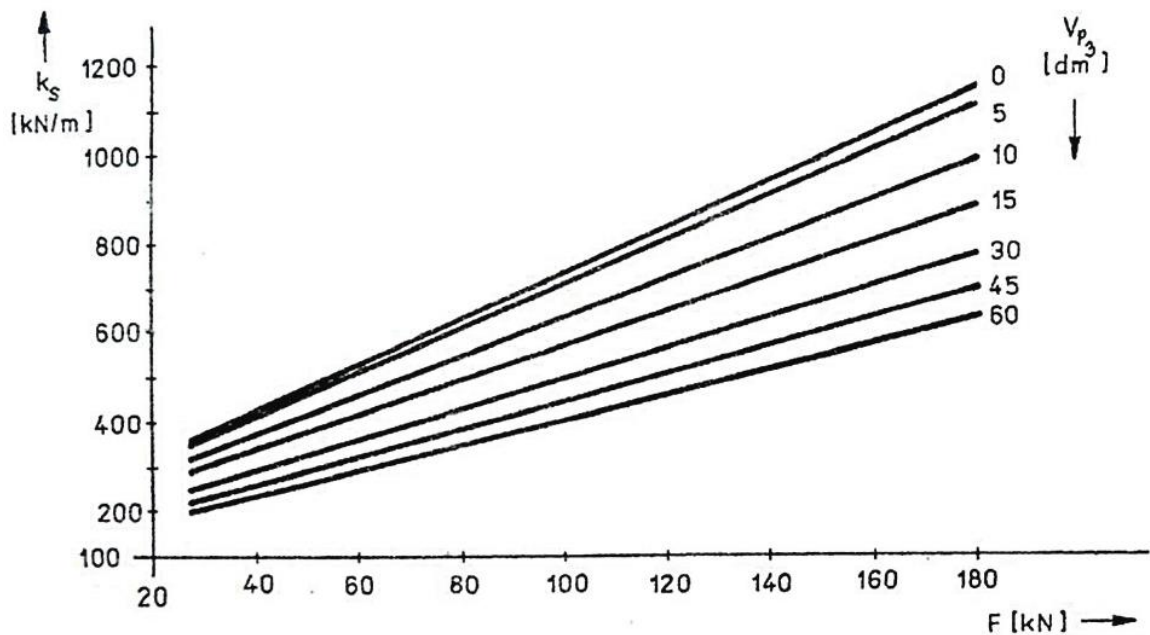


Obr. 1: Ilustrační obrázek vzduchové pružiny sekundárního vypružení v příčném řezu. [7]

Další parametry zmíněné vzduchové pružiny jsou:

- střední průměr 600 mm,
- objem membrány 75 dm³,
- efektivní plocha 2900 cm²,
- výchylka ve vodorovné rovině až 120 cm.

Při pomalé deformaci pružiny dochází ke stlačování vzduchu v celém objemu pružiny, tj. samotné pružiny i připojeného vzduchojemu. Tedy výslednou tuhost lze ladit pomocí volby objemu vzduchojemu. Při rychlých deformacích způsobují úzká hrdla (např. propojovací hadice) chování podobné tlumiči. Tedy zabraňují rychlému pohybu vzduchu a stlačování vzduchu se omezí na objem v samotné pružině.



Graf 2: Charakteristika tuhosti vzduchové pružiny v závislosti na celkovém objemu stlačovaného vzduchu.

Pro další výpočet potřebujeme stanovit pouze tuhost při statickém zatěžování. Charakteristika vzduchové pružiny bude tedy záviset na objemu přídavného vzduchojemu, který v našem případě má objem 5 dm³. Rovnici této charakteristiky, uvedené na obr. X, je určena s využitím SW AutoCAD a Excel.

$$k_s = 1,95 \cdot F \quad (3)$$

Nouzová pružina, o kterou je vzduchová pružina doplněna, je tvořena pryžokovovým blokem. Nouzová pružina je zatěžována pouze při ztrátě tlaku ve vzduchové pružině. A maximální rychlost jízdy je omezena na hodnotu 80 km/h.

Tuhost nouzové pružiny je dán vztahem:

$$F = 0,0011 \cdot \Delta z^3 + 0,0687 \cdot \Delta z^2 + 2,8917 \cdot \Delta z \quad (4), [15]$$

3. Použitá metodika

Pro hodnocení jednotlivých variant úpravy dané elektrické jednotky budeme zjišťovat polohu těžiště skříně, která ovlivňuje rozložení hmotnosti mezi jednotlivé podvozky. Dále vlastní frekvence, které se nesmí nacházet mimo dovolené pásmo, a vozidlo musí vyhovovat bezpečnosti proti vykolejení. Některé parametry ověříme i s pomocí SW Simpack.

3.1 Vybrané mechanické charakteristiky vozidla

Mimo výše uvedené mechanické charakteristiky vozidla musíme také stanovit potřebný výkon spalovacího motoru.

3.1.1 Stanovení potřebného výkonu SM

Pro stanovení potřebného výkonu jsou uvažovány 3 varianty maximální rychlosti $V_{max} \in \{80; 100; 120\} \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, které jsou obvyklé u motorových jednotek.

Stanovení požadovaného výkonu provedeme dle TSI LOC PAS, kdy vozidlo musí být schopno při maximální rychlosti zvětšenou o 10 % zrychlovat se zrychlením $a = 0,05 \text{ ms}^{-2}$. Přičemž je uvažována v přímé trať bez stoupání. Hmotnost vozidla je uvažována jako konstrukční hmotnost při normálním užitečném zatížení. Z důvodů konzervativnímu přístupu a snazšímu porovnání s jinými vozidly je zvolena maximální hmotnost.

Pomocí Newtonova zákona vyjádříme vztah mezi výkonem a rychlostí, tedy:

$$M_{vl} \cdot a = F_{ok} - O_v - O_t \quad (5), [2]$$

Velikost tažné síly bude:

$$F_{ok} = M_{vl} \cdot a + O_v + O_t \quad (6), [2]$$

Výkon je dán vztahem:

$$P = F_{ok} \cdot \frac{V}{3,6} \quad (7), [2]$$

Po dosažení (6) do (7) dostaneme výsledný vztah pro určení požadovaného výkonu.

$$P = (M_{vl} \cdot a + O_v + O_t) \cdot \frac{V}{3,6} \quad (8)$$

Traťový odpor jízdou do sklonu je dán vztahem:

$$O_t = M_{vl} \cdot g \cdot s \quad (9), [2]$$

Kde sklon koleje s je dán v jednotkách promile. Pokud jízda vozidla je v přímé koleji a bez převýšení, bude $O_t = 0$.

Protože vozidlo musí být schopno dosáhnout rychlosti o 10 % větší než maximální rychlost, budeme zaokrouhlovat nahoru na celé desítky, konkrétně v tab. 7. Toto zaokrouhlení provedeme z důvodu konzervativního přístupu ke stanovení požadovaného výkonu. V technických specifikacích pro interoperabilitu TSI LOC PAS je požadováno, aby výsledná rychlost byla násobkem 5. [17]

Tab. 1: Rychlost zkušební jízdy pro jednotlivé maximální rychlosti.

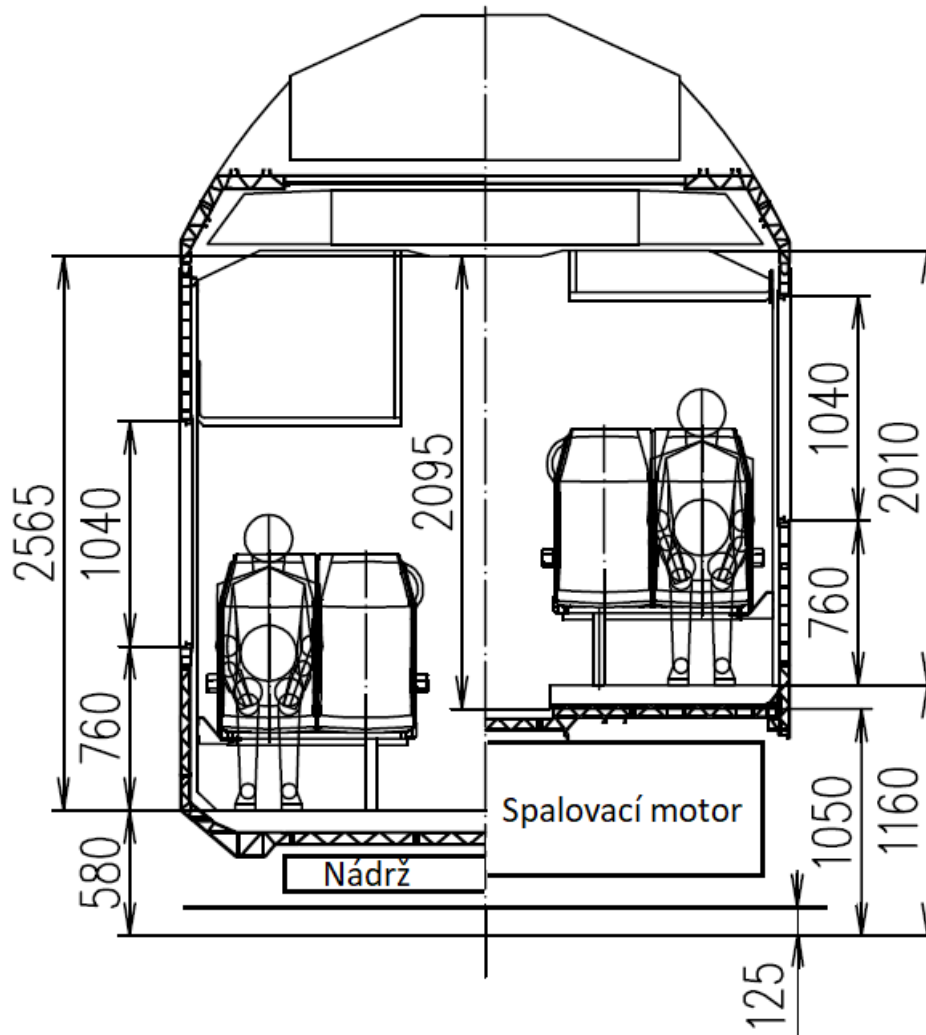
	[km/h]		
Maximální rychlost	80	100	120
Max rychlost + 10 %	88	110	132
Zaokrouhlení	90	110	135

3.1.2 Rozměrové možnosti zástavby SM

Z výše potřebného výkonu spalovacího motoru vyplývá, že budou potřeba 2, tedy jeden powerpack do každého vozu jednotky. Obecně lze powerpack zastavět v místech:

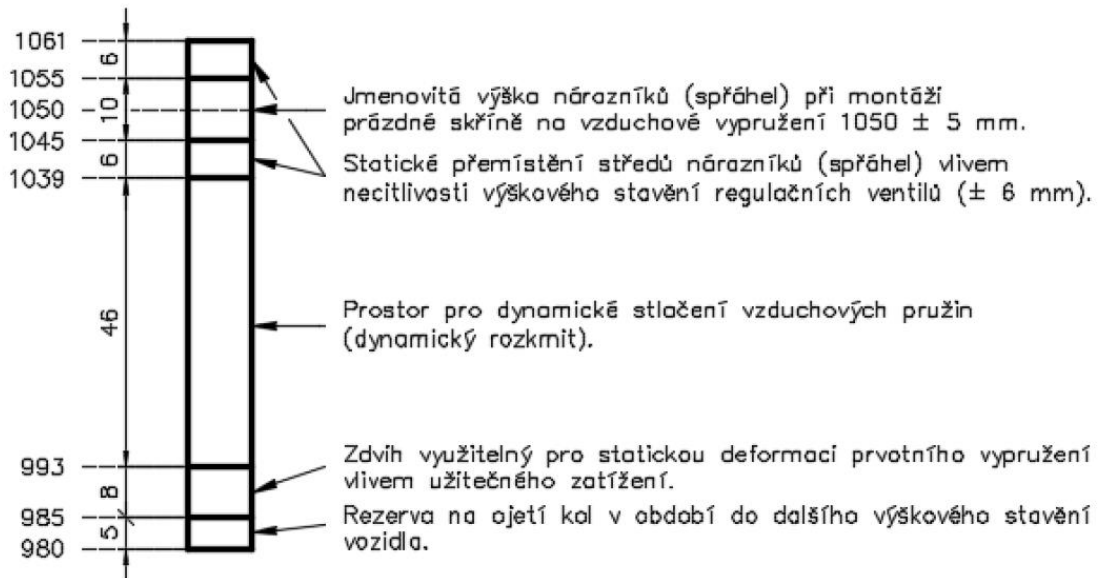
- V interiéru vozu.
- Na střeše vozu.
- Pod podlahou vozu.

Zástavba do interiéru, kde by vznikla strojovna, je nevhodná. Tato varianta způsobí snížení počtu sedadel i snížení komfortu pro cestující. Pro svoje nedostatky tedy nebude dál v této práci řešena. Zástavba pod podlahu i na střechu vozidla je mnohem výhodnější. Avšak i tyto varianty zástavby spalovacího motoru mají svá úskalí. Dále bude uvažována zástavba spalovacího motoru pod podlahu skříně, jenž se jeví jako méně náročná na nutné úpravy skříně.



Obr. 2: Příčný řez skříní s dokresleným SM a palivovou nádrží. [3]

Výška vysokopodlažní části skříně nad T.K. je v provozním stavu 1010 mm, resp. 955 mm díky sníženému středu podlahy. Avšak pro konzervativní přístup je nutné zvolit případ, kdy vzduchová pružina je bez vzduchu. A skříň tak dosedne na nouzovou pružinu. Spodní obrys pro vozidlo v prostoru pod dvojkolím neumožňuje jakoukoliv zástavbu do výšky 125 mm nad T.K.

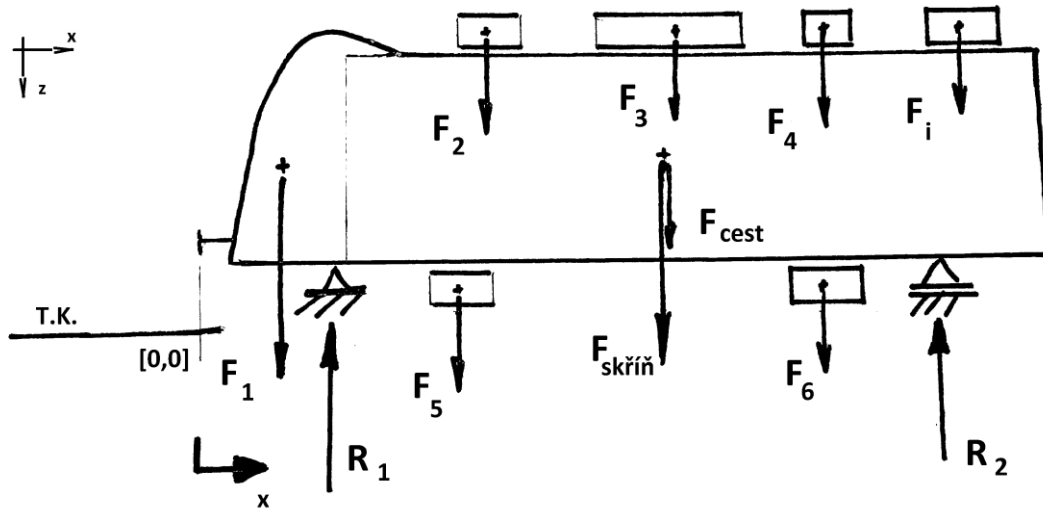


Obr. 3: Svislé deformace vozidla. [16]

Pro určení využitelné zástavbové výšky pro spalovací motor je nezbytné zvolit nejméně přívětivou variantu. Jmenovitá výška nárazníku, resp. spřáhel je 1050 mm s odchylkou ± 5 mm. Odchylka vlivem necitlivosti výškového stavění regulačního ventilu je ± 6 mm. Pokles skříně vlivem poruchy sekundární pružiny a deformace nouzové pružiny je 46 mm. Deformace primárního vypružení je 8 mm a rezerva pro ojetí kol mezi jednotlivými úpravami výšky vozidla. Tedy minimální výška podlahy skříně je 885 mm. Minimální zástavbová výška při respektování spodního obrysu pro vozidlo je 760 mm.

3.1.3 Rozložení zatížení

Rozložení zatížení skříně podél osy x se vlivem úprav významně změní. Pro stanovení zatížení jednotlivých podvozků od skříně vozu je skříně nahrazena nosníkem na 2 podporách, kde jednotlivé hmotné části nahradíme silově do jednotlivých těžišť.



Obr. 4: Náčrtek vozu pro stanovení momentové rovnováhy.

F_1, F_2, \dots, F_i	tíhové síly jednotlivých hmotných částí skříně
$F_{skříň}, F_{cest}$	tíhová síla samotné skříně, cestujících
R_1, R_2	reakční síly v místě uložení podvozků

Stanovení velikosti reakcí provedeme pomocí momentové rovnováhy.

$$\sum F_i \cdot x_i = 0 \quad (10)$$

3.1.4 Změna polohy těžiště skříně

Poloha těžiště skříně charakterizuje zatížení jednotlivých podvozků. Při stanovení pólu pohybu bude důležitá poloha těžiště v ose z.

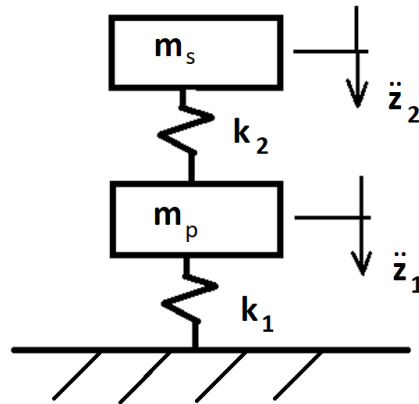
$$x_T = \frac{x_1 \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2 + \dots + x_n \cdot m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (11)$$

Obdobně i pro ostatní směry.

3.1.5 Vlastní frekvence

Pro výpočet vlastních frekvencí využijeme model o 2 stupních volnosti, kdy pohyb je umožněn pouze v příčné rovině yz. Vzájemný pohyb 2 těles, jež jsou spojeny pružnými prvky mezi sebou a se základním rámem umožňují vyšetřit vlastní frekvence houpání

obou těles, tj. skříně a podvozku. Vlastní frekvence stanovíme pro případ netlumeného kmitání.



Obr. 5: Dvuhmotový model vozu o 2 stupních volnosti.

Sestavení pohybových rovnic dle obr. 5.

$$m_p \ddot{z}_1 = -S_1 + S_2 \quad (12)$$

$$\frac{1}{2} m_s \ddot{z}_2 = -S_2 \quad (13)$$

Kde síly S_1 a S_2 jsou:

$$S_1 = k_1 \cdot z_1 \quad (14)$$

$$S_2 = k_2 \cdot (z_2 - z_1) \quad (15)$$

Po nezbytných úpravách dostaneme soustavu diferenciálních rovnic 2. řádu ve tvaru:

$$m_p \ddot{z}_1 + (k_1 + k_2) \cdot z_1 - k_2 \cdot z_2 = 0 \quad (16)$$

$$\frac{1}{2} m_s \ddot{z}_2 - k_2 \cdot z_1 + k_2 \cdot z_2 = 0 \quad (17)$$

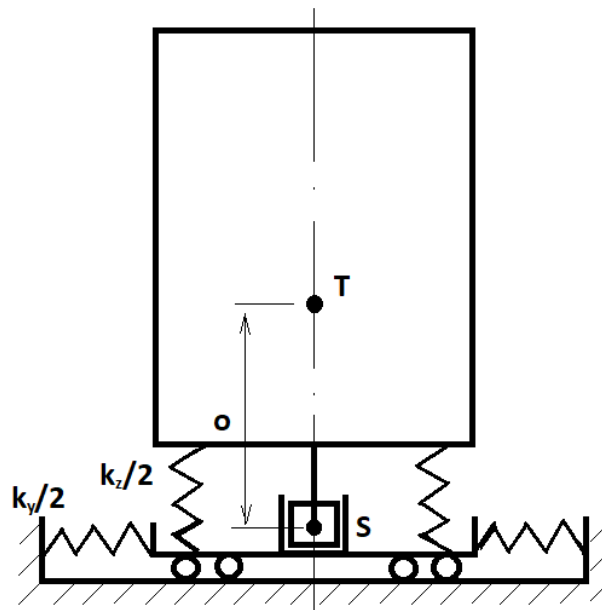
Výsledné pohybové rovnice (16), (17) převedeme do maticového tvaru. Obecně:

$$[M] \cdot (\ddot{q}) + [K] \cdot (q) = 0 \quad (18)$$

Výsledné rovnice využijeme pro řešení vlastních frekvencí v SW Matlab. Výpočet je proveden ve školní verzi SW Matlab R2021a.

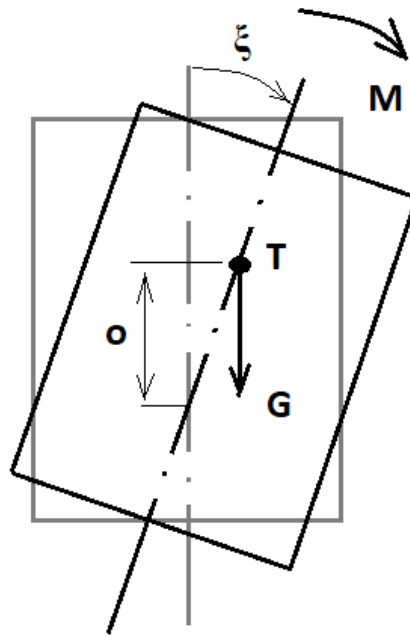
3.1.6 Součinitel náklonu vozové skříně

Při ověřování vlastností vypružení nesmíme opomenout pohyb skříně dalšími směry. Zejména bočení a kolébání, při kterých musí být také dodržen obrys pro vozidlo. Pokud je na střeše vozidla umístěn sběrač, obrys pro sběrač je dalším omezením, jenž omezuje možné pohyby skříně.



Obr. 6: Funkční schéma náhradního vypružení.

Pro stanovení součinitele náklonu vozidlové skříně si zavedeme funkční schéma náhradního vypružení. Vzdálenost bodu S , který nazýváme střed vypružení, od těžiště T označenou jako o nazýváme polohou středu vypružení. Pokud střed vypružení se nachází pod těžištěm, hodnotu polohy středu vypružení považujeme za kladnou.



Obr. 7: Schéma k odvození úhlové tuhosti vypružení.

Úhlovou tuhost vypružení γ můžeme určit jako:

$$\gamma = \frac{M + G \cdot o \cdot \xi}{\xi} \quad (19), [8]$$

Součinitel náklonu vozidlové skříně σ můžeme odvodit na základě zrychlení. Při jízdě převýšeným obloukem koleje působí v těžišti skříně nevyrovnaná odstředivá síla F_n . Odstředivé zrychlení a_n stanovíme jako:

$$a_n = \frac{F_n}{m_s} = \frac{v^2}{R} - g \cdot \delta \quad (20), [8]$$

Kde δ je převýšení koleje.

Nevyrovnané zrychlení rovnoběžné s podlahou a_p , která příčně působí na cestující či náklad, lze stanovit jako:

$$a_p = a_n + g \cdot \xi = a_n \cdot (1 + \sigma) \quad (21), [8]$$

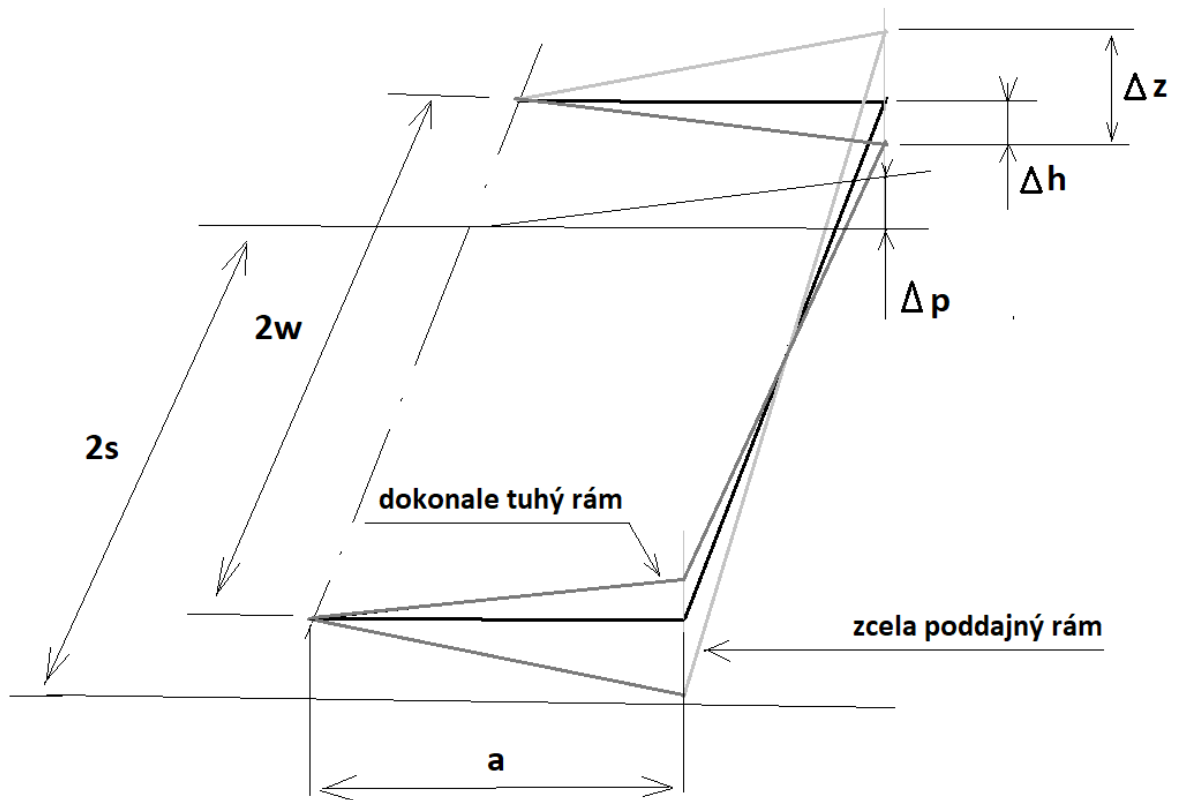
Tedy součinitel náklonu vozidlové skříně σ lze stanovit jako:

$$\sigma = \frac{a_p - a_n}{a_n} \quad (22), [8]$$

3.1.7 Bezpečnost proti vykolejení

Posouzení bezpečnosti proti vykolejení provedeme dle normy ČSN 14363 metodou 3, kde jsou uvedeny potřebné mezní hodnoty zborcené koleje, resp. zkroucení vozidla. [11]

Pro ověření bezpečnosti proti vykolejení lze využít metodu 3, kde vozidlo je zkrouceno na zkušebním stavu. Zkroucení vozidla lze odhadnout pomocí analytického výpočtu. [18]



Obr. 8: Schéma deformace dokonale tuhého a poddajného rámu podvozku postaveného na zborcené koleji.

Pro skříň vozidla je zborcení koleje:

$$g_{lim}^* = \frac{20}{2a^*} + 3 = \frac{20}{19} + 3 = 4,053 \text{ ‰} \quad (23), [18]$$

A pro rozvor podvozku menší než 5 m je stanovena mezní hodnota zborcení koleje:

$$g_{lim}^+ = 7 ‰ \quad (24)$$

Tedy určíme zborcení koleje na bázi rozvoru vozidla:

$$\Delta p_s = g_{lim}^+ \cdot 2a^* = 4,053 \cdot 19 = 77 \text{ mm} \quad (25), [18]$$

A zborcení koleje na bázi rozvoru podvozku.

$$\Delta p_p = g_{lim}^+ \cdot 2a^+ = 7 \cdot 2,4 = 16,8 \text{ mm} \quad (26)$$

Odhad změny svislé kolové síly ΔQ vlivem zkroucení vozidla, resp. zborcení koleje bude provedeno výpočtem. Pro zjednodušení výpočtu bude rám podvozku i skříň dokonale tuhé. Pokud nedojde ke zkroucení vozidla, změna kolové síly ve svislém směru bude větší. Tedy získaná hodnota bezpečnosti proti vykolejení se bude nacházet na bezpečnější straně.

Kritérium, aby vozidlo vyhovělo je:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} \leq 0,6 \quad (27), [11]$$

Budeme posuzovat prázdné vozidlo, které díky nižším kolovým silám je nebezpečnější případ.

Vliv na změnu kolové síly nebudou mít sekundární pružiny, které jsou vzduchové a jednobodově uloženy na podvozku, tj. jsou navzájem propojeny. Tedy ovlivňovat bude torzní stabilizátor. A jelikož je brána nejnepříznivější situaci, nesmí se zapomenout na nouzovou pružinu. Vztah pro výpočet změny svislé kolové síly je:

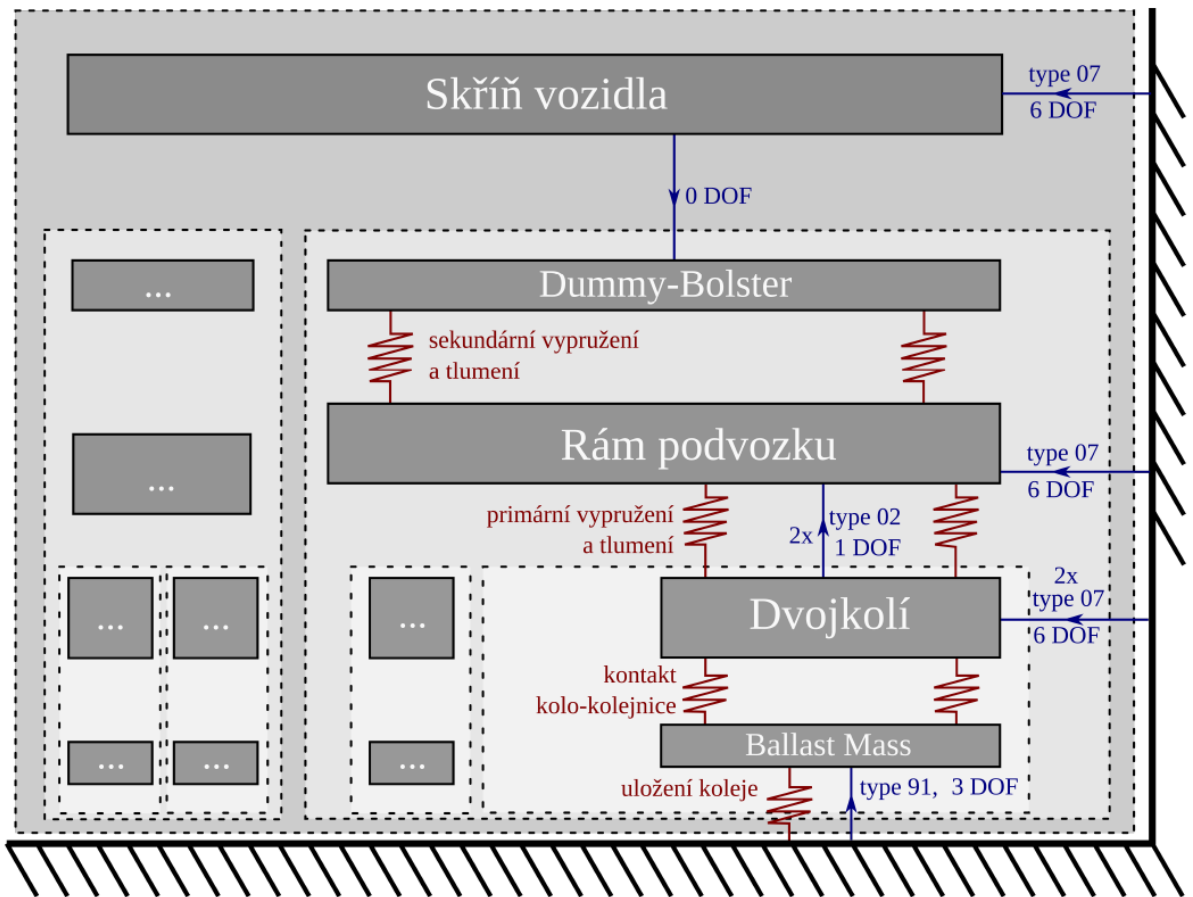
$$\Delta Q = \frac{1}{4} \cdot \Delta p_p \cdot k_{pz} \cdot \left(\frac{w_p}{s}\right)^2 + \frac{1}{4} \cdot \Delta p_s \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2k_{pz} \cdot k_{vsz}}{2k_{pz} + k_{vsz}} \cdot \left(\frac{w_p}{s}\right)^2 \quad (28), [18]$$

Kde k_{pz} je svislá tuhost primárního vypružení a k_{vsz} je výpočtová tuhost sekundárního vypružení přepočtená na bázi primárního vypružení.

3.2 Tvorba modelu vozidla v prostředí Simpack

Modelováním jednoho vozu jednotky provedeme postupně v jednotlivých substrukturách. Jsou to:

- Kolej
- Dvojkolí
- Rám podvozku
- Dummy
- Skříň vozidla



Obr. 9: Topologie modelu poloviny vozu s podvozkiem, dvojkolím a kolejí.

Definice dvojkolí je dána pomocí tělesa *Body*. Roli zde hraje její hmotnost, moment setrvačnosti a poloha těžiště. A dále nastavíme vazbu k základnímu rámu. Parametry kol stanovíme pomocí prvku Rail-Wheel Pair.

Tab. 2: Rozměry dvojkolí.

nominální průměr kola	[m]	0,85
průměr nápravy	[m]	0,17
délka nápravy	[m]	2100
moment setrvačnosti v ose x	[kg·m ²]	1400
moment setrvačnosti v ose y	[kg·m ²]	130
moment setrvačnosti v ose z	[kg·m ²]	1400
hmotnost dvojkolí	[kg]	2100

Parametry koleje definujeme pomocí prvku Rail Element. Zvolíme profil hlavy kolejnice pro levou i pravou stranu koleje, úklon kolejnic a rozchod kolejnic měřenou 14 mm pod TK.

Tab. 3: Rozměrové charakteristiky koleje.

typ kolejnice	[-]	UIC 60
rozchod koleje	[m]	1435
úklon kolejnic	[-]	1:40

Pro elastické uložení koleje se zavede další těleso Ballast_Mass, kde jeho vazba je definována typem vazby *Rail Track Sleeper*. A následně pro společný pohyb dvojkolí a tohoto tělesa podél trati je uskutečněna vazbou *Follow Track Joint*.

Tab. 4: Tuhostní charakteristiky koleje.

útlum koleje v příčném směru	[N·s·m ⁻¹]	$1 \cdot 10^5$
tuhost v příčném směru	[N·m ⁻¹]	$4 \cdot 10^7$
tuhost ve svislém směru	[N·m ⁻¹]	$1,5 \cdot 10^8$

Řešení kontaktu kolo-kolejnice provedeme v Simpacku použitím prvku *Rail-Wheel Contact*, ve kterém si můžeme vybrat metodu počítání tečných sil a spinového momentu v kontaktu kolo-kolejnice. Simpack doporučuje použít metodu FASTSIM, jenž byla i použita.

Modelováním těles podvozku vytvoříme rám podvozku, který pomocí silových elementů zavazbíme s dvojkolími. Pro vytvoření silové vazby se skříní podvozku vytvoříme další hmotu, pojmenovanou Dummy, jenž posléze spojíme se skříní vazbou o nula stupňů volnosti. A tak silová vazba mezi podvozkem a skříní bude probíhat pomocí hmoty

Dummy. Hmotnost a momenty setrvačnosti definujeme jako hodnoty blízké nule, aby nebylo ovlivněno chování výsledného modelu.

Tab. 5: Charakteristika podvozku.

rozchod podvozku	[m]	2,4
báze primární pružiny	[m]	2,1
svislá tuhost primární pružiny	[N·m ⁻¹]	1 · 10 ⁷
konstanta tlumení primárního tlumiče	[N·s·m ⁻¹]	1,2 · 10 ⁴
báze sekundární pružiny	[m]	2
svislá tuhost sekundární pružiny	[N·m ⁻¹]	2 · 10 ⁵
konstanta tlumení sekundárního tlumiče	[N·s·m ⁻¹]	4 · 10 ⁴
hmotnost běžného podvozku	[kg]	5200
hmotnost hnacího podvozku	[kg]	7000

Hodnoty výše definovaných parametrů jsou voleny dle lit. [1], [3] nebo pocházejí z doporučení při výuce.



Obr. 10.: Model vozu v prostředí Simpack.

3.2.1 Simulace jízdy vozu

Simulaci jízdy modelu vozu po zkušební koleji využijeme pro stanovení bezpečnosti proti vykolejení. Zkušební kolej bude vycházet ze zborcené zkušební koleje definované v normě UIC 518, resp. ČSN EN 14363. Pro dosažení mezního zkroucení skříně vozu bude zborcení koleje upraveno a doplněno nerovnostmi na jedné kolejnici pro dosažení mezního zkroucení podvozku. Rychlost jízdy je stanovena na 5 km/h.

Pro skříně vozidla je zborcení koleje:

$$g_{lim}^* = \frac{20}{2a^*} + 3 = \frac{20}{19} + 3 = 4,053 \text{ ‰} \quad (29)$$

A pro rozvor podvozku menší než 5 m je stanovena mezní hodnota zborcení koleje:

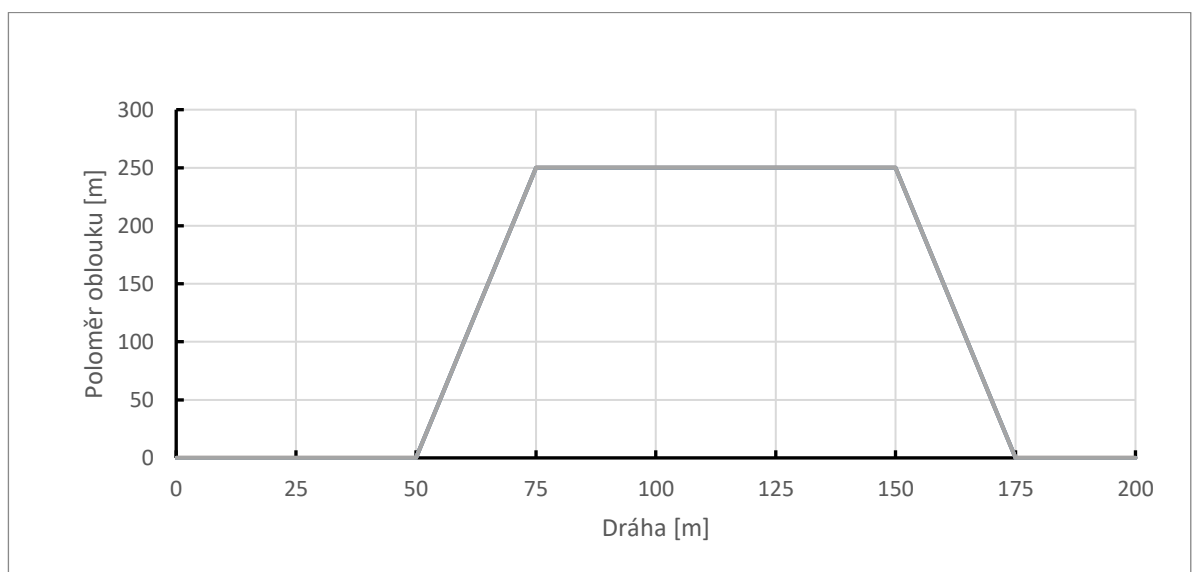
$$g_{lim}^+ = 7 \text{ ‰} \quad (30)$$

Tedy určíme zborcení koleje na bázi rozvoru vozidla:

$$\Delta p_s = g_{lim}^* \cdot 2a^* = 4,053 \cdot 19 = 77 \text{ mm} \quad (31)$$

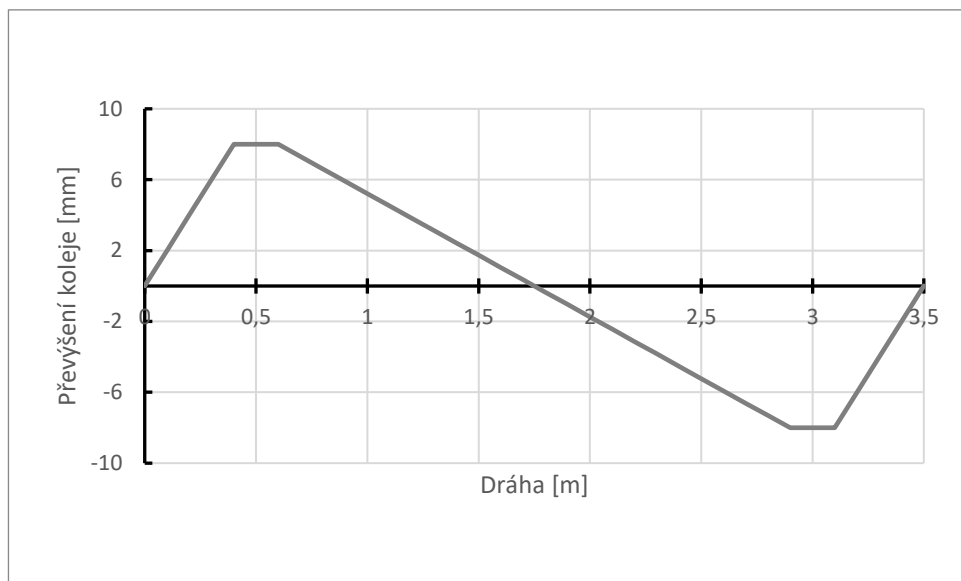
A zborcení koleje na bázi rozvoru podvozku.

$$\Delta p_p = g_{lim}^+ \cdot 2a^+ = 7 \cdot 2,4 = 16,8 \text{ mm} \quad (32)$$



Graf 3: Geometrie zborcené koleje.

Nerovnost koleje na délce 3,5 m, která zapříčí mezní zkroucení podvozku, začíná 116,2 m od počátku zkušební koleje.



Graf 4: Nerovnost koleje.

Mezního zborcení vozu je dosaženo takovým postavením vozu v koleji, kdy zadním podvozkem stojí v kladně převýšené koleji a přední podvozek v záporně převýšené koleji, přičemž svými koly zároveň stojí na nerovnosti koleje, která způsobí zkroucení podvozku.

Dané simulace jsou provedeny ve školní verzi SW Simpack 2017.

2 Validace modelu vozu v SW Simpack

Porovnáním výsledků vlastních frekvencí elektrické jednotky (bez úprav) provedené v SW Simpack a Matlab ověříme věrohodnost vytvořeného modelu vozidla.

Tab. 6: Vlastní frekvence elektrické jednotky získané s pomocí SW Matlab.

Zatížení skříně cestujícími	Podvozek hnací		Podvozek běžný	
	f_{01}	f_{02}	f_{01}	f_{02}
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
Prázdná	1,172	5,164	1,260	6,194
Obsazená	1,101	5,229	1,165	6,271

Tab. 7: Vlastní frekvence elektrické jednotky získané s pomocí SW Simpack.

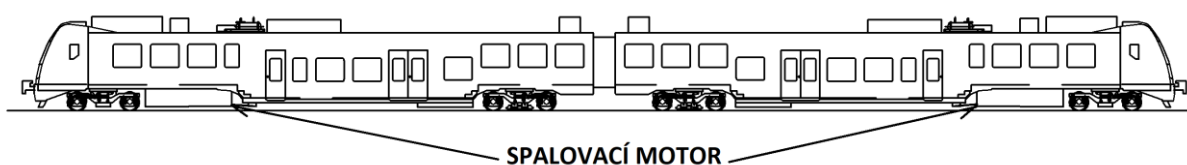
Zatížení skříně cestujícími	Podvozek hnací		Podvozek běžný	
	f_{01}	f_{02}	f_{01}	f_{02}
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
Prázdná	1,179	5,053	1,237	6,191
Obsazená	1,060	5,265	1,148	6,268

Na základě porovnání zjištěných vlastních frekvencí vozidla lze usoudit, že model vozu v SW Simpack je věrohodný.

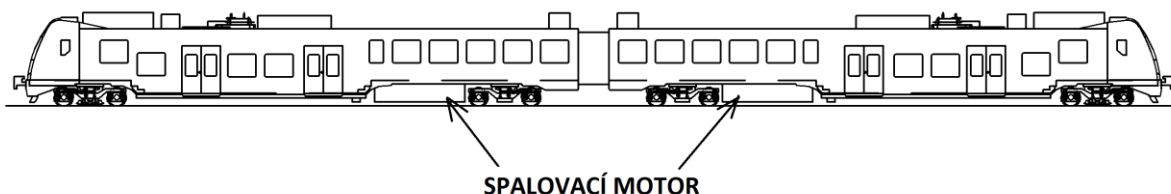
4. Vlastní řešení

Přestavbu elektrické jednotky pro provoz mimo elektrifikované tratě provedeme v těchto variantách:

- zástavba spalovacího motoru
 - v blízkosti hnacího podvozku (varianta A)
 - v blízkosti běžného podvozku (varianta B)
- zástavba trakčního akumulátoru.



Obr. 11: Varianta A.



Obr. 12: Varianta B.

4.1 Zástavba spalovacího motoru

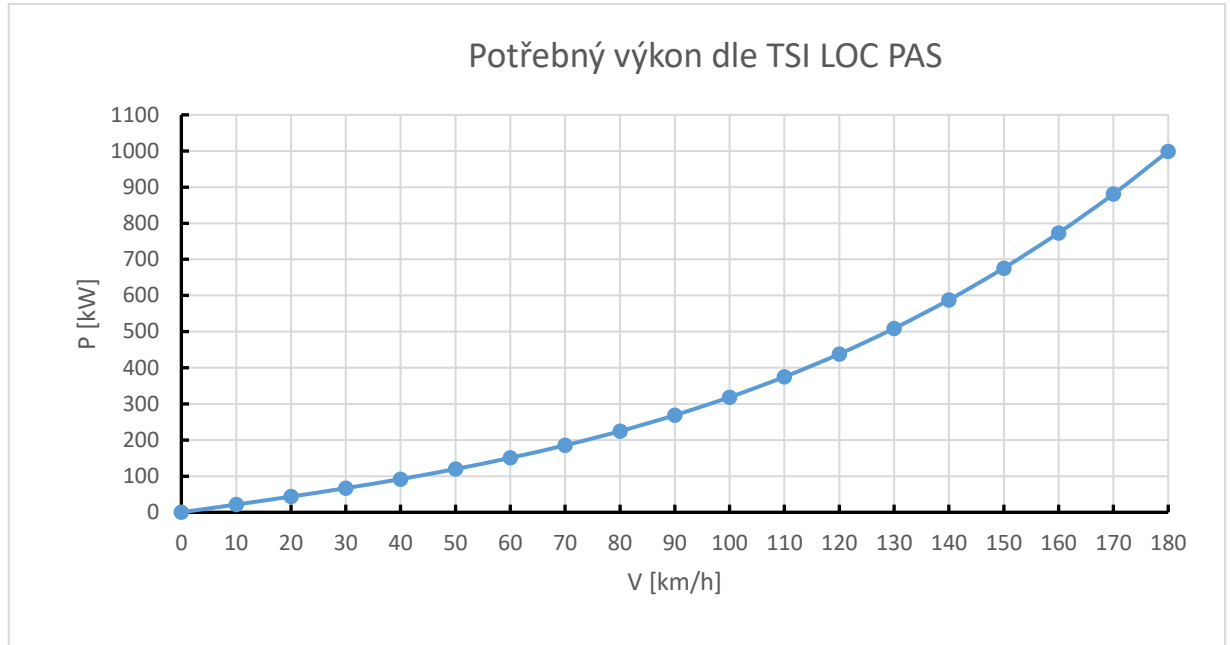
Rozhodli jsme se upravit elektrickou jednotku Škoda 7Ev. Jedná se o dvou vozovou jednotku o maximální hmotnosti 115 t pro 147 sedících cestujících. Úpravy stávající EMU budou spočívat v tom, aby byla schopna provozu na tratích bez elektrického zdroje energie.

Protože v podvozcích jsou umístěny trakční elektromotory, které chceme zachovat, je výhodné ponechat elektrický přenos výkonu. Předpokládáme zástavbu celého powerpacku, které výrobci spalovacích motorů nabízejí. Hmotnost vlaku jsme stanovili na 135 t.

4.1.1 Stanovení potřebného výkonu

Při využití norem TSI LOC PAS můžeme stanovit potřebný výkon. [17]

Závislost potřebného výkonu na rychlosti dle vztahu (8) je uveden v grafu 5.



Graf 5: Potřebný výkon v závislosti na rychlosti dle TSI LOC PAS.

Potřebný výkon pro maximální rychlost vyplývající z grafu 5 je uveden v tab. 8.

Tab. 8: Potřebný výkon pro uvažované maximální rychlosti.

Maximální rychlost	[km/h]	80	100	120
Potřebný výkon	[kW]	270	375	588

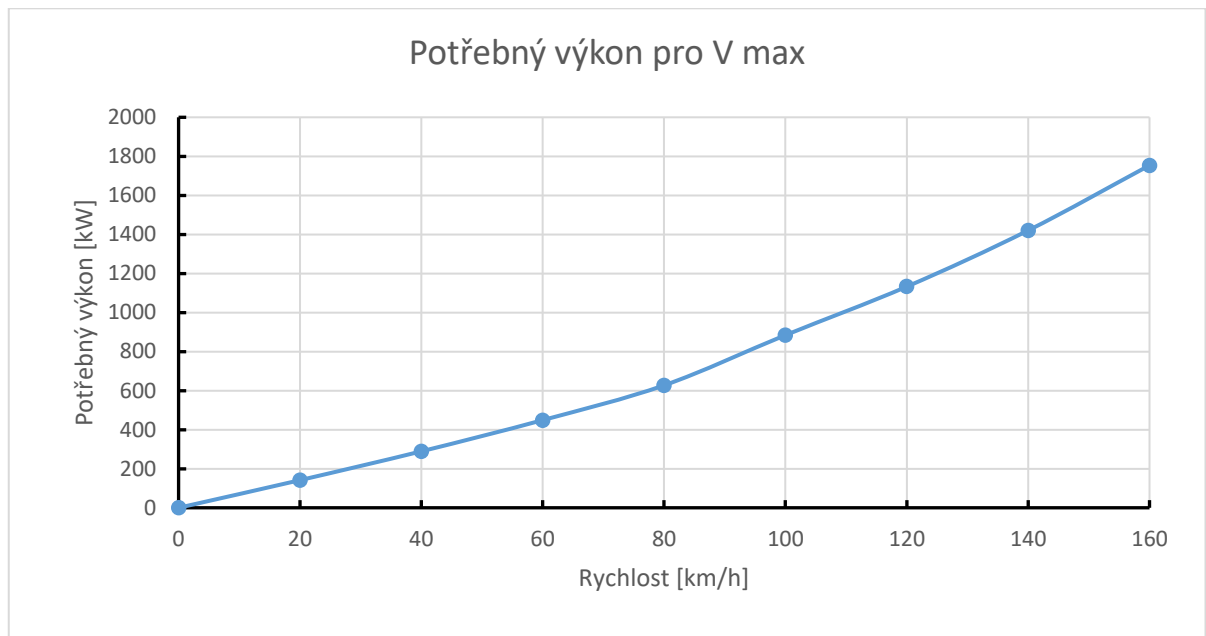
Pokud ovšem chceme, aby taková to jednotka byla konkurenceschopná, nesmíme zanedbat schopnost zrychlovati, popřípadě udržení vysoké rychlosti při jízdě do sklonu. Pokud porovnáme s vybranými motorovými jednotkami od jiných výrobců maximální výkon a zejména měrný výkon, zjistíme, že hodnota požadovaného výkonu je nízká.

Pro porovnání využijeme i rohový výkon, který je definován jako součin maximální tažné síly a maximální rychlosti. Maximální tažná síla musí být menší tažná síla na mezi adhezi, což za předpokladu zvýšení hmotnosti jednotky vlivem zástavby spalovacího motoru a uvažování maximální tažné síly původní elektrické jednotky bude splněno.

Tab. 9: Porovnání s jinými jednotkami.

		ř. 861	ř. 844	7Ev + SM	7Ev + SM
Maximální rychlost	[km/h]	140	120	120	80
Výkon	[kW]	1176	780	588	270
Rohový výkon	[kW]	22400	19200	15600	10400
Hmotnost	[t]	120	84,4	135	135
Měrný výkon	[kW/t]	9,8	9,2	4,4	2

Potřebný výkon při jízdě konstantní rychlostí do sklonu 20 ‰ je stanovena dle rovnice 8.



Graf 6: Potřebný výkon pro jízdu do sklonu 20 ‰ při konstantní rychlosti.

Z grafu 6 vyplývá, že při jízdě do sklonu 20 ‰ pro maximální rychlost $V_{max} = 120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je potřebný výkon $P = 1135 \text{ kW}$. Pro maximální rychlost $V_{max} = 100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ by postačoval maximální výkon $P = 885 \text{ kW}$. A totéž pro maximální rychlost $V_{max} = 80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ by postačoval maximální výkon $P = 630 \text{ kW}$.

Potřebný výkon pro vytápění, kompresor, osvětlení, informační systém apod. je odhadován.

Tab. 10: Odhad spotřeby dalších zařízení.

Zařízení	Výkon [kW]
Topení	40
Kompresor	10
Osvětlení	1
Informační systém	1
Další spotřeba	nízké jednotky
průměrný výkon	50

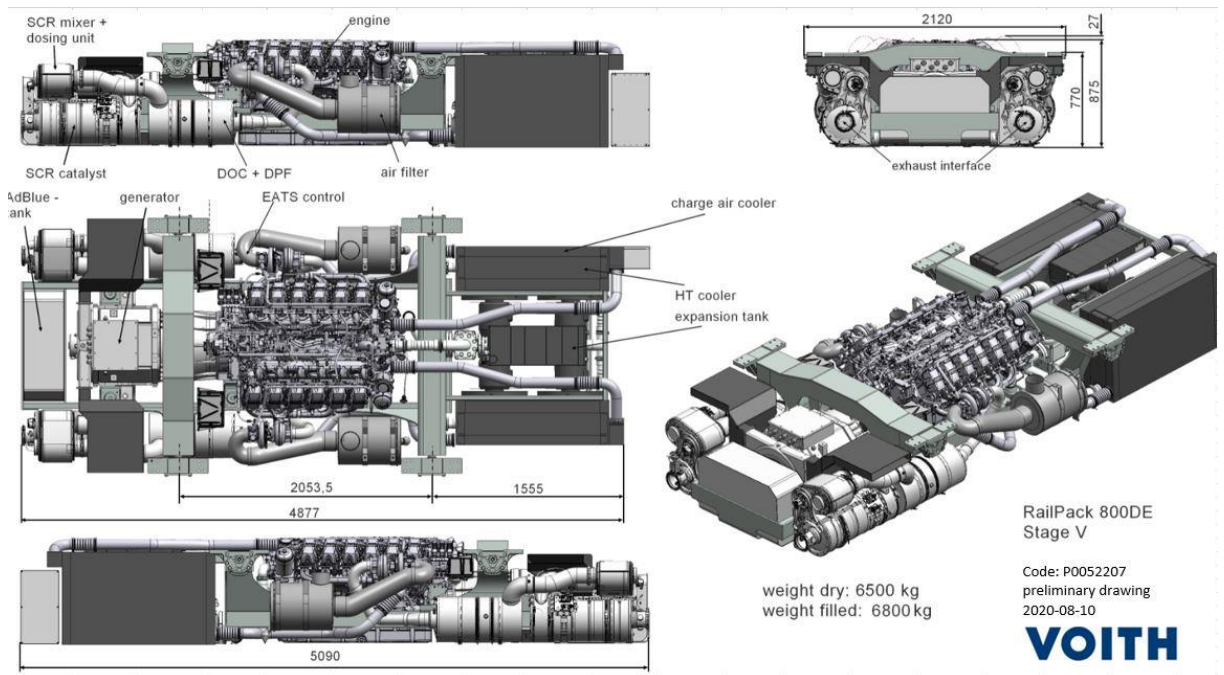
Pokud odhadneme 50 kW jako výkon potřebný pro průměrnou spotřebu vozidla, bude pro maximální rychlost $V_{max} = 120 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ potřebný výkon spalovacího motoru $P = 1185 \text{ kW}$. Pokud bychom uvažovali pouze maximální rychlost $V_{max} = 100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, postačoval by výkon 935 kW., resp. pro maximální rychlost $V_{max} = 80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ postačuje výkon $P = 680 \text{ kW}$.

4.1.2 Výběr spalovacího motoru

Při výběru SM jsme využili zavedených výrobců, kteří nabízejí celé powerpacky. Tedy ucelené pohonné ústrojí, které zahrnuje potřebné komponenty do kompaktního celku.

Tab. 11: Porovnání různých typů powerpacků pro elektrický přenos výkonu. [4], [6]

Výrobce	Typ	Přenos výkonu	Výkon [kW]	Rozměry (L×W×H) [mm]	Hmotnost [t]
Voith	800DE	elektrický	735	5090×2120×902	6,8
MTU	12V 1600 R80LP	elektrický	700	5000×2800×950	6,75
Voith	500DE	elektrický	480	4087×2227×835	4,5
Voith	600DE	elektrický	588	4425×2618×942	5



Obr. 13: Powerpack Voith 800DE. [19]

Maximální zástavbová výška pro spalovací motor byla stanovena na hodnotu 760 mm. Nejnižší powerpack nabízený firmou Voith rady 500DE je vysoký 835 mm a tedy nelze použít pro zástavbu. V možnost přichází uzpůsobení jednotlivých členů motorové skupiny, aby výška byla splněna. Nebo provést úpravy výšky podlahy skříně. Jelikož je zřejmé, že se bude muset skříň pevnostně ověřit a upravit pro uchycení spalovacího motoru a nádrže, zvolíme variantu lokální úpravy výšky podlahy skříně.

Při takové úpravě se nemusíme příliš omezovat zástavbovou výškou a můžeme zvolit výkonnější verzi powerpacku. Motorová jednotka tak bude moci dosahovat větší maximální rychlosti a zrychlení.

Vybrali jsme powerpack od firmy Voith typu 800DE, který bude zastavěn v obou vozech jednotky. Celkový výkon tedy bude $P = 1470 \text{ kW}$.

4.1.3 Výběr umístění SM

Jelikož skříň je téměř symetrická, lze zvolit možné zástavbové místo v blízkosti obou podvozků vozu. Umístění spalovacího motoru bude mít důležitý vliv na rozložení hmotnosti na jednotlivé podvozky, resp. vliv na nápravové zatížení.

Tedy budeme porovnávat 2 varianty umístění spalovacího motoru. A to:

- v blízkosti hnacího podvozku (Varianta A),
- v blízkosti běžného podvozku (Varianta B).

Provozní hmotnost zvoleného powerpacku je 6,8 t.

Tab. 12: Umístění hmotnosti podél osy x jednotlivých hmotných členů vozu. [3]

Jednotlivé hmotné členy vozu	Hmotnost [t]	Varianta A	varianta B
		Podélná vzdálenost [m]	Podélná vzdálenost [m]
Čelo	2	1,9	1,9
měníč	2,5	4,7	4,7
odporník	0,6	7,1	7,1
kompresor	0,3	10,55	10,55
klimaagregát	0,78	12,73	12,73
nabíječ pom. pohonů	0,2	24,757	24,757
sběrač	0,165	22,42	22,42
trakční transformátor	2,68	18,85	18,85
chlazení transformátoru	0,955	17,27	17,27
usměrňovač	2	15,59	15,59
hl. vypínač	1	8,256	8,256
Skříň	25,9	13,225	13,225
podvozek hnací	9	3,752	3,752
podvozek běžný	6,7	22,725	22,725
powerpack	6,8	19,25	7,19
Nádrž	1,8	7,45	19

Skříň vozidla je v ose y symetrická a také samotná elektrická výzbroj není umístěna excentricky. Tedy lze předpokládat ve směru osy y polohu těžiště v ose symetrie vozidla. Proto výpočet polohy těžiště v ose y není proveden.

Rozbor zatížení jednotlivých podvozků provedeme pro 2 stavy zatížení. A to pro pohotovostní hmotnost vozidla a pro hmotnost vozidla odpovídající maximálnímu zatížení. A zároveň je provedeno porovnání s těžším vozem původním elektrické jednotky.

Tab. 13: Porovnání zatížení podvozků jednotlivých variant prázdného vozu.

Pohotovostní hmotnost vozidla	Celková hmotnost	Hmotnost skříně	Tíha na hnací podvozek	Tíha na běžný podvozek	Těžiště v ose x	Těžiště v ose z
	[t]	[t]	[t]	[t]	[m]	[m]
7Ev	54,78	39,08	20,92	18,16	0,673	1,944
SM (Varianta A)	53,38	37,68	22,44	15,24	1,817	1,723
SM (Varianta B)	53,38	37,68	20,13	17,55	0,652	1,723

Tab. 14: Porovnání zatížení podvozků jednotlivých variant obsazeného vozu.

Maximální zatížení vozidla	Celková hmotnost	Hmotnost skříně	Tíha na hnací podvozek	Tíha na běžný podvozek	Těžiště v ose x	Těžiště v ose z
	[t]	[t]	[t]	[t]	[m]	[m]
7Ev	65,78	50,08	26,42	23,66	0,525	2,128
SM (Varianta A)	65,28	49,58	28,12	21,46	1,276	1,669
SM (Varianta B)	65,28	49,58	26,36	23,22	0,600	1,669

Vzdálenost posuvu těžiště skříně v ose x je vztažena ke středu skříně a výška těžiště skříně (ose z) je od T.K.

Při zástavbě spalovacího motoru ke hnacímu podvozku (blízkosti čela jednotky) bude hnací podvozek výrazněji zatížen. K zamezení přílišnému zatížení tohoto podvozku, a tedy výraznému posuvu těžiště k tomuto podvozku, musíme umístit palivovou nádrž na opačnou stranu skříně. Výpočet je uvažován pro prázdné vozidlo.

Naopak zástavba spalovacího motoru blíže k běžnému podvozku má nevýhodu v tom, že neupřednostňuje zatížení hnacího podvozku. Vlivem lepšího přerozdělení hmotnosti mezi jednotlivé podvozky se varianta B lépe shoduje s původní elektrickou jednotkou.

Tab. 15: Statické zatížení vzduchové pružiny jednotlivých variant umístění SM.

Maximální zatížení vozidla	Statické zatížení vzduchové pružiny na hnacím podvozku	Statické zatížení vzduchové pružiny na běžném podvozku
	[kN]	[kN]
SM (Varianta A)	137,93	105,26
SM (Varianta B)	129,28	113,91

Maximální konstrukční zatížení jedné vzduchové pružiny v sekundárním vypružení je 180 kN. Obě varianty zástavby spalovacího motoru vyhovují.

Z důvodu relativně malé změny hmotnosti a snížením polohy těžiště skříně oproti elektrické jednotce, neuvažujeme změnu tuhosti torzní tyče. Díky níže položenému těžišti se bude skříň vlivem boční síly méně naklánět. Tedy není nezbytně nutné upravovat tuhost zkrutné tyče.

4.1.4 Varianty zatížení skříně od cestujících a paliva

Pro ověření zatížení podvozku (resp. dvojkolí) a získání údajů pro výpočet vlastních frekvencí bude proveden výpočet ve více variantách zatížení. Přesněji v několika úrovních od prázdného vozidla až po vozidlo plně zatížené. Zásadní vliv na rozložení zatížení bude mít množství paliva v nádrži a počet cestujících.

Jednotlivé varianty budou:

- Prázdný vůz a prázdná nádrž.
- Poloobsazený vůz a poloprázdná nádrž.
- Obsazený vůz a prázdná nádrž.
- Obsazený vůz a poloprázdná nádrž.
- Obsazený vůz a plná nádrž.

Jednotlivé varianty hmotností jsou uvedeny v tab. 16:

Tab. 16: Uvažované hodnoty zatížení pro zvolené varianty zatížení skříně.

kombinace zatížení			
cestující	[t]	nádrž	[t]
prázdná	0	prázdná	0,9
poloprázdná	5,5	poloprázdná	1,35
obsazená	11	prázdná	0,9
obsazená	11	poloprázdná	1,35
obsazená	11	Plná	1,8

Tab. 17: Rozložení hmotnosti pro jednotlivé varianty zatížení skříně.

	Zatížení skříně Cestující/nádrž	Hmotnost skříně	Tíha na hnací podvozek	Tíha na běžný podvozek	Těžiště v ose x	Těžiště v ose z
		[t]	[t]	[t]	[m]	[m]
SM (Varianta A)	Prázdná/ prázdná	37,68	22,44	15,24	11,408	1,723
	Polo/Polo	43,63	25,28	18,35	11,715	1,692
	Obsazena/ prázdná	48,68	22,44	15,24	11,408	1,723
	Obsazená/Polo	49,13	28,03	21,10	11,884	1,682
	Obsazená/Plná	49,58	28,12	21,46	11,949	1,669
SM (Varianta B)	Prázdná/ prázdná	37,68	20,13	17,55	12,573	1,723
	Polo/Polo	43,63	23,25	20,39	12,602	1,692
	Obsazena/ prázdná	48,68	27,94	20,74	12,720	1,696
	Obsazená/Polo	49,13	25,99	23,14	12,672	1,682
	Obsazená/Plná	49,58	26,36	23,22	12,625	1,669

Pokud bude rovnoměrné zatížení kol v jednom podvozku, můžeme určit svislé kolové síly.

Tab. 18: Kolová síla jednoho kola běžného a hnacího podvozku pro zvolené varianty zatížení skříně.

	Zatížení skříně Cestující/nádrž	Svislá kolová síla u hnacího podvozku	Svislá kolová síla u běžného podvozku
		[kN]	[kN]
SM (Varianta A)	Prázdná/ prázdná	76,84	66,09
	Polo/Polo	84,48	73,05
	Obsazena/ prázdná	91,22	79,79
	Obsazená/Polo	90,33	79,58
	Obsazená/Plná	92,11	80,01
SM (Varianta B)	Prázdná/ prázdná	82,51	60,42
	Polo/Polo	89,47	68,05
	Obsazena/ prázdná	96,00	73,91
	Obsazená/Polo	96,22	74,80
	Obsazená/Plná	96,43	75,68

Nejnižší svislá kolová síla je tedy u běžného podvozku, jehož hodnota je 66,09 kN, resp. 60,42 kN.

Protože se zatížení od skříně jednotlivých podvozků při uvažování různých variant zatížení mění plynule a bez žádných výkyvů, budou dále posuzovány pouze 2 případy. A to zatížení maximální a minimální.

4.1.5 Vlastní frekvence

Velikost vlastních frekvencí vozu je závislý na hmotností skříně a podvozku (resp. i jejich momentu setrvačnosti) a tuhostech. Z důvodu použití vzduchové pružiny v sekundárním vypružení, která má proměnnou tuhost, může být obtížnější stanovit potřebné tuhosti. Avšak vlivem malé změny hmotnosti skříně bude ponechána tuhost vzduchové pružiny stejná jako u původní elektrické jednotky.

Tab. 19: Velikost vlastních frekvencí pro zvolené varianty zatížení skříně.

Zatížení skříně Cestující/nádrž	SM (Varianta A)				SM (Varianta B)			
	Podvozek hnací		Podvozek běžný		Podvozek hnací		Podvozek běžný	
	f_{01}	f_{02}	f_{01}	f_{02}	f_{01}	f_{02}	f_{01}	f_{02}
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
Prázdná/Prázdná	1,195	5,165	1,281	6,195	1,140	5,162	1,281	6,195
Polo/Polo	1,113	5,161	1,190	6,190	1,154	5,209	1,171	6,167
Obsazená/Prázdná	1,118	5,230	1,181	6,272	1,131	5,314	1,169	6,177
Obsazená/Polo	1,110	5,229	1,175	6,272	1,141	5,271	1,175	6,272
Obsazená/Plná	1,103	5,229	1,176	6,272	1,139	5,279	1,156	6,243

Vlastní frekvencí houpání skříně f_{01} je vhodné udržet v rozmezí (1 ÷ 1,5) Hz. Tato podmínka je splněna.

4.1.6 Bezpečnost proti vykolejení

Stanovení poměru příčné a svislé kolové síly je provedeno pro nabíhající kolo. Je ale nutné zvolit nabíhající kolo s nejmenší svislou kolovou silou, která se však pro jednotlivé varianty úpravy vozu může nacházet v jiném podvozku. Při výpočtu se neuvažuje mezivozové působení sil a momentů. Tedy je posuzován jen samostatný vůz.

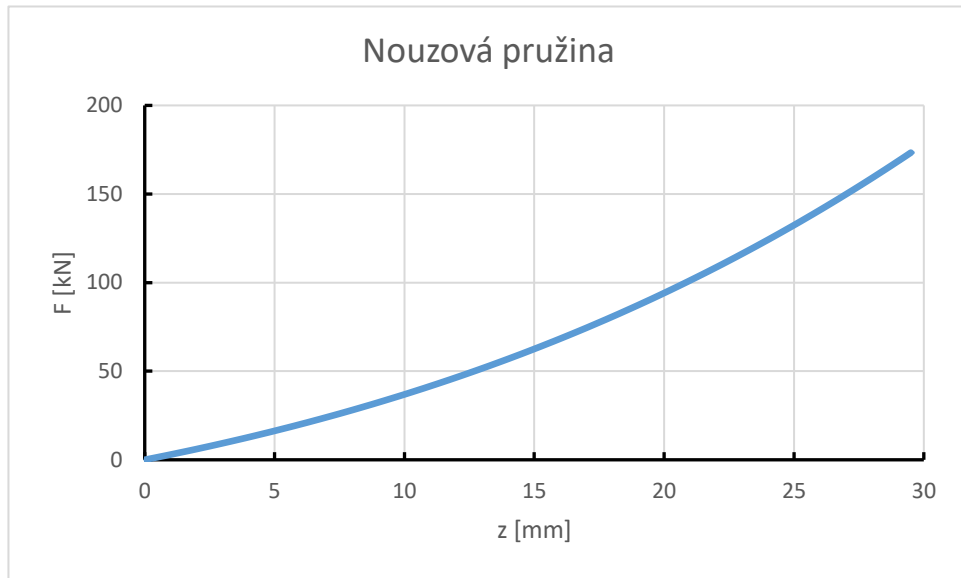
Velikost tuhosti primárního vypružení ve svislém směru je:

$$k_{pz} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1} \quad (33)$$

Výpočtová tuhost sekundárního vypružení přepočtená na bázi primárního vypružení k_{vsz} je řešena ve 2 variantách. A to pro tuhost torzní stabilizátor k_{vt} a pro kombinaci tuhostí torzního stabilizátoru a nouzové sekundární pružiny k_{vtnp} .

Tuhost nouzové pružiny je dán vztahem:

$$F = 0,0011 \cdot \Delta z^3 + 0,0687 \cdot \Delta z^2 + 2,8917 \cdot \Delta z \quad (34), [15]$$



Graf 7: Charakteristika tuhosti nouzové pružiny.

Pro určení okamžité tuhosti nouzové pružiny k_{np} vycházíme ze statického zatížení této pružiny.

Výpočtové tuhosti na příčné bázi primárního vypružení k_{vt} bude provedena ve 2 variantách. Za prvé uvažujeme pouze torzní stabilizátor, kdy jeho úhlovou tuhost přepočítáme na svislou tuhost na bázi primárního vypružení, tedy:

$$k_{vt} = \frac{k_t}{2 \cdot w_l^2} = \frac{3 \cdot 10^6}{2 \cdot (1,05 \cdot 10^{-3})^2} = 1,36 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1} \quad (35)$$

Za druhé uvažujeme torzní stabilizátor a nouzovou pružinu, tedy výpočtové tuhosti na příčné bázi primárního vypružení k_{vtnp} bude:

$$\begin{aligned} k_{vtnp} &= k_{vt} + k_{np}(\Delta z_s) \cdot \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2 = 1,36 \cdot 10^6 + 4,59 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1,05}{1}\right)^2 = \\ &= 6,42 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1} \end{aligned} \quad (36)$$

Kde tuhost nouzové pružiny při zatížení 17,55 t (viz tab. 17) je dle vzorce stanovena na hodnotu $k_{np}(\Delta z_s) = 4,59 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$.

Pro stanovení statické kolové síly můžeme využít zatížení podvozku vyděleným počtem kol v jednom podvozku, které jsou uvedeny v kap. 4.1.4. Pro výpočet budeme uvažovat nejnižší kolovou sílu, tedy kolové síly u běžného podvozku při prázdném ložení viz tab. 18.

$$Q_0^A = 66,09 \text{ kN} \quad (37)$$

$$\text{resp. } Q_0^B = 60,42 \text{ kN}$$

Tab. 20: Výsledné hodnoty změny svislé kolové síly a bezpečnosti proti vykolejení.

	SM (Varianta A)		SM (Varianta B)	
	ΔQ [kN]	$\frac{\Delta Q}{Q_0}$	ΔQ [kN]	$\frac{\Delta Q}{Q_0}$
torzní stabilizátor	31,2	0,466	31,2	0,516
torzní stabilizátor a nouzová pružina	40,3	0,602	40,3	0,667

Při úvaze pouze torzního stabilizátoru vozidlo vyhovělo kritériu BVP a při uvažování poruchy sekundárního vypružení, kdy skříň dosedne na nouzovou pružinu vozidlo těsně nevyhovělo kritériu BPV. Avšak výpočet je proveden pro konzervativní přístup. Skříň vozidla vyrobená z protlačovaného hliníkového profilu nebude dokonale tuhá. Tedy lze předpokládat, že vozidlo díky zkroucení skříně zmenší změnu svislé kolové síly na nabíhající kole. A tedy bude vyhovovat kritériu BPV.

4.1.7 Výsledky ze SW Simpack

Z důvodu zjednodušeného modelu vozu je pouze vyhodnocen stav kombinace torzního stabilizátoru s aktivní nouzovou pružinou. Vzduchová pružina v sekundárním vypružení je neaktivní.

Kolové síly a vlastní frekvence skříně vozidla pro jednotlivé varianty zástavby spalovacího motoru jsou uvedeny v tab. 21.

Tab. 21: Kolové síly a vlastní frekvence získané pomocí SW Simpack pro variantu A.

SM (Varianta A)			Prázdný		Obsazený	
			Hnací podvozek	Běžný podvozek	Hnací podvozek	Běžný podvozek
Svislé kolové síly	Q_0	[kN]	76,84	66,09	96,43	80,58
Vlastní frekvence						
houpání skříně	f_{01}	[Hz]	1,166	1,257	1,049	1,189
houpání podvozku	f_{02}	[Hz]	5,043	5,748	5,052	5,767

Tab. 22: Kolové síly a vlastní frekvence získané pomocí SW Simpack variantu B.

SM (Varianta B)			Prázdný		Obsazený	
			Hnací podvozek	Běžný podvozek	Hnací podvozek	Běžný podvozek
Svislé kolové síly	Q_0	[kN]	82,51	60,42	96,43	75,68
Vlastní frekvence						
houpání skříně	f_{01}	[Hz]	1,159	1,231	1,114	1,167
houpání podvozku	f_{02}	[Hz]	5,071	6,221	5,108	6,356

Z důvodu zjednodušeného modelu vozu je pouze vyhodnocen stav kombinace torzního stabilizátoru s aktivní nouzovou pružinou. Vzduchová pružina v sekundárním vypružení je neaktivní.

Bezpečnost proti vykolejení získanou při simulaci jízdy po zkušební koleji je pro variantu A:

$$\frac{Y}{Q} = 0,44 \quad (38)$$

A pro variantu B je:

$$\frac{Y}{Q} = 0,53 \quad (39)$$

Díky zanedbání torzní tuhosti skříně při analytickém výpočtu je výsledná hodnota bezpečnosti proti vykolejení získaná pomocí SW Simpack nižší.

4.1.8 Uchycení spalovacího motoru ke skříní vozu

Uchycení powerpacku ke skříní vozu je využít pryžokovový prvek, který slouží k útlumu vibrací spalovacího motoru. Pro stanovení tuhosti pryžokovového vypružení je potřebná znalost některých technických údajů powerpacku Voith 800DE.

Tab. 23: Údaje powerpacku Voith 800DE potřebné pro výpočet pryžokovového vypružení.
[19]

Powerpack Voith 800DE			
Hmotnost	M_{SM}	[t]	6800
Jmenovité otáčky	N	[ot./min]	1900
Počet úchytných bodů	n	[-]	4

Konstrukční řešení pryžokovové pružiny bude takové, kde pryžokovový prvek bude současně namáhán na tlak a smyk. Přičemž pro každý ze čtyř úchytných bodů powerpacku ke skříni se budou nacházet 2 pryžokovové prvky symetricky umístěny viz obr. 14.

Pokud budeme uvažovat nejčastější hodnotu otáček při provozu powerpacku, tedy jmenovité otáčky, bude frekvence otáček:

$$f = \frac{1}{N} \quad (40)$$

Úhlová frekvence je dána vztahem:

$$\omega = 2\pi f \quad (41)$$

Vztah pro kruhovou frekvenci kmitání je:

$$\omega^2 = \frac{n \cdot c}{M_{SM}} \quad (42)$$

Kde n je počet úchytných bodů powerpacku a c je hledaná tuhost pryžokovového prvku. Pro výpočet je uvažováno symetrické rozložení hmotnosti samotného powerpacku. A v takovém případě budou ve všech úchytech působit stejné síly.

Potřebnou tuhost pryžokovového prvku tedy určíme jako:

$$c = \frac{M_{SM}}{n} \cdot \left(2\pi \frac{N}{60}\right)^2 = \frac{6800}{4} \cdot \left(2\pi \frac{1900}{60}\right)^2 = 67,3 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1} \quad (43)$$

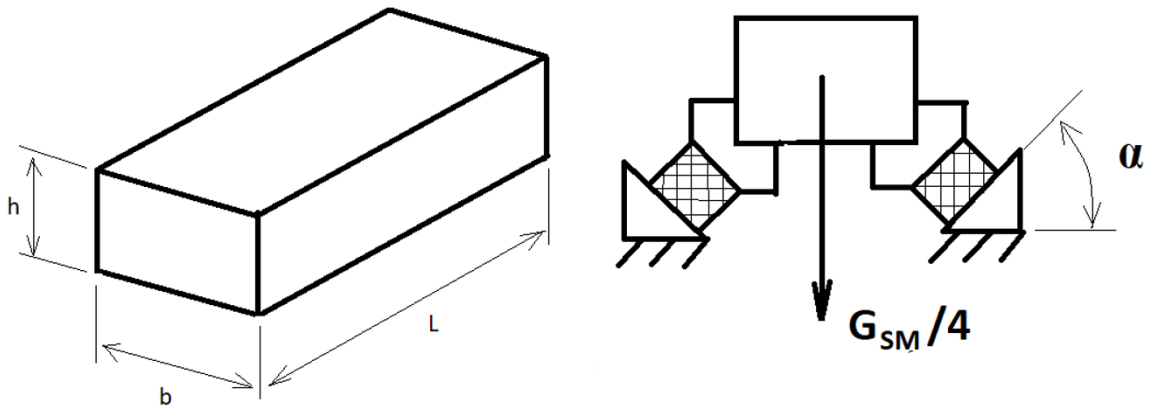
Pro výpočet tuhosti pryžokovového prvku využijeme vztah:

$$c = (c_{tlak} \cdot \cos^2 \alpha + c_{smyk} \cdot \sin^2 \alpha) \quad (44), [14]$$

V katalogu výrobce Phoenix jsme vyhledali vhodný pryžokovový prvek ve tvaru kvádru. Technická data pryžokovového prvku výrobce Phoenix typu Megi-Schienen s katalogovým číslem 711018 jsou:

Tab. 24: Výsledné rozměry a tuhosti pryžokovového prvku. [14]

b	h	L	c_{tlak}	c_{smyk}
[mm]	[mm]	[mm]	[N/mm]	[N/mm]
100	30	430	39700	2000



Obr. 14: Schéma pryžokovového prvku.

Jelikož pro každý úchytný bod je použito dvojice pryžokových prvků, budeme uvažovat potřebnou tuhost poloviční.

Potřebnou tuhost pryžokovového prvku získáme vhodným natočením o úhel α , aby pryžokovový prvek byl namáhán současně tlakem a smykem.

$$2c = (39700 \cdot \cos^2 \alpha + 2000 \cdot \sin^2 \alpha) = 67,3 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (45)$$

$$c = (39700 \cdot \cos^2 \alpha + 2000 \cdot \sin^2 \alpha) = 33,65 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (46)$$

Velikost úhlu α jsme získali výpočtem rovnice (46) s postupnou změnou hodnoty úhlu α s krokem 1° . Výpočet byl proveden v prostředí Microsoft Excel.

Výsledná hodnota úhlu α je:

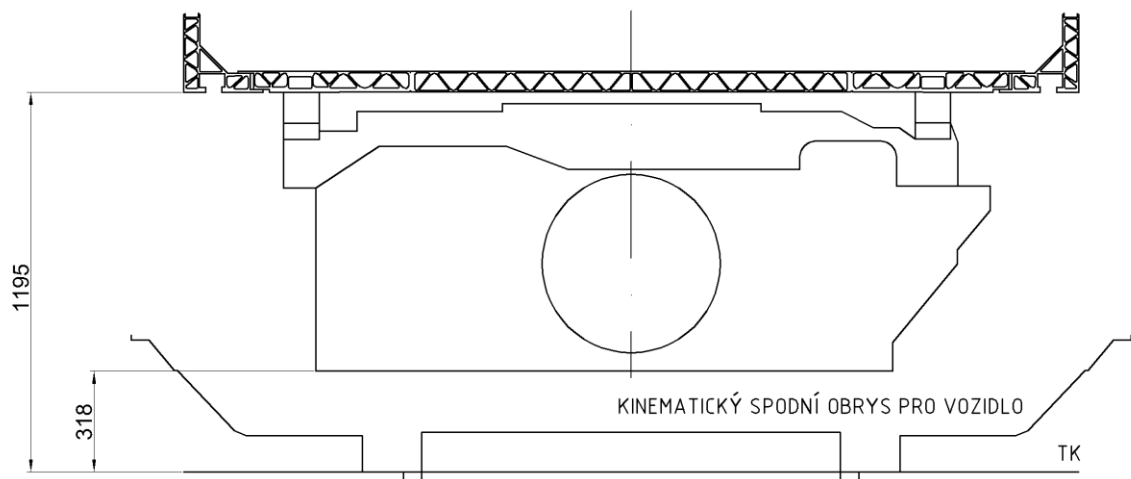
$$\alpha = 24^\circ \quad (47)$$

Statická deformace pryžokovového prvku pod tíhou powerpacku bude:

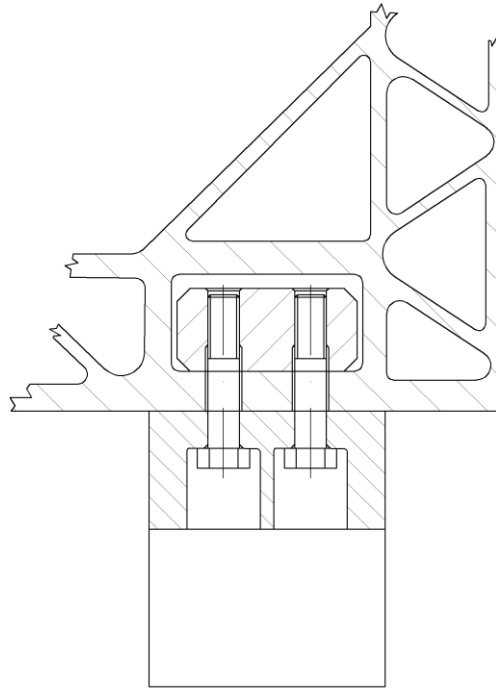
$$\Delta z = \frac{M_{SM} \cdot g}{4 \cdot c} = \frac{6800 \cdot 9,81}{4 \cdot (39700 \cdot \cos^2 24 + 2000 \cdot \sin^2 24)} = 0,5 \text{ mm} \quad (48)$$

Samotný spalovací motor s příslušenstvím je nesen rámem, který má úchyty níže, než je nejvyšší místo spalovacího motoru. A protože je podlaha skříně rovná, je nutné uvažovat 2 podélníky, které vymezi prostor mezi podlahou skříně a úchyty powerpacku.

Z důvodu dodržení spodního obrysu pro vozidlo je nutné zvýšit výšku podlahy skříně, aby bylo možné provést zástavbu vybraného powerpacku. Výšku podlahy skříně je nutné zvýšit o 94 mm, přičemž bude zachována výška podlahy v místě otočného čepu. Taktéž vlivem powerpacku bude prodloužena vysokopodlažní část skříně o 5150 mm.

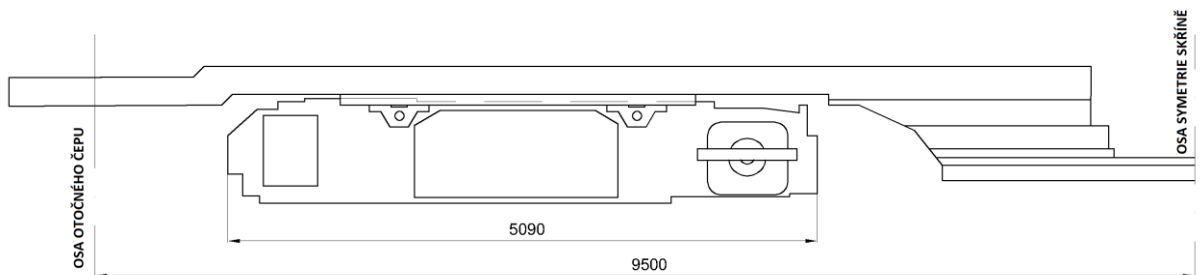


Obr. 15: Příčný řez spodku skříně se zastavěným powerpackem se zobrazeným kinematickým obrysem pro vozidla pro sovní část vozidla.



Obr. 16: Detail šroubového spojení powerpacku nebo nádrže se spodkem skříně.

Z důvodu protažení vysokopodlažní části podlahy skříně prostor pro dveře zanikne. Náhrada za tento nástupní prostor jsou jednokřídlové dveře, které byly posunuty do nízkopodlažní části. Avšak problematika vnitřního uspořádání sedadel a vhodný počet a šířka dveří není v této práci řešena.

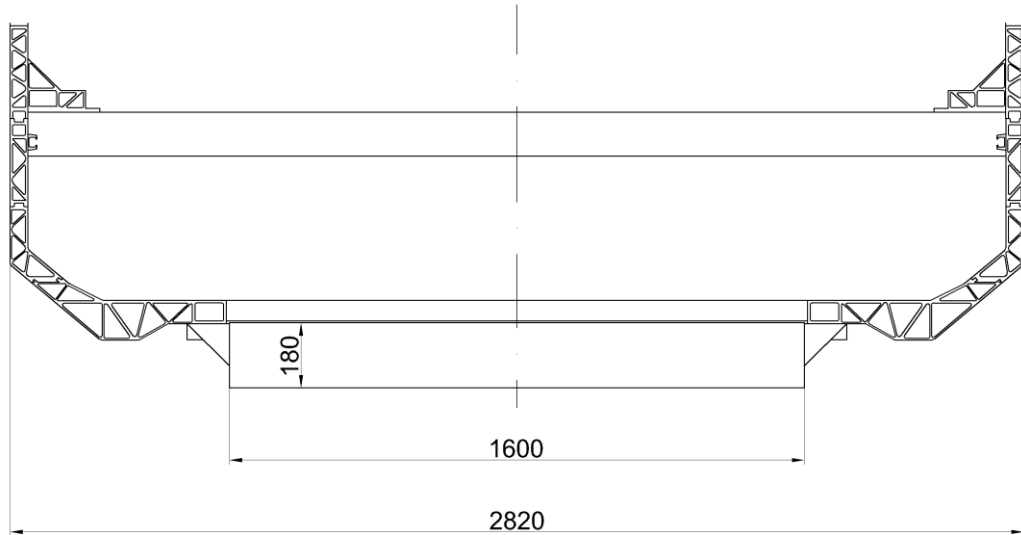


Obr. 17: Boční pohled na část spodku skříně se zastavěným powerpackem.

4.1.9 Uchycení nádrže ke skříní vozu

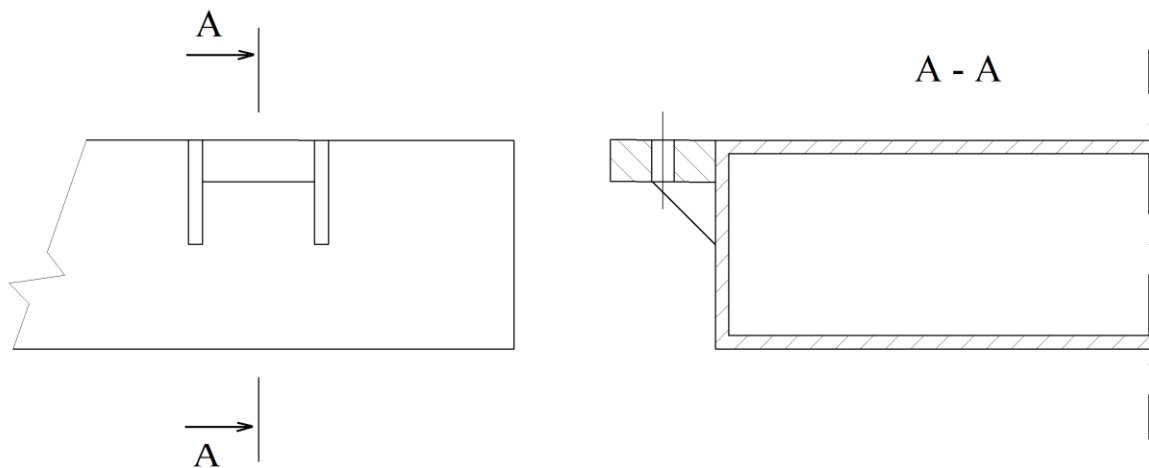
Palivová nádrž bude umístěna v nízkopodlažní části skříně vozu. Proto nádrž bude mít velmi malou zástavbovou výšku. Výška podlahy skříně nad TK je 420 mm a minimální výška pro dodržení obrysu pro vozidlo i při dosednutí skříně na nouzovou pružinu musí

být alespoň 206 mm nad TK. Při zahrnutí rezervy na uchycení nádrže je výška palivové nádrže stanovena na hodnotu 214 mm.



Obr. 18: Příčný řez spodku skříně se zastavěnou nádrží.

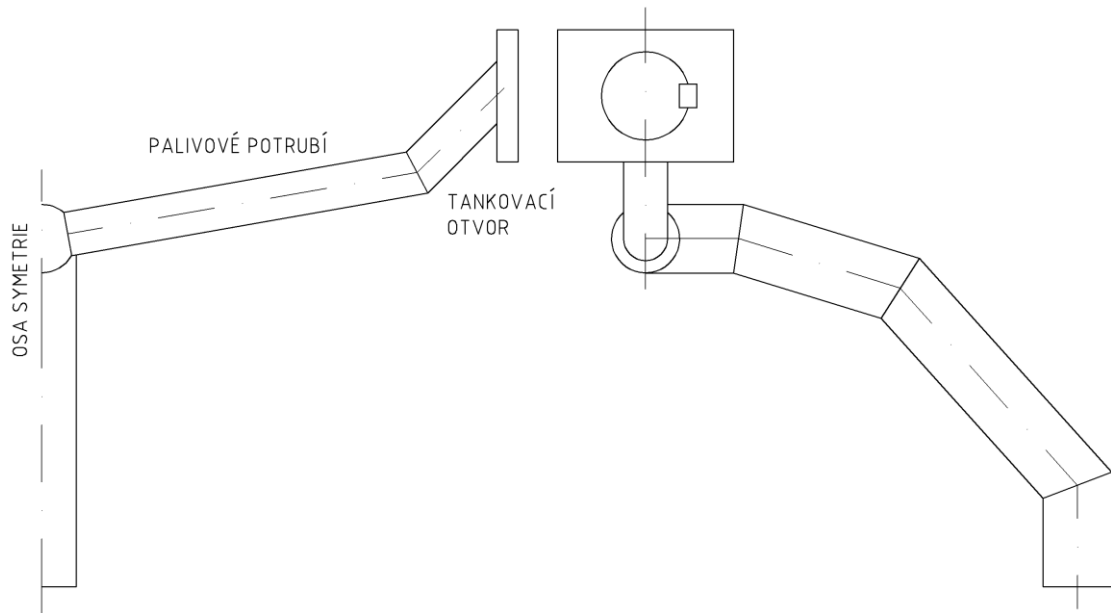
Objem palivové nádrže jsme stanovili na 850 l, přičemž část nádrže o objemu 100 l bude vyhrazena pro kapalinu Ad-blue. Tvar nádrže jsme stanovili s ohledem pro zástavbový prostor jako kvádr o rozměrech 1600 × 180 × 3000 mm viz. Obr. 18.



Obr. 19: Palivová nádrž.

Náplní této práce není navrhnout a pevnostně ověřit palivovou nádrž. Avšak omezíme se pouze na návrh nádrže a provedení samotného hrdla nádrže. Jelikož je nádrž umístěna na

konci nízkopodlažní části skříně, bude tankovací otvor umístěn na začátku vysokopodlažní části skříně. Tím zajistíme, aby tankovací otvor byl výše než nádrž a byl v dostatečné výšce pro snadné tankování paliva. Dále chceme, aby tankovací otvor byl na obou stranách skříně. Samotné hrdlo může být svařeno z oceli či vylisováno z plastu.



Obr. 20: Hrdlo palivové nádrže.

Samostatné dělení nádrže ani řešení hrdla pro tankování Ad-blue kapaliny není zde řešeno. Pro Ad-blue je dostatečný nižší průměr potrubí, který může být řešen např. gumovou hadičkou.

4.2 Zástavba akumulátoru

Zástavbou baterie o vhodné kapacitě je možné docílit provozu EMU na tratích, které nejsou zcela elektrifikované či prodloužení spojů mimo elektrifikované tratě. Výhodou také BEMU je, že umožňuje snížení počtu vozidel, které je zapotřebí pro dopravní obsluhu tratí. Z toho plyne vyšší komfort pro cestující, kterým odpadá nutnost přestupu. Díky uchování energie získané z rekuperačního brždění je jednotka s akumulátorem schopná být účinnější než elektrická jednotka. V neposlední řadě je možné takové vozidlo jednoduše upravit na čistě EMU, kdyby došlo k elektrifikaci zbytku tratě. [9], [12]

Pro zástavbu využijeme volnou plochu na střeše z jednoho z vozů jednotky, kde na druhém voze je v těchto místech elektrická výzbroj. Druhý vůz bude zcela bez úpravy. Za

předpokladu identických skříní, bude možné zastavět akumulátor o hmotnosti chybějící elektrické výzbroji.

4.2.1 Odhad parametrů akumulátoru

Pokud zatížíme skřín vozů pouze hmotností elektrické výzbroje, která se nachází pouze na jednom z vozů jednotky, můžeme určit hmotnost akumulátoru a následně i odhadnout kapacitu akumulátoru. Touto chybějící výzbrojí je: trakční transformátor, sběrač, chlazení transformátoru, usměrňovač a hlavní vypínač. Tedy elektrická výzbroj o celkové hmotnosti přibližně 6 t.

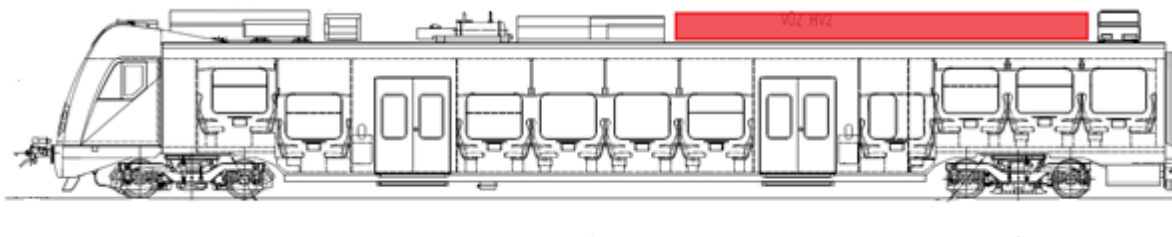
Tab. 25: Parametry elektrického článku LTO. [10], [20]

Parametr	Hodnota
Napětí článku	2,3 V
Kapacita článku	30 Ah (0,096 kWh)
Nabíjecí proud	5 C (150 A)
Vybíjecí proud	10 C (300 A)
Objem	0,88 l
Hmotnost	1,18 kg

Hybridní jednotka Siemens Desiro ML Eco, využívající trakční baterii typu LTO s kapacitou 528 kWh, je oproti čistě elektrické jednotce stejného typu vozidla těžší o 14 t. [13] Pokud maximální hmotnost akumulátoru je odhadnuta na 6 t a využijeme přímé úměry mezi kapacitou akumulátoru a její hmotností, lze odhadnout maximální kapacitu akumulátoru na 200 kWh. Potom samotná hmotnost elektrických článků bude 2,4 t. Zbytek hmotnosti připadne na nosný kontejner, elektrická zařízení, kabeláž apod.

Celkový počet elektrických článků bude 2000 a samotný objem elektrických článků bude činit 2 m³.

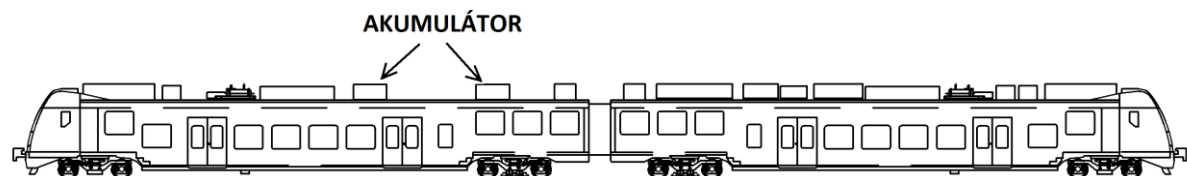
Prostor pro umístění trakčního akumulátoru na střeše vozidla činí přibližně 10 m³.



Obr. 21: Možný zástavbový prostor pro umístění akumulátoru.

4.2.2 Zatížení skříně

Akumulátor rozdělíme do dvou samostatných kontejnerů a umístíme je na střechu vozidla s ohledem na vhodné rozdělení hmotnosti mezi jednotlivé podvozky.



Obr. 22: Boční pohled jednotky se zastavěným akumulátorem.

Porovnání s původní elektrickou jednotkou provedeme ve dvou stavech ložení: prázdném a plně obsazeném. Je porovnáván vůz elektrické jednotky, na kterém je umístěn větší počet elektrické výzbroje s vozem se zastavěným akumulátorem.

Tab. 26: Rozložení hmotnosti mezi podvozky prázdné skříně s akumulátorem.

Pohotovostní hmotnost vozidla	Celková hmotnost	Hmotnost skříně	Tíha na hnací podvozek	Tíha na běžný podvozek	Těžiště v ose x	Těžiště v ose z
	[t]	[t]	[t]	[t]	[m]	[m]
7Ev	54,78	39,08	20,92	18,16	-0,673	2,277
AKU	53,98	38,28	19,84	18,44	-0,349	2,244

Tab. 27: Rozložení hmotnosti mezi podvozky ložené skříně s akumulátorem.

Maximální zatížení vozidla	Celková hmotnost	Hmotnost skříně	Tíha na hnací podvozek	Tíha na běžný podvozek	Těžiště v ose x	Těžiště v ose z
	[t]	[t]	[t]	[t]	[m]	[m]
7Ev	65,78	50,08	26,42	23,66	-0,525	2,128
AKU	64,98	49,28	25,34	23,94	-0,271	2,100

Z porovnání obou jednotek vyplývá, že akumulátorová verze jednotky má skoro stejné vlastnosti jako původní jednotka. Je to způsobeno tím, že akumulátor je zastavěn na vozu s menším počtem elektrické výzbroje. Hmotnost akumulátoru je nižší než elektrická výzbroj, která oproti druhému vozu není umístěna na tomto voze.

Není nezbytné upravovat tuhost torzního stabilizátoru. Poloha těžiště se snížila a hmotnost skříně taktéž, tedy skříň se bude méně kolébat a nedojde k nedodržení obrysu pro vozidlo.

4.2.3 Vlastní frekvence

Pokud by došlo nevhodným umístěním akumulátorů k zásadnímu posuvu podélné polohy těžiště skříně, bylo by nutné tento problém řešit přidáním protizávaží. Avšak rozložení hmotnosti mezi jednotlivé podvozky je rovnoměrné.

Tab. 28: Hodnoty vlastních frekvencí pro prázdnou a obsazenou skříň s akumulátorem.

Zatížení skříně cestujícími	Podvozek hnací		Podvozek běžný	
	f_{01}	f_{02}	f_{01}	f_{02}
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
Prázdná	1,204	5,166	1,250	6,193
Obsazená	1,124	5,230	1,159	6,271

4.2.4 Bezpečnost proti vykolejení

Popis výpočtu je uveden v kap. 3.1.7.

Kolová síla je stanovena za předpokladu rovnoměrného rozložení hmotnosti mezi všechna kola v jednom podvozku.

Tab. 29: Svislá kolová síla jednoho kola v běžném a hnacím podvozku.

Zatížení skříně cestujícími	Svislá kolová síla u hnačího podvozku	Svislá kolová síla u běžného podvozku
	[kN]	[kN]
Prázdná	65,10	67,29
Obsazená	78,59	80,78

Tuhost nouzové pružiny při zatížení 19,84 t (viz Tab. 26) je dle vzorce (36) stanovena na hodnotu $k_{np}(\Delta z_s) = 4,59 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$. Změní se velikost výpočtové tuhosti na příčné bázi primárního vypružení k_{vtnp} , tedy:

$$k_{vtnp} = k_{vt} + k_{np}(\Delta z_s) \cdot \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2 = 1,36 \cdot 10^6 + 4,76 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1,05}{1}\right)^2 = \quad (49)$$

$$= 6,61 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

Je uvažována nejmenší kolová síla. Tedy kolová síla jednoho kola u hnacího podvozku při prázdném stavu ložení.

$$Q_0 = 65,1 \text{ kN} \quad (50)$$

Tab. 30: Vyhodnocení změny svislé kolové síly a BPV pro akumulátorovou verzi vozu.

	ΔQ [kN]	$\frac{\Delta Q}{Q_0}$
torzní stabilizátor	31,2	0,479
torzní stabilizátor a nouzová pružina	44,7	0,687

Pro kombinaci torzního stabilizátoru a nouzové pružiny dojde k překročení hodnoty 0,6. Avšak výpočet byl proveden konzervativním přístupem, kdy předpokládáme dokonale tuhouskříň.

4.3 Výsledky ze SW Simpack

V programu Simpack ověříme kolové síly, vlastní frekvence a bezpečnost proti vykolejení. Bezpečnost proti vykolejení je stanovena pouze pro případ aktivní nouzové pružiny.

Tab. 31: Svislé kolové síly a vlastních frekvencí pro vůz s akumulátorem.

			Prázdný		Obsazený	
			Hnací podvozek	Běžný podvozek	Hnací podvozek	Běžný podvozek
Svislé kolové síly	Q_1	[kN]	76,13	68,27	86,62	81,76
Svislé kolové síly	Q_2	[kN]	76,13	68,27	86,62	81,76
Svislé kolové síly	Q_3	[kN]	76,13	68,27	86,62	81,76
Svislé kolové síly	Q_4	[kN]	76,13	68,27	86,62	81,76
Vlastní frekvence						
houpání skříň	f_{01}	[Hz]	1,181	1,234	1,076	1,174
houpání podvozku	f_{02}	[Hz]	5,041	5,752	5,051	5,767

V model vozu v SW Simpack není zanedbána torzní tuhost skříň. A proto výsledná hodnota bezpečnosti proti vykolejení je nižší než analyticky zjištěná hodnota. Z důvodu

zjednodušeného modelu vozu je pouze vyhodnocen stav kombinace torzního stabilizátoru s aktivní nouzovou pružinou. Vzduchová pružina v sekundárním vypružení je neaktivní.

$$\frac{Y}{Q} = 0,41 \quad (51)$$

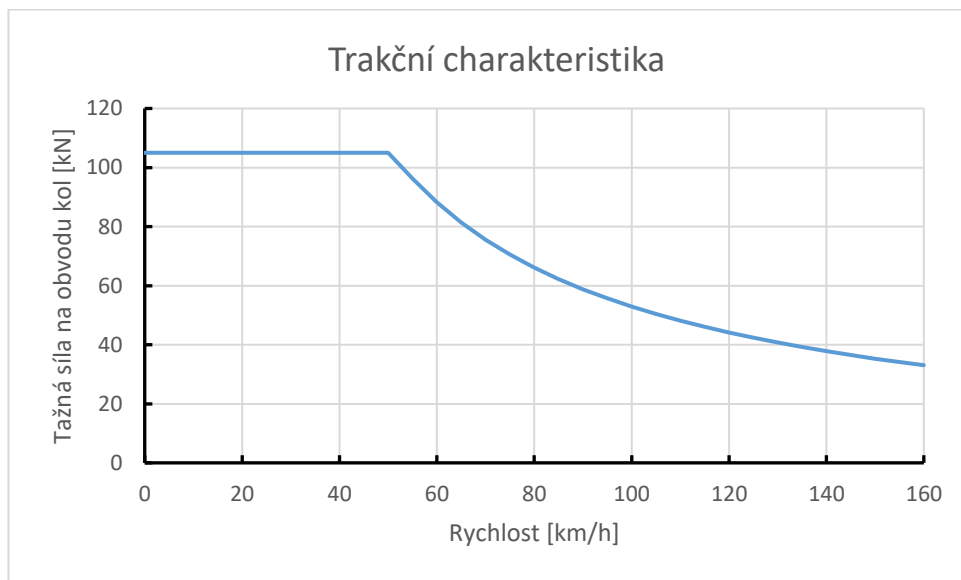
4.3.1 Dojezdu vozidla na akumulátor

Při výpočtu spotřeby vozu s akumulátorem provedeme pomocí pohybové rovnice vlaku viz rovnice (5), (9). Spotřebovanou energii lze definovat jako práci vykonanou příslušnou silou na určité dráze. Obecně to lze vyjádřit jako:

$$dW_{tr} = F_{ok} \cdot dx \quad (52)$$

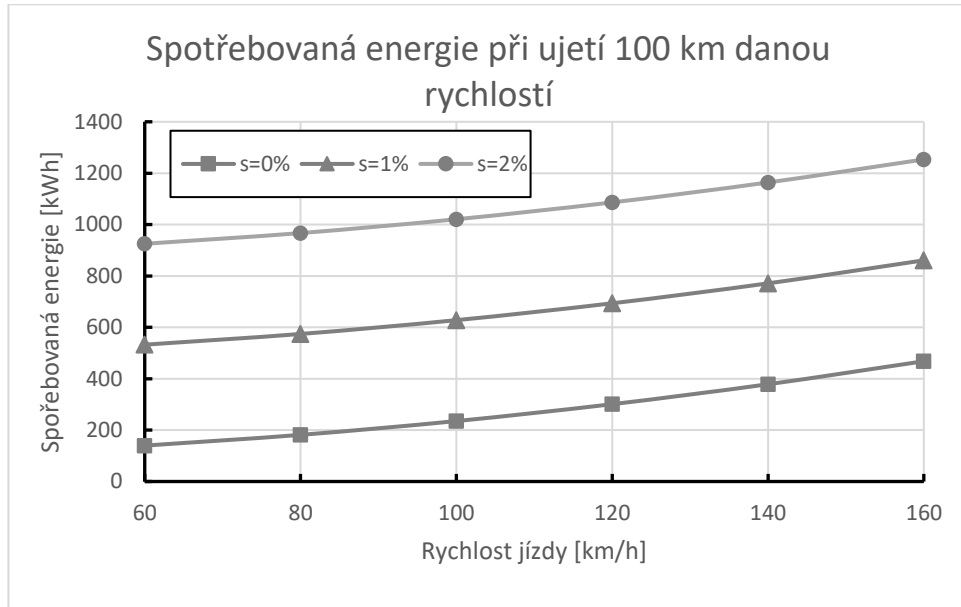
Dále účinnost přenosu energie mezi baterií a trakčním elektromotorem stanovíme na 90 %. Samotnou účinnost trakčního elektromotoru zanedbáme. Dále připočteme průměrnou spotřebu pomocných pohonů, klimatizace apod. ve výši 50 kW.

Trakční charakteristika elektrické jednotky je uvedena v grafu 8.



Graf 8: Trakční charakteristika elektrické jednotky.

Výpočet spotřebované energie provedeme pro rychlost jízdy $V \in \langle 60; 160 \rangle$ km/h s krokem 20 km/h. Dále porovnáme spotřebu při jízdě do skonu $s = \{0, 10, 20\}$ %.



Graf 9: Spotřebovaná energie vozidla s akumulátorem při jízdě konstantní rychlostí.

Akumulátor o kapacitě 200 kWh lze dlouhodobě využít na 80 %. Zbylých 20 % je rezerva pro ztrátu kapacity vlivem stárí. Tedy jednotka je schopna jízdy na vzdálenost 100 km při jízdě po rovné koleji (sklon $s = 0 ‰$) při konstantní rychlosti 80 km/h.

Tab. 32: Dojezd vozidla s akumulátorem.

Dojezd vozidla [km]		Sklon [‰]		
		0	10	20
Rychlost [km/h]	60	143,2	26,7	14,7
	80	97,8	24,5	14,0
	100	69,4	22,3	13,3
	120	51,3	20,0	12,4

Z tab. 32 vyplývá, že uvedená úprava elektrické jednotky je vhodná na krátké úseky mimo elektrifikovanou trať s dojezdem 25 km. Při předpokladu, že vozidlo zajede mimo elektrifikovanou trať a stejnou cestou se i vrátí zpět, lze odhadnout dojezd vozidla na 40 km. Zejména sklon koleje bude mít zásadní vliv na dojezd vozidla. Dalším faktorem je možnost využití rekuperace, kdy lze takto získanou energii uložit do akumulátoru.

Nutno podotknout, že účinnost vozidla je odhadnuta, není uvažováno využití rekuperace a spotřeba pomocných pohonů, klimatizace a jiných zařízení byla odhadnuta na 50 kW.

5. Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést studii úpravy elektrické jednotky pro provoz na neelektrifikované trati. A to ve dvou variantách. Zástavba spalovacího motoru a trakčního akumulátoru.

Při zástavbě spalovacího motoru je ponechán elektrický přenos výkonu a umístění spalovacího motoru pod podlahu skříně. Vybral jsem vhodný powerpack o výkonu 735 kW, který svým výkonem umožní jízdu jednotky rychlostí 120 km/h. Porovnal jsem dvě varianty umístění spalovacího motoru pod skříní. A to:

- Blíže k hnacímu podvozku (varianta A) a
- blíže k běžnému podvozku (varianta B).

Jako výhodnější je zástavba spalovacího motoru k běžnému podvozku, kdy podélná poloha těžiště skříně je v blízkosti středu skříně. Tedy rozložení zatížení mezi jednotlivé podvozky je rovnoměrnější. Což má za následek podobné zatížení podvozků jako u původní elektrické jednotky. To je výhodné z pohledu vlastních frekvencí, kdy vlivem posunutí podélné polohy těžiště se zvyšuje vliv houpání skříně při svislém pohybu.

Samotné hodnoty vlastních frekvencí se od původní elektrické jednotky výrazně neliší. A tedy jsou vyhovující.

Pro zástavbu spalovacího motoru pod skříní vozidla je nezbytné prodloužit vysokopodlažní část skříně a podlahu v této vysokopodlažní části zvýšit, aby byl dodržen spodní obrys pro vozidlo. Navrhnul jsem úpravu spodku skříně, aby byli splněny tyto požadavky, viz kap. 4.1.8. Zástavba spalovacího motoru a výkresová dokumentace přiložená k této práci. Avšak ověření pevnosti skříně není náplní této práce.

Výhodou takového konstrukčního řešení je snížení těžiště skříně, nižší hluk pro cestující a méně náročné dimenzování skříně než pro případ spalovacího motoru umístěného na střeše vozidla. Nevýhodou je nutná úprava spodku skříně a úbytek nízkopodlažní části vozu, které bude ovlivňovat vnitřní uspořádání a umístění dveří.

Pro tuto úpravu jednotky jsem stanovil kolové síly a ověřil jsem bezpečnost proti vykolejení. Obě varianty splňují bezpečnost proti vykolejení, avšak varianta B se spalovacím motorem blíže k běžnému podvozku dosahuje lepších poměru $\frac{Y}{Q}$ na nabíhajícím kole. To jsem také ověřil s pomocí SW Simpack. Nutno podotknout, že při analytickém výpočtu BPV je zanedbána pružnost skříně. A tedy výsledné hodnoty jsou

vyšší než hodnoty získané pomocí SW Simpack. Avšak se tímto zjednodušením nacházíme na bezpečné straně.

Obdobně jsem navrhl zástavbu akumulátoru, pro který jsem stanovil kolové síly a vlastní frekvence pohybu. A ověřil bezpečnost proti vykolejení. I zde nedošlo vlivem zástavby akumulátoru k zásadním změnám vlastních frekvencí či BPV, aby takové vozidlo nevyhovovalo.

Vlivem nízké změny hmotnosti v rozmezí 1 t na vůz vůči původní elektrické jednotce (porovnáno s těžším vozem s větším počtem elektrické výzbroje na střeše vozu) není nutné uvažovat jiné tuhosti vypružení a díky nezvýšení výšky polohy těžiště skříně není nutná úprava tuhosti torzního stabilizátoru.

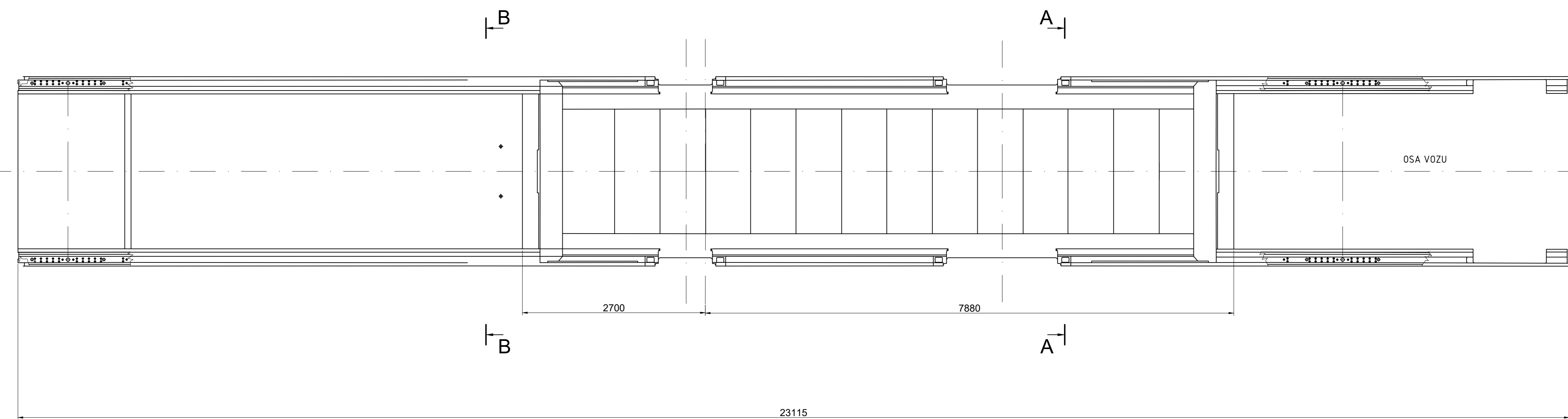
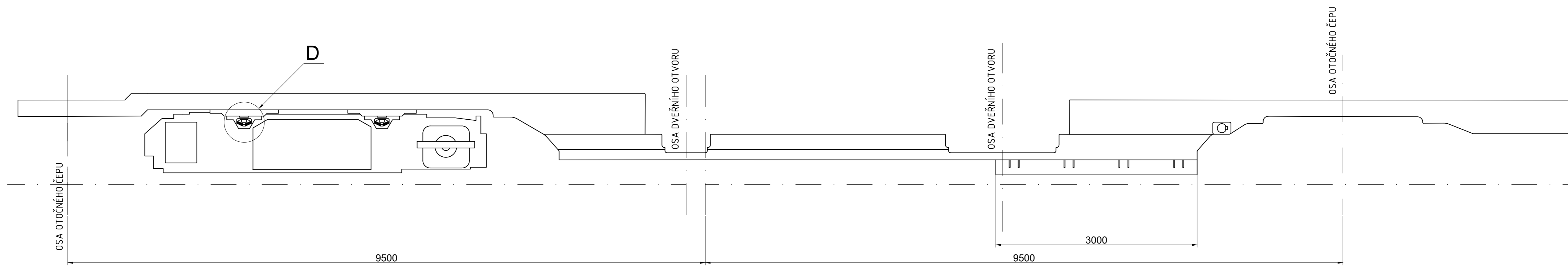
Zvolil jsem elektrické články typu LTO z důvodu jednoduššího odhadu hmotnosti akumulátoru včetně nosného kontejneru. Pro odhad hmotnosti jsme využili stávající jednotku Siemens Desiro ML eco. Stanovili jsme kapacitu akumulátoru na 200 kWh a odhadli dojezd vozidla na 30 km při započtení ztrátového výkonu 50 kW a účinnosti 90 %. Avšak zejména sklon koleje má značný vliv na velikost dojezdu. Pro zvýšení dojezdu by bylo zapotřebí zvýšit únosnost skříně pro možnost zástavby těžších akumulátorů.

Pro další řešení této problematiky doporučuji ověřit možnosti úpravy vozidlové skříně, aby se podíl nízkopodlažní části skříně zbytečně nesnížil. Dále ověřit možnosti snížení celkové hmotnosti jednotky, která zásadně ovlivňuje potřebný výkon spalovacího motoru. Provést také pevnostní výpočty skříně, popř. ověřit možnost zvýšení únosnosti střechy vozu pro použití akumulátoru s větší kapacitou. A pro stanovení dojezdu vozidla s akumulátory použít přesnějších údajů o spotřebě vozidla.

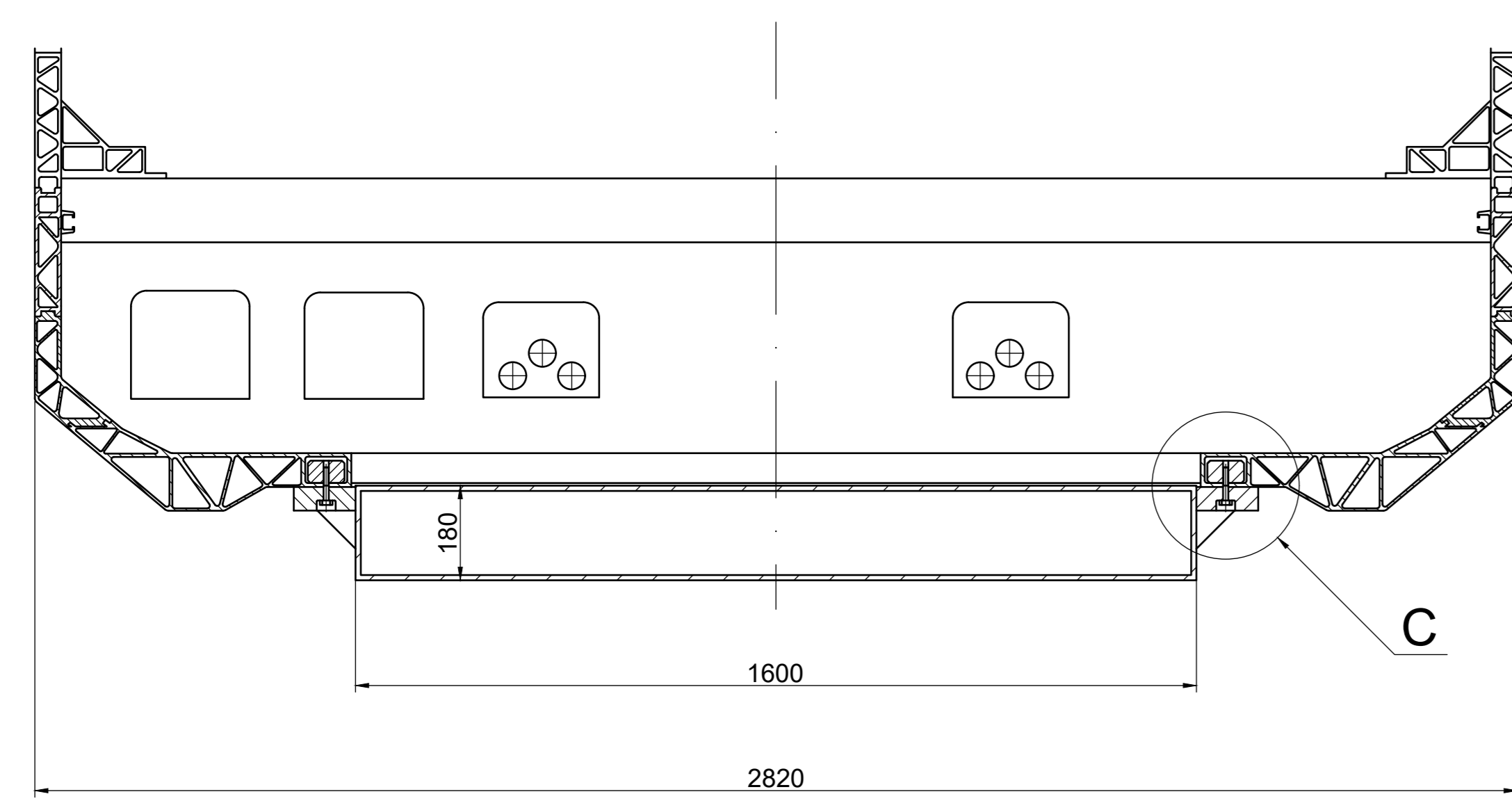
Literatura

- [1] ŠRÁMEK, M. et al. Elektrické jednopodlažní jednotky řad 650/640/440 a 660/661 ČD. In: *Dráha*. 1/2016. S. 28–39. ISSN 1211–1260
- [2] ZELENKA, J. – MICHÁLEK, T. – KOHOUT, M. *Mechanika dopravy. Studijní opora*, 1. vydání, 78 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2013. ISBN 978-80-7395-739-1.
- [3] Technická dokumentace k elektrické jednotky Škoda 7Ev.
- [4] *Voith* [online]. [cit. 1.9.2021]. URL: <https://voith.com/corp-en/drives-transmissions/railpacks/story-railpacks-advancing-with-e-power.html>
- [5] *Wikipedia* [online]. [cit. 1.9.2021]. URL: <https://cs.wikipedia.org/wiki/RegioPanter/>.
- [6] *MTU* [online]. Cit. 1.9.2021. URL: <https://mtu-online-shop.com/en/print-items/rail/84/rail-mtu-powerpacks-and-engines-for-eu-stage-v?c=45>
- [7] MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J.: *Metodika konstruování kolejových vozidel (osobní a nákladní podvozky)*. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 1992. 176 s.
- [8] ZELENKA, J. a MICHÁLEK, T. *Teorie vozidel, studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2013, s. 78. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [9] *Železničář* [online] [cit. 1.9.2021]. URL: <https://zeleznicar.cd.cz/zeleznicar/provoz-a-technika/cd-prukopnikem--predstavi-hybridni-vlaky/-19799/21,0,,/>
- [10] BATTERY UNIVERSITY. *Electric Vehicle (EV)* [online]. [cit. 17.11.2021]. URL: <https://batteryuniversity.com/article/bu-107-comparison-table-of-secondary-batteries>
- [11] ČSN EN 14 363. *Železniční aplikace - Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel - Zkoušení jízdních vlastností a stacionární zkoušky*. Český normalizační institut, 2006
- [12] *Siemens mobility* [online]. [cit. 1.9.2021]. URL: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:bc63830a4b5884d58958e7c49917f0b68331df21/datasheet-desiro-ml-oebb-cityjet-eco.pdf>

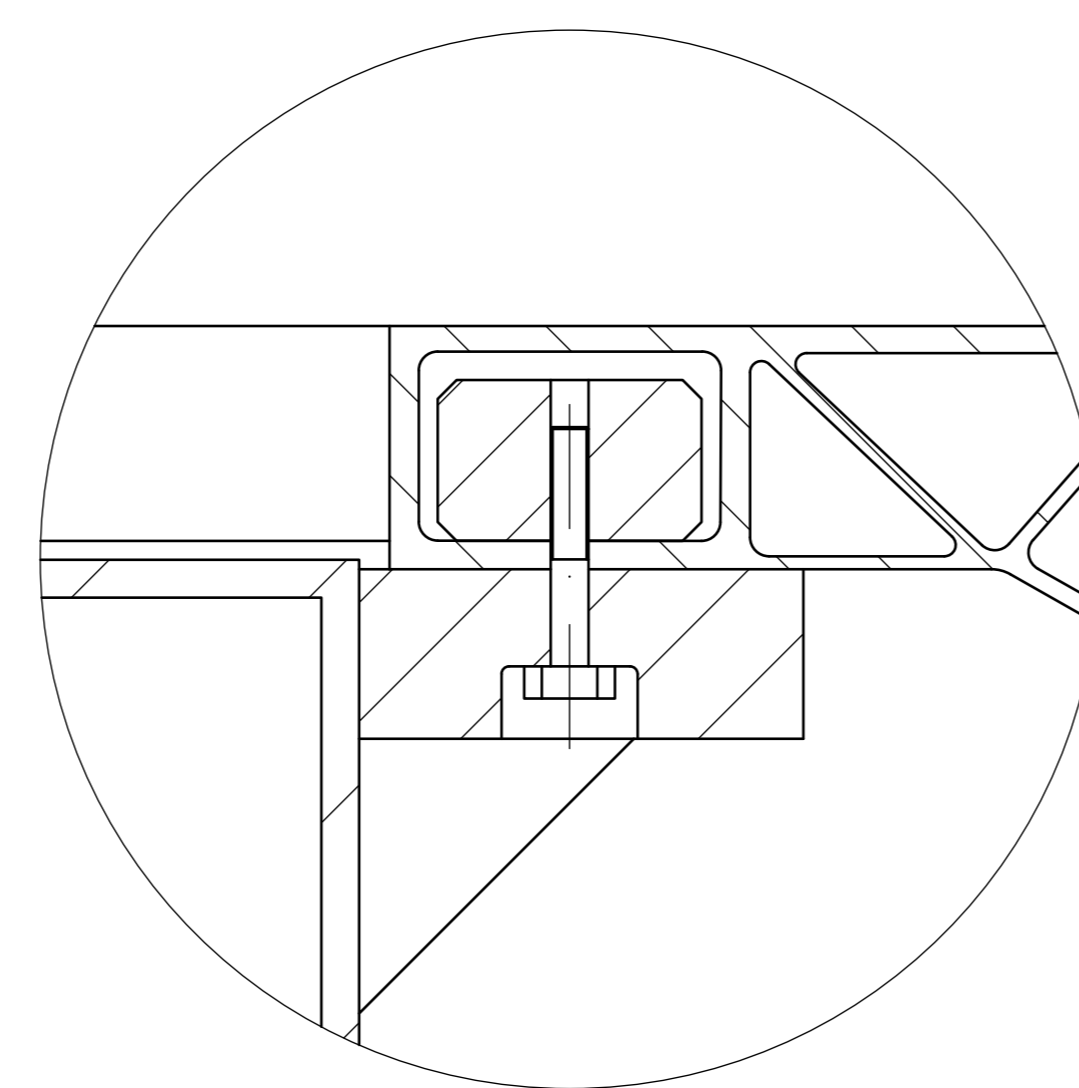
- [13] Desiro ML Cityjet eco Passenger Train. Railway technology [online]. London: Verdict Media, 2021 [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.railway-technology.com/projects/desiro-ml-cityjet-eco-passenger-train/>
- [14] PHOENIX METALLGUMMI: 2008. (Katalog)
- [15] ŠLAPÁK, J.: *Dynamické vlastnosti vozidla s podvozký s vnitřním rámem*. Pardubice, 2018. 113 s. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprná fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.
- [16] NOVÁK, A.: *Návrh vedení dvojkolí a prvotního vypružení pro podvozek s vnitřním rámem*. Pardubice, 2019. 111 s. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprná fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
- [17] TSI LOC PAS. *EUR-Lex* [online]. 2014, 12.12.2014 [cit. 2022-01-11]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1302&from=cs>
- [18] KALINČÁK, D., FERDINAND, J., KORECZ, K., LANG, A. *Kol'ajové vozidlá: riešené príklady*. Žilina: EDIS - vydavateľ'stvo _ZU, 2004. ISBN 80-8070-352-3.
- [19] Voith: 2020. RailPack (Katalog)
- [20] *Litiumbat* [online]. [cit. 11.12.2021]. URL: <https://www.lithiumbat.cz/lto-loto-clanky/13-lto-clanek-23v-30ah.html>
- [21] ŠLAPÁK, J.: *Posouzení vlivu elektrifikace trati Klatovy – Železná Ruda na jízdní doby a spotřebu energie*. Pardubice, 2016. 88 s. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Doprná fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.



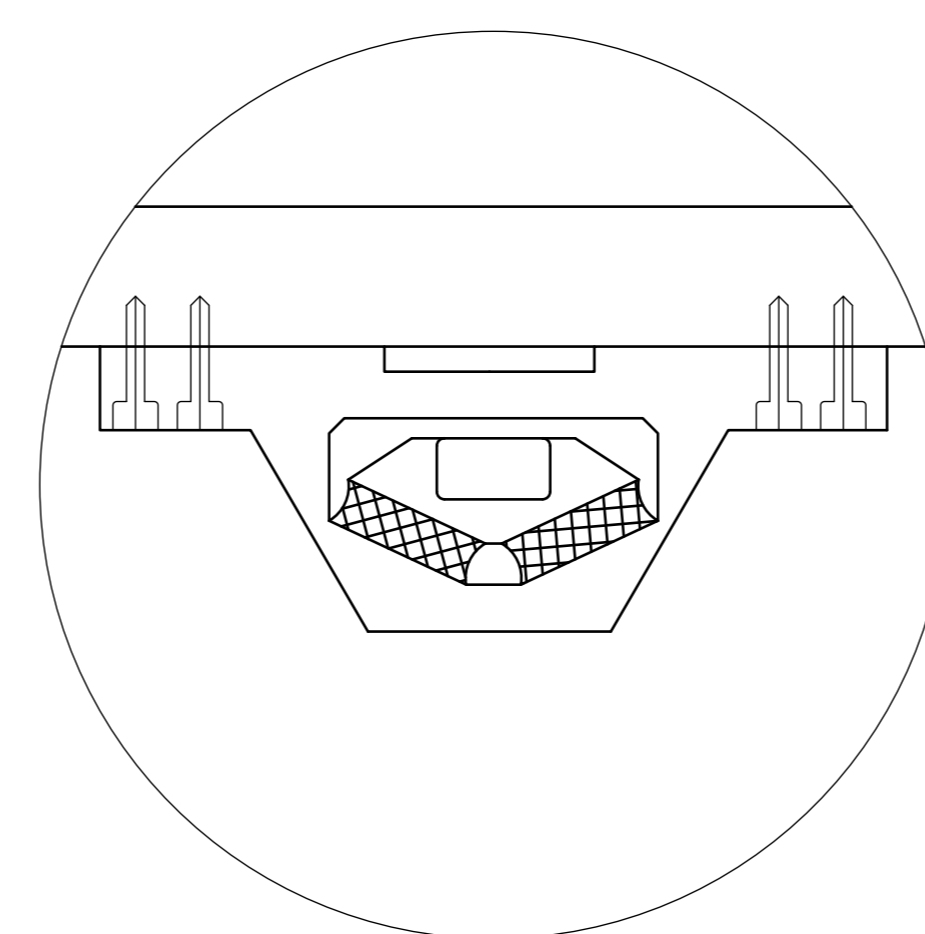
A-A (1:10) 90°



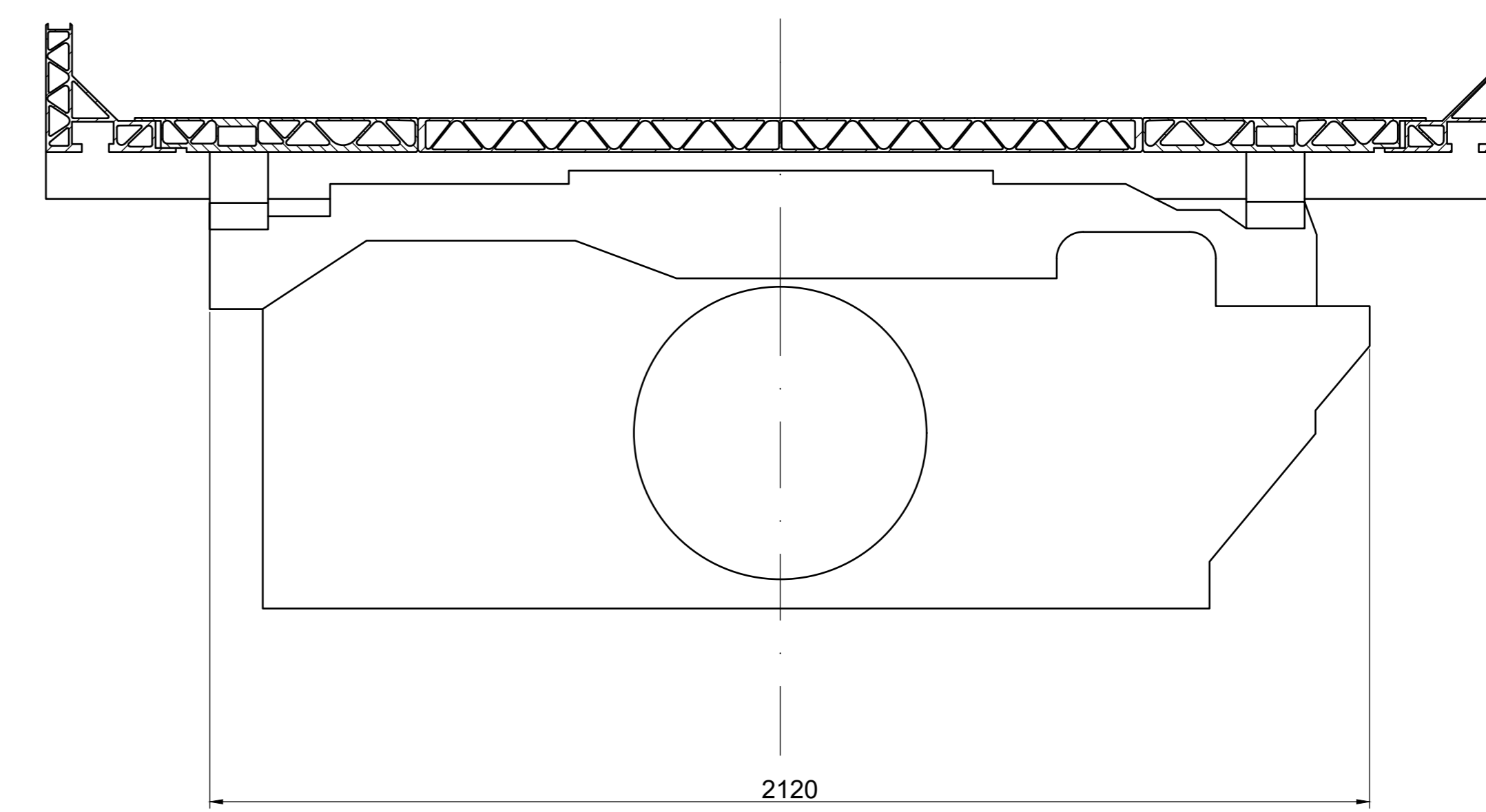
C (1:2)



D (1:5)



B-B (1:10) 90°



MATERIÁL	HMOTNOST	Kg	MĚŘÍTKO	1:30
POLOTOVAR	SESTAVA			
TOLEROVÁNÍ	ISO 8015		STÁŘY V.	KUSOVNÍK
PŘESNOST	ISO 2768-mK		NÁZEV	SPODEK SKŘÍŇE
PROMÍTÁNÍ				
KONSTR.	SAMKO M.			
KONTR.				
SCHVÁLIL			ČÍSLO VÝKRESU	DP/0001
DATUM	7.1.2022			