

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh koncepce dvounápravového podvozku posunovací lokomotivy

Matěj Michalec

Bakalářská práce

2021

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Matěj Michalec**
Osobní číslo: **D17186**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Téma práce: **Návrh koncepce dvounápravového podvozku posunovací lokomotivy**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Práci zaměřte na návrh koncepce nového dvounápravového podvozku určeného pro motorovou posunovací lokomotivu s elektrickým přenosem výkonu.

Vypracujte:

1. rešerši současného stavu techniky dvounápravových podvozků posunovacích lokomotiv;
2. výběr nejvhodnější koncepce podvozku na základě vybraných kritérií;
3. typový výkres vybrané varianty podvozku;
4. návrh trakční charakteristiky lokomotivy.

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] BAUR, K.G.: *Drehgestelle – Bogies*. EK Verlag, 2006. ISBN 978-3-88255-147-1.
[2] LATA, M.: *Konstrukce kolejových vozidel II*. 1. vydání, 206 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pemera, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
[3] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J.: *Trakční mechanika*. 1. vydání, 104 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pemera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
[4] Firemní prospekty výrobců posunovacích lokomotiv.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Lukáš Haupt**
CZ LOKO, a.s.
Datum zadání bakalářské práce: **15. února 2021**
Termín odevzdání bakalářské práce: **17. května 2021**

L.S.

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

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2021

Prohlašuji:

Práci s názvem Návrh koncepce dvounápravového podvozku posunovací lokomotivy 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

Matěj Michalec v.r.

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu závěrečné práce panu Ing. Tomáši Michálkovi Ph.D. za předané zkušenosti a ochotnou pomoc. Velké poděkování patří také pánům Ing. Lukáši Hauptovi a Ing. Michalovi Benickému, kteří mi věnovali mnoho svého vzácného času a dali mi v průběhu práce celou řadu rad, bez kterých bych se nemohl pohnout dále. Velké díky si zaslouží i pan Ing. Jiří Štembírek, který mi byl vřele nápomocen v oblasti trakční charakteristiky.

Anotace

Bakalářská práce je zaměřená na návrh koncepce dvounápravového podvozku posunovací lokomotivy. Práce obsahuje rešerši současných řešení dvounápravových podvozků posunovacích lokomotiv se zaměřením na zásadní parametry. Cílem je navrhnout vlastní koncepci, která vyhovuje cenou a schopností průjezdu oblouků o malých poloměrech.

Klíčová slova

dvounápravový podvozek, vedení dvojkolí, primární vypružení, sekundární vypružení, poloměr oblouku, rozvor podvozku

Title

Conceptual proposal of a two-axle bogie for shunting locomotive

Abstract

This thesis is focused on the conceptual design of a two-axle bogie for shunting locomotive. The work contains a description of current design solutions of two-axle bogies of shunting locomotives with a focus to their basic parameters. The aim of this work is to propose a new bogie concept respecting the requirements on its price and track friendliness under the condition of small radius curves.

Keywords

two-axle bogie, wheelset guiding, primary suspension, secondary suspension, curve radius, bogie wheelbase

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Rešerše dvounápravových podvozků posunovacích lokomotiv.....	12
2.1	Severní Amerika.....	12
2.1.1	Electro-Motive Diesel.....	12
2.1.2	General Electric.....	16
2.2	Asie.....	18
2.2.1	Kawasaki Heavy Industries.....	18
2.2.2	Toshiba.....	19
2.2.3	CRRC.....	21
2.3	Široký rozchod.....	22
2.3.1	Sinara.....	22
2.3.2	CZ LOKO.....	23
2.4	Evropa.....	24
2.4.1	Voith.....	24
2.4.2	Vossloh.....	25
2.4.3	Gmeinder Lokomotiven.....	26
2.4.4	Alstom.....	27
2.4.5	ČKD.....	28
2.4.6	CZ LOKO.....	29
3	Výběr nejvhodnější koncepce podvozku na základě vybraných kritérií	31
3.1	Dvojkolí.....	31
3.2	Primární vypružení a vedení dvojkolí.....	31
3.3	Pohon dvojkolí.....	35
3.4	Mechanická brzda.....	35
3.5	Rám podvozku.....	37
3.6	Vypružení mezirámu.....	38
3.7	Shrnutí výběru.....	39
4	Návrh trakční charakteristiky lokomotivy	40
5	Závěr práce.....	43
	Literatura.....	45
	Seznam příloh	47

Seznam obrázků

Obr. 1 podvozek AAR typ A	13
Obr. 2 podvozek AAR typ A	13
Obr. 3 podvozek Blomberg	14
Obr. 4 podvozek Blomberg	15
Obr. 5 dorazy podvozku Blomberg.....	15
Obr. 6 podvozek Typ B	16
Obr. 7 výkres podvozku Typ B.....	16
Obr. 8 podvozek FB-2.....	17
Obr. 9 lokomotiva CLASS DD200.....	18
Obr. 10 podvozek lokomotivy CLASS DD200	18
Obr. 11 lokomotiva Class HD	20
Obr. 12 podvozek Class HD	20
Obr. 13 lokomotiva CLASS 1004.....	21
Obr. 14 lokomotiva TGM8.....	22
Obr. 15 podvozek lokomotivy TGM8.....	22
Obr. 16 lokomotiva TEM LTH.....	23
Obr. 17 lokomotiva Voith Gravita 15 BB	24
Obr. 18 podvozek lokomotivy Voith Gravita	24
Obr. 19 lokomotiva DE 18	25
Obr. 20 podvozek lokomotivy DE 18 (foto Haupt)	25
Obr. 21 lokomotiva DE 75	26
Obr. 23 lokomotiva Prima H4	27
Obr. 24 podvozek lokomotivy Prima H4 – model	27
Obr. 25 podvozek ČKD „H“	28
Obr. 26 lokomotiva 744	29
Obr. 27 podvozek 744	29
Obr. 28 dvojkolí.....	31

Obr. 29 primární vypružení a vedení dvojkolí.....	33
Obr. 30 pohon dvojkolí	35
Obr. 32 mechanická brzda.....	36
Obr. 33 rám podvozku a smetadla	37
Obr. 34 vypružení mezirámu, mezirám a torna	38
Obr. 35 obrys podvozku	42
Obr. 34 koncepce podvozku	44

Seznam symbolů a zkratek

Latinská písmena

m_v	[kg]	hmotnost vypružených částí vozidla
m_{celk}	[m]	celková hmotnost vozidla
m_n	[kg]	hmotnost vypružených částí vozidla
k	[N · m ⁻¹]	tuhost vypružení
k_1	[N · m ⁻¹]	tuhost vnější pružiny
k_1	[N · m ⁻¹]	tuhost vnitřní pružiny
G	[N · m ⁻²]	modul pružnosti ve smyku
d	[m]	průměr drátu
n_ξ	[]	počet činných závitů
G	[N · m ⁻²]	modul pružnosti ve smyku
D	[m]	střední průměr pružiny
k_{celk}	[N · m ⁻¹]	modul pružnosti ve smyku
k_1	[N · m ⁻¹]	tuhost vnější pružiny
M_K	[N · m]	krouticí moment
W_K	[m ³]	průřezový modul v krutu
F	[N]	zatěžovací síla
P	[W]	výkon
V	[km · h ⁻¹]	rychlost vozidla
F_{ok}	[kN]	tažná síla na obvodu kol
O_v	[kN]	vozidlový odpor
o_v	[]	měrný vozidlový odpor
m	[mm]	modul zubu
z	[]	počet zubů
F_{adh}	[kN]	adhezní síla
i	[]	převod
C	[]	štíhlostní poměr pružiny

Řecká písmena

τ	[MPa]	smykové napětí
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
μ_{C+K}	[]	předpokládaný dosažitelný součinitel adheze
ε	[]	součinitel využití adheze

Zkratky

USA Spojené Státy Americké

1 Úvod

Úvod práce se zabývá analýzou současného stavu techniky dvounápravových podvozků posunovacích lokomotiv s důrazem na základní charakteristické prvky. Zjištěné poznatky jsou dále diskutovány za účelem získat vhodný kompromis s ohledem na výsledné vlastnosti podvozku. Cílem práce je výběr nejvhodnějšího konceptu na základě odůvodněných rozhodnutí a nastínění základních charakteristik podvozku.

2 Rešerše dvounápravových podvozků posunovacích lokomotiv

Tato kapitola je zaměřena na získání přehledu o vývoji dvounápravových podvozků a povědomí o jejich současném technickém stavu. Důvodem značných rozdílů v jednotlivých koncepcích je to, že se provozní podmínky kolejových vozidel v různých částech světa liší, což se odráží v mnoha směrech vývoje konstrukce nejen lokomotiv jako celku, ale také samotných podvozků, na které je tato práce zaměřena. Cílem rešerše je shrnout tyto základní směry vývoje konkrétně u dvounápravových podvozků posunovacích lokomotiv. Rešerše je zaměřena zejména na základní parametry a charakteristické rysy jednotlivých koncepcí podvozků. Některé parametry se však v rámci rešerše nepodařilo zjistit.

2.1 Severní Amerika

Tratě na území Severní Ameriky jsou obecně považovány za hůře udržované a poznamenané těžkým nákladním provozem. Z tohoto důvodu zde provozované podvozky musí být tomuto prostředí přizpůsobené. Často to ale znamená velký poměr nevypružených hmot z důvodu robustnosti, což dále vede k zhoršení traťových podmínek. Kvůli tomuto zacyklení se vývoj téměř zastavil a základní koncepce podvozku zůstává obdobná mnoho desítek let.

Podvozky amerických čtyřnápravových posunovacích lokomotiv jsou charakteristické některými základními prvky, jako jsou plochá torna, rozsochové vedení dvojkolí, oboustranná špalíková brzda či tlapové uložení trakčních motorů, přičemž každému dvojkolí náleží vlastní trakční motor. [1]

2.1.1 Electro-Motive Diesel

Podvozek AAR typ A

Tento podvozek (viz obr. 1 a obr. 2) byl ve 30. letech 20. století navržen společností EMD, sídlící v USA, pro industriální účely. Tato jednoduchá koncepce je vhodná do náročných podmínek a těžkého provozu.

Jedná se o typ pensylvánského podvozku, jehož typickým prvkem jsou jha, která jsou vidět na obr. 1. Ta jsou uložena v rámečcích na ložiskových skříních. Jha zprostředkovávají primární vypružení vinutými pružinami a pružnicemi, vedení dvojkolí je pak řešeno rozsochami na rámu podvozku. Tyto dva typy pružin jsou řazeny paralelně a tlumení je zajištěno právě zmíněnými pružnicemi orientovanými podélně ve směru jízdy. Podvozek je se skříní spojen plochou tornou na rámu podvozku, která zajišťuje přenos podélných sil. Každé kolo je oboustranně brzděno špalíkovou brzdou.

Rám podvozku AAR je odlévaný, tudíž velmi robustní a těžký. Samotný podvozek má velký podíl neodpružených hmot (zejména jha) a nedisponuje sekundárním vypružením, což se negativně projevuje na kvalitě trati a jízdních vlastnostech vozidla. Naopak výhodou z pohledu posunovací lokomotivy je velké nápravové zatížení a malý minimální poloměr oblouku, který je dosažen jednoduchostí koncepce podvozku, zejména pak plochou tornou. Z pohledu dynamických účinků na trať je však velké nápravové zatížení nevýhodou. S jednoduchostí koncepce se samozřejmě váže snadná výroba (a tedy nízká cena) a údržba.



Obr. 1 podvozek AAR typ A [2]

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 26 t/n,
- průměr nových kol: 1016 mm,
- rozvor podvozku: 2438 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 100 km/h.



Obr. 2 podvozek AAR typ A [3]

Podvozek Blomberg

Tento podvozek (viz obr. 3) pojmenovaný po konstruktérovi Martinu Blombergovi byl navržen na konci 40. let 20. století. Dodnes je velmi používaný, ačkoliv na něm bylo provedeno minimum změn. Koncepce podvozku Blomberg navazuje na předchůdce AAR typ A.

Na rozdíl od svého předchůdce nemá jha a disponuje kolébkovou koncepcí. Vedení dvojkolí je opět řešeno rozsochami na rámu podvozku, které třením zajišťují tlumení primárního vypružení. To je realizováno vinutými pružinami, které jsou uloženy na ložiskových skříních. Kolébka je zavěšena pomocí závěsek na rámu podvozku, na ní se nacházejí pružnice, které představují sekundární stupeň vypružení a disponují vlastním tlumením. Pružnice jsou spojeny s mezirámem, na kterém je uložen hlavní rám lokomotivy. Příčný výkyv mezirámu (kolébky) je omezen dorazy patrnými na obr. 5.

Přenos podélných sil mezi rámem podvozku a mezirámem zprostředkovávají kluzné plochy v hlavním příčnicku rámu podvozku. Uložení skříně na mezirám je provedeno opět plochou tornou, která umožňuje přenos podélných sil. Každé z kol je oboustranně brzděno špalíkovou brzdou. [1]

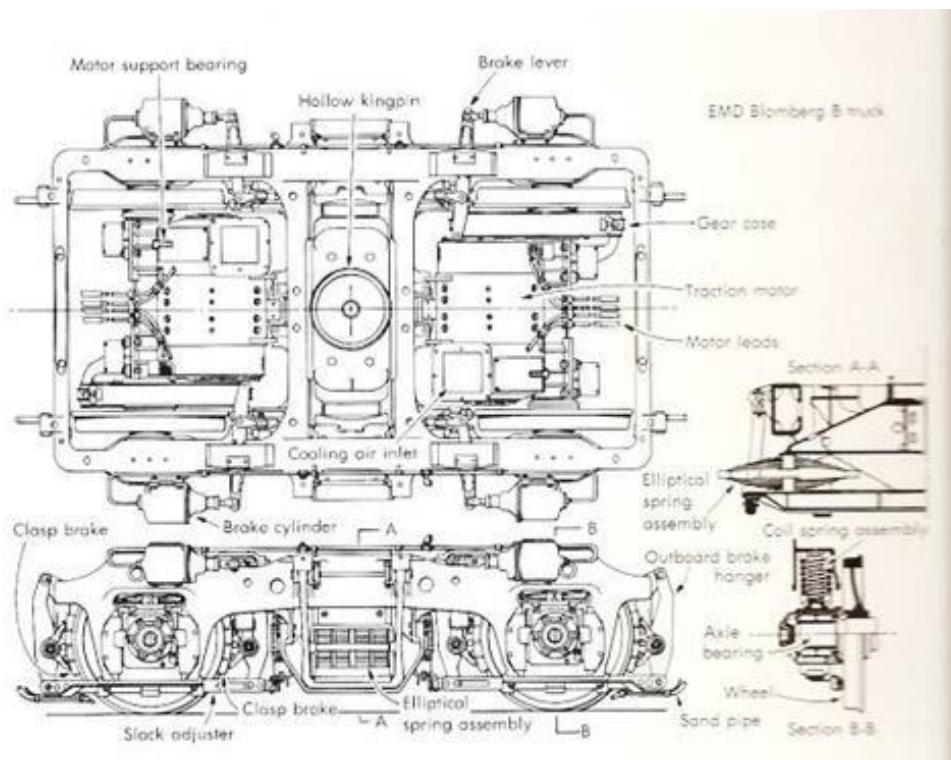
Oproti předchozímu typu podvozku je velikou výhodou menší podíl neodpružených hmot a existence sekundárního vypružení jak svislého, tak i příčného. Typ Blomberg je však náročnější na údržbu zejména v místě čepů závěsek. Dochází zde ke tření v důsledku kyvných pohybů kolébky, to je třeba řešit mazáním a případnou výměnou.

Parametry podvozku:

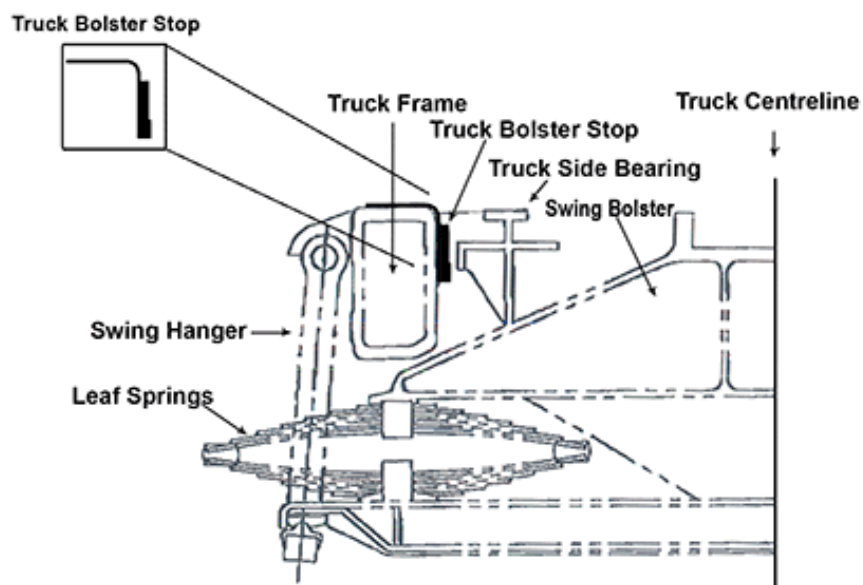
- nápravové zatížení: 31 t/n,
- průměr nových kol: 1016 mm,
- rozvor podvozku: 2743 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 100 km/h.



Obr. 3 podvozek Blomberg [4]



Obr. 4 podvozek Blomberg [5]



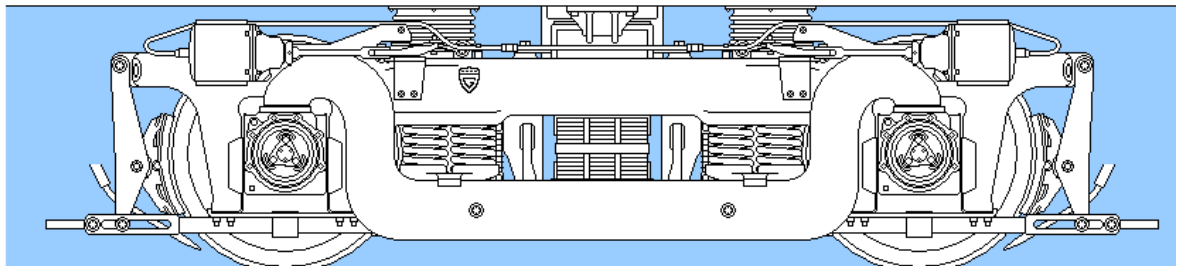
Obr. 5 dorazy podvozku Blomberg [6]

2.1.2 General Electric

Podvozek Typ B



Obr. 6 podvozek Typ B [1]



Obr. 7 výkres podvozku Typ B [1]

Tento podvozek používala firma GE na většině svých prvních posunovacích lokomotiv. Typ B lze opět zařadit mezi podvozky pensylvánského typu. Koncepce podvozku kombinuje prvky obou výše popsáných typů – jha, ale i kolébku a mezirám.

Jha kinematicky spojují obě dvojkolí, jsou posazena na ložiskových skříních v malých rámečcích. Na každém jhu leží vždy dvě dvojice vinutých pružin, které představují primární vypružení. Celkem je tedy na každém podvozku osm vinutých pružin. Na nich spočívá rám podvozku, který pomocí rozsoch vede dvojkolí. Na závěškách uložená kolébka pak opět přes pružnice nese mezirám s plochou tornou. Přenos podélných sil mezi rámem podvozku a mezirámem zprostředkovávají kluzné plochy v hlavním příčnicku rámu podvozku. Všechna kola jsou pak oboustranně brzděna špalíkovou brzdou. [1]

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 30 t/n,
- průměr nových kol: 1016 mm,
- rozvor podvozku: 2845 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 110 km/h.

Typ FB-2



Obr. 8 podvozek FB-2 [8]

Podvozek FB-2 je dalším vývojovým stupněm podvozků výrobce General Electric. Ve své konstrukci již nevyužívá jha, ale primární vypružení je provedeno párem pružin nad každou ložiskovou skříní. Ty jsou tlumeny tlumiči, které se nacházejí diagonálně dva na každém podvozku. Vedení dvojkolí je řešeno rozsochami na rámu podvozku. Na něm jsou v ponížené části podélníků posazeny pryžokovové sloupky, které představují sekundární vypružení, a na nich leží mezirám s plochou tornou. Všechna kola jsou pak oboustranně brzděna špalíkovou brzdou.

Rám podvozku je odlitek, což opět znamená velkou hmotnost. Tudíž špatný vliv na trať. Pryž v sekundárním vypružení má negativní vlastnosti jako je stárnutí a zhoršené vlastnosti v extrémních teplotách.

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 30 t/n,
- průměr nových kol: 1016 mm,
- rozvor podvozku: 2845 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 110 km/h.

2.2 Asie

V jihovýchodní Asii, s výjimkou Indie, Pákistánu a Číny, je menší rozchod kolejí než u nás, což souvisí s užším obrysem pro vozidlo a tím pádem užšími a lehčími lokomotivami. Nižší hmotnost se pozitivně podepisuje na účincích na trať. Rozchod kolejí je konkrétně pro Japonsko 1067 mm s výjimkou vysokorychlostních tratí, pro ostatní státy jihovýchodně od Číny 1000 mm. Čína jako taková má rozchod stejný jako většina Evropy, a to 1435 mm. V Indii a Pákistánu je rozchod největší, a to celých 1676 mm.

2.2.1 Kawasaki Heavy Industries

Kawasaki Heavy Industries je japonská společnost, která vznikla v roce 1896 a kromě lokomotiv se mimo jiné zabývá také leteckým, stavebním či motocyklovým průmyslem. [9]

Typ FDT101



Obr. 9 lokomotiva CLASS DD200 [9]



Obr. 10 podvozek lokomotivy CLASS DD200 [11]

Společnost Kawasaki uvedla nový podvozek na hybridní lokomotivě Class DD 200 v roce 2017. Rám podvozku má tvar „H“, vyznačuje se dvěma podélníky a robustním příčným uprostřed. Tento tvar umožňuje dosažení nízké hmotnosti tím, že obsahuje pouze tři hlavní konstrukční celky.

Dvojkolí je vedeno kyvným ramenem, které je čepově uloženo na rámu podvozku a na kterém spočívá primární vypružení v podobě vinutých pružin. Na každém podvozku se nachází čtyři tlumiče primárního vypružení. Typ FDT101 nedisponuje mezirámem ani kolébkovou koncepcí jako podvozky americké proveniencí. Sekundární vypružení je zde řešeno vzduchovými měchy. Přenos podélných sil je uskutečněn pomocí otočného čepu. Podvozek disponuje horizontálně orientovanými tlumiči vrtivých pohybů. Každé kolo je brzděno jednostrannou špalíkovou brzdou na vnitřní části podvozku.

Rám podvozku je svařenec z plechů, podélníky mají charakter čtvercového dutého profilu. Svařená konstrukce zajišťuje nízkou váhu podvozku, což má kladný vliv na účinky na trať. Nevýhodou z pohledu adheze může být nízké nápravové zatížení. Vzduchové měchy jsou schopny regulací tlaku vzduchu v měchu měnit výšku nárazníků. Kuriozitou na této lokomotivě je pískování na obou stranách každého kola. [10]

Parametry podvozku: [10]

- nápravové zatížení: 14,7 t/n,
- průměr nových kol: 810 mm,
- rozvor podvozku: 2300 mm,
- rozchod koleje: 1067 mm,
- maximální rychlost: 120 km/h.

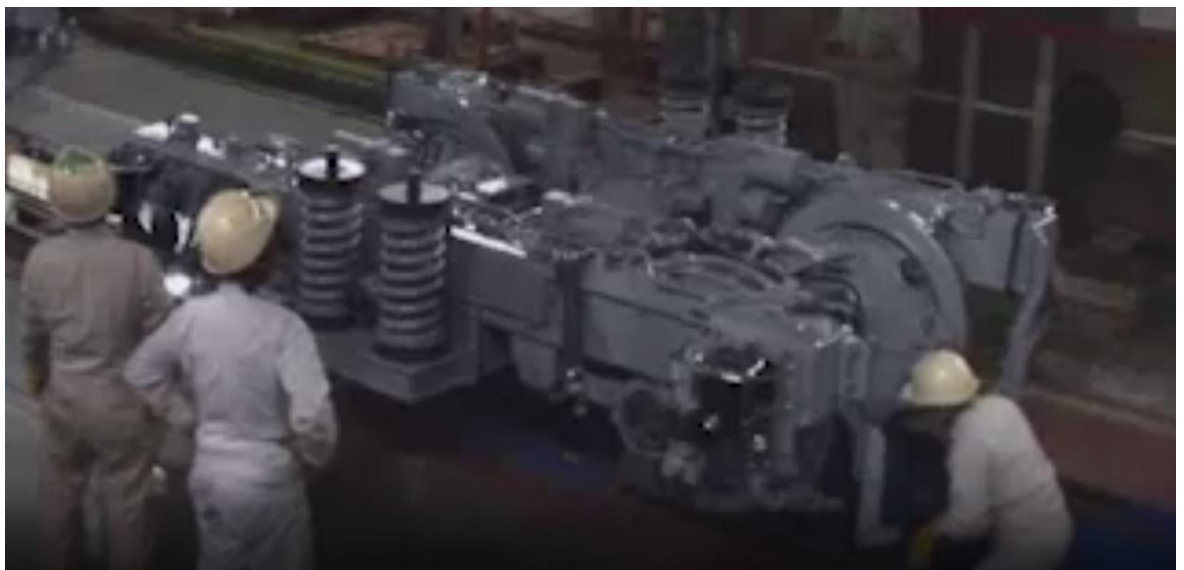
2.2.2 Toshiba

Firma Toshiba byla založena roku 1875 v Japonsku. Věnuje se kromě výroby lokomotiv zejména elektronice.

Class HD



Obr. 11 lokomotiva Class HD [12]



Obr. 12 podvozek Class HD [13]

Lokomotiva Class HD300 používající tento podvozek (viz obr. 12) se prvně objevila v roce 2010 v Japonsku. Jedná se o lokomotivu hybridní využívající pohon naftový a bateriový.

Vedení dvojkolí zajišťuje kyvné rameno čepově uložené v rámu podvozku. Primární vypružení hlavního rámu je řešeno vinutými pružinami. Podvozek je svařenec tvaru „H“, na rámu podvozku jsou zřejmé tzv. „balkónky“, na nichž se nachází pružiny flexicoil zajišťující sekundární vypružení. Jak primární, tak sekundární vypružení je doplněno svislými tlumiči. Přenos podélných sil je vyřešen otočným čepem a kluznými plochami. Kola jsou brzděna špalíkovou brzdou umístěnou na vnitřní straně podvozku.

Na rozdíl od předchozího případu pružiny flexicoil neumožňují snadnou změnu výšky nárazníků a dají se pouze podkládat podložkami. Podvozek je lehký a disponuje malým nápravovým zatížením.

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 15 t/n,
- rozchod koleje: 1067 mm,
- maximální rychlost: 45 km/h.

2.2.3 CRRC

Čínská národní společnost CRRC vznikla fúzí firem CNR a CSR v roce 2015 a zabývá se výrobou kolejových vozidel.

CLASS 1004



Obr. 13 lokomotiva CLASS 1004 [14]

Hybridní lokomotiva s označením 1004 čínské společnosti CRRC byla poprvé představena roku 2018 na berlínském veletrhu Innotrans.

Dvojkolí vede kyvné rameno, na kterém se nachází vinutá pružina primárního vypružení, každá z nich je doplněna hydraulickým tlumičem.

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 16 t/n,
- rozvor podvozku: 2300 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 100 km/h.

2.3 Široký rozchod

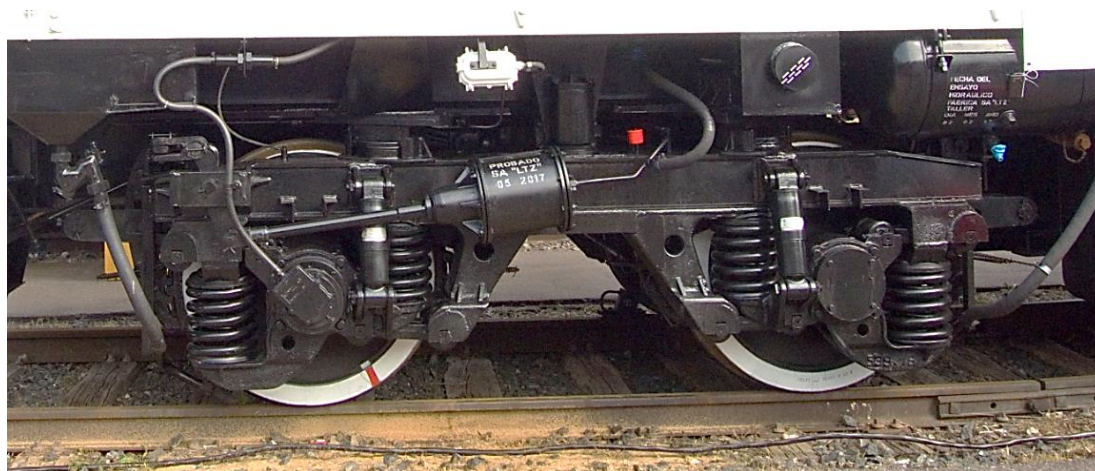
2.3.1 Sinara

Sinara Transport Machines je společnost vyrábějící lokomotivy založená v roce 2007.

TGM8



Obr. 14 lokomotiva TGM8 [15]



Obr. 15 podvozek lokomotivy TGM8 [16]

Ojničkové vedení dvojkolí je na podvozku lokomotivy TGM8 řešeno z obou stran ložiskové skříně. To tedy znamená, že na jednom podvozku se nachází osm ojnic. Na každé ložiskové skříně je umístěna dvojice ocelových vinutých pružin primárního vypružení. Tlumení primárního vypružení je řešeno hydraulickými tlumiči u každé ložiskové skříně.

Rozvor tohoto podvozku je ze všech podvozků v rešerši nejmenší, a to díky absenci trakčních motorů, toho je docíleno využitím hydrodynamického přenosu výkonu. Malý rozvor podvozku se kladně projevuje v účincích na trať, a to zejména při průjezdu obloukem. Dvojkolí jednotlivých podvozků jsou blíže k sobě, to způsobuje menší odpor proti natočení podvozku v oblouku v důsledku nižšího úhlu náběhu. Naopak při vyšších rychlostech je menší rozvor nežádoucí z důvodu vyšší náchylnosti k vrtivým pohybům podvozků.

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 22,5 t/n,
- průměr nových kol: 1050 mm,
- rozvor podvozku: 2100 mm,
- rozchod koleje: 1520 mm,

2.3.2 CZ LOKO

TEM LTH

Lokomotiva vznikla spoluprací společností Transmashholding a CZ LOKO v roce 2013 a je určena pro středně těžkou posunovací službu.



Obr. 16 lokomotiva TEM LTH [17]

Dvojkolí je vedeno ojnicemi mezi ložiskovou skříní a rámem podvozku. Primární stupeň vypružení činí dvě dvojice duplexních pružin, a to každá z jedné strany ložiskové skříně. Hydraulický tlumič, zajišťující tlumení primárního vypružení, spočívá na ložiskové skříní a rámu podvozku. Na podélných rámu podvozku jsou umístěny pryžokovové prvky sloužící jako sekundární vypružení a zároveň zajišťující tlumení pohybů hlavního rámu lokomotivy vůči podvozku. Přenos podélných sil zprostředkovává otočný čep a kluzné plochy. Na každém kole se nachází oboustranná špalíková brzda. [33]

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 21,5 t/n,
- průměr nových kol: 1050 mm,
- rozvor podvozku: 2700 mm,
- rozchod koleje: 1520 mm,
- maximální rychlost: 80 km/h.

2.4 Evropa

2.4.1 Voith

Voith je německá společnost založená v roce 1867 zabývající se výrobou hydraulických převodovek a v minulosti i lokomotiv.

Voith Gravita



Obr. 17 lokomotiva Voith Gravita 15 BB [18]



Obr. 18 podvozek lokomotivy Voith Gravita [19]

Poprvé se představila v roce 2008. Vyrobeny byly dva typy čtyřnápravových lokomotiv, a to Voith Gravita 10BB a 15BB.

Ojničkové vedení dvojkolí je připojené na konzolu, navařenou ze spodu na rám podvozku. Ten je primárně vypružen dvěma vinutými pružinami na každé ložiskové skříni. Primární vypružení je tlumeno čtyřmi hydraulickými tlumiči. Sekundární vypružení je řešeno čtyřmi flexicoil pružinami. Podélné síly jsou přenášeny robustní ojníčkou spojující rám podvozku a hlavní rám lokomotivy. Na podvozku se dále nachází kotoučová brzda s brzdovými disky integrovanými v kolech.

Parametry podvozku: [20]

- nápravové zatížení: 22,5 t/n,
- průměr nových kol: 1000 mm,
- rozvor podvozku: 3000 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 100 km/h.

2.4.2 Vossloh

Vossloh je původně německá společnost založena v roce 1888 zaměřující se na výrobu a distribuci lokomotiv. V roce 2020 byla firma Vossloh odkoupena čínskou společností CRRC.

DE 18



Obr. 19 lokomotiva DE 18 [21]



Obr. 20 podvozek lokomotivy DE 18 (autor: Lukáš Haupt)

Podvozek lokomotivy DE 18 disponuje jednostranným ojníčkovým vedením dvojkolí, primární vypružení zprostředkovávají dvě flexicoil pružiny na každé ložiskové skříni. Primární vypružení je tlumené čtyřmi hydraulickými tlumiči na každém podvozku. Sekundární vypružení se zde nachází v podobě čtyř flexicoil pružin na každém podvozku tlumenými dvěma svislými tlumiči. Úhlopříčně se zde nachází dva tlumiče vrtivých pohybů. Přenos podélných sil je řešen robustní ojníčkou spojující rám podvozku a konzolu navařenou na spodní stranu hlavního rámu lokomotivy. Podvozek je mimo jiné opatřen mnoha dorazy v oblasti pohybů podvozku vůči hlavnímu rámu lokomotivy. Brzda je zde kotoučová s integrovanými brzdovými disky v kolech.

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 22,5 t/n,
- průměr nových kol: 1000 mm,
- rozvor podvozku: 2400 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 120 km/h.

2.4.3 Gmeinder Lokomotiven

Lokomotiva DE 75



Obr. 21 lokomotiva DE 75 [22]

Ojníčkové vedení dvojkolí je připojené na rám podvozku. Samotný rám podvozku je pak primárně vypružen dvěma vinutými pružinami na každé ložiskové skříni. Primární vypružení je tlumeno čtyřmi hydraulickými tlumiči na podvozek. Sekundární vypružení je řešeno čtyřmi flexicoil pružinami na tzv. „balkóncích“. Přenos podélných sil je realizován robustní ojníčkou spojující rám podvozku a konzolu navařenou na spodní stranu hlavního rámu lokomotivy. Na podvozku se dále nachází kotoučová brzda s brzdovými disky integrovanými v kolech

Parametry podvozku:

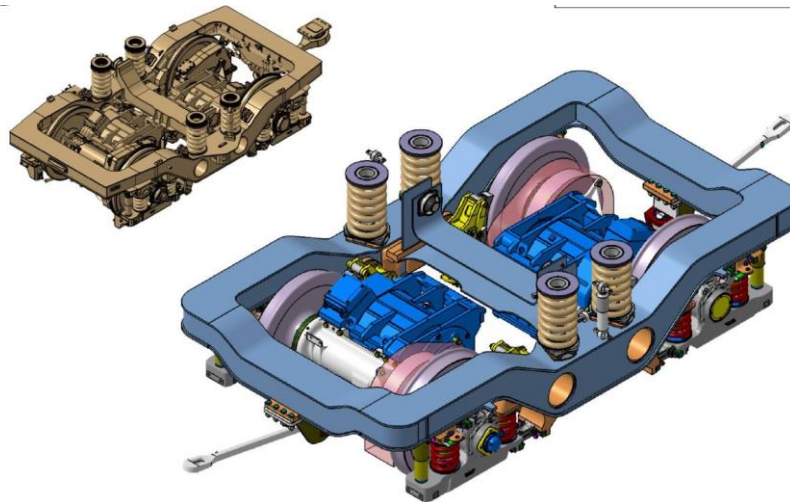
- nápravové zatížení: 20 t/n,
- průměr nových kol: 1000 mm,
- rozvor podvozku: 2400 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 60 km/h.

2.4.4 Alstom

Prima H4



Obr. 22 lokomotiva Prima H4 [23]



Obr. 23 podvozek lokomotivy Prima H4 – model [24]

Vedení dvojkolí je řešeno ojníčkou, která spojuje rám podvozku s nosičem vinutých pružin primárního vypružení. Ty jsou na vnější straně podvozku tlumeny hydraulickým tlumičem. Na rámu podvozku sedí v prohloubení čtyři flexicoil pružiny tvořící tak sekundární vypružení. Přenos podélných sil je řešen pomocí tažných tyčí, připojených na konzoly rámu podvozku a na hlavním rámu. Každé kolo je jednostranně brzděno špalíkovou brzdou.

Parametry podvozku: [25]

- | | |
|-----------------------|-----------|
| • nápravové zatížení: | 22,5 t/n, |
| • průměr nových kol: | 920 mm, |
| • rozvor podvozku: | 2400 mm, |
| • rozchod koleje: | 1435 mm, |
| • maximální rychlost: | 120 km/h. |

2.4.5 ČKD

Podvozek tvaru H



Obr. 24 podvozek ČKD „H“ [26]

Podvozek s rámem tvaru „H“ (viz obr. 24) se poprvé objevil v roce 1959. Od té doby se používal na řadě lokomotiv s drobnými úpravami. Existují dvě základní varianty podvozku. A to se závěskami a s pryžokovovými sloupky. V minulosti se také vyrobila varianta s plochou tornou například pro lokomotivy 723.710 - 715 pro turecké ocelárny.

Vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem, které je čepově uloženo na rámu podvozku a primárně odpruženo vinutou pružinou na vnější části podvozku. Každá pružina primárního stupně vypružení je tlumena vlastním hydraulickým tlumičem řazeným paralelně. Sekundární vypružení je tedy buď řešeno pryžokovovými sloupky, nebo závěskami. Přenos podélných sil je uskutečněn otočným čepem. Každé kolo je pak oboustranně brzděno špalíkovou brzdou.

Mezi výhody podvozku je možné zařadit jednoduchost, nízkou hmotnost (ve svařovaném provedení) a dobré přizpůsobení nerovnostem trati.

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 16 t/n,
- průměr nových kol: 1000 mm
- rozvor podvozku: 2400 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 90 km/h.

2.4.6 CZ LOKO

744



Obr. 25 lokomotiva 744 [foto CZ LOKO]

Lokomotiva 744.1 disponující následujícím podvozkem (viz obr. 26) představila společnost CZ LOKO v roce 2019.



Obr. 26 podvozek 744 [foto CZ LOKO]

Vedení dvojkolí je řešeno ojnicemi, které jsou uloženy na rámu podvozku a nosiči pružin. Dvě vinuté pružiny spočívající na zmíněných nosičích představují primární stupeň vypružení podvozku. Z čehož ve vnější pružině (v podélném směru) je zakomponován hydraulický tlumič řazený paralelně. Na vnitřní straně je připojena zmíněná ojnička. Pružiny flexicoil tvoří sekundární stupeň vypružení. Přenos podélných sil probíhá přes otočný čep a kluzné plochy. Na každém kole se nachází kotoučová brzda s brzdovými disky integrovanými v kolech. [33]

Parametry podvozku:

- nápravové zatížení: 20 t/n,
- průměr nových kol: 1100 mm,
- rozvor podvozku: 2400 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 100 (120) km/h.

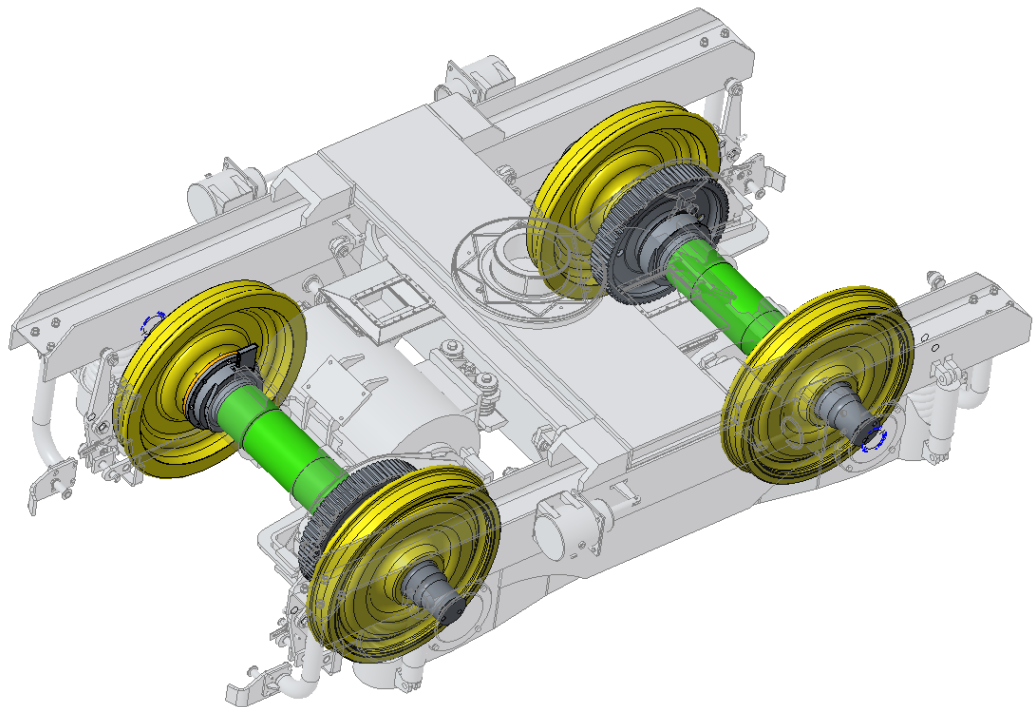
3 Výběr nejvhodnější koncepce podvozku na základě vybraných kritérií

V této kapitole dochází k rozhodování a výběru jednotlivých součástí a principů podvozku. Většinou se rozhodnutí odvíjí od stručné tabulky základních řešení, kde jsou znázorněné jejich jednotlivé výhody a nevýhody. Princip následujících rozhodovacích matic stojí na 3 možnostech (-1, 0, 1), a to pro zápor, neutralitu, či kladnou vlastnost dané kategorie.

3.1 Dvojkolí

Dvojkolí je navrženo jako nové, nicméně obsahuje řadu unifikovaných komponent. Zejména se jedná o monobloková kola o průměru 1000 mm, která jakožto prvek interoperability plní všechny požadavky TSI a jsou standardně dodávána na všechny nové projekty CZ LOKO (lokomotivy řad 742.71, 794, 723 a další).

V historii se sice používala skládaná kola, ale dnes se už všude dosazují kola monobloková. Ačkoliv byl výhodou fakt, že po poslední reprofilaci kola stačilo vyměnit obruče, vychází u tohoto provedení horší výsledky brzdných zkoušek. Další výhodou monoblokových kol je absence styčné plochy, ve které může u skládaných kol dojít k prokluzu.



Obr. 27 dvojkolí

3.2 Primární vypružení a vedení dvojkolí

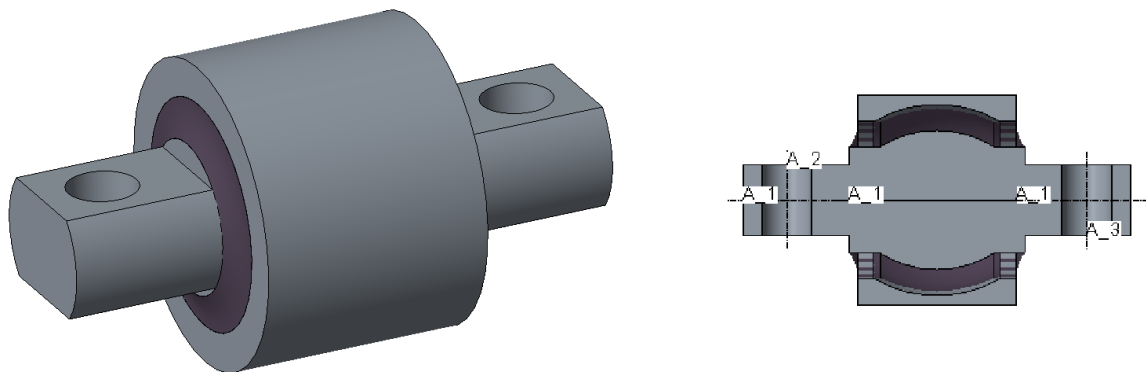
Vedení dvojkolí je systém, který společně s primárním stupněm vypružení zajišťuje spojení nápravových ložisek a rámu podvozku. Důležitými kritérii jsou únosnost, zástavbový prostor, rovnoměrné zatížení a zajištění radiální stavitelnosti dvojkolí v oblouku.

Tab. 1 rozhodovací matice primárního vypružení a vedení dvojkolí

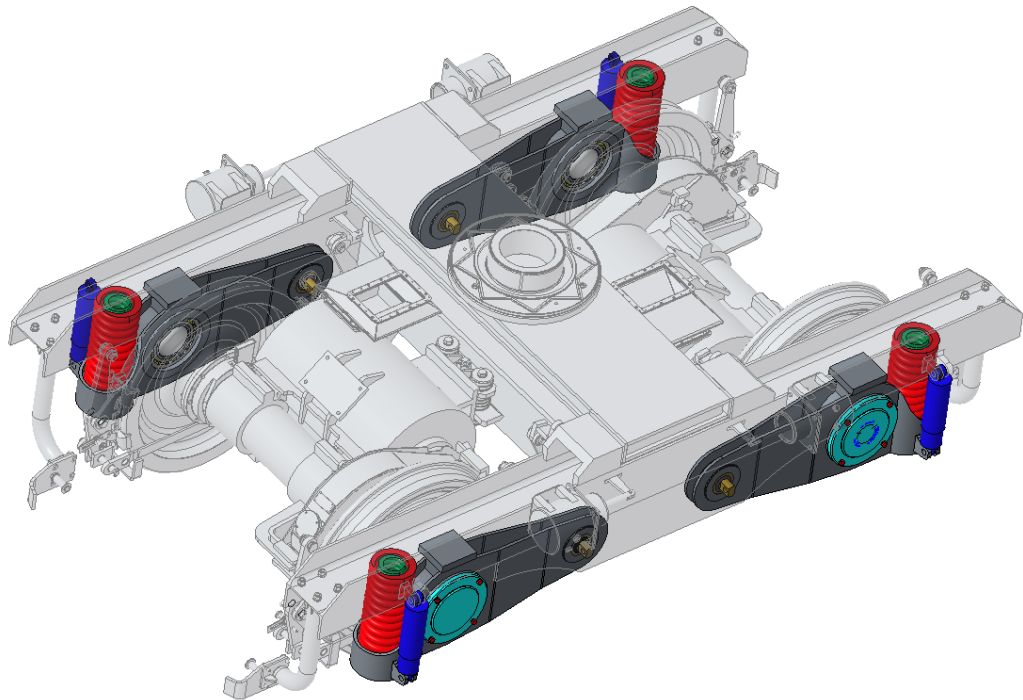
<i>druh vedení</i>	<i>zástavbový prostor</i>	<i>radiální stavění dvojkolí</i>	<i>stavitelnost výšky</i>
<i>pevné</i>	1	-1	-1
<i>rozsochové</i>	1	0	0
<i>čepové</i>	0	-1	1
<i>kyvné rameno</i>	0	1	1
<i>ojničkové</i>	-1	0	0
<i>pružným pasem</i>	0	0	0
<i>ojnicí</i>	1	1	1

Při výběru typu vedení dvojkolí bylo přihlíženo zejména na zástavbový prostor, a to z důvodu snahy o co nejnížší rozvor podvozku, dále o možnost radiálního stavění dvojkolí, které napomáhá průjezdu menších oblouků a v neposlední řadě stavitelnost výšky. Stavitelnost výšky není tak zásadním parametrem jako předchozí dva, ale možnost korigovat výrobní tolerance (zejména válcových pružin) je výhodou.

Dle rozhodovací matice vyšlo nejlépe vedení ojnicí, nicméně bylo rozhodnuto pro vedení kyvným ramenem. Hlavním důvodem je využití pryžokovového pouzdra na obr. 28.



Obr. 28 pryžokovové pouzdro



Obr. 29 primární vypružení a vedení dvojkolí

Vedení dvojkolí je tedy řešeno kyvným ramenem čepově uloženým v rámu podvozku. Na vnější straně ramena spočívá na nosiči primárního vypružení podvozku tvořené vinutými pružinami.

Kyvná ramena jsou opatřena svislými a příčnými dorazy, které se v případě větších pohybů oprou o vnitřní stěny podélníků.

Primární vypružení bylo navrženo v souladu se základními výpočty (viz rovnice (1) – (11) a příloha A). Použity byly paralelně řazené pružiny, a to jedna v druhé, jinými slovy pružiny duplexní. Vstupní parametry pro výpočet vypružení vycházely zejména z rozměrů pružin běžně používaných v CZ LOKO u čtyřnápravových lokomotiv.

V první řadě je nutné spočítat, s jakou hmotností pružiny primárního vypružení pracují, to ukazuje rovnice (1). V té odečítáme hmotnost primárně nevypružených částí od celkové hmotnosti lokomotivy. Primárně nevypružené hmoty byly na základě modelových výpočtů odhadnuty na 10 t. Hmotnost vypružených částí tedy dle rovnice (1) vychází 65 t.

$$m_v = m_{celk} - m_n \quad (1)$$

Pro další výpočet je nutné zjistit tuhosti jednotlivých pružin. Ty vychází z průměru drátu, středního průměru pružiny a počtu činných závitů. Do rovnice (2) byly tedy dosazeny hodnoty uvažovaných pružin.

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n_z \cdot D^3} \quad (2)$$

Celkovou tuhost u paralelně řazených pružin spočítáme jako součet tuhostí obou pružin.

$$k_{celk} = k_1 + k_2 \quad (3)$$

Dále je nutné spočítat sílu F_D , ta souvisí s maximálním stlačením pružin při dynamické přírážce. Dynamické přetížení se spočítá jako násobek dynamického součinitele (z pravidla 0,3) a statické síly působící na pružinu v klidovém stavu. Výpočet následujících veličin popisují vztahy

Vypočítáme statické stlačení z_s .

$$z_s = \frac{(m_v \cdot g)}{k_{celk}} \quad (4)$$

Dále je třeba zjistit stlačení při dynamickém přetížení z_d .

$$z_d = \frac{(m_v \cdot g) \cdot 0,3}{k_{celk}} \quad (5)$$

Součtem obou stlačení získáme celkovou délku chodu obou pružin.

$$z_{celk} = z_s + z_d \quad (6)$$

Vynásobením délky chodu s jednotlivými tuhostmi získáme síly v pružinách.

$$F_d = z_{celk} \cdot k \quad (7)$$

Sílu F_d z (7) dosadíme do rovnice výpočtu smykového napětí vynásobené koeficientem vlivu zakřivení k_{UIC} .

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot k_{UIC} = \frac{F \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \cdot k_{UIC} = \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cdot k_{UIC} \quad (8)$$

Koeficient k_{UIC} se spočítá dle (9).

$$k_{UIC} = 1,1 \cdot \left(1 + \frac{5}{4 \cdot C} \cdot \left(1 + \frac{1}{C}\right)\right) \quad (9)$$

Kde C je štíhlostní poměr pružiny.

$$C = \frac{D}{d} \quad (10)$$

Poté lze napětí porovnat dle (11).

$$\tau \leq \tau_D \quad (11)$$

Zvolené pružiny vyhovují. Poměr $\frac{\tau}{\tau_D}$ neboli součinitel bezpečnosti vyšel 1,18.

Jako nápravová ložiska byla vybrána jednořadá soudečková, která napomáhají vyrovnání se s nerovnostmi tratě.

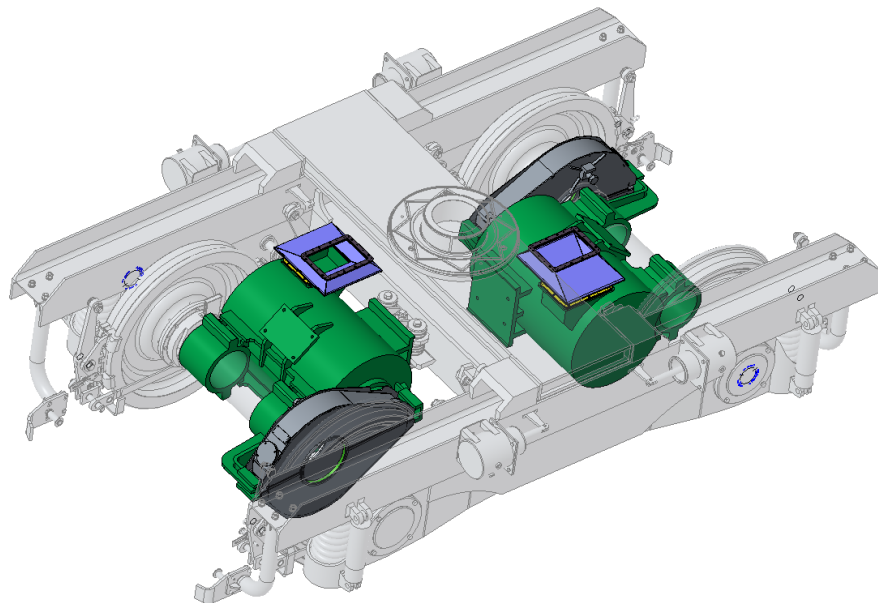
Hydraulický tlumič byl umístěn z vnější strany nosiče pružiny, kde nezabírá prostor pro smetadlo a zároveň je dobře přístupný pro kontrolu a servis. Toto rozhodnutí bylo učiněno v souladu s obrysem pro vozidlo (viz obr. 35).

3.3 Pohon dvojkolí

Dvojkolí je individuálně poháněno asynchronními trakčními motory TAM1084C6, tlapově uloženými na nápravě. Tzn. trakční motor je tak v podvozku uložen tříbodově, kdy větší část jeho hmotnosti (přibližně 2/3 hmotnosti) spočívá prostřednictvím dvou dělených objímek, tzv. tlap, na pouzdře obepínajícím nápravu. Jedna z tlap je prodloužena o speciální konzolu pro upevnění krytu nápravového převodu. Na každém konci pouzdra obepínajícího nápravu je na jeho vnitřním průměru nalisováno jedno dvouřadé soudečkové ložisko. Zbylá část hmotnosti trakčního motoru (přibližně 1/3 hmotnosti) spočívá na příčnici rámu podvozku prostřednictvím pružného uložení. Použitím valivých tlapových ložisek je zajištěna přesná poloha motoru vůči ose dvojkolí, což má za následek přesný záběr ozubených kol nápravového převodu. Tím je dosaženo nízkých nároků na údržbu těchto ložisek a ozubených kol. Jejich nevýhodou je však nutnost slisování kol při demontáži.

Tlapové uložení bylo vybráno na základě jednoduchosti a ceny v kombinaci s provozním určením lokomotivy.

Konkrétní typ trakčního motoru byl vybrán z důvodu unifikace a zkušeností firmy CZ LOKO s jeho výrobou a provozem. Výkon je z trakčního motoru na dvojkolí přenášen ozubenými koly s převodovým poměrem 78:15. Převod je mazán olejem a je uzavřen v těsném zákrytu.



Obr. 30 pohon dvojkolí

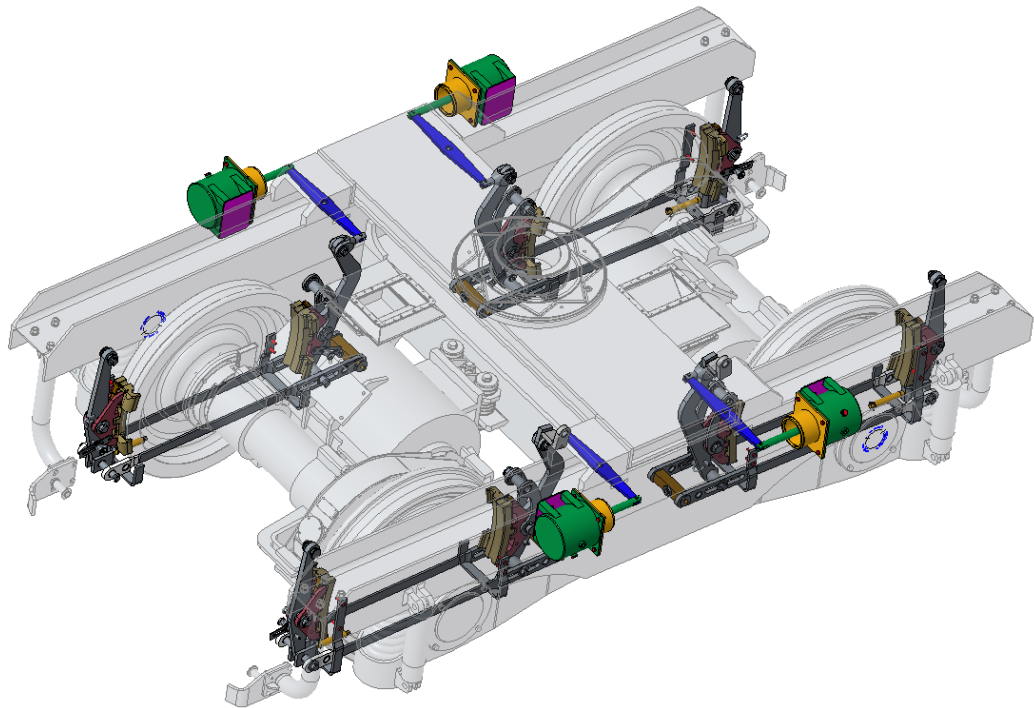
3.4 Mechanická brzda

Pro brzdění lokomotivy byla vybrána pneumaticky řízená brzda. Při výběru byl dbán velký zřetel na zástavbový prostor. Standardní umístění brzdových válců ve firmě CZ LOKO je v prostřední části podélníků – kde by byl v koncepci v kolizi s mezirámem, či za koly – kde by bránil umístění smetadel.

Tab. 2 rozhodovací matice mechanické brzdy

<i>druh brzdy</i>	<i>čištění kol</i>	<i>účinnost</i>	<i>zástavbový prostor</i>
<i>jednostranná špalíková</i>	1	0	0
<i>oboustranná špalíková</i>	1	1	-1
<i>kotoučová</i>	0	-1	1

Zvolenou brzdou je oboustranná špalíková brzda. Výhodou oproti brzdě kotoučové je vyšší účinnost při nižších rychlostech a zároveň funkce čištění kol. To je výhodné zejména při posunu v náročných podmínkách průmyslových provozů a seřadišť. Kategorie zástavbového prostoru a čištění kol jsou spolu nepřímě provázané. Ačkoli je kotoučová brzda méně prostorově náročná, tak z důvodu neschopnosti čistit kola je nutné nainstalovat na lokomotivu čisticí jednotky. Tento fakt tab. 2 nezaznamenává, ačkoli na to byl při výběru finální varianty brán zřetel.



Obr. 31 mechanická brzda

Přítlačnou sílu brzdových zdrží vyvíjí čtyři brzdové válce umístěné z boku na podélnicích rámu podvozku. Přenos síly od brzdových válců k brzdovým zdržím je realizován pákovím, jehož páka s převodem 1:1 prochází otvorem v podélníku rámu podvozku. Toto řešení je inspirováno podvozky amerických lokomotiv – konkrétně řadou C30.

Na vnější části podvozku bude brždění budit síly, které by mohly torzně zatěžovat profil podélníku, který není na podobné namáhání dimenzován. Pokud by tento problém nastal, řešením by bylo dodatečné vyztužení podélníků v příslušných oblastech.

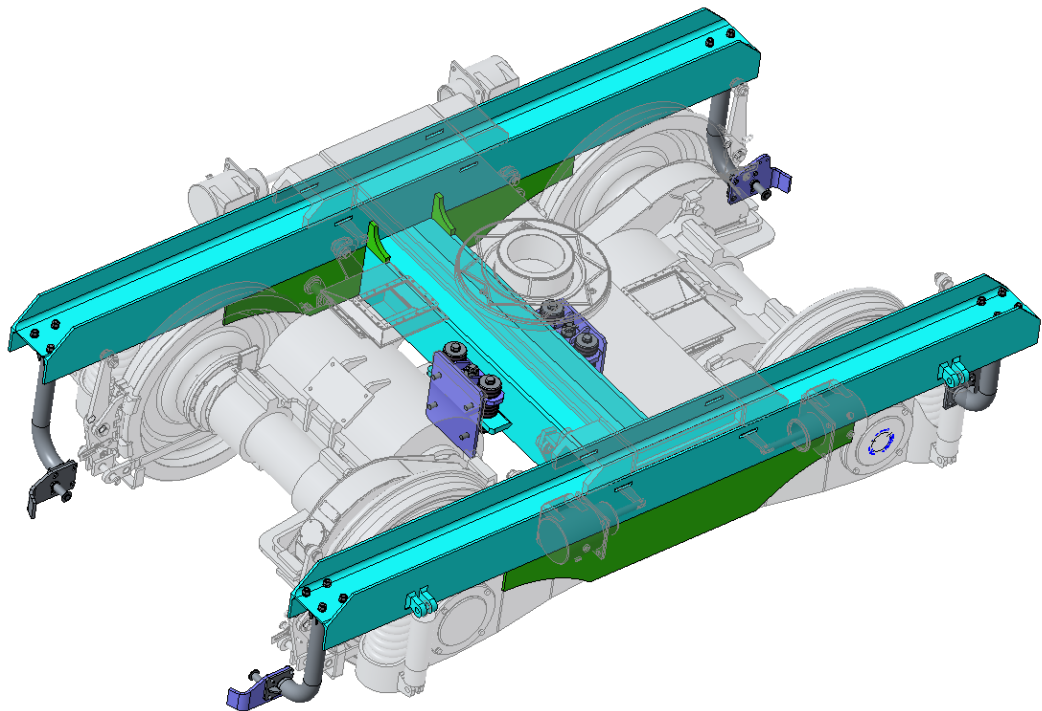
3.5 Rám podvozku

Při návrhu rámu podvozku je nutné brát v potaz veškeré komponenty a jejich umístění. Tvar rámu podvozku do písmene „H“ byl inspirací podvozků ČKD. Toto řešení nese značné výhody z hlediska hmotnosti. Naopak z hlediska dimenzování zavádí pevnostní problémy v oblastech volných konců podélníků.

Tab. 3 rozhodovací matice rámu podvozku

druh rámu		cena	hmotnost	snadná výroba 1 ks
odlitek		-1	-1	-1
svařenec plechů	z	0	1	1
svařenec profilů	z	1	1	1

Nejdůležitějším kritériem při výběru rámu podvozku byla snadná výroba a cena jednoho kusu z důvodu výroby prototypu pro zátěžové zkoušky. Odlévané rámy mají obrovskou výhodu při sériové výrobě. Náklady na první vyrobený kus jsou sice obrovské z důvodu výroby formy, ale s každým dalším rámem cena klesá.



Obr. 32 rám podvozku a smetadla

Samotný rám podvozku byl zvolen jako svařenec z tvářených „HEB“ profilů. To zejména z důvodu nízké hmotnosti, ale také jednodušší výroby a nižší ceny, neboť by mohlo například odpadnout žíhání před obráběním. Rám podvozku je tvaru „H“ se dvěma podélníky a jedním robustním příčnickem, na němž jsou pružně zavěšeny trakční motory. V oblasti napojení podélníků a příčnicku jsou přes konzoly upevněna kyvná ramena. Na horní hraně rámu podvozku se nachází pryžokovové bloky uložení mezirámu s plochou tornou, které tak tvoří sekundární vypružení lokomotivy. Zároveň jsou na horní

hranu rámu uchyceny podélné a příčné narážky, které zajišťují přenos sil z mezirámu. Na všech vnějších krajích podélníků se nacházejí smetadla, která zároveň slouží jako držáky trysek pískování.

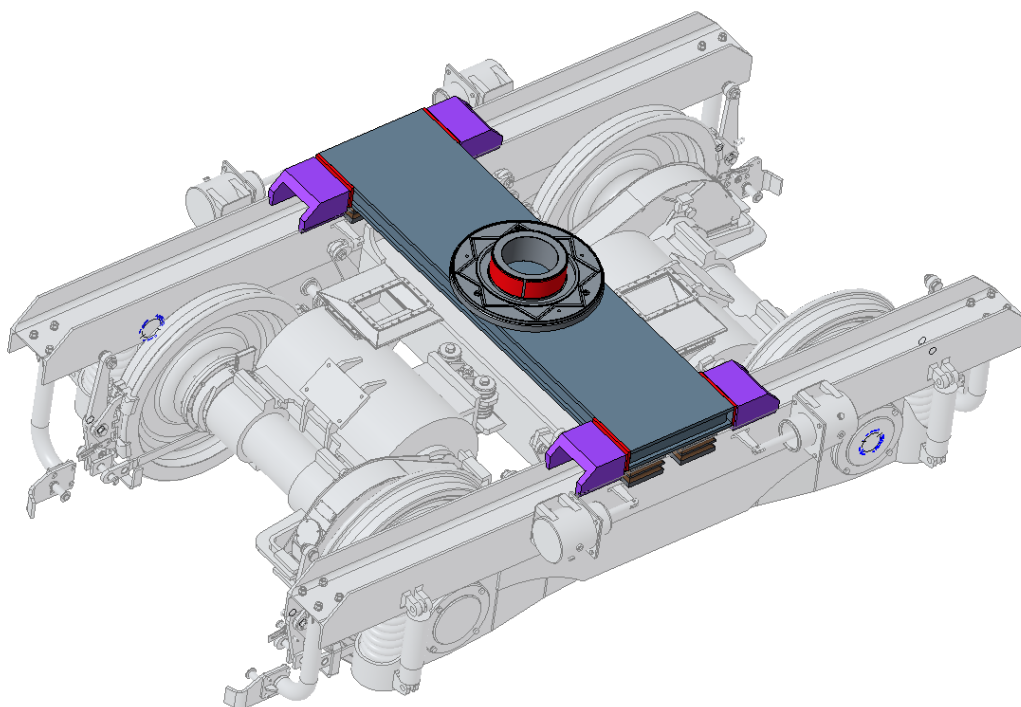
Při výběru rámu podvozku bylo myšleno na fakt, že v další fázi vzniku podvozku by bylo nutné rám pevnostně ověřit. Vybrané profily nejsou tak odolné proti krutu jako uzavřené profily v rešetřích. To ovšem přesahuje kompetence bakalářské práce. Na základě provedené pevnostní analýzy by případně bylo nutné konstrukci rámu optimalizovat.

3.6 Vypružení mezirámu a přenos podélných sil

Z důvodu použití ploché torna pro přenos sil mezi hlavním rámem a podvozkem při zachování sekundárního vypružení je navržena konstrukce mezirámu, který je čtyřmi pryžokovovými bloky uložen na rámu podvozku. Tím je zajištěn klidnější chod vozidla, přičemž samotná plochá torna umožňuje velké natočení podvozku a tím průjezd oblouku o velmi malém poloměru. Plochá torna je ideálním způsobem přenosu podélných sil, jelikož umožňuje velké natočení podvozku, aniž by proti němu působil velký vratný moment (jako např. u pružin flexicoil).

Tab. 4 rozhodovací matice vypružení mezirámu

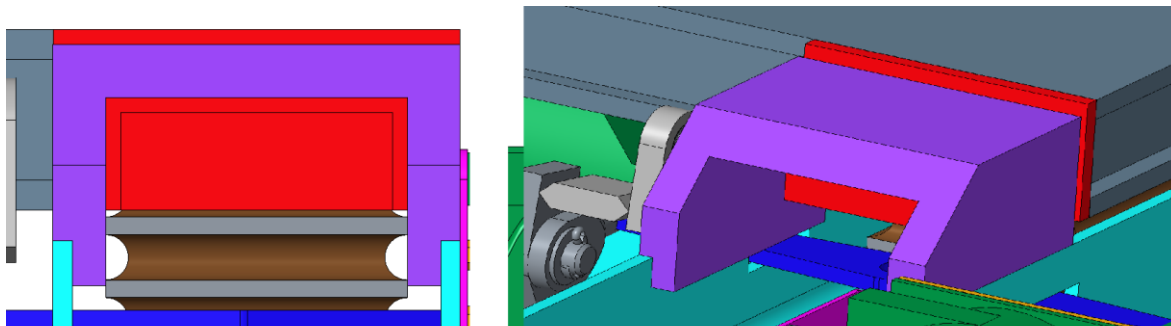
<i>druh vypružení</i>	<i>samotlumící účinek</i>	<i>zástavbový prostor</i>	<i>cena</i>
<i>pryžokovové prvky</i>	1	1	1
<i>pružiny flexicoil</i>	-1	0	0
<i>vzduchové měchy</i>	-1	-1	-1



Obr. 33 vypružení mezirámu, mezirám a torna

Vzhledem k použití pryžokovových bloků v sekundárním vypružení také odpadá nutnost dosazení sekundárních tlumičů. Podélné a příčné dorazy mezirámu jsou uskutečněny pospolu a spočívají na

podélnících rámu podvozku. Svoji koncepcí navíc zajišťují zachování vzájemné vazby při zvedání lokomotivy, tato funkce je nastíněna na detailním obr. 34.



Obr. 34 dorazy sekundárního vypružení

3.7 Shrnutí výběru

Smyslem nového konceptu dvounápravového podvozku posunovací lokomotivy bylo přijít s řešením, které by splňovalo hned několik požadavků. Co nejmenší minimální poloměr oblouku, čemuž napomáhá hlavně malý rozvor podvozku, využití pryžových pouzder v uložení kyvných ramen, plochá torna a zejména mezirám a jeho vypružení, které umožňují absenci vypružení mezi podvozkem a skříní. Dalším důležitým požadavkem je nízká cena. Té podvozek dosahuje především tvářenými profily rámu podvozku a využitím hned několika prvků z portfolia společnosti CZ LOKO. Nízké hmotnosti bylo dosaženo zejména tvarem rámu podvozku do písmene „H“, ten dovoluje absenci čelníků. Navíc se zde opět vyplácí využití tvářených „HEB“ profilů.

Parametry navrženého podvozku:

- nápravové zatížení: 20 t/n,
- průměr nových kol: 1000 mm
- rozvor podvozku: 2400 mm,
- rozchod koleje: 1435 mm,
- maximální rychlost: 100 km/h.

4 Návrh trakční charakteristiky lokomotivy

Trakční charakteristika je grafické zobrazení závislosti tažné síly lokomotivy na okamžité rychlosti. Tažná síla je přitom shora omezena adhezí (schopností přenášet tečnou sílu mezi kolem a kolejnici) a maximálním momentem. Předpokládaný dosažitelný součinitel adheze je vyjádřena vícero empirickými vzorci. Nejpoužívanější z nich je vztah Curtius-Kniffler.

Výpočet charakteristiky byl prováděn pro dva převody a to 78:15 a 84:17.

Nejdříve je tedy nutné spočítat součinitel adheze.

$$\mu_{C+K} = \frac{7,5}{V + 44} + 0,161 \quad (12)$$

Dále lze získat skutečnou adhezni sílu omezující tažnou sílu. Přičemž G_{adh} je tíhová síla lokomotivy a ε je součinitel využití adheze. Ten byl pro účely práce zanedbán.

$$F_{adh} = \mu_{C+K} \cdot G_{adh} \cdot \varepsilon \quad (13)$$

Nyní lze sestavit adhezni křivku, jelikož adhezni síla je závislá na součiniteli adheze, který vyplývá z rychlosti lokomotivy.

Sestavení závislosti tažné síly na rychlosti lokomotivy vyplývá z (14). Závislostí je nepřímá úměra a grafem je tedy rovnoosá hyperbola.

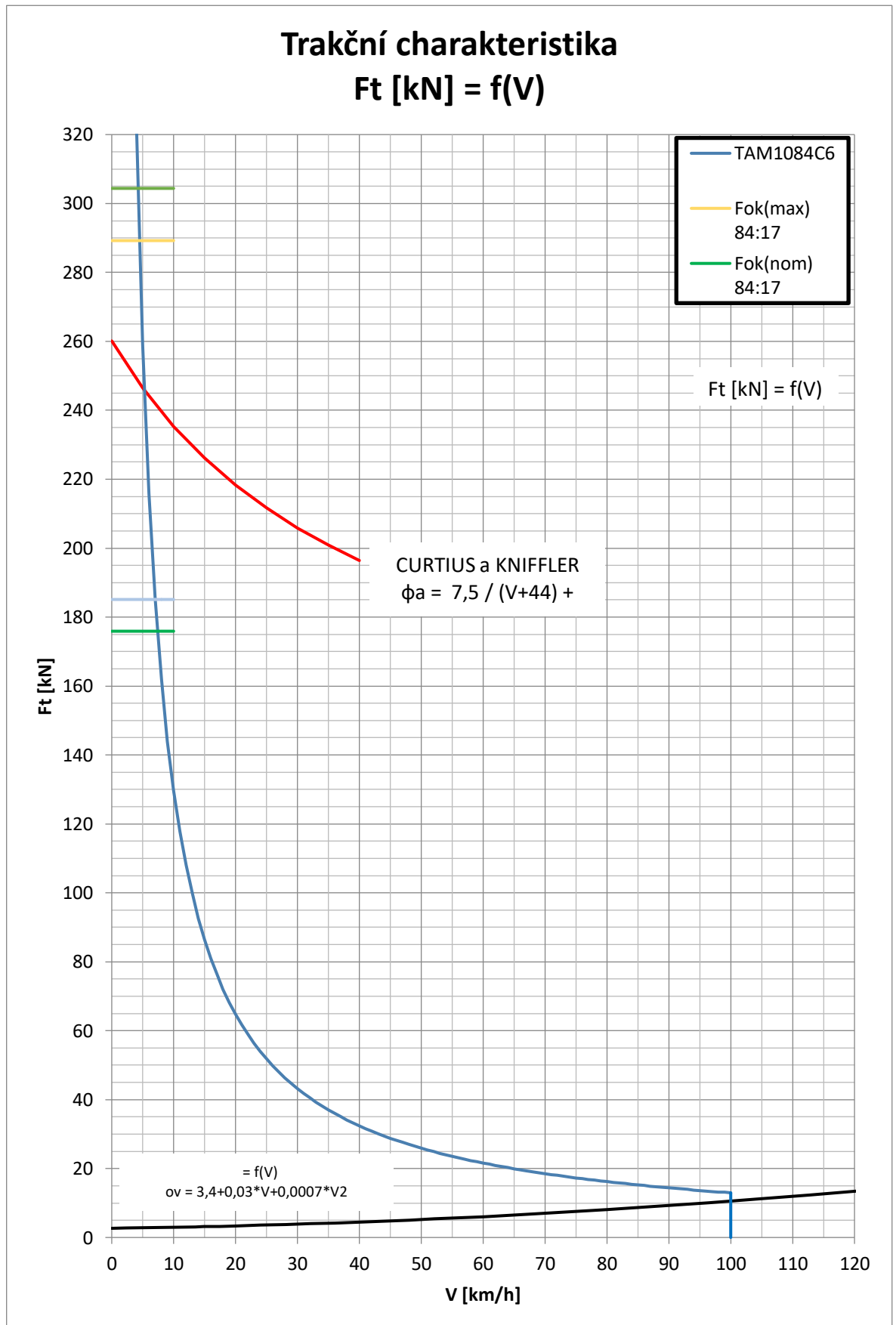
$$F_{ok} = \frac{3,6 \cdot P}{V} \quad (14)$$

Výkon P v (14) je tzv. výkonem pro trakci. Jeho hodnota je vypočtena z výkonu spalovacího motoru poníženého násobením účinností dílčích členů přenosu výkonu – jedná se o např. o účinnosti usměrňovače, trakčních měničů, samotných trakčních motorů a převodu. Další ztráty výkonu probíhají na pomocných pohonech. Pro tuto práci byl výkon pro trakci vstupní hodnotou a dílčí ztráty jsou interní informací firmy CZ LOKO.

Maximální tažná síla je mimo adhezi omezena maximálním momentem trakčního motoru. Vzorec (15) poukazuje na výpočet maximální možné dosažené síly na obvodu kola. Obdobně počítáme omezení momentem nominálním. Pro každý převod tedy získáváme dvě různá omezení.

$$F_{ok} = \frac{N \cdot M_K \cdot i}{\frac{D_{kola}}{2}} \quad (15)$$

V pravé části grafu je pak křivka omezena maximální konstrukční rychlostí lokomotivy. Ta se odvíjí od technického stavu vozidla.



Ve spodní části grafu se nachází křivka vozidlového odporu. Vyjadřuje odpor proti jízdě z hlediska rychlosti lokomotivy. Vzorec pro výpočet měrného vozidlového odporu je empirického charakteru a je výsledkem mnoha měření.

$$o_v = 3,4 + 0,03 \cdot V + 0,0007 \cdot V^2 \quad (16)$$

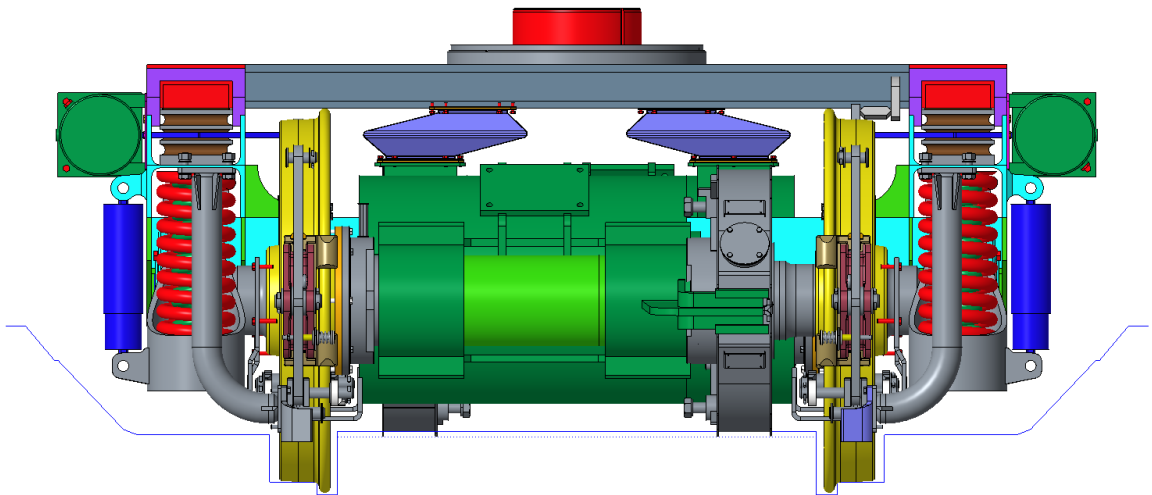
Měrný vozidlový odpor je zapotřebí přepočítat na vozidlový odpor absolutní. Toho docílíme využitím vzorce (17).

$$O_v = m_{celk} \cdot g \cdot o_v \quad (17)$$

Vzhledem k tomu, že křivky pro oba převody vyšly stejné, až na omezení nominálním krouticím momentem, byl zvolen převod 78:15. Díky menšímu počtu zubů bude mít ozubené kolo menší průměr, viz (18), což je vhodné z hlediska obrysu pro vozidlo. Spodní část obrysu na obr. 35 odpovídá statickému obrysu pro vozidlo GI1 dle normy ČSN EN 15 273-2.

$$d = m \cdot z \quad (18)$$

Průměr ozubeného kola tedy dle (18) získáme násobkem počtu zubů a modulu jednoho zubu.



Obr. 35 obrys podvozku

Samotný výpočet se nachází v příloze B. Při výpočtu trakční charakteristiky bylo vycházeno z předěšých výpočtů společnosti CZ LOKO, a.s.

5 Závěr

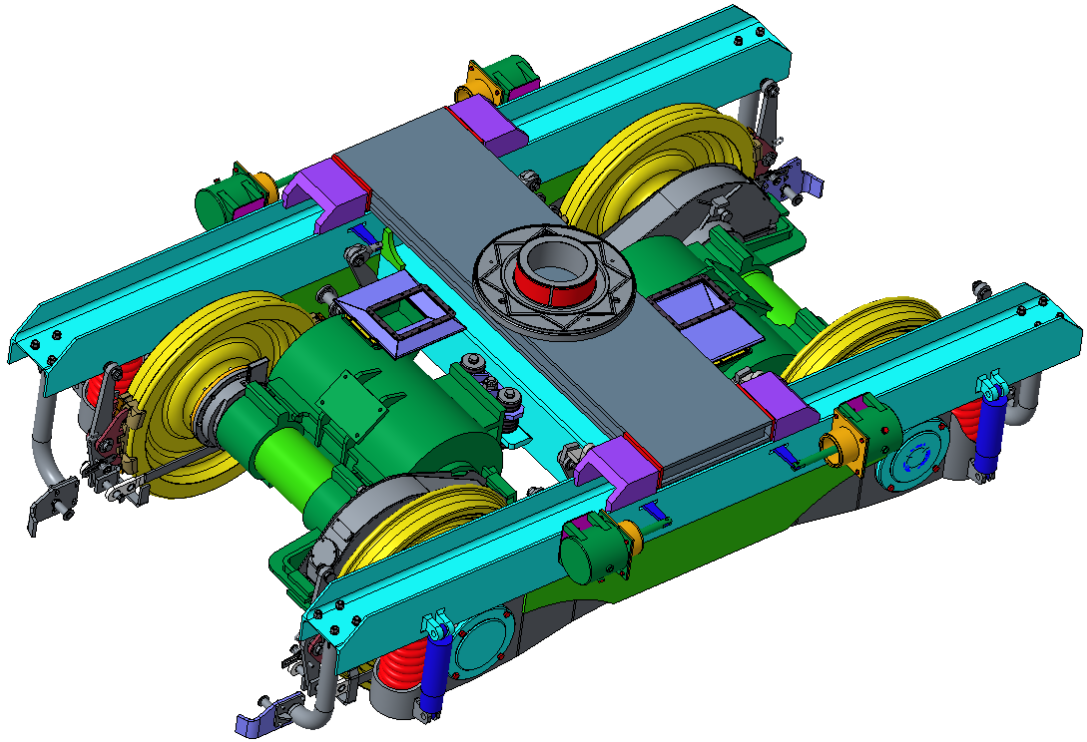
Práce sestává z několika částí. V první části – rešeršní – bylo provedeno seznámení s různými koncepcemi podvozků napříč světadíly. Bylo možné pozorovat rozličný přístup jednotlivých konstrukčních škol odpovídající charakteru tratí, na nichž jsou vozidla provozována. Pomocí takto získaného obecného souhrnu variant, jak realizovat jednotlivé konstrukční části podvozku, byla vytvořena rozhodovací matice, na jejímž základě bylo navrženo použití vybraných prvků pro novou koncepci podvozku posunovací lokomotivy.

Z důvodu unifikace, a také s ohledem na náklady spojené s vývojem nového kola, bylo použito standardní monoblokové kolo průměru 1000 mm užívané společností CZ LOKO na nových projektech lokomotiv (např. 742.71, 794 atd.). S přihlédnutím k dlouholetým zkušenostem s provozem posunovacích lokomotiv provenience ČKD v náročných provozech vleček a seřadišť s mnohdy ne zcela kvalitním svrškem bylo zvoleno obdobné řešení vedení dvojkolí pomocí kyvných ramen, primárně vypružených vinutými duplexními pružinami s paralelně řazeným hydraulickým tlumičem. Rozdílem je použití pryžokovového pouzdra šroubovaného k rámu podvozku, jehož užití by mělo napomáhat alespoň částečně radiálnímu stavění dvojkolí a také uložení tlumiče před pružinami z důvodu vytvoření prostoru pro smetadlo. Z důvodu příznivějších vlastností na méně kvalitním svršku byla zvolena jako nápravová ložiska jednořadá soudečková. Neboť se jedná o lokomotivu posunovací primárně navrhovanou pro nižší rychlosti, bylo zvoleno tlapové uložení asynchronních trakčních motorů, které sice vykazuje vyšší nevypružené hmoty, ale zároveň je výhodné svou jednoduchostí provedení.

Vzhledem k očekávanému provozu v prostředí s velkým výskytem nečistot (průmyslové areály, seřadiště) byla zvolena oboustranná špalíková brzda, která je sice zastavbově méně kompaktní, ale nevyžaduje dodatečnou instalaci čistícího špalíku a s ohledem na vyšší účinnost v nízkých rychlostech je pro posunovací lokomotivu vhodnější. Brzdové válce jsou uloženy vně podélníku rámu podvozku a pomocí páky přenášejí brzdnu sílu na zdrže – toto řešení je inspirováno americkou konstrukční školou.

Sekundární vypružení a přenos tažných sil také nezapře inspiraci v Severní Americe. Základním požadavkem na posunovací lokomotivu je průjezd oblouku o co nejmenším poloměru. Toho lze dosáhnout nejlépe využitím ploché torny, přičemž pro zachování sekundárního vypružení je třeba užit mezirám, jenž je na rámu podvozku uložen pomocí pryžokovových bloků. Pro přenos podélných a příčných sil mezi rámem podvozku a mezirámem je nutné zde vytvořit systém dorazů. V této oblasti lze očekávat zvýšené opotřebení a tedy nutnost údržbových prací, zejména výměny otěrových kontaktních ploch.

Rám podvozku oproti výše zmíněným prvkům je zcela vlastní ideový počín, kde s ohledem na nízkou hmotnost, snadnou vyrobiteľnost prototypu a tím i nižší cenu bylo zvoleno řešení spočívající ve využití standardně vyráběných za tepla tvářených „HEB“ profilů. Z těchto jsou konstruovány dva podélníky a příčník, které jsou vzájemně svařeny a vyztuženy doplněnými plechy. Na rámu podvozku jsou následně navařeny či našroubovány prvky uložení vedení dvojkolí, brzdy, uložení trakčních motorů atd.



Obr. 36 koncepce podvozku

Pro takto vytvořenou koncepci podvozku byla vypočtena trakční charakteristika s ohledem na maximální odhadovanou hmotnost lokomotivy 80 t. Trakční charakteristika byla spočtena pro dva převodové poměry, přičemž pro jejich podobnost byl zvolen převodový poměr s menším ozubeným kolem, poskytující větší prostor pro splnění požadavků na obrys vozidla ve spodní části.

Výsledkem této práce je pouze koncepční návrh vzniklý na základě vybraných kritérií. Těmi jsou základní požadavky kladené na posunovací lokomotivy, tedy schopnost průjezdu obloukem o malém poloměru (s tím související malý rozvor podvozku, možnost radiálního stavění dvojkolí, a především využití ploché torny), nízké výrobní náklady (co možná největší množství unifikovaných dílů, výrobně jednoduché nestandardní prvky) a také vysoká životnost a dobrá udržovatelnost (jednoduchá vyzkoušená řešení, snadný servisní přístup, jednoduchá údržba, snadná vyměnitelnost opotřebovaných dílů).

V případě dalšího rozpracování koncepce nad rámec bakalářské práce by bylo nutné provést pevnostní analýzu rámu podvozku a optimalizaci parametrů pryžokovového pouzdra ve vedení dvojkolí s ohledem na jízdní vlastnosti.

K bakalářské práci je volně přiložen typový výkres podvozku (příloha C).

Literatura

- [1] Locomotive Descriptions and Phases. *Trainiax* [online]. Copyright © Michael Eby [cit. 12.07.2021]. Dostupné z: <http://trainiax.net/mephase-geb-7.php>
- [2] AAR type A switcher truck - Wikipedia. [online]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/AAR_type_A_switcher_truck
- [3] Toronto Railway Historical Association. [online]. Copyright © 2007 Toronto Railway Historical Association [cit. 12.07.2021]. Dostupné z: <http://www.trha.ca/2009/09/closer-look-at-our-spares-diesel.html>
- [4] EMD F7 F7a diesel train locomotive bogie wheels close up Stock Photo - Alamy. *Alamy – Stock Photos, Stock Images & Vectors* [online]. Copyright © 12 [cit. 12.07.2021]. Dostupné z: <https://www.alamy.com/emd-f7-f7a-diesel-train-locomotive-bogie-wheels-close-up-image274409777.html>
- [5] Request for photos of blomberg trucks | ModelRailroadForums.com. [online]. Copyright © 2010 [cit. 12.07.2021]. Dostupné z: <https://modelrailroadforums.com/forum/index.php?threads/request-for-photos-of-blomberg-trucks.33487/>
- [6] GE | Building a world that works | General Electric. *GE | Building a world that works | General Electric* [online]. Copyright © 2021 General Electric [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://www.ge.com/>
- [7] Railway Investigation Report R02C0050 - Transportation Safety Board of Canada. *Bureau de la sécurité des transports du Canada - Transportation Safety Board of Canada* [online]. Dostupné z: <https://www.tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/rail/2002/r02c0050/r02c0050.html>
- [8] [V5] ProBoards - Free Forums & Free Message Boards. *[V5] ProBoards - Free Forums & Free Message Boards* [online]. Copyright © 2013 ProBoards, Inc. ProBoards [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://atlasrescueforum.proboards.com/thread/7824/rapido-b36-7?page=16>
- [9] Bogie | Kawasaki Heavy Industries. *Kawasaki Heavy Industries, Ltd.* [online]. Copyright © 2018 Kawasaki Heavy Industries, Ltd. All rights reserved. [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://global.kawasaki.com/en/mobility/rail/bogie/index.html>
- [10] 貨物列車から入替まで幅広く...JR貨物、新型機関車「DD200形」公開 20枚目の写真・画像 | レスポンス (Response.jp) . *レスポンス (Response.jp)* [online]. Dostupné z: <https://response.jp/article/img/2017/07/05/297040/1203052.html>
- [11] 貨物列車から入替まで幅広く...JR貨物、新型機関車「DD200形」公開 8枚目の写真・画像 | レスポンス (Response.jp) . *レスポンス (Response.jp)* [online]. Dostupné z: <https://response.jp/article/img/2017/07/05/297040/1203062.html>
- [12] JR Freight Class HD300 - Wikipedia. [online]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/JR_Freight_Class_HD300#/media/File:JRF-HD300-901-00.jpg
- [13] *301 Moved Permanently* [online]. Copyright © 2021 Toshiba Infrastructure Systems [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://www.toshiba.co.jp/infrastructure/en/railway/solution-product/locomotives/hybrid.htm>
- [14] [DE] CRRC's hybrid shunter for DB Netz on trials (and it is different) – Railcolor News. *Railcolor News – New trains made in Europe* [online]. Copyright © 2001 [cit. 13.07.2021]. Dostupné z: <https://railcolornews.com/2020/05/18/de-crrcs-hybrid-shunter-for-db-netz-on-trial-and-it-is-different/>
- [15] TGM8 series diesel locomotives | “GTRZ” PJSC. *Головна | ПрАТ "ГТРЗ"* [online]. Copyright © New [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://gtrz.com.ua/en/teplovozy-serii-tgm8/>

- [16] TGM8 - ScaleTrainsClub - Модели железных дорог. *301 Moved Permanently* [online]. Copyright © phpBB Limited [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <http://scaletrainsclub.com/board/viewtopic.php?t=13837>
- [17] MainlineDiesels.net - TEM LTH. *MainlineDiesels.net - Home* [online]. Dostupné z: <https://www.mainlinediesels.net/index.php?nav=1001172&lang=en>
- [18] ECOanlagecheck: GSI Lokomotivenfonds 1. *ECOreporter.de* [online]. Dostupné z: <https://www.ecoreporter.de/artikel/ecoanlagecheck-gsi-lokomotivenfonds-1-20-08-2013/>
- [19] Voith Gravita | Grafikdesign-DG. *Grafikdesign-DG | Webdesign und Illustration* [online]. Copyright © 2020 [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <http://grafikdesign-dg.de/voith-gravita/>
- [20] loks-aus-kiel.de - Voith Gravita. [online]. Copyright © Copyright 2004 [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://www.loks-aus-kiel.de/index.php?nav=1403410&lang=1>
- [21] [IT / Expert] The Vossloh DE18 has arrived in Italy – Railcolor News. *Railcolor News – New trains made in Europe* [online]. Copyright © 2001 [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://railcolornews.com/2019/08/06/it-expert-the-vossloh-de18-has-arrived-in-italy/>
- [22] [DE / Expert] InnoTrans2018: Gmeinder DE75 BB hybrid for Arcelor Mittal – Railcolor News. *Railcolor News – New trains made in Europe* [online]. Copyright © 2001 [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://railcolornews.com/2018/10/31/de-expert-innotrans2018-gmender-de75-bb-hybrid-for-arcelor-mittal/>
- [23] Explore the Best Alstom Art | DeviantArt. *DeviantArt - The Largest Online Art Gallery and Community* [online]. Dostupné z: <https://www.deviantart.com/tag/alstom>
- [24] Prima h4 SBB | Locomotives | Rail Transport. *Discover the Best eBooks, Audiobooks, Magazines, Sheet Music, and More | Scribd* [online]. Copyright © 2021 Scribd Inc. [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/369253818/Prima-h4-Sbb>
- [25] Alstom Prima H4. - [online]. Dostupné z: https://second.wiki/wiki/alstom_prima_h4
- [26] Lokomotiva řady 740 – Kutilův zápisník. *Kutilův zápisník* [online]. Copyright © 2021 Kutilův zápisník [cit. 14.07.2021]. Dostupné z: <https://kutiluv-zapisnik.cz/lokomotiva-rady-740/>
- [27] LATA, M. *Konstrukce kolejových vozidel II*. 1. vydání. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [28] *Railway technical handbook: Volume 1*. Sweden, 2011. ISBN 978-91-978966-3-4.
- [29] HAUPT, Lukáš. *Změna přenosu výkonu speciálního vozidla MUV* [online]. Pardubice, 2013 [cit. 2021-07-8]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10195/51942>. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Ing. Jiří ŠTĚPÁNEK.
- [30] HAUPT, Lukáš. *Třínápravový podvozek pro dieselelektrickou lokomotivu* [online]. Pardubice, 2015 [cit. 2021-07-8]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10195/61488>. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Ing. Jan KOPAL.
- [31] Štembírek, Jiří. *Elektrická lokomotiva s pomocným spalovacím motorem* [online]. Pardubice, 2017 [cit. 2021-07-5]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10195/68696>. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Ing. Tomáš MICHÁLEK Ph.D.
- [32] BAUR, K.G.: *Drehgestelle–Bogies*. EK Verlag, 2006. ISBN 978-3-88255-147-1
- [33] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J.: *Trakční mechanika*. 1. vydání, 104 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
- [34] Firemní dokumentace firmy CZ LOKO, a.s.

et al.

Seznam příloh

- Příloha A Výpočet vypružení
- Příloha B Výpočet trakční charakteristiky
- Příloha C Typový výkres podvozku

Příloha A

	označení	sada dvou pružin		jednotky
		vnější	vnitřní	
<i>průměr drátu</i>	d	36	22	mm
<i>střední průměr pružiny</i>	D	184	113	mm
<i>počet činných závitů</i>	n	10	16,5	
<i>počet závěrných</i>	nz	1,5	1,5	
<i>celkový počet závitů</i>	nt	11,5	18	
<i>délka staticky stlačené pr</i>	Ls	506	506	mm
<i>max. prac. pružiny</i>	Lmin	379,15	375,8	
<i>tuhost pružiny</i>	C	264,57	96,55	N/mm
<i>celková tuhost</i>	Ccelk	361,1		N/mm
<i>odpružená hmotnost vozidla</i>	m	65000		kg
<i>síla jedné sady pružin</i>	F1	79706,25		N
<i>stlačení statické</i>	sn	220,00	220	mm
<i>délka pružiny</i>	Lo	726,00	726,00	mm
<i>dynamické přetížení 30%</i>	Fd	23911,88		N
<i>stlačení od přetížení</i>	Sd	66,22		mm
<i>délka chodu samotné pružiny</i>	Ssam	286,22	286,22	mm
<i>síla přenesena jednou pružinou</i>	Fsam	75723,51	27634,12	N
<i>koef k</i>	K	1,422	1,420	
<i>Pevnostní kontrola</i>				
<i>Korig napětí v krutu na doraz</i>	Tmax	1081,12	1060,30	MPa
<i>Mez pevnosti v tahu</i>	Re	1275		MPa
<i>bezpečnost</i>	Re/Tma	1,18	1,20	
x				

Příloha B

<i>V</i>	<i>Ft</i>	<i>Fok(max)</i> 84:17	<i>Fok(nom)</i> 84:17	<i>Fok(max)</i> 78:15	<i>Fok(nom)</i> 78:15
[km/h]	[kN]				
0	12960000	289,237	175,906	304,387	185,120
1	1296	289,237	175,906	304,387	185,120
2	648	289,237	175,906	304,387	185,120
3	432	289,237	175,906	304,387	185,120
4	324	289,237	175,906	304,387	185,120
5	259,2	289,237	175,906	304,387	185,120
6	216	289,237	175,906	304,387	185,120
7	185,1	289,237	175,906	304,387	185,120
8	162,0	289,237	175,906	304,387	185,120
9	144,0	289,237	175,906	304,387	185,120
10	129,6	289,237	175,906	304,387	185,120
11	117,8				
12	108,0				
13	99,7				
14	92,6				
15	86,4				
16	81,0				
17	76,2				
18	72,0				
19	68,2				
20	64,8				
21	61,7				
22	58,9				
23	56,3				
24	54,0				
25	51,8				
26	49,8				
27	48,0				
28	46,3				
29	44,7				
30	43,2				
31	41,8				
32	40,5				
33	39,3				
34	38,1				
35	37,0				
36	36,0				
37	35,0				
38	34,1				
39	33,2				
40	32,4				
41	31,6				
42	30,9				
43	30,1				
44	29,5				
45	28,8				
46	28,2				
47	27,6				
48	27,0				
49	26,4				

50	25,9
51	25,4
52	24,9
53	24,5
54	24,0
55	23,6
56	23,1
57	22,7
58	22,3
59	22,0
60	21,6
61	21,2
62	20,9
63	20,6
64	20,3
65	19,9
66	19,6
67	19,3
68	19,1
69	18,8
70	18,5
71	18,3
72	18,0
73	17,8
74	17,5
75	17,3
76	17,1
77	16,8
78	16,6
79	16,4
80	16,2
81	16,0
82	15,8
83	15,6
84	15,4
85	15,2
86	15,1
87	14,9
88	14,7
89	14,6
90	14,4
91	14,2
92	14,1
93	13,9
94	13,8
95	13,6
96	13,5
97	13,4
98	13,2
99	13,1
100	13,0

V [KM/H]	ϕA [N/KN]	FADH [KN]
0	0,331	260,1
5	0,314	246,5
10	0,300	235,4
15	0,288	226,1
20	0,278	218,3
25	0,270	211,7
30	0,262	205,9
35	0,256	200,9
40	0,250	196,4