



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích  
motorů a kolejových vozidel

Podvozky a pojezdy nákladních vozů  
pro evropský železniční systém

Bogies and running gears for freight  
wagons in European railway system

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
2024

Bertram NEDBAL



Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Nedbal** Jméno: **Bertram** Osobní číslo: **508914**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Podvozky a pojezdy nákladních vozů pro evropský železniční systém**

Název bakalářské práce anglicky:

**Bogies and running gears for freight wagons in European railway system**

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rešerši literatury a dalších informačních zdrojů na zadané téma. Zaměřte se na typy a provedení používané ve významných počtech v pravidelném provozu.
2. Výsledky rešerše shrňte do stručných technických charakteristik základních funkčních uzlů
3. Určená typická řešení podvozků a pojezdů podrobte podrobnější funkční analýze z hlediska vedení dvojkolí, vypružení, brzdy a spojení podvozku se skříní.
4. Vypracujte technickou zprávu a poznatky z rešerše zpracujte do přehledové tabulky.

Seznam doporučené literatury:

firemní literatura výrobců a provozovatelů nákladních vozů  
normy ČSN EN  
odborná periodika

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Tomáš Heptner ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **16.04.2024**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Tomáš Heptner  
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta



## Anotační záznam

Jméno autora:	Bertram Nedbal
Název práce:	Podvozky a pojezdy nákladních vozů pro evropský železniční systém
Anglický název:	Bogies and running gears for freight wagons in European railway system
Rozsah práce:	84 stran 67 obrázků 17 tabulek 13 grafů
Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Tomáš Heptner
Klíčová slova:	železniční nákladní vůz, železniční podvozek, rámový pojezd, vypružení, vedení dvojkolí, brzda železničního vozu, rám podvozku
Key words:	freight railway car, railway bogie, single axle running gear, suspension, wheelset guidance, railway car brake, bogie frame



## Abstrakt

Tato bakalářská práce je zaměřena na zmapování použitých řešení jednotlivých konstrukčních uzlů těch typů podvozků a rámových pojezdů nákladních vozů, které jsou v provozu ve významných počtech na evropských železnicích. V práci je vysvětlen rozdíl mezi rámovou a podvozkovou koncepcí pojezdu. Byla vytvořena přehledová tabulka, ve které jsou uvedena řešení u jednotlivých typů zahrnutých do rešerše, jejich shrnutí a popis je přímo v textu práce. Některé rozšířené typy jsou popsány podrobněji a doplněny obrázky z 3D modelů pro vysvětlení funkce jednotlivých konstrukčních uzlů. Pro tyto podvozky a pojezdy se standardizovanými díly vypružení jsou porovnány charakteristiky svislého vypružení a bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji.

## Abstract

This bachelor's thesis focuses on mapping solutions of various structural nodes of bogie and single axle running gear types used in regular traffic on European railways in significant numbers. It contains an explanation of the difference between single axle and bogie running gears. An overview table listing the solutions of the types included in the research has been created. The summary and description of these solutions are in the text of this thesis. Some frequently used types are described in more detail and supplemented with pictures of 3D models to explain the function of individual construction nodes. For these bogies and running gears with standardized suspension parts, a comparison of vertical suspension characteristics and safety against derailment on twisted track has been carried out.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Podvozky a pojezdy nákladních vozů pro evropský železniční systém” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 5. 6. 2024

.....

(podpis autora)



## Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu této práce Ing. Tomáši Heptnerovi za užitečné rady, připomínky a odbornou pomoc při zpracování bakalářské práce.



# Obsah

<b>1 Úvod .....</b>	<b>Chyba! Záložka není definována.</b>
<b>2 Vlastnosti jednotlivých provedení pojezdů .....</b>	<b>11</b>
<b>3 Koncepce pojezdu nákladních železničních vozů .....</b>	<b>12</b>
3.1 Vozy s rámovým pojezdem .....	12
3.2 Vícenápravové jednotky s rámovým pojezdem.....	13
3.2.1 Vozové jednotky se standardním narážecím ústrojím mezi vozy .....	13
3.2.2 Nakrátko spojené vozové jednotky se 4 nápravami .....	14
3.2.2.1 Jednotky na přepravu automobilů .....	15
3.2.2.2 Ostatní jednotky .....	17
3.2.3 Třínápravové kloubové vozy .....	18
3.3 Vozy s podvozkovým pojezdem .....	19
<b>4 Obecné technické charakteristiky .....</b>	<b>21</b>
4.1 Dvojkolí a nápravová ložiska .....	21
4.2 Vedení dvojkolí a vypružení .....	23
4.2.1 Pružicí prvky .....	25
4.2.2 Tlumení.....	27
4.3 Brzda .....	28
4.3.1 Špalíková brzda .....	28
4.3.1.1 Špalíková brzda vozů s rámovým pojezdem.....	28
4.3.1.2 Špalíková brzda vozů s podvozkovým pojezdem .....	29
4.3.1.3 Silové účinky na zdrž při brzdění .....	32
4.3.2 Kotoučová brzda.....	33
4.4 Rám podvozku.....	34
4.5 Spojení podvozku se skříňí vozu .....	35
4.5.1 Odpružené kluznice .....	35
4.5.2 Pevné kluznice .....	36
<b>5 Charakteristiky svislého vypružení .....</b>	<b>37</b>
5.1 Referenční zatížení.....	37
5.2 Deformace vypružení.....	37
5.2.1 Lineární charakteristiky .....	37
5.2.2 Lomené charakteristiky .....	38
5.3 Užitečná deformace vypružení .....	38
5.4 Souhrn charakteristik vypružení .....	39





<b>6 Standardní pojezdy podle UIC 517.....</b>	<b>41</b>
6.1 Dvojkolí a nápravová ložiska .....	42
6.2 Vedení dvojkolí a vypružení .....	42
6.2.1 Charakteristiky svislého vypružení .....	43
6.2.1.1 Trapézové pružnice .....	43
6.2.1.2 Parabolické pružnice .....	45
6.2.2 Tlumení.....	46
6.3 Brzda .....	46
<b>7 Podvozky s parabolickými pružnicemi .....</b>	<b>47</b>
7.1 Dvojkolí a nápravová ložiska .....	47
7.2 Vedení dvojkolí a vypružení .....	48
7.2.1 Charakteristiky svislého vypružení .....	49
7.2.2 Tlumení.....	50
7.3 Brzda .....	50
7.4 Rám podvozku.....	50
7.5 Spojení podvozku se skříní vozu .....	50
<b>8 Podvozky Y 25 .....</b>	<b>51</b>
8.1 Dvojkolí a nápravová ložiska .....	52
8.2 Vedení dvojkolí a vypružení .....	52
8.2.1 Charakteristiky svislého vypružení .....	53
8.2.2 Tlumení.....	55
8.3 Brzda .....	55
8.4 Rám podvozku.....	56
8.5 Spojení podvozku se skříní vozu .....	57
<b>9 Bezpečnost proti vykolejení na zborčené koleji .....</b>	<b>58</b>
9.1 Výpočet pro vůz s rámovým pojezdem (dvounápravový) .....	59
9.2 Výpočet pro dvounápravový podvozek .....	66
<b>10 Závěr .....</b>	<b>68</b>
<b>11 Seznam použitých veličin .....</b>	<b>70</b>
<b>12 Seznam obrázků.....</b>	<b>72</b>
<b>13 Seznam grafů .....</b>	<b>74</b>
<b>14 Seznam tabulek .....</b>	<b>75</b>
<b>15 Seznam příloh.....</b>	<b>76</b>
<b>16 Reference .....</b>	<b>77</b>



# 1 Úvod

Pojezdy nákladních vozů prošly za dobu své existence významným vývojem. Požadavky na ně se liší podle typu vozu a přepravovaných komodit, ale pro většinu typů nákladních vozů je lze shrnout do několika základních parametrů:

- Vysoká únosnost (nápravové zatížení) využívající maximální zatížení tratě
- Nízká vlastní hmotnost
- Malé zástavbové rozměry
- Dostatečná provozní rychlost
- Nízké náklady na pořízení a provoz
- Dobré chodové vlastnosti – bezpečnost proti vykolejení, nízké opotřebení trati a podvozku

U pojezdů určených pro specifické typy vozů mohou být některé požadavky upozaděny. Například u vozů pro přepravu lehkých, rozměrných komodit jsou pojezdy konstruovány na nižší nápravové zatížení a toho je využito pro snížení vlastní hmotnosti pojezdu, jeho konstruování na vyšší rychlosti či zlepšení bezpečnosti proti vykolejení (viz kapitola 9).

V průběhu let přišli výrobci s mnoha technickými řešeními, která různou měrou splňovala různé z těchto požadavků. V této práci budou popsány základní koncepce pojezdu, bude shrnuto provedení jednotlivých konstrukčních uzlů typů pojezdu, které se dočkaly nasazení v evropské železniční síti ve významných počtech a budou popsány jejich vlastnosti, které vychází z parametrů použitého řešení.

Bohužel i u některých řešení, která jsou v provozu ve významných počtech, není k dispozici dostatek informací, aby mohly být popsány vlastnosti všech konstrukčních uzlů, proto budou v textu práce podrobněji popsána pouze řešení, která mají standardizované a dohledatelné parametry.



## 2 Vlastnosti jednotlivých provedení pojezdů

Výsledky rešerše parametrů provedení pojezdů jsou zpracovány v přiložené přehledové tabulce. Nebylo cílem vytvořit vyčerpávající seznam používaných variant daného základního typu pojezdu nebo podvozku, ale sepsat, jaká technická řešení se u různých variant daného základního typu vyskytují. Také není garantováno, že všechny uvedené varianty základního typu jsou provozovány ve významných počtech. Při rešerši údajů v tabulce bylo čerpáno z: [1] [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8] [9] [10] [11] [12][13] [14] [15] [16] [17] [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26] [27] [28] [29][30] [31] [32] [33] [34] [35] [36] [37] [38] [39] [40] [41] [42] [43] [44] [45] [46] [47] [48] [49] [50].

Číslování zdrojů informací u jednotlivých podvozků a popisů technických řešení v této tabulce odpovídá seznamu použité literatury v tomto dokumentu.



### 3 Koncepce pojezdu nákladních železničních vozů

Pojezd železničního vozidla je obecně zařízení, které zajišťuje vedení a nesení železničního vozidla dopravní cestou (kolejí). Koncepti pojezdu železničních vozů lze rozdělit do dvou základních řešení, rámové a podvozkové, podle rozhraní mezi dvojkolími a spodkem (rámem, skříní) vozidla. [4] [51]

#### 3.1 Vozy s rámovým pojezdem



*Obr. 1 – Vysokostěnný otevřený vůz s dvounápravovým rámovým pojezdem [52]*

Rámové pojezdy jsou starším a jednodušším provedením pojezdu železničních vozidel. Dvojkolí je zde připojeno ke spodku vozu pouze přes pružící prvky. Nejjednodušší uspořádání vozů s rámovým pojezdem je dvounápravové. Toto uspořádání ovšem omezuje rozvor vozu z důvodu postavení dvojkolí v oblouku a maximální zatížení vozu. [4] [53]

Pro zvýšení dovoleného zatížení vozu se dříve přistupovalo (dnes se toto řešení již nepoužívá) k podepření vozu třetí nápravou uprostřed vozu. Tato náprava musela být příčně posuvná nebo mít zeslabené okolky, protože při jízdě obloukem vybočovala. Toto řešení ovšem nijak nezvyšuje maximální rozvor vozu při daném minimálním poloměru oblouku. [53]

Aby byl rozvor dostatečně velký pro použitelnost rámové koncepce pojezdu při dnešních podmínkách, je nutné, aby vedení dvojkolí umožnilo dvojkolím se natáčet, ideálně zaujmout radiální polohu, kdy osy náprav směřují do středu oblouku. U rámových pojezdů se tohoto obvykle docílí pouze podélnými a příčnými vůlemi ve vedení dvojkolí umožňujícími natočení vnějšími silovými účinky od koleje, ale lze jej docílit i kinematickou vazbou mezi dvojkolími. [53]

Problém s omezeným zatížením a rozvorem, z něž vyplývá i délka vozu, vede dnes k tomu, že je výrazně častěji používána podvozková koncepce pojezdu. U rámových pojezdů lze ovšem maximální délku a zatížení jednoho vozidla zvýšit pevně spojenými vícenápravovými jednotkami. [51]



## 3.2 Vícenápravové jednotky s rámovým pojezdem

Vícenápravové pevně spojené jednotky mohou být řešením některých nedostatků dvounápravových vozů, a to omezené délky a zatížení vozu. Zároveň mohou oproti soupravě běžných dvounápravových vozů zlepšit využití celkové délky vozidla ložnou plochou či snížit vlastní hmotnost vozidel a tím zvýšit užitečné zatížení. Tyto jednotky mohou také zlepšit ekonomiku provozu z důvodu, který nesouvisí s jejich konstrukcí. Protože jsou takovéto jednotky až do určité délky považovány za jedno vozidlo, dopravci při jejich používání platí oproti soupravě dvounápravových vozů u některých správců infrastruktury menší poplatky za užití dopravní cesty. [54]

### 3.2.1 Vozové jednotky se standardním nárazecím ústrojím mezi vozy



*Obr. 2 - Třívozová šestinápravová jednotka z krytých vozů Heirrs [55]*

Tyto jednotky obvykle vznikly pevným spojením dvou, případně tří dvounápravových vozů. Tyto jednotky mají mezi trvale spojenými vozy standardní nárazníky odpovídající samostatným vozům. Trvalé spojení zajišťuje šroubovka, která na rozdíl od šroubovek na koncích jednotky neumožňuje rozvěšení v běžném provozu. Detail tohoto provedení spojení je na Obr. 3. [56]



*Obr. 3 - Spojení vozů dvouvozové jednotky na přepravu dřeva Laaps [56]*



Hlavní motivací těchto spojení vozů je snížení poplatků za využití infrastruktury. Takovéto jednotky (mimo spojení vozů) konstrukcí odpovídají samostatným dvounápravovým vozům, takže oproti nim nemají výhodu v lepším využití délky vozu či úspoře hmotnosti. V některých případech jeden provozovatel provozuje vozidla vycházející ze stejného typu v pevně spojených jednotkách i samostatně – například jednotka Heirrs na Obr. 2 vznikla pevným spojením tří vozů Hbis, které jsou u dopravce ZSSK Cargo stále v provozu. Zároveň je tímto dopravcem provozována i jednotka Hirrs složená jen z dvou těchto vozů. [54] [57]

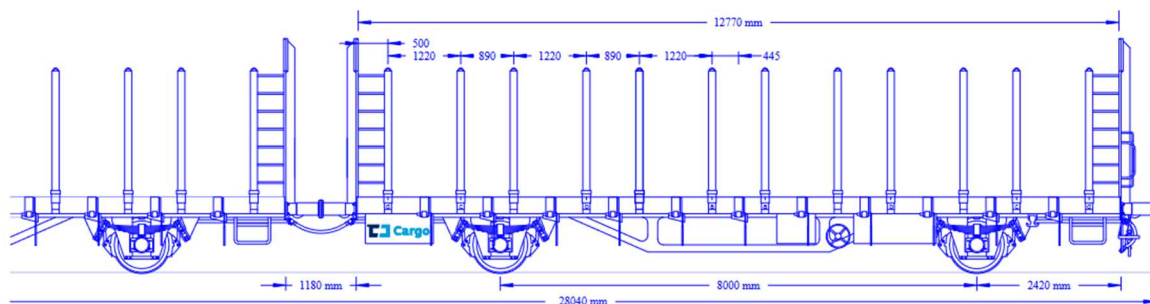
### 3.2.2 Nakrátko spojené vozové jednotky se 4 nápravami

Jednotky, u nichž se od počátku vývoje nepočítá se samostatným provozem jednotlivých vozů, lze konstruovat tak, aby lépe využily délku a dovolené zatížení vozu. Mezi jednotlivými vozy jednotky je spojení, které se více liší od standardního rozpojitelného spojení vozů. Nejčastěji používané řešení je nerozpojitelná šroubovka (viz kapitola 3.2.1) a diagonálně umístěné nárazníky, kdy má každý vůz jednotky jeden nárazník, proti kterému je umístěna opěrná plocha na skříni druhého vozu. Detail tohoto provedení spojení je na Obr. 4. [56]

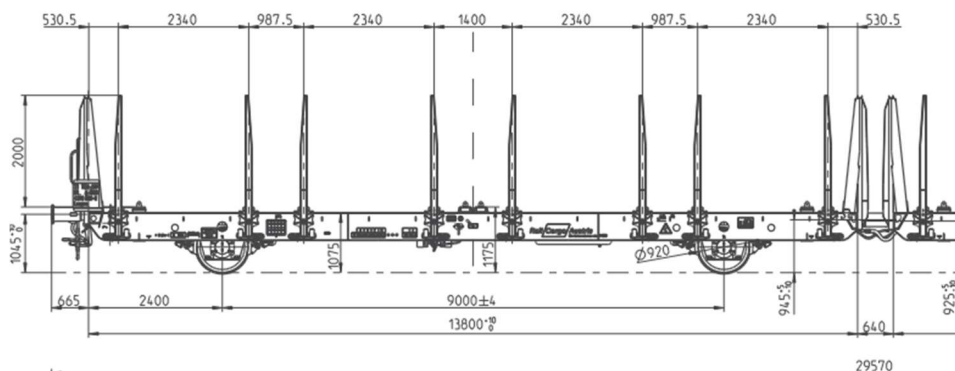


*Obr. 4 - Spojení vozů dvouvozové jednotky na přepravu dřeva Laaprs [56]*

Toto uspořádání výrazně zmenšuje nevyužitý prostor mezi vozy – například u jednotky Laaprs na Obr. 3 je nevyužitá délka mezi ložnými plochami 1180 mm, zatímco u jednotky Laaprs na Obr. 4 pouze 640 mm. Vypuštěním části narážecího ústrojí také vzniká malá úspora hmotnosti. Výkresy s rozměry těchto jednotek jsou na Obr. 5 a Obr. 6. [58] [59].



Obr. 5 - Rozměry jednotky Laaps [58]



Obr. 6 - Rozměry jednotky Laapr [59]

### 3.2.2.1 Jednotky na přepravu automobilů

Přeprava automobilů je dnes nejspíše oblast s největším rozšířením jednotek s rámovým vozem. Důvodem je velká prostorová náročnost automobilů a jejich nízká hmotnost. Protože tyto jednotky potřebují větší počet náprav kvůli délce, nikoli kvůli hmotnosti, často používají vozidla s pružnicemi určenými pro menší zatížení (16 nebo 18 tun na nápravu), které nejsou standardizovány ve vyhlášce UIC 517 [49]. [60]

Menší nápravové zatížení umožňuje použití dvojkolí s nižším průměrem kol – běžně 840, 760 nebo 730 mm. Často se navíc u těchto jednotek používají dva různé průměry dvojkolí pro vnější a vnitřní nápravy. To umožňuje zachovat výšku podlahy nad dvojkolími na vnitřní straně vozů jednotky a přitom mít k dispozici dostatečnou výšku pro přepravu automobilů na dvou plošinách nad sebou. [61] [62] [63] [64] [65] [66]



V Tab. 1 jsou shrnuty parametry některých čtyřnápravových jednotek na přepravu automobilů. Existují i další typy s odlišnými parametry, ale tato tabulka shrnuje běžné rozsahy sledovaných parametrů.

Tab. 1 - Parametry vybraných čtyřnápravových jednotek na přepravu osobních automobilů

Označení	Laeffrs	Hccrrs	Laeeks	Laaers	Laaers L02A
Rozvor jednoho vozu (článku) [mm]	10700	9000	9000	10000	10000
Průměr kol vnější nápravy [mm]	760	760	840	840	840
Průměr kol vnitřní nápravy [mm]	730	760	730	730	840
Hmotnost prázdného vozu [t]	36,5	35	26,5	31	34
Maximální zatížení vnější nápravy [t]	18	16	16	18	20
Maximální zatížení vnitřní nápravy [t]	18	16	16	16	20
Zdroje	[61][62]	[63]	[64]	[65]	[66]



Obr. 7 - Jednotka na přepravu automobilů Laeffrs [61]



Obr. 8 - Jednotka na přepravu automobilů Hccrrs [63]





### 3.2.2.2 Ostatní jednotky

Jednotky na přepravu ostatního zboží obvykle používají dvojkolí se standardním průměrem kol 920 mm a standardním nápravovým zatížením podle [49], s pojezdem Niesky 2 případně i nápravovým zatížením 25 t (pružnice pro toto maximální nápravové zatížení opět nejsou standardizovány v [49])

V Tab. 2 jsou uvedeny příklady čtyřnápravových jednotek, které nejsou určeny jen pro přepravu automobilů. Sledované parametry jednotek však závisí na jejich použití a sestavit seznam obsahující celý rozsah jejich vlastností by bylo velmi obtížné.

Tab. 2 - Parametry vybraných čtyřnápravových jednotek

Označení	Laadgrs	Laaprs
Rozvor jednoho vozu (článku) [mm]	10000	9000
Průměr kol vnější nápravy [mm]	920	920
Průměr kol vnitřní nápravy [mm]	920	920
Hmotnost prázdného vozu [t]	30,7	28
Maximální zatížení vnější nápravy [t]	22,5	25
Maximální zatížení vnitřní nápravy [t]	22,5	25
Zdroje	[67]	[59]



Obr. 9 - Jednotka na přepravu kontejnerů a automobilů Laadgrs [67]



Obr. 10 - Jednotka na přepravu dřeva Laaprs [59]



### 3.2.3 Třínápravové kloubové vozy

Třínápravové kloubové vozy jsou složeny ze dvou polovin, mezi nimiž je kloub umožňující vzájemné natočení umístěný nad střední nápravou. Kloubové vozy mohou být oproti běžným vozům s rámovým pojezdem (i těm podepřeným třetí nápravou) výrazně delší, oproti čtyřnápravové jednotce mají však nižší zatížitelnost, což je předurčuje pro přepravu lehčího zboží, tudíž jsou dnes používány téměř jen pro přepravu automobilů. Ani tyto vozy nepotřebují plně využívat maximální nápravové zatížení standardního pojezdu, takže stejně jako čtyřnápravové vozy na přepravu automobilů používají menší průměr kol či nestandardní pružnice.

Tab. 3 - Parametry vybraných třínápravových kloubových vozů

Označení	Laekks 367	Laes	Laekks 370
Rozvor vnější – vnitřní náprava [mm]	9000	10000	10420
Průměr kol vnější nápravy [mm]	760	840	840
Průměr kol vnitřní nápravy [mm]	760	730	840
Hmotnost prázdného vozu [t]	25,8	28,5	25,3
Maximální zatížení vnější nápravy [t]	16	18	18
Maximální zatížení vnitřní nápravy [t]	16	16	18
Zdroje	[68]	[69] [70]	[71]



Obr. 11 - Kloubový vůz na přepravu automobilů Laes [69]



### 3.3 Vozy s podvozkovým pojezdem



Obr. 12 - Vysokostěnný vůz s dvěma dvounápravovými podvozky [72]

Podvozkové pojezdy vznikly jako reakce na nedostatky rámových pojezdů. Podvozek představuje samostatný rám spojený s dvěma, případně i více dvojkolími a spodkem (skříň) vozu. Podvozek se může oproti skříni vozu otáčet. Základní a nejběžnější provedení podvozkového vozu s dvěma dvounápravovými podvozky má tedy při stejném povoleném nápravovém zatížení podstatně větší dovolenou hmotnost oproti vozu s rámovým pojezdem s dvěma či třemi nápravami. Zároveň je možné podstatně zvýšit délku vozu, protože podvozek se obvykle může oproti skříni vozu natočit podstatně více než samotné dvojkolí u rámového pojezdu. [4] [73]

U podvozkového pojezdu je možné zvýšit zatížitelnost oproti základnímu uspořádání použitím třínápravových podvozků, které jsou však u nákladních vozů spíše výjimkou určenou pro speciální konstrukce. Teoreticky by bylo možné podepřít vůz příčně posuvným třetím podvozkem uprostřed vozu podobně jako lze vůz podepřít třetí nápravou u rámového uspořádání, tento způsob se ovšem v praxi běžně používá pouze u některých lokomotiv, nikoliv nákladních vozů. Třípodvozkové vozy sice existují, ale v kloubovém uspořádání podobném tomu u třínápravových kloubových vozů v kapitole 3.2.3, kdy je nad středním podvozkem je umístěn kloub, který umožňuje vzájemné natočení polovin vozu. Také je stejně jako u rámového pojezdu možnost pevného spojení více vozů do jedné jednotky. [4] [73]



Obr. 13 - Podvozek pod kloubem vozu na přepravu kontejnerů [74]

U podvozků nákladních vozů se rozvor pohybuje okolo 2000 mm, nejčastěji 1800 mm, což je dostatečně nízká hodnota na to, aby podvozek mohl být provozován s pevným vedením dvojkolí bez možnosti natočení do radiální polohy. Velká část podvozků přesto tuto možnost má, protože zvláště na tratích s oblouky malých poloměrů zlepšuje chodové vlastnosti a omezuje opotřebení a hluk. [4] [18] [19]

U podvozku se používají dvě základní možnosti umístění vypružení. Je možné jej umístit mezi dvojkolí a rám podvozku (primární vypružení), nebo mezi rám podvozku a spodek vozu (sekundární vypružení). Za sekundární vypružení se považuje i umístění pružících prvků mezi podélníky a příčnick rámu podvozku, na kterém je otočně uložen spodek vozu. Pro podvozky nákladních vozů evropské konstrukce je typické primární vypružení, které se vyznačuje menšími neodpruženými hmotami. U některých novějších konstrukcí je použito primární i sekundární vypružení, což bylo dříve uspořádání používané jen u lokomotiv a osobních vozů. Toto uspořádání je vidět na Obr. 14. [4] [42]



Obr. 14 - Podvozek RC25NT [41] (s doplněnými popisky)



## 4 Obecné technické charakteristiky<sup>1</sup>

V této kapitole budou shrnuta technická řešení jednotlivých konstrukčních uzlů podvozků a rámových pojezdů.

### 4.1 Dvojkolí a nápravová ložiska

Dvojkolí se skládá z nápravy, kol a případně brzdových kotoučů u vozů s kotoučovou brzdou. Kola a brzdové kotouče jsou nalisovány na sedla (místa se zvětšeným průměrem) na nápravě. Mezi nápravami různých pojezdů a podvozků jsou rozdíly z důvodu různých povolených nápravových zatížení (běžně 16, 18, 20, 22,5, 25 tun na nápravu) a přítomnosti/absence sedel pro nalisování kotoučů. Kotouče jsou obvykle dva, vzácněji tři. [75]



Obr. 15 - Dvojkolí pro vozy s kotoučovou brzdou [76]

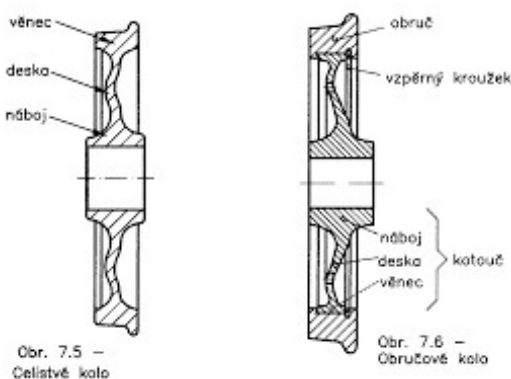


Obr. 16 - Dvojkolí pro vozy se špalíkovou brzdou [77]

<sup>1</sup> U konstrukčních uzlů obsažených v přehledové tabulce výsledků rešerše pochází informace, jaká technická řešení se používají, převážně ze shrnutí informací v přehledové tabulce, tedy z několika desítek zdrojů. U těchto uzlů jsou zde citovány jen zdroje obrázků a informací o vlastnostech těchto řešení, které nejsou v tabulce.

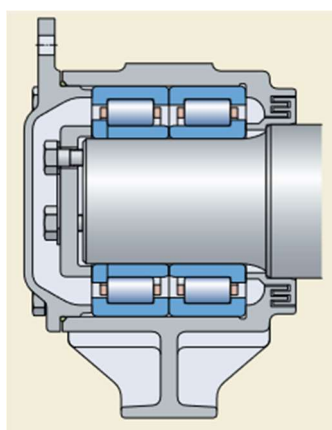


Kola nákladních vozů jsou dnes výhradně kotoučová, převážně celistvá (celé kolo z jednoho kusu materiálu), u některých starších konstrukcí obručová (na kotouč kola natažena obruč za tepla). Celistvá kola jsou lehčí a nehrozí u nich protočení obruče například při intenzivním brzdění, ale je u nich větší spotřeba materiálu, protože po opotřebování nelze jen vyměnit obruč. Standardní průměr kol nákladních vozů je 920 mm, u starších konstrukcí podvozků a pojezdů se lze setkat s průměrem 1000 mm a u vozů s důrazem na výšku ložného prostoru pak s průměry 840 mm, 760 nebo 730 mm. [75] [78]

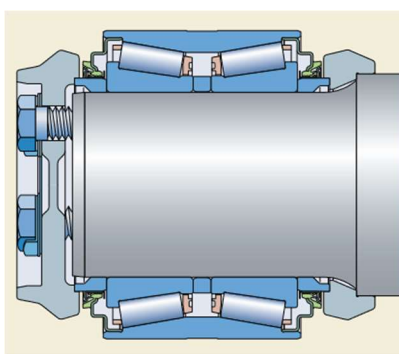


Obr. 17 - Porovnání celistvého a obručového kola [75]

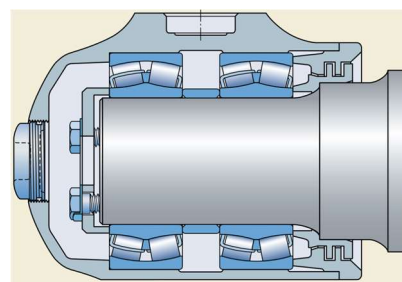
Nápravová ložiska jsou obecně valivá, lisovaná na nápravu za tepla. Nejčastější jsou dvojice jednořadých válečkových ložisek, kdy má vnitřní ložisko WJ u vnitřního kroužku osazení pro vedení válečků a vnější ložisko WJP místo něj pouze příložný kroužek pro usnadnění demontáže ložiskové skříně. Také se používají kuželíkové ložiskové jednotky s dvojicí kuželíkových ložisek, které se lisují na nápravu v jednom kuse a vnější kroužek může plnit funkci ložiskové skříně. Další možností je dvojice naklápěcích soudečkových ložisek. [75] [79]



Obr. 18 - Dvojice ložisek WJ + WJP [79]



Obr. 19 - Kuželíková ložisková jednotka SKF TBU [79]

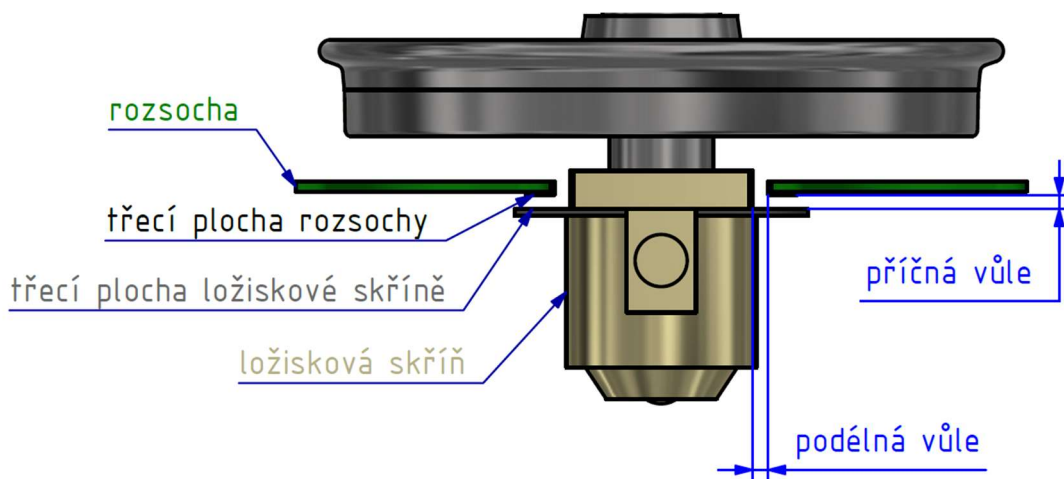


Obr. 20 - Dvojice soudečkových ložisek [79]



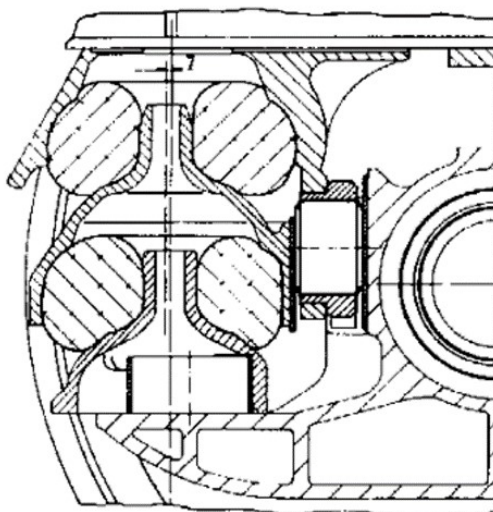
## 4.2 Vedení dvojkolí a vypružení

Vedení dvojkolí je u výrazné většiny podvozků a rámových pojezdů rozsochové. Rozsochové vedení spočívá v umístění ložiskové skříňě mezi rozsochy – svislé plechy, které jsou přivařené ke spodku vozu u rámových pojezdů a součástí rámu podvozku u podvozkových. Ložisková skříň má takový tvar, aby byla rozsochami vedena v příčném i podélném směru. Aby bylo možné radiální natáčení dvojkolí, musí být mezi rozsochami a ložiskovou skříňí vůle. Kontaktní plochy rozsoch a ložiskové skříňě by měly být odolné proti otěru [4]



Obr. 21 - Rozsochové vedení dvojkolí

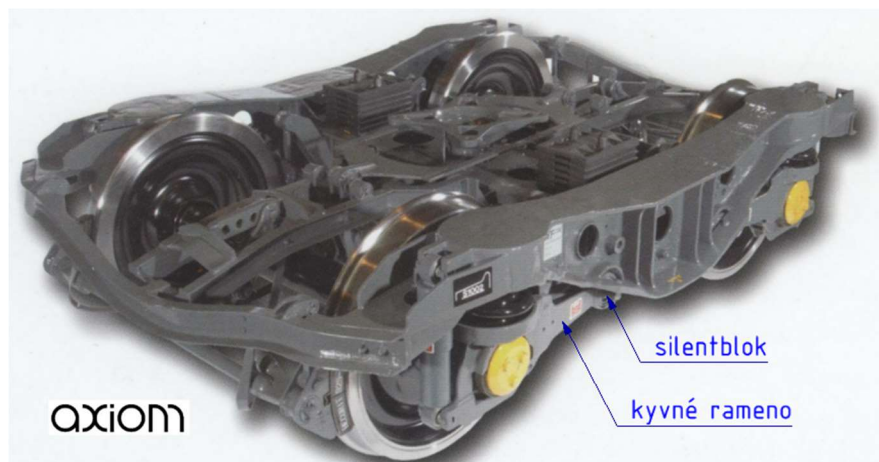
U podvozků DRRS se používá způsob vedení dvojkolí dvojitými pryžovými kroužky umístěnými ve zvonech, které jsou oproti sobě podélně vyosené. U každého kola je vždy umístěn jeden zvon z každé strany. Vyosení těchto dvou zvonů je vždy u jednoho kola zrcadlově obrácené, takže síla z deformace kroužků vždy přitlačuje píst tlumiče na ložiskovou skříň. Příčným nebo podélným posuvem se síly dostanou mimo rovnováhu a vzniká vratný účinek. [4] [38]



Obr. 22 - Řez vedením dvojkolí a vypružením podvozku DRRS [38]

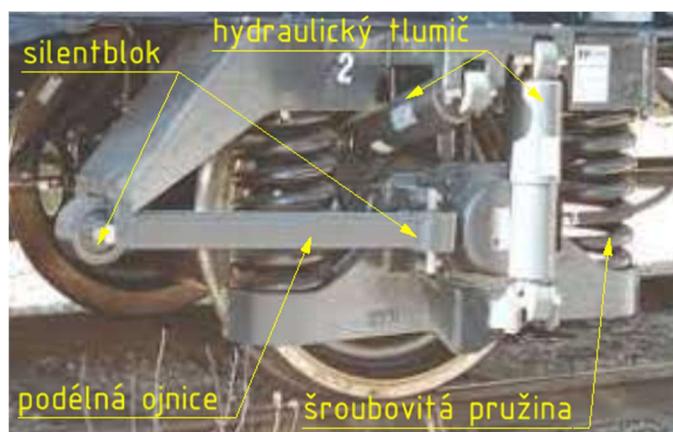


U podvozků RC25NT (na Obr. 14) se k vedení dvojkolí používají samotné pryžokovové pružiny a u podvozků TF25 je vedení kyvným ramenem, které je přivařeno přímo k ložiskové skříni a k rámu je připevněno otočně přes silentblok.



Obr. 23 - Podvozek TF25 [46] (s doplněnými popisky dílů vedení dvojkolí)

Podobný je i způsob vedení dvojkolí podélnou ojnicí u pojezdu TF25SA. Zde jsou ovšem silentbloky na obou stranách podélné ojnice. [32]



Obr. 24 - Pojezd TF25SA [32] (s doplněnými popisky dílů vedení dvojkolí, vypružení a tlumení)

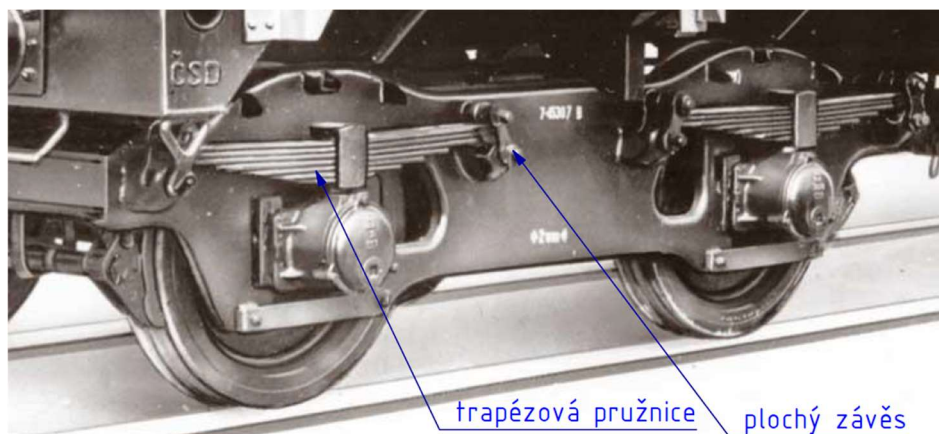
Vypružení lze podle směru rozdělit na svislé, podélné a příčné, často ovšem jeden prvek zastává vypružení ve více směrech. U podvozků, jak již bylo psáno v kapitole 3.2, je vypružení buď jen primární, v menší míře primární i sekundární.





#### 4.2.1 Pružicí prvky

U téměř všech vozů s rámovým pojezdem a nezanedbatelné části podvozků je svislé vypružení zajištěno trapézovými nebo parabolickými pružnicemi postavenými na k tomu určené ploše ložiskové skříně, na nichž je zavěšen rám pomocí závěsů. Závěsů existuje více provedení. Krátké ploché závěsy s velmi tuhým podélným, a ještě tužším příčným vypružením, které způsobuje špatné chodové vlastnosti při vyšších rychlostech, byly u novějších konstrukcí nahrazeny různými typy hraníkových závěsů. [4] [26]



Obr. 25 - Podvozek 26-2 s plochými závěsy [27] (s doplněnými popisky)



Obr. 26 – Podvozek BA 587 s hraníkovými závěsy [35] (s doplněnými popisky)



Čím je závěs kratší (platí pro příčné vypružení) nebo čím jsou k sobě blíže čepy závěsu (podélné vypružení), tím tužší je vypružení v daném směru. U kratšího i delšího závěsu je na Obr. 27 stejná výchylka závěsu  $v$  [mm], které ale u závěsu s menší efektivní délkou  $z$  [mm] odpovídá podstatně větší úhel výchylky závěsu  $\chi$  [rad]. Efektivní délka odpovídá délce závěsu pro příčné vypružení a vzdálenosti mezi čepy pro podélné vypružení.

$$\chi = \arcsin \frac{v}{z} \quad [\text{rad}] \quad (1)$$

Při stejném zatížení působí na rám podvozku nebo spodek vozu stejná reakce na tíhovou sílu  $R_G$  [kN] bez závislosti na délce závěsu. Protože celková reakce  $R$  [kN] musí procházet osou závěsu, je vratná reakce  $R_V$  [kN] u kratšího závěsu pro stejnou výchylku podstatně větší. Je vyjádřena vztahem (2).

$$R_V = R_G \cdot \operatorname{tg} \chi \quad [\text{rad}] \quad (2)$$

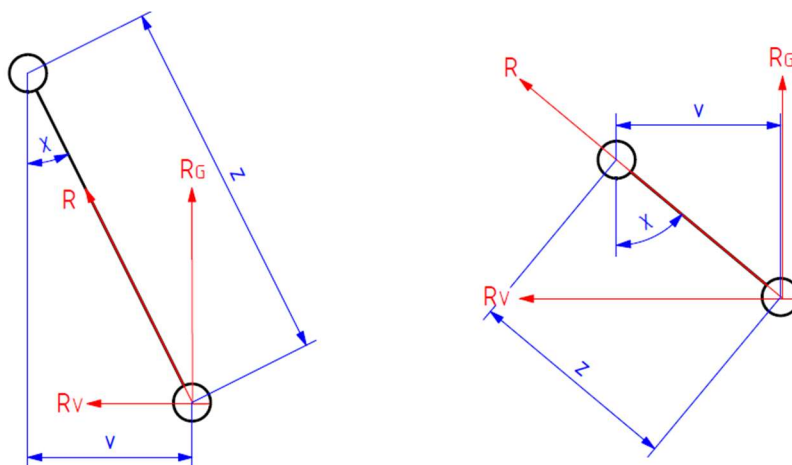
Po dosazení vztahu (1) do (2) vznikne vztah (3).

$$R_V = R_G \cdot \operatorname{tg} \left( \arcsin \frac{v}{z} \right) \quad [\text{rad}] \quad (3)$$

Pro příčné vypružení lze vztah (3) zjednodušit na vztah (4), protože v bokorysu se závěsy jeví svisle a úhly jejich výchylky jsou malé.

$$R_V = R_G \cdot \frac{v}{z} \quad [\text{rad}] \quad (4)$$

Z vztahu (4) vyplývá, že vratná reakce je nepřímo úměrná efektivní délce závěsu.

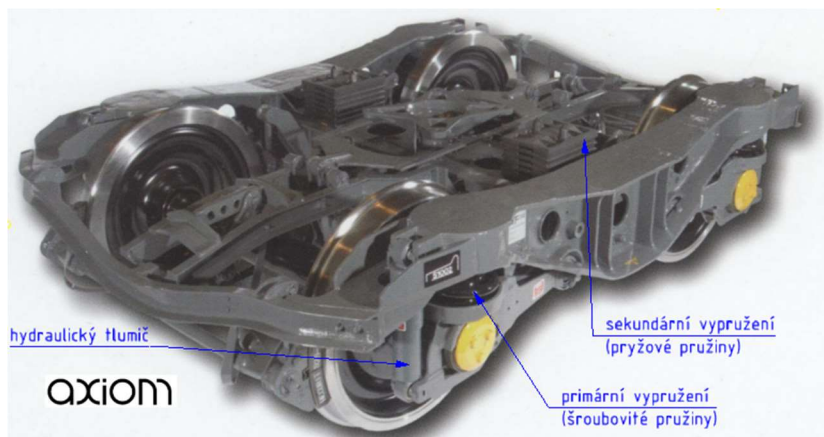


Obr. 27 - Schéma sil závěsu na rám podvozku/spodek vozu podle délky závěsu

U podvozků s primárním vypružením vinutými šroubovitými pružinami zajišťují tyto pružiny vypružení ve všech třech směrech. Podobně u podvozků DRRS zajišťují vypružení ve všech třech směrech pryžové prstence.



Primární a sekundární vypružení podvozku RC25NT již bylo ukázáno na Obr. 14. Pryžokovové pružiny zajišťují vypružení ve všech směrech, ale vinuté pružiny sekundárního vypružení mají pevnými dorazy znemožněnou deformaci v podélném směru. U podvozku TF25 zajišťují v primárním stupni vinuté pružiny svislé vypružení, podélné a příčné zajišťují silentbloky kyvného ramena. V sekundárním stupni zajišťují vypružení pryžové pružiny doléhající na spodek vozu.



Obr. 28 - Podvozek TF25 [46] (s doplněnými popisky dílů vypružení)

U pojezdů TF25SA (na Obr. 24) zajišťují vypružení v příčném a svislém směru vinuté pružiny, v podélném směru silentbloky podélné ojnice.

#### 4.2.2 Tlumení

U pojezdů a podvozků s vypružením pružnicemi je tlumení třecí, přičemž není potřeba tlumič, protože dostatečný útlum poskytuje čepové tření závěsů. Třecí tlumení s tlumičem se používá u téměř všech ostatních pojezdů a podvozků. U podvozků vypružených pryžovými prvky je vždy využit i materiálový útlum pryže. U podvozků TF25 a pojezdů TF25SA se u tlumení svislého a příčného vypružení používají hydraulické tlumiče.

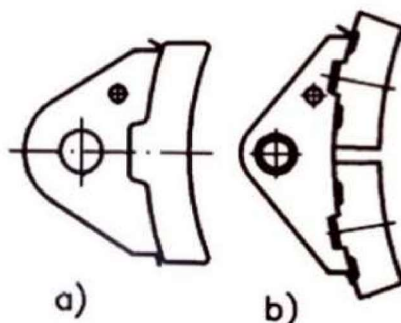


## 4.3 Brzda

Brzda je pneumatická tlakovzdušná. U nákladních vozů se používá převážně špalíková brzda, kdy jsou brzdové zdrže (botky se vsazenými brzdovými špalíky) přitlačovány na jízdní plochu kol, ale používá se i kotoučová brzda, u které jsou brzdové destičky přitlačovány na boční plochu brzdových kotoučů. U brzd se rozlišuje pneumatická a mechanická část. Dále bude podrobněji rozvedena mechanická část brzdy. [4]

### 4.3.1 Špalíková brzda

U špalíkové brzdy jsou brzdové zdrže přitlačovány na jízdní plochu kol. Používají se jednošpalíkové a dvoušpalíkové zdrže. Špalíky pro jednošpalíkovou zdrž mají délku 320 mm a pro dvoušpalíkovou zdrž 250 mm. [80]

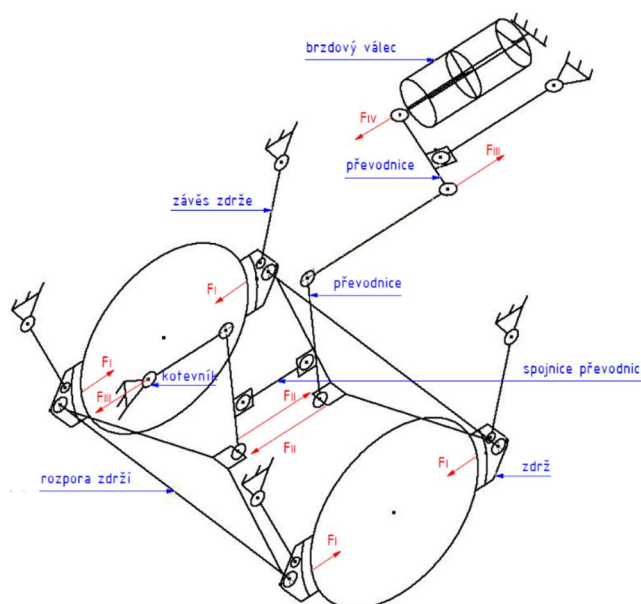


Obr. 29 - Porovnání jednošpalíkové (a) a dvoušpalíkové (b) zdrže [4]

Zároveň se používají různé materiály špalíků. Litinové špalíky bývají bez dalších zásahů do brzdového systému nahrazovány kompozitními brzdovými špalíky typu LL, což vede ke snížení hlučnosti. Špalíky LL mají v určitém rozsahu rychlostí koeficient tření srovnatelný s litinovými, ale tento koeficient u nich s rychlostí neklesá tak výrazně, jako u litinových. Kompozitní špalíky typu K mají koeficient tření podstatně vyšší, takže na stejnou brzdovou sílu potřebují menší přtlak. To ovšem vylučuje jejich použití jako náhrada litinových špalíků bez dalších zásahů do brzdového systému. [4] [81]

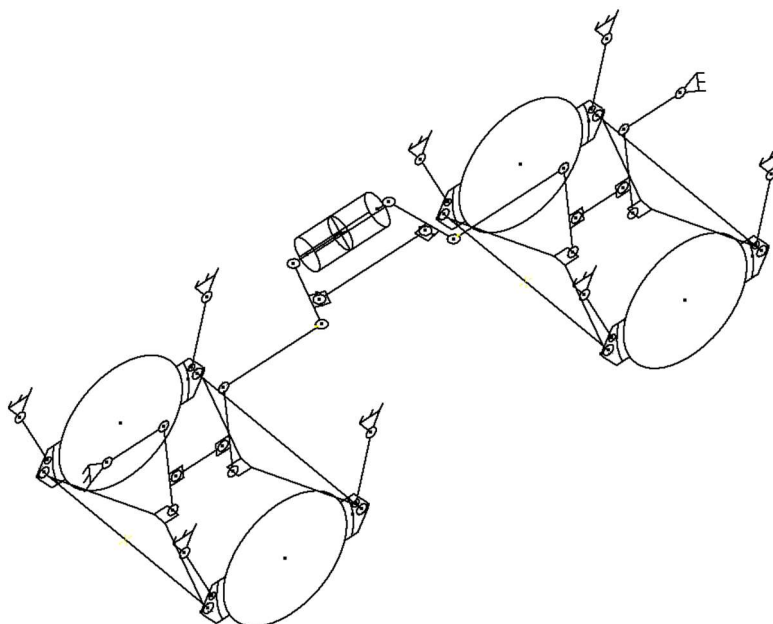
#### 4.3.1.1 Špalíková brzda vozů s rámovým pojezdem

U vozů brzdících v režimu „ss“ (vyšší brzdná síla pro provoz rychlostí až 120 km/h v loženém stavu) se jeden brzdový válec používá na jedno dvojkolí. Síla vyvolaná tlakem v brzdovém válci je zvětšena převodnicemi fungujícími jako dvojzvrtné páky a pomocí rozpor je převedena na brzdové zdrže. Ve schématu na Obr. 30 je naznačen i směr působících sil na kola a různé části brzdového tyčového a pákového způsobené zvýšením tlaku ve válci při zabrzdění. [4]



Obr. 30 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na jedno dvojkolí

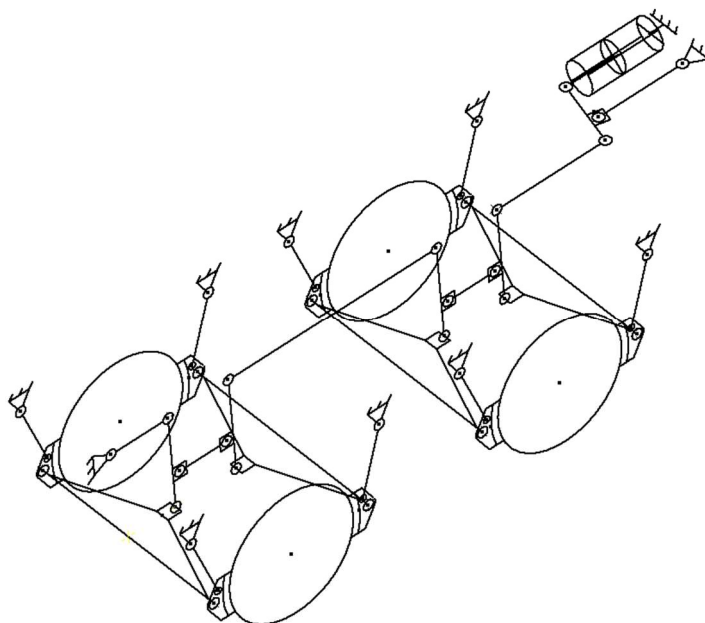
U vozů s maximální rychlostí v loženém stavu do 100 km/h se obvykle jeden brzdový válec používá na 2 nápravy, je umístěn přibližně uprostřed mezi nimi. Brzdové tyčové a pákové a transformace síly od brzdového válce směrem ke špalíkům odpovídá předchozímu provedení, pouze je síla z válce rozdělena do dvou směrů. [4]



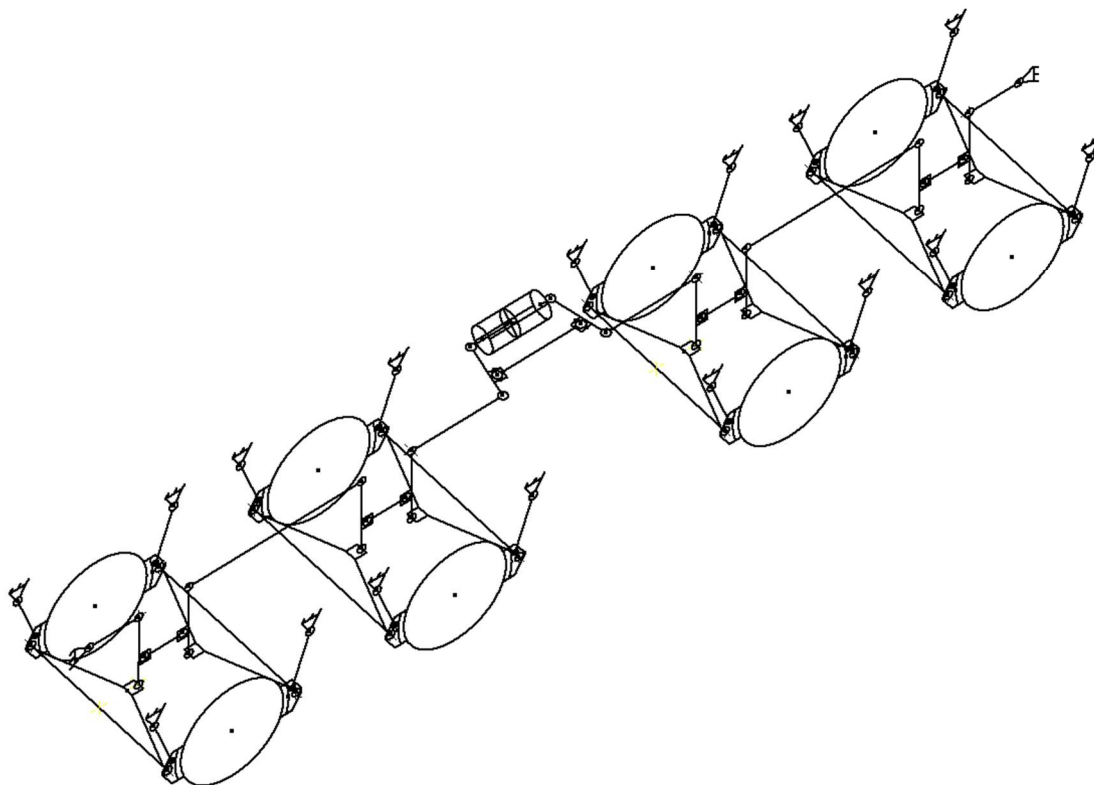
Obr. 31 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na dvě dvojkolí

#### 4.3.1.2 Špalíková brzda vozů s podvozkovým pojezdem

U podvozkového pojezdu s oboustranným obržděním kol je standardní provedení špalíkové brzdy velmi podobné rámovému pojezdu, ale je potřeba v jednom směru směrem od válce způsobit přítlak zdrží na dalším dvojkolí, takže je část mezi převodnicí u válce a kotevníkem zdvojena. U vozů brzdících v režimu „ss“ se používá jeden brzdový válec na podvozek, u ostatních obvykle na dva podvozky, tedy u čtyřnápravových vozů na celý vůz. [4] [80]

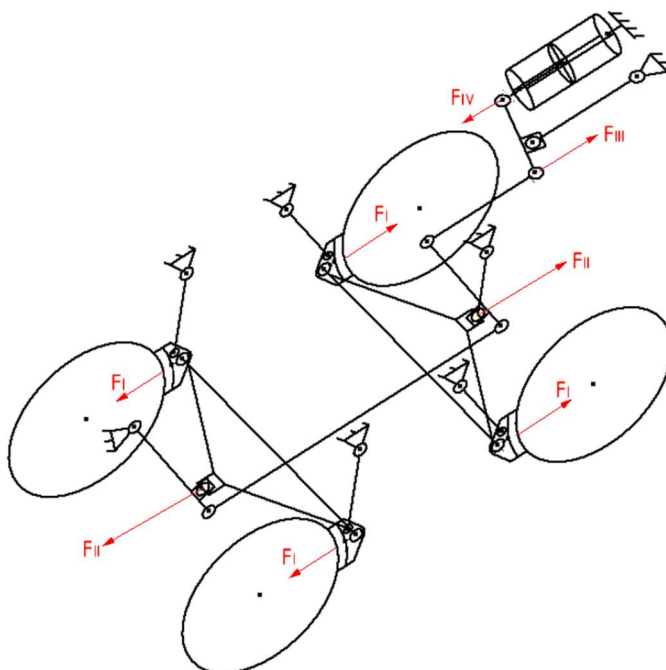


Obr. 32 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na jeden podvozek



Obr. 33 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na dva podvozky

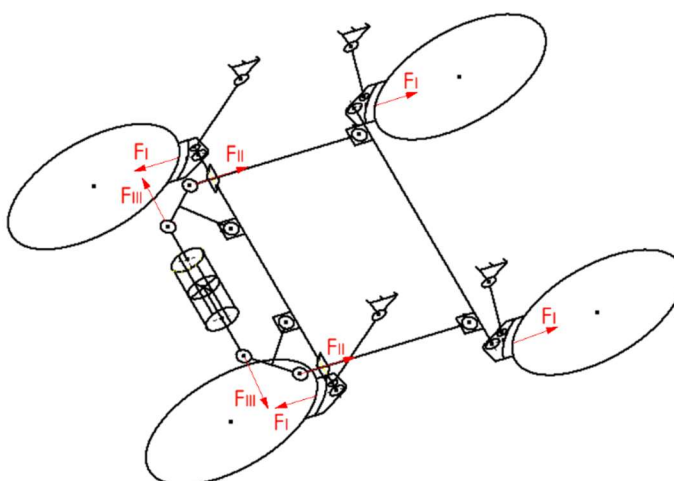
Kola mohou být obržděna i jednostranně. Na schématu na Obr. 34 je provedení s jedním brzdovým válcem na podvozek, ale stejně jako v předchozích případech existuje obdobné provedení s 1 brzdovým válcem na dva podvozky, kde je stejný mechanický převod i na opačné straně od brzdového válce. [4]



Obr. 34 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na jeden podvozek (jednostranné obrždění)

U některých novějších vozů s podvozkovým pojezdem se používá špalíková kompaktní (nazývaná také trámcová) brzda, která zajišťuje jednostranné obrždění, ale je lehčí, účinnější a má podstatně jednodušší montáž (zavěšení jen na 4 bodech na 1 podvozek). [4] [82]

Na schématu na Obr. 35 je provedení kompaktní brzdy, které využívá jeden brzdový válec umístěný mimo rozpory zdrží.



Obr. 35 - Schéma mechanické části (jednostranné kompaktní špalíkové brzdy (vychází z Obr. 37)

U jiných provedení mohou brzdové válce být umístěné tak, že zároveň plní funkci jedné rozpory zdrží. [82]



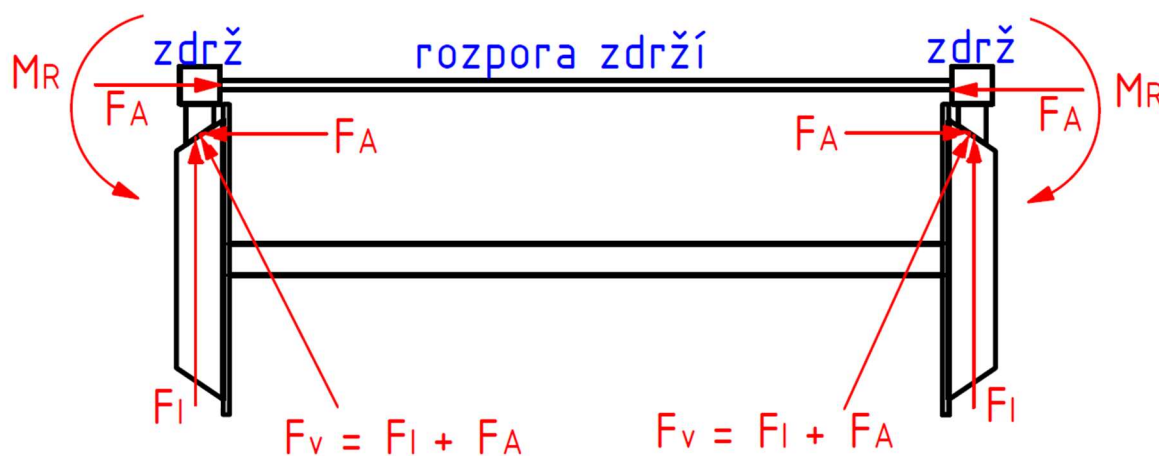
Obr. 36 - Kompaktní špalíková brzda s brzdovým válcem mimo rozporu zdrží [83]



Obr. 37 – Kompaktní špalíková brzda s válcem v rozpoře zdrží [82]

#### 4.3.1.3 Silové účinky na zdrž při brzdění

Protože jízdní plocha kola není válcová a výsledná síla musí působit na normále k dotykové ploše, výsledná síla není pouze reakce na přítlak, ale má i kolmou složku, která odtlačuje zdrže od sebe. Tuto sílu musí zachytávat rozpora zdrží, přičemž vzniká i reakční moment, protože rozpora zdrží není umístěna na úrovni kontaktní plochy mezi špalíkem a jízdní plochou kola. V schématu na Obr. 38 je znázorněno silové působení na zdrže, přičemž je jízdní plocha kola pro lepší názornost zjednodušená a je zvětšena její kuželovitost.



Obr. 38 - Schéma silového působení na zdrž při brzdění

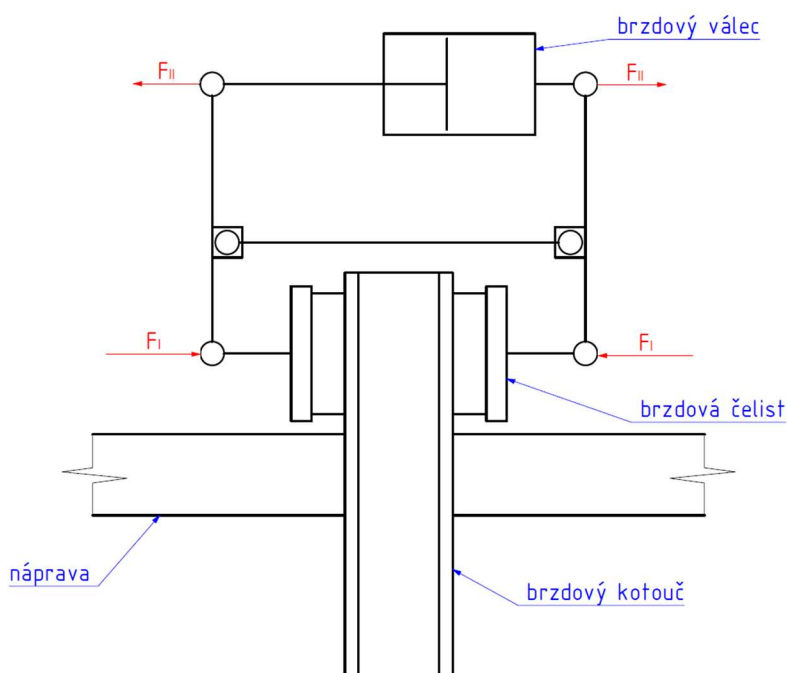




### 4.3.2 Kotoučová brzda

U kotoučové brzdy jsou brzdové čelisti s připevněnými brzdovými destičkami přitlačovány na boční plochy kotoučů nalisovaných na nápravě. Oproti špalíkové brzdě může mít vyšší brzdící výkon, což je důležité zvláště pro rychlosti nad 120 km/h. Kotoučová brzda tepelně nenamáhá jízdní plochu kol, ale zároveň ji nečistí. Je také těžší, a kromě vozů s vysokým kilometrickým proběhem je náročnější na údržbu. U některých podvozků pro rychlost nad 120 km/h je použita kombinace kotoučové a jednostranné špalíkové brzdy.[4] [76]

Na Obr. 39 je provedení se samostatnými brzdovými jednotkami, kdy má každý kotouč vlastní brzdový válec. Uspořádání na Obr. 39 je tedy na každé nápravě dvakrát či třikrát. [4]

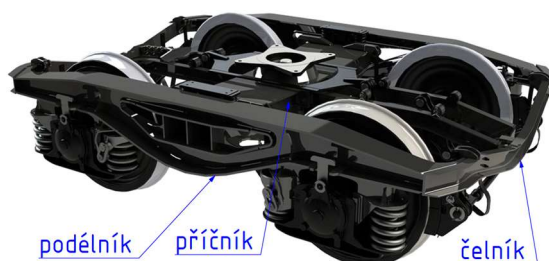


Obr. 39 - Schéma mechanické části kotoučové brzdy se samostatnými brzdovými jednotkami



## 4.4 Rám podvozku

Rám podvozku se obecně skládá ze dvou podélníků, příčnicku a případně dvou čelníků. Rám s čelníky se označuje jako uzavřený, bez čelníků jako otevřený. Uzavřený rám je nutností u podvozků s oboustrannou špalíkovou brzdou z důvodu nesení částí brzdového pákovi a tyčovi. [4]



Obr. 40 – Podvozek Y 25 s čelníky [7]  
(s doplněnými popisky)



Obr. 41 - Podvozek Y 25 bez čelníků [7]

Další možné dělení je podle technologie výroby. U některých typů je většina částí konstrukce odlévaná a svařeny jsou k sobě až jednotlivé díly (podélníky, příčník...). Častější je celosvařované provedení konstrukce, kdy jsou i tyto jednotlivé díly svařeny z plechů a profilů. [4]

Výjimečné jsou podvozky typů Y 37 a RC25NT, kde příčník není k podélníkům přivařen, ale buď je zavěšen na závěsech umožňujících příčné vychýlení (Y 37), nebo je umístěn na pružinách sekundárního vypružení (RC25NT).

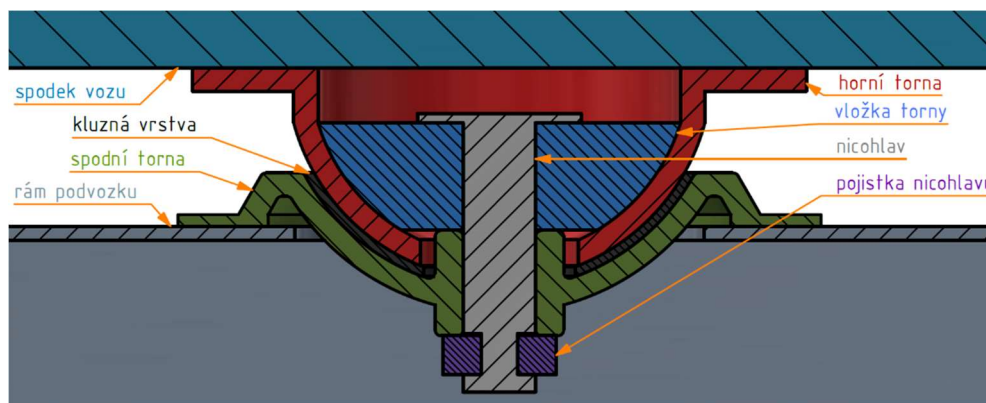


Obr. 42 - Podvozek Y 37 s podvěšeným příčníkem [24]



## 4.5 Spojení podvozku se skříní vozu

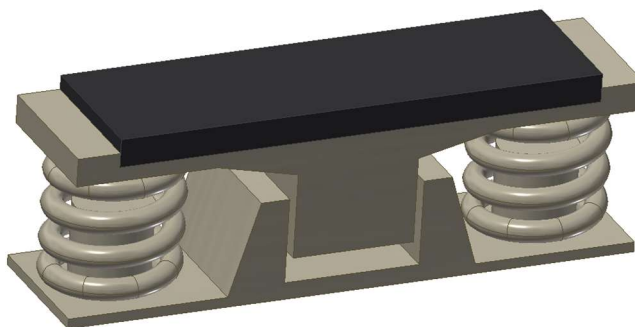
U většiny podvozků je spojení podvozku se skříní vozu zajištěno pomocí kulové torny a dvou kluznic. Kluznice se používají buď odpružené, nebo pevné. Jeden díl kulové torny je připevněn k příčníku rámu podvozku a druhý ke spodku vozu. Vzájemně jsou spojeny nichlavem. Torna přenáší svislé, podélné i příčné síly a umožňuje natočení podvozku oproti skříní vozu. [4] [84]



Obr. 43 - Popis částí kulové torny

### 4.5.1 Odpružené kluznice

Horní část odpružených kluznic je pružinami trvale přitlačována na třecí plochy na spodku vozu a přenáší část svislého zatížení. Při natáčení podvozku se třením tento pohyb tlumí. [84]



Obr. 44 - Model odpružené kluznice



Obr. 45 - Uložení skříně vozu na kulové torně a odpružených kluznicích



#### 4.5.2 Pevné kluznice

U podvozku s pevnými kluznicemi jsou mezi kluznicemi a spodkem vozu vůle. Jejich velikost se udává jako součet svislých vůlí obou kluznic. U jednoho podvozku jsou vůle okolo 2 mm, což způsobuje, že se spodek vozu téměř trvale kromě torny opírá i o jednu kluznici a nemůže se oproti skříni vozu zdatelně natočit okolo podélné či příčné osy. U druhého podvozku jsou vůle okolo 15 mm, takže se spodek vozu trvale opírá jen o tornu, čímž vzniká třibodové uložení skříně vozu na podvozcích – spodek vozu je na podvozcích uložen na dvou tornách a jedné kluznici. Tento podvozek má umožněno i větší natočení okolo podélné a příčné osy, což je nutné na změně sklonu tratě, nerovnostech nebo vzestupnici oblouku. [4] [84]



Obr. 46 - Model možného provedení pevné kluznice



Obr. 47 - Uložení skříně vozu na kulové torně a odpružených kluznicích



## 5 Charakteristiky svislého vypružení

Na tuhost svislého vypružení jsou u nákladních vozů kladeny protichůdné požadavky. Čím je měkčí, tím menší jsou změny kolových zatížení při jízdě po zborcené koleji, což zvyšuje bezpečnost proti vykolejení (podrobněji v kapitole 9). Zároveň však musí být výška os nárazníků vozidla v rozmezí 970–1065 mm nad hlavou koleje. Toto rozmezí 95 mm je dále zmenšeno opotřebením kol a pružicích prvků. Používají se dvě strategie, jak splnit oba požadavky: [75]

- Lomená charakteristika vypružení – u prázdného vozu nižší tuhost než u loženého
- Výškové stavění – podkládání pružnic podložkami, které kompenzují opotřebenění

U parabolických listových pružnic se používají obě tyto strategie, u trapézových pouze výškové stavění a u šroubovitých pružin pouze lomená charakteristika. [49] [75]

U všech charakteristik počítám se zatížením na 1 kolo (ložiskovou skříň), což u vypružení listovými pružnicemi odpovídá 1 pružnici. U méně obvyklých řešení pojezdů a podvozků (například DRRS, RC25NT, TF25, TF25SA) nejsou informace o charakteristikách vypružení dostupné.

### 5.1 Referenční zatížení

U vypružení se udává referenční síla  $F_R$  [kN], která by měla odpovídat zatížení pružicích prvků připadajících na 1 kolo pod prázdným vozem s nápravovým zatížením 5 t (2,5 t na kolo). Pro všechny listové pružnice platí: [49]

$$F_R = 20 \text{ kN}$$

U podvozků se standardními šroubovitými pružnicemi (Y 25, Y 27) bude referenční síla určena v kapitole 8.2.1.

### 5.2 Deformace vypružení

Svislá deformace vypružení závisí na jeho tuhosti. U lomených charakteristik je počítáno se skokovou změnou tuhosti při dosažení mezního zatížení.

#### 5.2.1 Lineární charakteristiky

Svislá deformace pružícího prvku  $\xi$  [mm] je u vypružení s lineární charakteristikou daná vztahem (5), kde  $c$  [kN/mm] je tuhost vypružení a  $F$  [kN] je zatížení vypružení.

$$\xi = \frac{F}{c} \quad [\text{mm}] \quad (5)$$



## 5.2.2 Lomené charakteristiky

U lomených charakteristik se po dosažení určitého zatížení zvyšuje tuhost vypružení z hodnoty  $c_1$  [ $kN/mm$ ] na hodnotu  $c_2$  [ $kN/mm$ ]. Zatížení, při kterém se mění tuhost, označují  $F_D$  [ $kN$ ]. První větev charakteristiky při  $F \leq F_D$  je určena vztahem (6), který je ekvivalentní vztahu (5) pro lineární charakteristiky.

$$\xi = \frac{F}{c_1} \quad [mm] \quad (6)$$

Deformaci při změně tuhosti vypružení označují  $\xi_D$  [ $mm$ ].

$$\xi_D = \frac{F_D}{c_1} \quad [mm] \quad (7)$$

Při  $F > F_D$  je celková deformace součtem deformace  $\xi_D$  a deformace způsobené částí zatížení nad  $F_D$  při tuhosti  $c_2$ .

$$\xi = \frac{F_D}{c_1} + \frac{F - F_D}{c_2} \quad [mm] \quad (8)$$

## 5.3 Užitečná deformace vypružení

Užitečná deformace  $\Delta\xi$  [ $mm$ ], je rozdíl mezi svislou deformací  $\xi_m$  [ $mm$ ] při statickém zatížení vypružení plně loženým vozem  $F_m$  [ $kN$ ] a deformace  $\xi_R$  [ $mm$ ] při referenčním zatížení vypružení  $F_R$ , které přibližně odpovídá statickému zatížení pod prázdným vozem. [75]

$$\Delta\xi = \xi_m - \xi_R \quad [mm] \quad (9)$$

Vzorce pro hodnoty  $\xi_m$  a  $\xi_R$  vzniknou dosazením hodnot  $F_m$  a  $F_R$  do rovnic pro svislou deformaci pružícího prvku. Při lineární charakteristice se použije vztah (5).

$$\xi_m = \frac{F_m}{c} \quad [mm] \quad (10)$$

$$\xi_R = \frac{F_R}{c} \quad [mm] \quad (11)$$

Při lomené charakteristice se použije vztah (8) pro  $\xi_m$  a vztah (6) pro  $\xi_R$ .

$$\xi_m = \frac{F_D}{c_1} + \frac{F_m - F_D}{c_2} \quad [mm] \quad (12)$$

$$\xi_R = \frac{F_R}{c_1} \quad [mm] \quad (13)$$



Referenční zatížení je menší než odpovídající zlomek tíhy vozu s nápravovým zatížením 5 t, protože některé prvky (hlavně dvojkolí) vypružení nezatěžují. Když je vůz ložený, vypružení zatěžuje celá hmotnost nákladu. Zatížení počítám na kolo, takže je třeba hmotnost nákladu na nápravu (rozdíl hmotnosti na nápravu plně loženého a prázdného vozu) vydělit dvěma. Z tohoto vyplývá vztah vyjadřující statické zatížení pružnice při maximálním nápravovém zatížení

$$F_m = F_R + \left(\frac{m_n - 5}{2}\right)g \quad [kN] \quad (14)$$

Veličina  $m_n$  [t] je maximální nápravové zatížení pojezdu nebo podvozku. Tíhové zrychlení  $g$  [ $m/s^2$ ] bude ve všech výpočtech mít hodnotu:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

## 5.4 Souhrn charakteristik vypružení

V této kapitole je porovnání charakteristik různých provedení vypružení. Protože má u podvozků se šroubovitými pružinami referenční zatížení  $F_R$  jinou hodnotu než u podvozků a pojezdů vypružených listovými pružnicemi, byl jako počátek grafu pro lepší porovnatelnost položen stav pružicích prvků při referenčním zatížení. Osy grafu jsou tedy zatížení pružicích prvků nad referenční hodnotou  $F'$  [kN] a deformace pružicích prvků nad referenční hodnotou  $\xi'$  [mm]. Síla  $F'$  vychází ze vztahu (15).

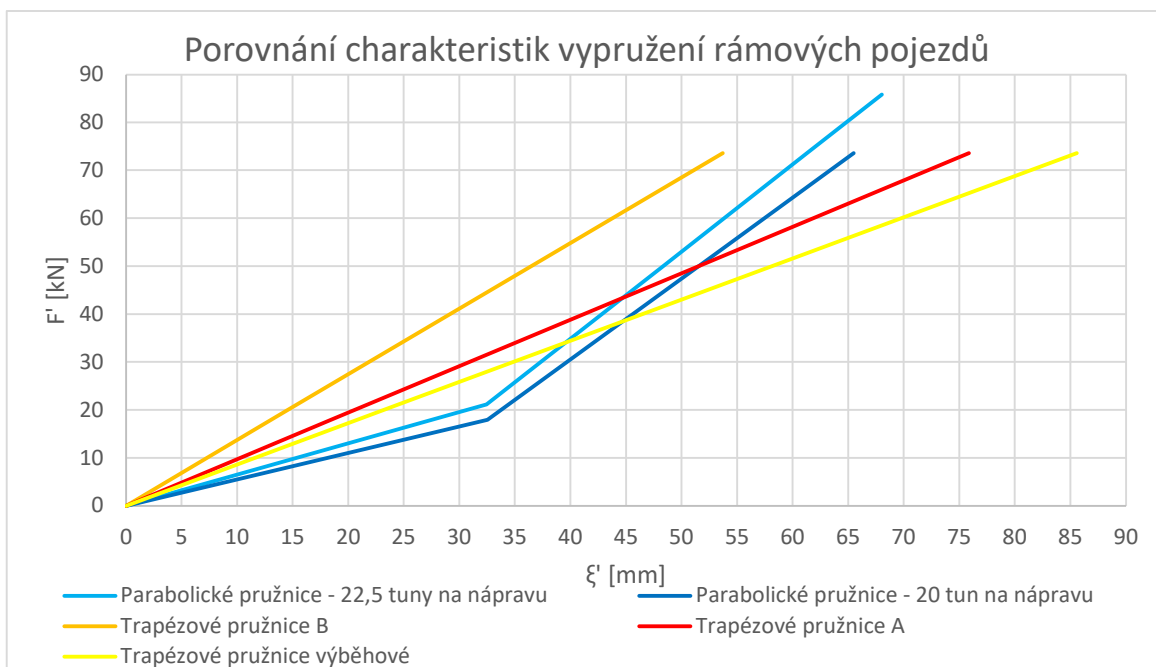
$$F' = F - F_R \quad [kN] \quad (15)$$

Deformace  $\xi'$  vychází ze vztahu (16).

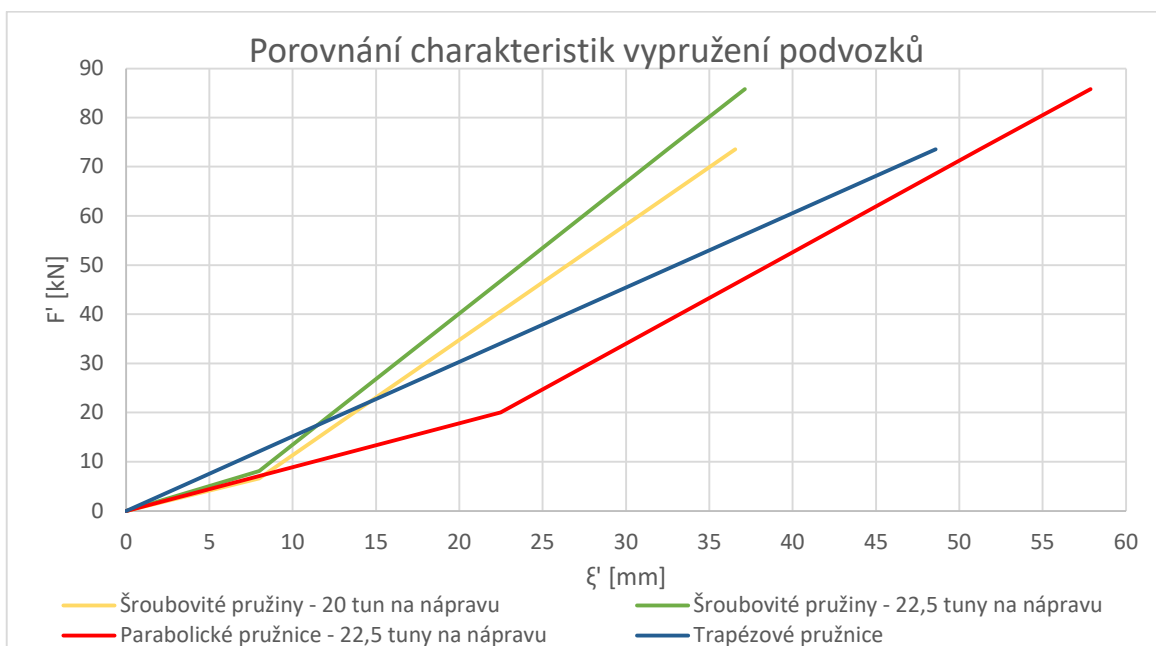
$$\xi' = \xi - \xi_R \quad [mm] \quad (16)$$



Následující grafy zobrazují porovnání těchto charakteristik vypružení pro rámové pojazdy a podvozky.<sup>2</sup>



Graf 1 - Porovnání charakteristik vypružení rámových pojazdů



Graf 2 - Porovnání charakteristik vypružení podvozků

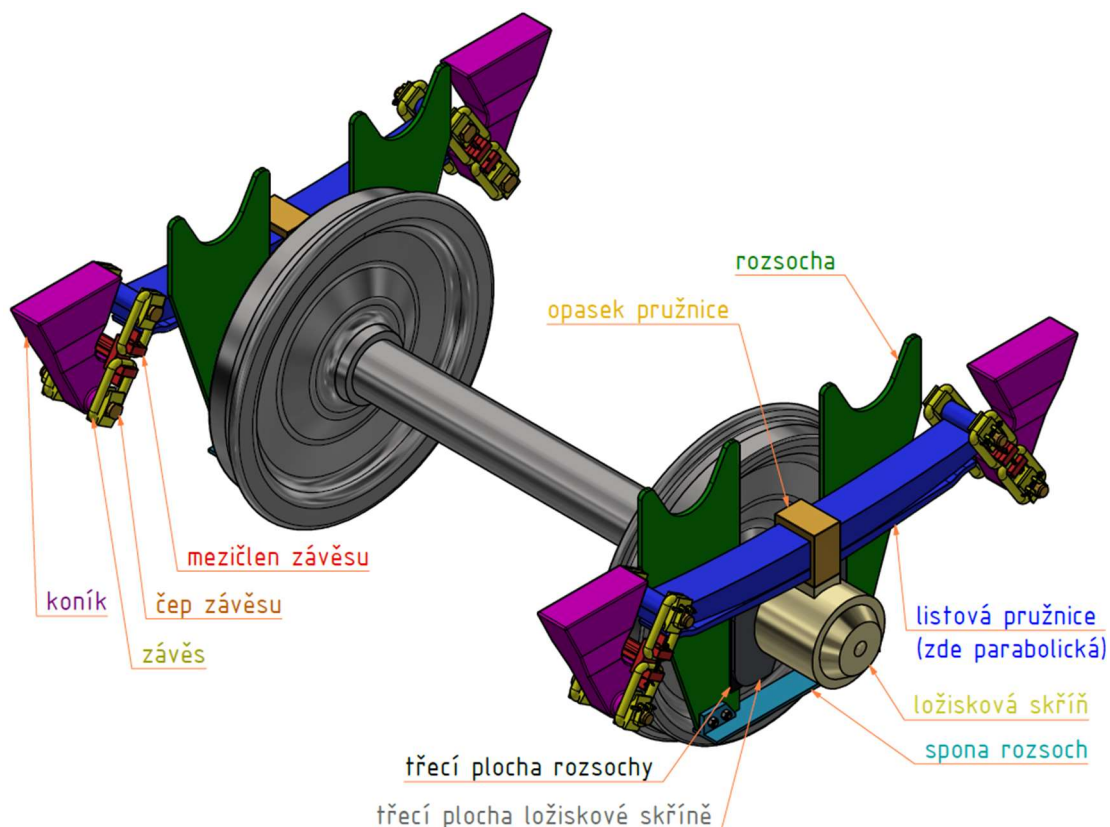
Detailnější grafy charakteristik jednotlivých variant vypružení s osami  $F$  a  $\xi$  jsou v kapitolách s popisem jednotlivých typických provedení podvozků a pojazdů. Charakteristiky v předchozích grafech (Graf 1, Graf 2) odpovídají části následujících charakteristik mezi  $F_R$  a  $F_m$ .

<sup>2</sup> Údaje v tunách na nápravu v legendě grafů jsou maximální hmotnost na nápravu  $m_n$ , pro kterou se pružící prvky mohou použít. Grafy končí v bodě, kde síla  $F'$  dosáhne hodnoty odpovídající tomuto zatížení nápravu. U všech trapézových pružnic  $m_n = 20 t$

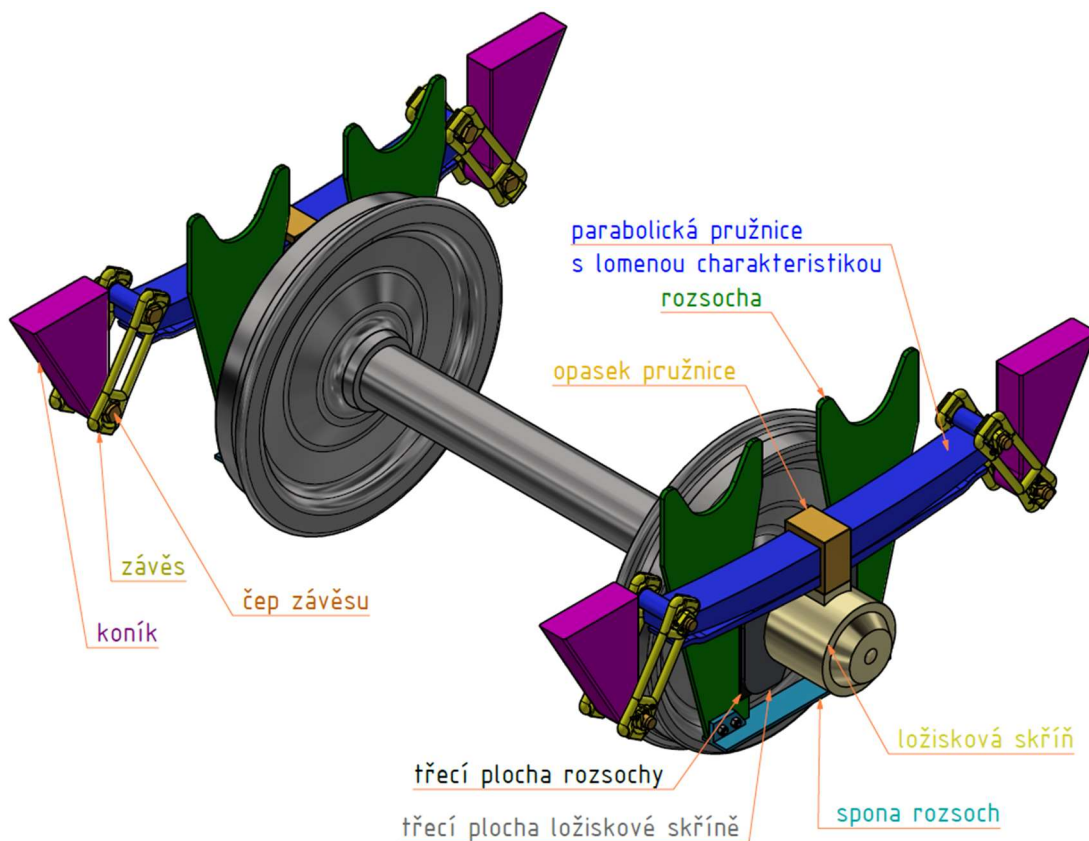




## 6 Standardní pojezdy podle UIC 517



Obr. 48 - Model pojezdu s dvojitými závěsy s popisem částí vypružení a vedení dvojkolí



Obr. 49 - Model pojezdu Niesky 2 s popisem částí vypružení a vedení dvojkolí



Z pojezdů standardizovaných ve vyhlášce UIC 517 jsou rozšířené dvě varianty. Starší varianta s dvojitými hraníkovými závěsy a novější varianta Niesky 2 s dlouhými jednoduchými hraníkovými závěsy. Princip vypružení a vedení dvojkolí, stejně jako většina parametrů, je u těchto dvou variant stejná. Koníky a rozsochy jsou přivařené ke spodku vozu. Maximální rychlost je 120 km/h, v loženém stavu obvykle omezená provedením brzdy. [49]

## 6.1 Dvojkolí a nápravová ložiska

Běžně se používají dvojkolí o průměru 920 mm, u velmi starých vozů 1000 mm, u autovozů i menší průměry (viz kapitoly 3.2.2.1, 3.2.2.2, 3.2.3). [49]

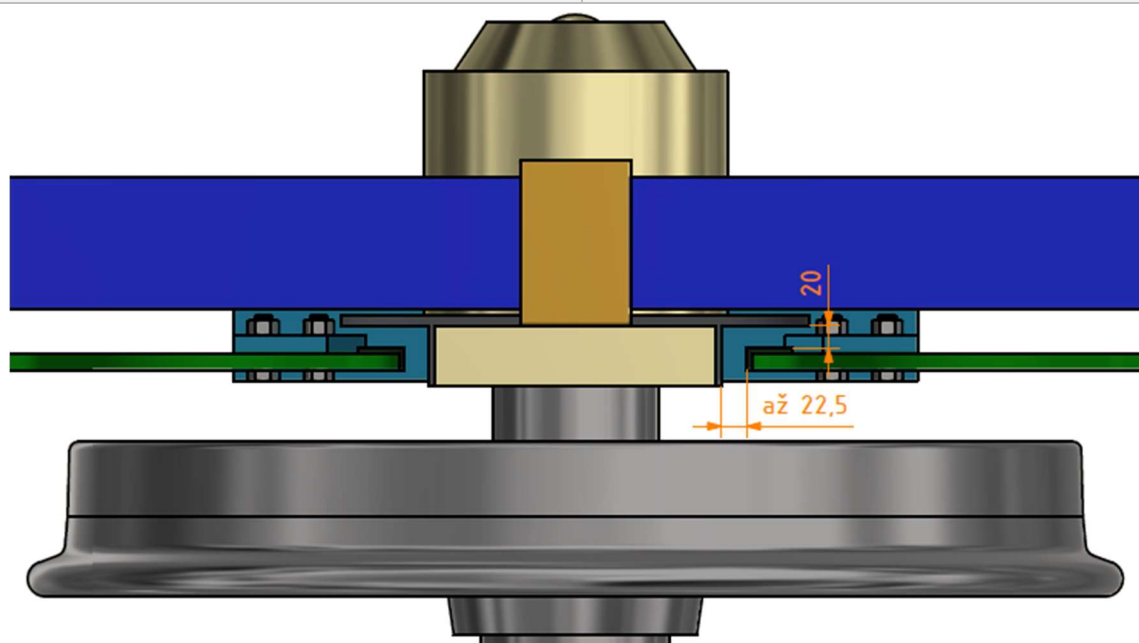
Nápravová ložiska jsou buď ve formě dvojice válečkových WJ+WJP nebo dvojice naklápěcích soudečkových. [79] [85]

## 6.2 Vedení dvojkolí a vypružení

Pojezdy jsou vybaveny rozsochovým vedením dvojkolí a vypružením pomocí listových pružnic a hraníkových závěsů. Podélná vůle ve vedení dvojkolí se až do rozvoru 7,5 m rovná trojnásobku rozvoru, nad tento rozvor už je konstantní. Podle typu závěsů se liší i tvar koníků a rozsoch, protože by jinak hrozila nežádoucí kolize částí vypružení a vedení dvojkolí. Ve variantě s dvojitými závěsy mají pojezdy lomenou charakteristiku příčného vypružení, protože se při velkém příčném vychýlení hlava mezičlenu závěsu dotkne koníku a dále se mění úhel natočení jen horního hraníku, což vede k vyšší tuhosti. [49] [53]

Tab. 4 – Pojezdy dle UIC 517: vůle ve vedení dvojkolí (údaje z [49])

Příčné vůle [mm]	$\pm 20$
Podélné vůle [mm]	až $\pm 22,5$



Obr. 50 – Znáznornění vůlí ve vedení dvojkolí pojezdů podle UIC 517



## 6.2.1 Charakteristiky svislého vypružení

Ve vyhlášce UIC 517 jsou standardizovány varianty trapézových a parabolických pružnic, jejichž charakteristiky jsou znázorněny v předchozím grafu (Graf 1). Některé tyto pojezdy ale využívají pružnice s jiným maximálním nápravovým zatížením (16 t, 18 t, u Niesky 2 i 25 t, viz kapitoly 3.2.2.1, 0, 3.2.3), které v této vyhlášce standardizovány nejsou a jejichž charakteristiky proto v této práci nebudou. Pojezdy UIC 517 s dvojitými hraníky mohou používat trapézové i parabolické pružnice, pojezdy Niesky 2 pouze parabolické. [49]

### 6.2.1.1 Trapézové pružnice

Ve vyhlášce UIC 517 jsou standardizovány tři lineární trapézové pružnice pro rámové pojezdy s různou tuhostí, z nichž se jedna používá jen pro již vyrobené vozy v době vydání vyhlášky. Předpokládá se lineární charakteristika vypružení, a všechny mají stejné maximální dovolené nápravové zatížení  $m_n$  [t]. [49]

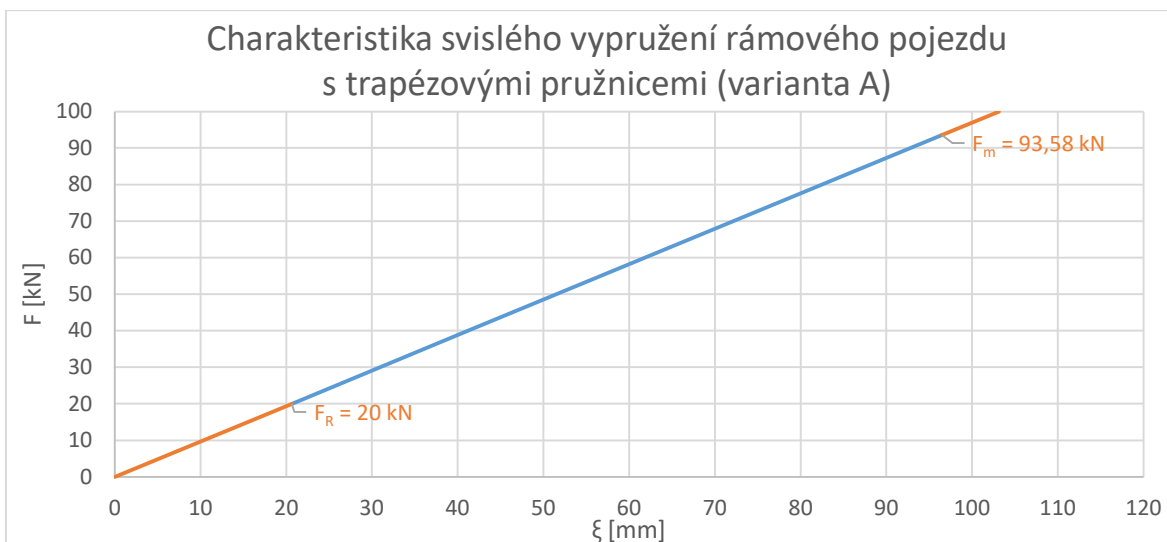
$$m_n = 20 t$$

Následuje tabulka s parametry vypružení. Parametry  $c$ ,  $F_R$ ,  $m_n$  pochází z [49], zbylé jsou vypočtené.

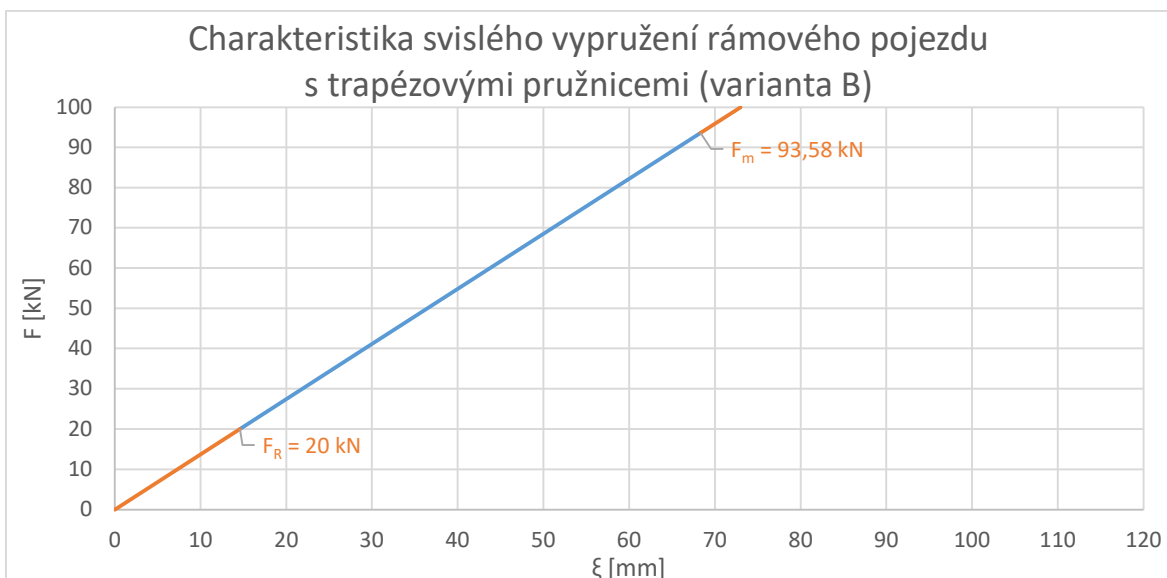
Tab. 5 - Pojezdy dle UIC 517: parametry vypružení trapézovými pružnicemi (některé údaje z [49])

	pružnice A	pružnice B	výběhové pružnice
$c$ [kN/mm]	0,97	1,37	0,86
$F_R$ [kN]		20	
$m_n$ [t]		20	
$F_m$ [kN]		93,58	
$\xi_R$ [mm]	20,62	14,60	23,26
$\xi_m$ [mm]	96,47	68,30	108,81
$\Delta\xi$ [mm]	<b>75,85</b>	<b>53,70</b>	<b>85,55</b>

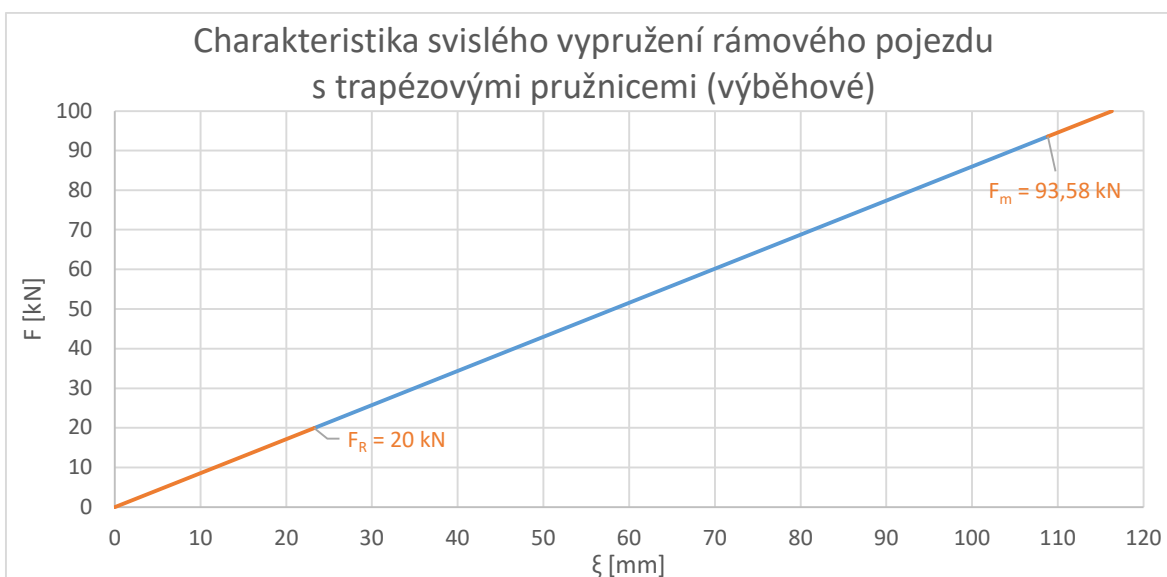
I přestože mají všechny pružnice stejné dovolené zatížení, mají výrazně odlišnou tuhost a užitečnou deformaci. U výběhových pružnic je jen malá rezerva na ochabnutí a opotřebení kol, než začne být pružnici potřeba podkládat. Na další stránce jsou charakteristiky vypružení zobrazeny v grafech. Modře zbarvená část grafu označuje stavy, ve kterých se pružnice může nacházet při statickém zatížení.



Graf 3 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro rámové pojezdy (A)



Graf 4 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro rámové pojezdy (B)



Graf 5 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro rámové pojezdy (výběhové)



### 6.2.1.2 Parabolické pružnice

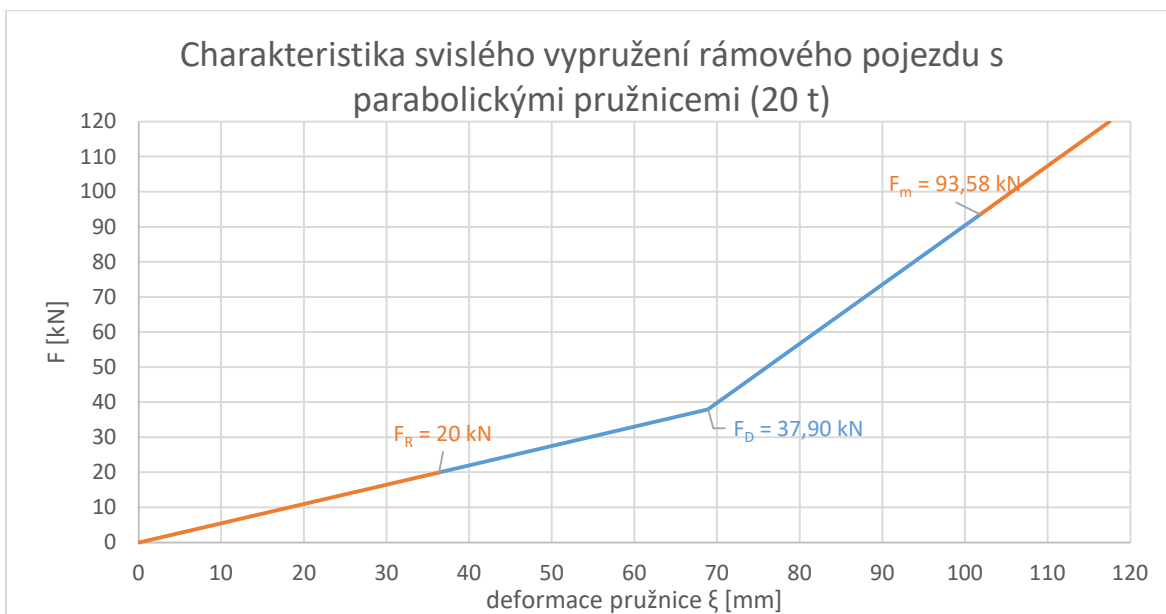
Vyhláška UIC 517 standardizuje 2 varianty parabolických pružnic pro rámové pojezdy. Jedna pružnice se používá jen pro vozy existující v době vydání vyhlášky a platí pro ni  $m_n = 20 t$ , pro druhou pružnici platí  $m_n = 22,5 t$ . [49]

Parametry  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $F_R$ ,  $F_D$ ,  $m_n$  pochází z [49]

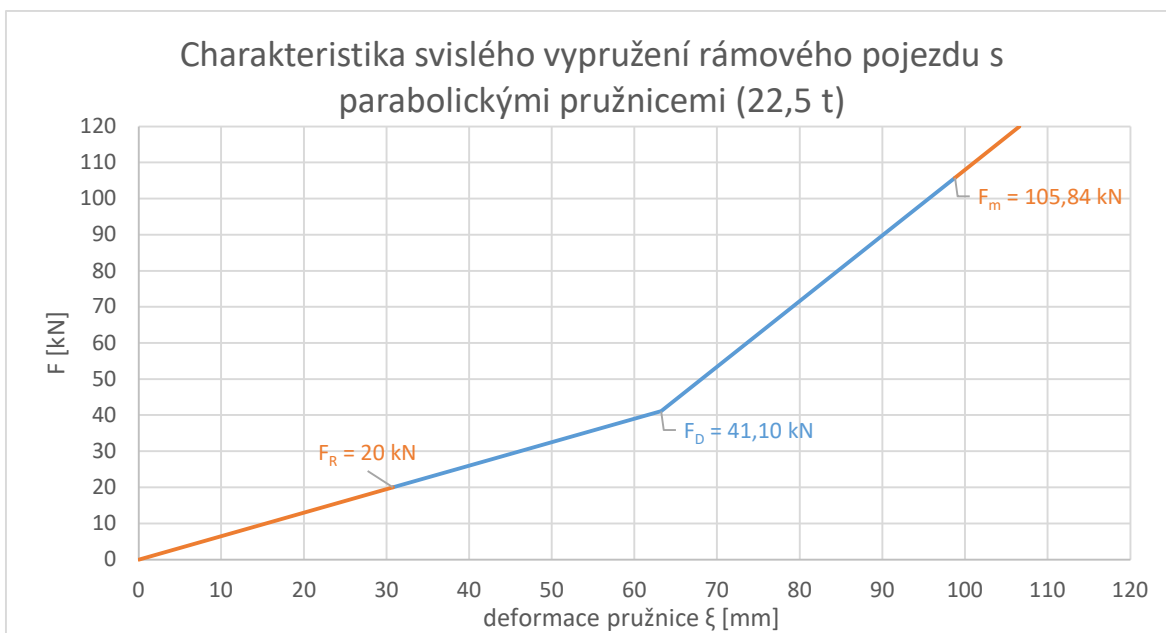
Tab. 6 - Pojezdy dle UIC 517: parametry vypružení parabolickými pružnicemi (některé údaje z [49])

	20 t	22,5 t
$c_1$ [kN/mm]	0,55	0,65
$c_2$ [kN/mm]	1,69	1,82
$F_R$ [kN]	20	
$F_D$ [kN]	37,9	41,1
$m_n$ [t]	20	22,5
$F_m$ [kN]	93,58	105,84
$\xi_R$ [mm]	36,36	30,77
$\xi_m$ [mm]	101,85	98,80
$\Delta\xi$ [mm]	<b>65,49</b>	<b>68,03</b>

U parabolických pružnic zvýšení tuhosti u pružnice s vyšším dovoleným nápravovým zatížením přibližně odpovídá vyššímu zatížení pružnice, takže je užitečná deformace podobná. Na další stránce jsou charakteristiky vypružení zobrazeny v grafech. Modře zbarvená část grafu označuje stavy, ve kterých se pružnice může nacházet při statickém zatížení.



Graf 6 - Charakteristika vypružení parabolických pružnic pro rámové pojezdy ( $m_n = 20$  t)



Graf 7 - Charakteristika vypružení parabolických pružnic pro rámové pojezdy ( $m_n = 22,5$  t)

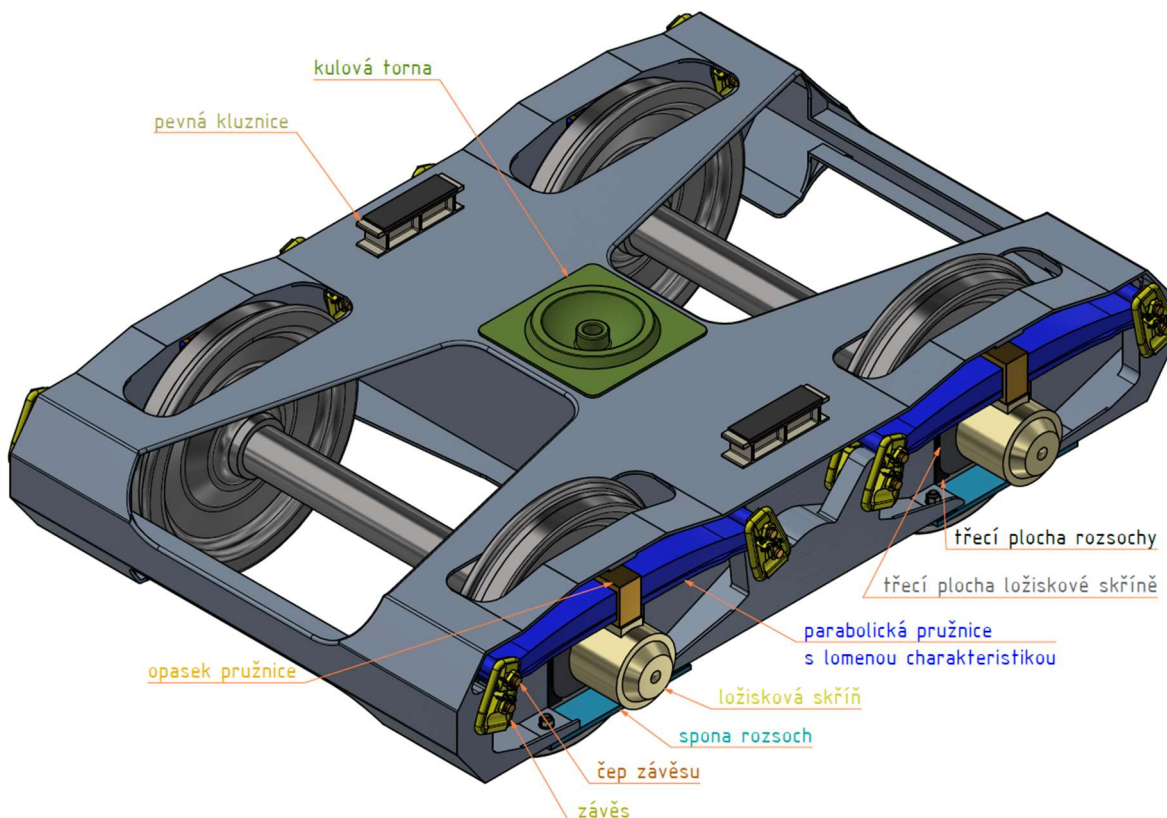
## 6.2.2 Tlumení

Protože tyto pojezdy používají vypružení listovými pružinami, je tlumení zajištěno třením mezi jejich listy a čepovým třením závěsů. (viz kapitola 4.2.2). [75]

## 6.3 Brzda

Brzda se u těchto vozů používá špalíková oboustranná, obvykle s jedním brzdovým válcem na dvě nápravy, u vozů stavěných pro rychlost 120 km/h v loženém stavu s jedním brzdovým válcem na 2 nápravy (viz kapitola 4.3.1.1).

## 7 Podvozky s parabolickými pružnicemi



Obr. 51 - Model podvozku BA 665 s popisem částí vypružení a vedení dvojkolí

Podvozky s vypružením parabolickými pružnicemi vyvinulo v sedmdesátých a osmdesátých letech minulého století několik německých výrobců (Linke-Hofmann-Busch, Waggon Union, Talbot). I když byly vyvinuty nezávisle několika výrobci, konstrukce jednotlivých provedení je v principu podobná, proto zde jsou uvedeny v rámci jedné kapitoly. Všechna provedení podvozku zahrnutá do rešerše mají maximální rychlost v prázdném stavu 120 km/h a mimo několika speciálních provedení mají maximální nápravové zatížení 22,5 tuny při rychlosti až 100 km/h. [32] [33] [34] [35] [86]

### 7.1 Dvojkolí a nápravová ložiska

U těchto podvozků se nepoužívá kotoučová brzda, takže nemají sedla pro kotouče. Průměr dvojkolí je 920 mm, u opotřebovaných dvojkolí se může snížit až na 858 mm. U všech typů podvozků s dohledatelnými informacemi se používá stejný typ ložiskové skříně pro stejná nápravová ložiska.

Tab. 7 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: parametry nápravových ložisek (údaje z [33] [34] [35] [79] [87])

<b>Označení</b>	WJ 130 x 240 + WJP 130 x 240 (skříň BA 81)
<b>Princip</b>	valivé
<b>Typ</b>	válečkové
<b>Vzdálenost středů čepů nápravových ložisek</b>	2000 mm



## 7.2 Vedení dvojkolí a vypružení

Vedení dvojkolí je rozsochové. Vypružení je zajištěno parabolickými pružnicemi s hraníkovými závěsy. U různých typů podvozků se liší tvar hraníku, na kterém závisí tuhost příčného a podélného vypružení. Lichoběžníkové hraníky použité u podvozku BA 665 (na modelu - Obr. 51) se díky umístění čepů vyznačují výrazně tuším podélným vypružením oproti příčnému (viz kapitola 4.2.1). [33] [34] [35] [86]



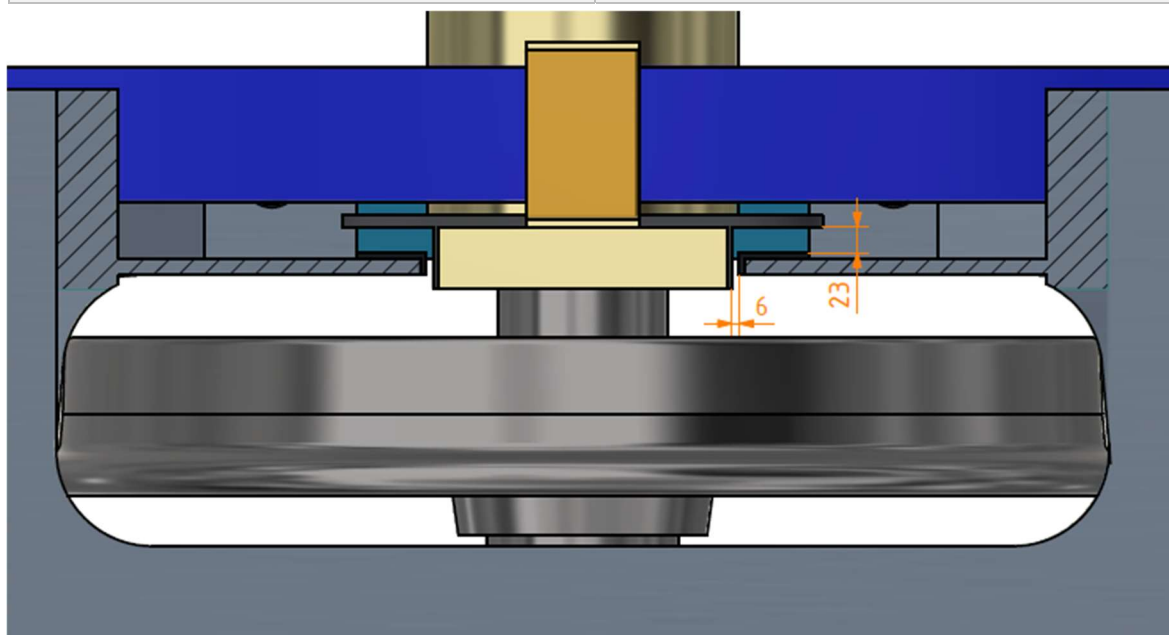
Obr. 52 - Podvozek BA 575 s krátkými hraníky [34]



Obr. 53 - Podvozek BA 587 s dlouhými hraníky [35]

Tab. 8 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: vůle ve vedení dvojkolí [33] [34] [35] [86]

Příčné vůle [mm]	$\pm 23$
Podélné vůle [mm]	$\pm 6$



Obr. 54 - Znárodnění vůlí ve vedení dvojkolí podvozků s parabolickými pružnicemi





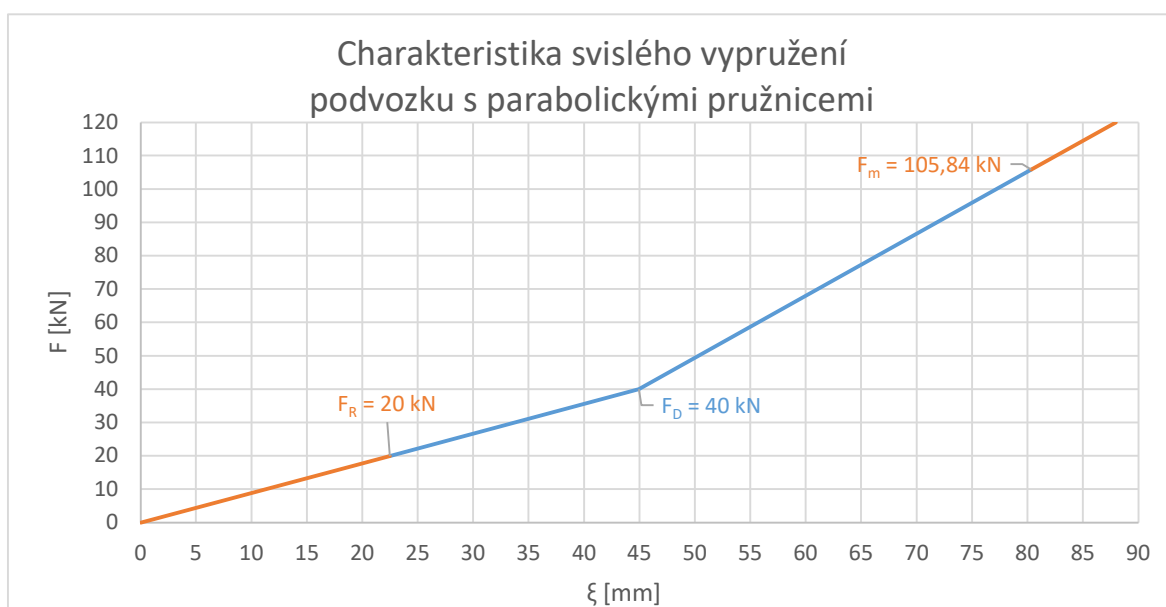
## 7.2.1 Charakteristiky svislého vypružení

Tyto podvozky obvykle používají parabolické pružnice určené pro podvozky s maximálním nápravovým zatížením  $m_n = 22,5 t$ . Oproti pružnicím určeným pro rámové pojezdy mají jiný tvar a vyšší tuhost, zvláště v první větvi charakteristiky vypružení před dosednutím na přidavný list. [49]

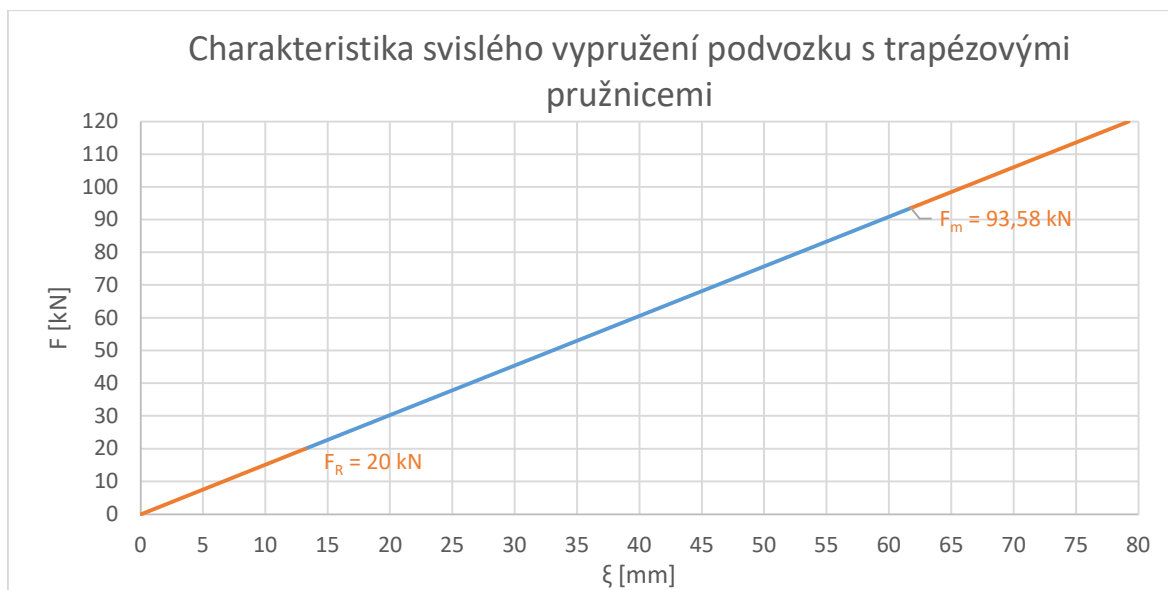
Někteří zákazníci požadovali vybavení podvozků, které jinak odpovídají běžnému provedení s parabolickými pružnicemi, trapézovými pružnicemi pro  $m_n = 20 t$ . Toto provedení je ve výrazné menšině, ale pro úplnost je zde také uvedeno. Stejně pružnice se používají i pro některé starší podvozky, například 26-2.8. [28] [33] [34]

Tab. 9 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: parametry vypružení (některé údaje z [49] [50])

	Parabolické pružnice	Trapézové pružnice
$c_1 (c) [kN/mm]$	0,89	1,515
$c_2 [kN/mm]$	1,86	
$F_R [kN]$	20	20
$F_D [kN]$	40	
$m_n [t]$	22,5	20
$F_m [kN]$	105,84	93,58
$\xi_R [mm]$	22,47	13,20
$\xi_m [mm]$	80,34	61,77
$\Delta\xi [mm]$	<b>57,87</b>	<b>48,57</b>



Graf 8 - Charakteristika vypružení parabolických pružnic pro podvozky



Graf 9 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro podvozky

## 7.2.2 Tlumení

Tlumení funguje na třecím principu v závěsech a mezi listy pružnice. [75]

## 7.3 Brzda

Brzda je špalíková oboustranná. Podle provedení se používají jednošpalíkové či dvoušpalíkové zdrže. Existují varianty s brzdovým válcem v podvozku, ale častější je jeden brzdový válec na vůz. [33] [34] [35] [86]

## 7.4 Rám podvozku

Rám podvozku je uzavřený, svařovaný z plechů. Horní pásnice podélníků se rozšiřují směrem k příčnicku, jsou v nich zhotoveny otvory pro kola. Stojny podélníků kola z velké části zakrývají a tvoří i rozsochy vedení dvojkolí. Příčnick je skříňový. Rozvor je 1800 mm. [33] [34] [35] [86]

## 7.5 Spojení podvozku se skříní vozu

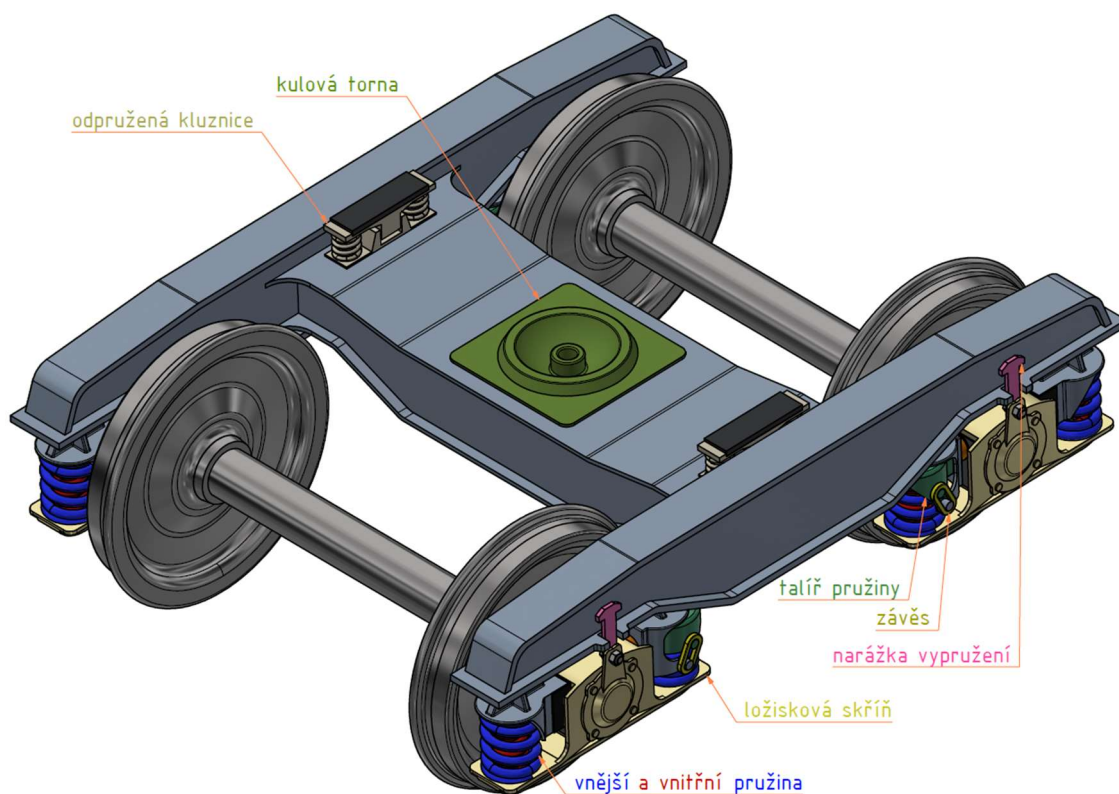
Tab. 10 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: parametry spojení podvozku se skříní [33] [34] [35] [86]

<b>Torna</b>	kulová
<b>Kluznice</b>	pevné
<b>Příčná rozteč kluznic</b>	1700 mm

Existují i vzácnější provedení podvozků s odpruženými kluznicemi. [33]



## 8 Podvozky Y 25<sup>3</sup>



Obr. 55 - Model podvozku Y 25 s popisem částí vypružení

Podvozky Y 25 vznikly v šedesátých letech minulého století vývojem z podvozků Y 21 a Y 23. Charakteristické je pro ně vypružení souosými vinutými pružinami na obou stranách ložiskové skříň. Maximální rychlost prázdného vozu je 120 km/h. Tyto podvozky jsou dnes pravděpodobně nejrozšířenější variantou podvozku nákladních vozů v evropském železničním systému, v průběhu let vzniklo mnoho variant s odlišným nápravovým zatížením, provedením brzdy, tvarem a technologií výroby rámu, v menší míře i částečně odlišným provedením vypružení a vedení dvojkolí. [1] [3] [6]

<sup>3</sup> Protože bylo pro rešerši podvozků Y 25 použito mnoho zdrojů, jsou zde uvedeny pouze zdroje informací, které nejsou pouze shrnutím informací v přehledové tabulce. Zdroje informací k jednotlivým provedením podvozků v přehledové tabulce jsou citovány přímo tam.



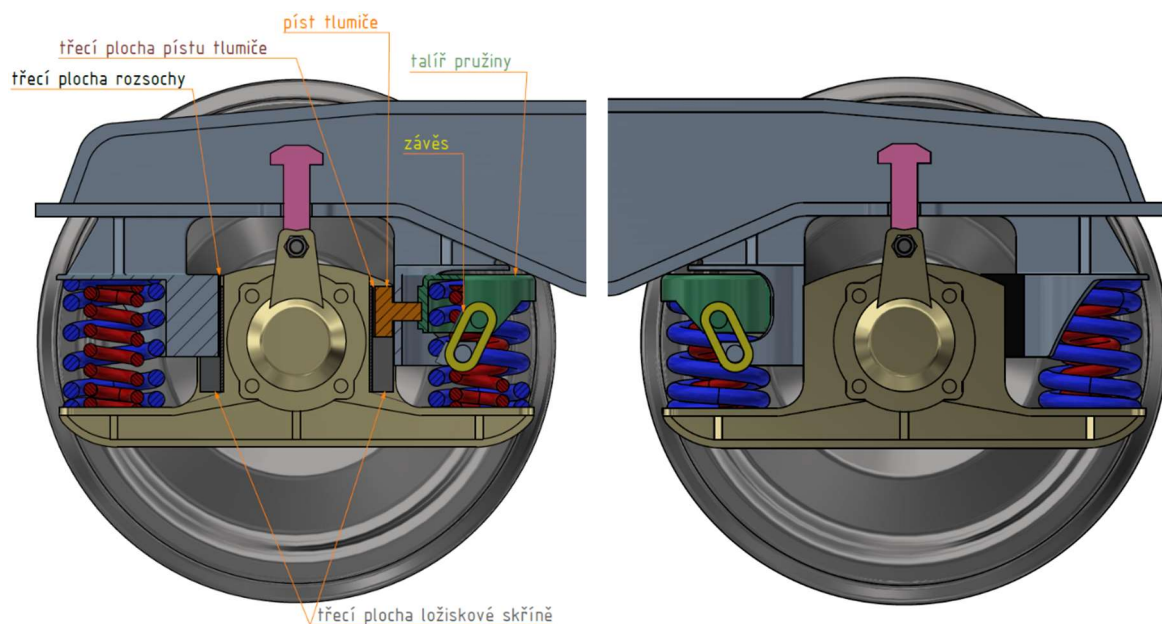
## 8.1 Dvojkolí a nápravová ložiska

U některých provedení podvozků se používá kotoučová brzda, u takových jsou dvojkolí vybavena příslušnými sedly. U výrazné většiny podvozků mají nová dvojkolí průměr 920 mm, který může být (podle výrobců, např. [11] [88]) u opotřeбенých snížen až na 840 mm.

Nápravová ložiska jsou buď opět válečková WJ+WJP, nebo kompaktní ložiskové jednotky. [2] [10] [11] [87] [88] [89]

## 8.2 Vedení dvojkolí a vypružení

Vedení dvojkolí je rozsochové, ovšem oproti podvozkům či pojezdům s vypružením listovými pružnicemi je složitější. Pružina na straně vzdálenější od středu podvozku je rozepřena mezi rámem a ložiskovou skříní, zatímco pružina na straně bližší středu podvozku je rozepřena mezi ložiskovou skříní a talířem pružiny, na kterém je rám zavěšen pomocí šikmého závěsu. Tíha vozu způsobuje, že závěs má tendenci se natočit do svislé polohy, v čemž mu ovšem brání píst tlumiče, který sílu v podélném směru přenáší na ložiskovou skřín, kterou tlačí na třecí plochu rámu podvozku na opačné straně nápravy. Vypružení je ve všech třech směrech (svislé, podélné, příčné) zajištěno vinutými pružinami. [4] [5] [48]



Obr. 56 - Částečný řez vedením dvojkolí Y 25

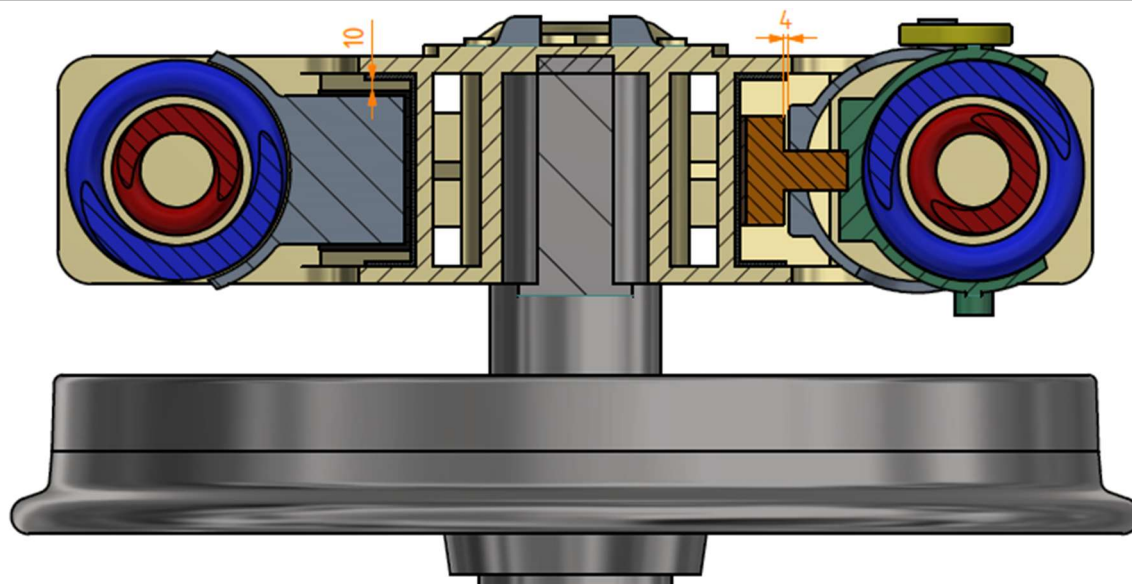
Obr. 57 - Nárys vedení dvojkolí Y 25

Existuje i varianta, kde je rám zavěšen na talíři pružiny pomocí šikmého závěsu na obou stranách nápravy a na obou stranách je i píst tlumiče. Používá se u méně početných podvozků Y 25 s radiálně stavitelnými dvojkolími pro menší opotřeбенí kol a kolejnic a nižší hlučnost. U novějších konstrukcí takovýchto podvozků se používá i křížová vazba mezi dvojkolími. U běžných podvozků Y 25 jsou podélné vůle tak malé, že dvojkolím radiální polohu zaujmout nedovolí. [14] [19]



Tab. 11 - Y 25: vůle ve vedení dvojkolí (údaje z [2] [19])

	Běžné podvozky	S radiálním stavěním
Příčné vůle [mm]	±10	
Podélné vůle [mm]	+0 / -4	±8



Obr. 58 - Znárodnění vůlí ve vedení dvojkolí podvozků Y 25 bez radiálního stavění dvojkolí

## 8.2.1 Charakteristiky svislého vypružení

U podvozků Y 25 je určení charakteristiky vypružení komplikovanější, protože vyhláškou UIC 517 jsou určeny parametry jednotlivých pružin, které jsou na ložiskovou skříň čtyři, přičemž jsou při malém zatížení aktivní jen dvě a zlom charakteristiky není dán konkrétní silou, ale zkrácením vnější pružiny na volnou výšku pružiny vnitřní. Následující výpočet hodnot vychází z nominálních rozměrů.

Tab. 12 - Y 25: parametry pružin pro nápravové zatížení 20 t (údaje z [49])

		vnější pružina	vnitřní pružina
Volná výška	$l_v$ [mm]	264	$234 \pm 2$
Výška při zatížení 8,8 kN	$l_R$ [mm]	$242^{+1}_{-3}$	
Poddajnost	$C$ [mm/kN]	2,41	1,32

Tab. 13 - Y 25: parametry pružin pro nápravové zatížení 22,5 t (údaje z [49])

		vnější pružina	vnitřní pružina
Volná výška	$l_v$ [mm]	260	$234 \pm 2$
Výška při zatížení 8,8 kN	$l_R$ [mm]	$242^{+1}_{-3}$	
Poddajnost	$C$ [mm/kN]	1,97	1,21

Protože je referenční síla na jednu pružinu 8,8 kN a při tomto zatížení se zapojují u jedné ložiskové skříňě pouze 2 vnější pružiny, lze stanovit: [49]

$$F_R = 17,6 \text{ kN}$$



Tuhosti vypružení lze získat výpočtem z poddajností. Je třeba dbát na to, že vypružení jedné ložiskové skříně tvoří dvě dvojice pružin.

$$c_1 = \frac{2}{C_e} \quad [kN/mm] \quad (17)$$

$$c_2 = \frac{2(C_e + C_i)}{C_e C_i} \quad [kN/mm] \quad (18)$$

$C_e$  [mm/kN] je poddajnost vnější pružiny a  $C_i$  [mm/kN] je poddajnost vnitřní pružiny.

Zatížení  $F_D$ , při kterém se mění tuhost vypružení, lze zjistit pomocí vztahu (19)

$$F_D = F_R + c_1(l_{Re} - l_{vi}) \quad [kN] \quad (19)$$

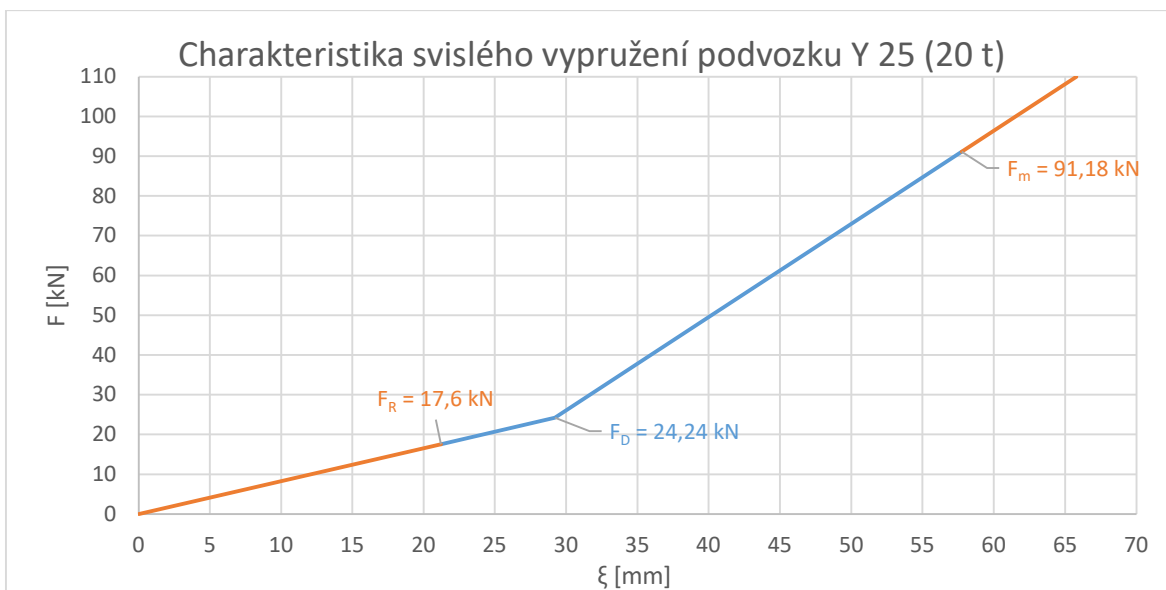
Rozměr  $l_{Re}$  [mm] je výška vnější pružiny při referenčním zatížení a  $l_{vi}$  [mm] je volná výška vnitřní pružiny.

Údaje v Tab. 14 jsou vypočtené z údajů Tab. 12 a Tab. 13.

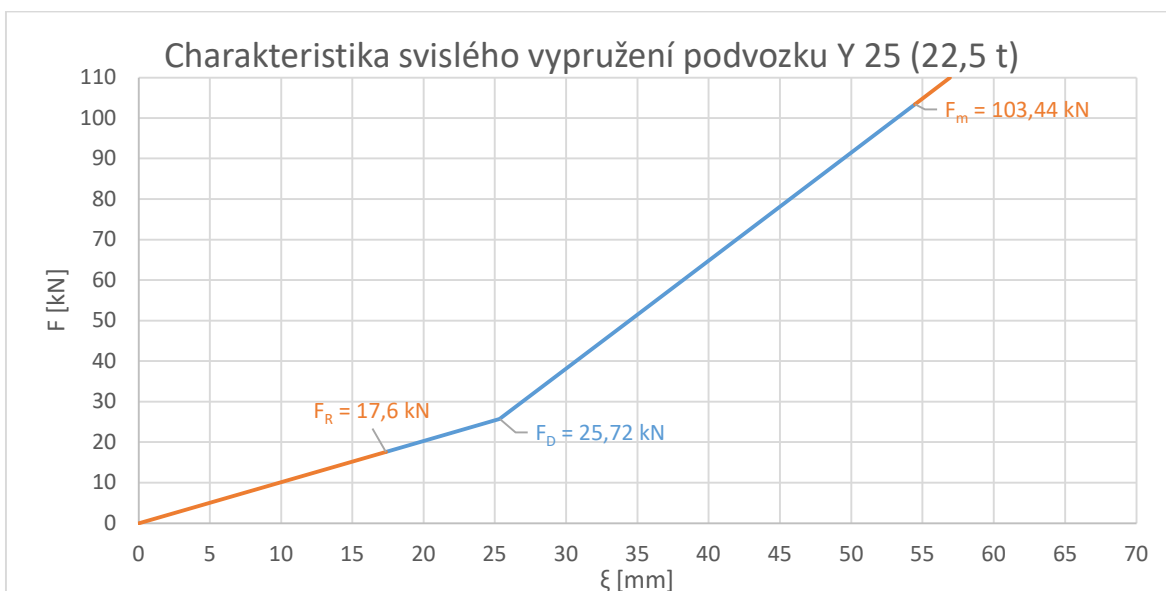
Tab. 14 - Y 25: parametry vypružení

	20 t	22,5 t
$c_1$ [kN/mm]	0,830	1,015
$c_2$ [kN/mm]	2,345	2,668
$F_R$ [kN]	17,6	
$F_D$ [kN]	24,24	25,72
$m_n$ [t]	20	22,5
$F_m$ [kN]	91,18	103,44
$\xi_R$ [mm]	21,21	17,34
$\xi_m$ [mm]	57,75	54,46
$\Delta\xi$ [mm]	<b>36,54</b>	<b>37,13</b>

Užitečná deformace je u obou variant pružin srovnatelná. Oproti podvozkům s pružnicemi musí být výrazně menší, protože u podvozků Y 25 je dovoleno větší opotřebení kol a není možné výškové stavění.



Graf 10 - Charakteristika vypružení podvozku Y 25 ( $m_n = 20$  t)



Graf 11 - Charakteristika vypružení podvozku Y 25 ( $m_n = 22,5$  t)

## 8.2.2 Tlumení

Je použito tlumení podle Lenoira na třecím principu. Píst tlumiče vlivem silového působení šikmého závěsu neustále tlačí ložiskovou skříň na třecí plochu rozsochy, což způsobuje tření, které tlumí svislé a příčné pohyby. Tlaková síla pístu na skříň, tedy i třecí síla je přímo úměrná zatížení rámu podvozku. Tlumení podélných pohybů zajišťuje pouze čepové tření závěsu a tření pístu tlumiče v jeho vedení. [4] [5] [48]

## 8.3 Brzda

U variant podvozků Y 25 se používají všechna provedení mechanické části brzdy pro podvozky uvedená v kapitole 4.3.1.2.



## 8.4 Rám podvozku

Rám podvozků může být uzavřený i otevřený. Podvozky této konstrukce s otevřenými rámy byly dříve označovány Y 27, ale dnes většina výrobců i tyto označuje Y 25. [20]

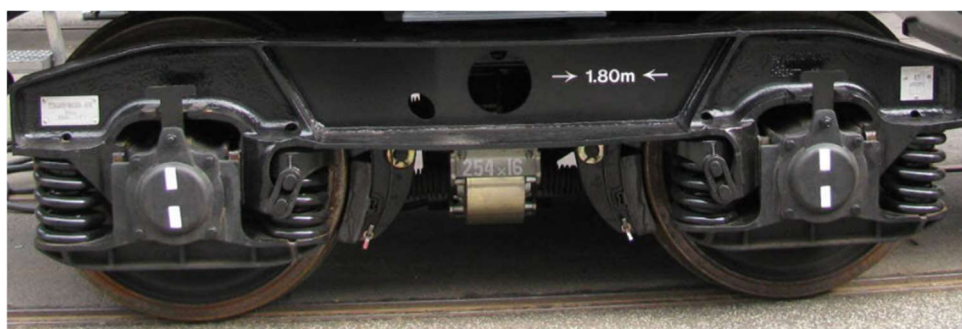
U podvozků Y 25 jsou nejčastěji používají rámy ze svařovaných profilů, a to v několika provedeních. Příčnick bývá u těchto variant skříňový. U nejběžnější varianty jsou podélníky tvaru I-profilu s rozdělením v místě pevnění příčnicku, ale u některých novějších variant se vyskytují i skříňové podélníky nebo podélníky ve tvaru I-profilu bez rozdělení.



Obr. 59 - Podvozek Y25Ls(s)d1 výrobce Nymwag se standardními podélníky [7]



Obr. 60 - Podvozek Y25Lsd-K výrobce Greenbrier se skříňovými podélníky [8]

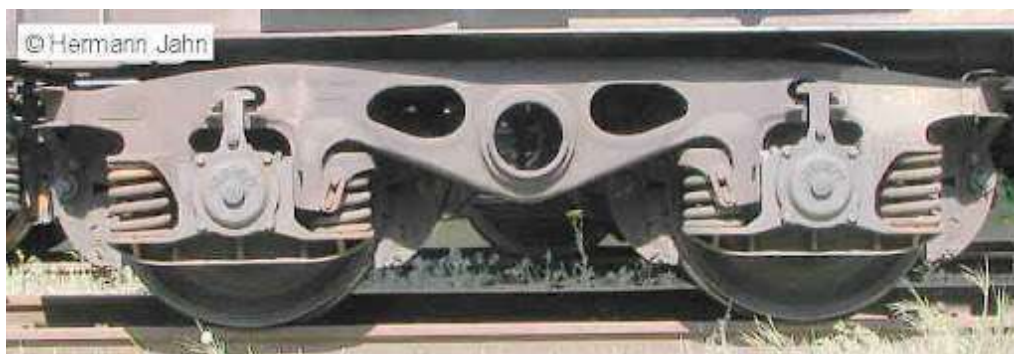


Obr. 61 - Podvozek AFR 22 výrobce Arbel Fauvet Rail s nedělenými podélníky tvaru I-profilu [13]





Dříve byly ve velké míře vyráběny i podvozky s odlévanými podélníky a válcovým příčnickem.



Obr. 62 - Podvozek Y 25 Csdm s odlévanými podélníky a válcovým příčnickem [2]

## 8.5 Spojení podvozku se skříní vozu

Tab. 15 - Y 25: parametry spojení podvozku se skříní

<b>Torna</b>	kulová
<b>Kluznice</b>	odpružené
<b>Příčná rozteč kluznic</b>	1700 mm

V počátku výroby vznikaly v menší míře i podvozky s pevnými kluznicemi. [48]



## 9 Bezpečnost proti vykolejení na zborcené koleji

Zborcení koleje je jeden z parametrů popisující geometrii koleje. Popisuje změnu převýšení koleje (výškového rozdílu kolejnicových pásů) na jednotku délky koleje. Může být určeno parametrem zborcení koleje  $n$  [1/rad], což je převrácená hodnota úhlu zborcení koleje  $\alpha$  [rad]. [90]

$$n = \frac{1}{\alpha} \quad [1/rad] \quad (20)$$

Také se udává v promilích (rozměrově milimetry na metr). Zborcení  $g_l$  [‰] je poté určeno vztahem (21). [90]

$$g_l = \frac{1000p}{l_k} \quad [‰] \quad (21)$$

V tomto vztahu je  $p$  [mm] rozdíl převýšení kolejnicových pásů na délce koleje dané délkou koleje  $l_k$  [mm]. Násobek 1000 je v čitateli z důvodu, že se zborcení udává v promilích. (Délka kolejí se běžně udává v metrech. Zde je v milimetrech pro zachování společných jednotek s dalšími rozměry.)

Bezpečnost proti vykolejení označuje odolnost vozidla proti vyšplhání okolků na hlavu kolejnice. Jedná se o vlastnost, která může být popisována a zjišťována různými způsoby. Způsoby jejího zjišťování lze rozdělit na dvě základní kategorie: [91] [92]

- Kvazistatická bezpečnost: na zkušebním zařízení, změny dostatečně pomalé pro zanedbání dynamických silových účinků
- Jízdní bezpečnost: vyhodnocována při jízdních zkouškách daného vozidla na trati

Normalizované zkoušky kvazistatické bezpečnosti na zborcené koleji jsou definované v normě ČSN EN 14363+A2. Z údajů o charakteristických rozměrech pojezdu či podvozku a tuhosti vypružení lze získat výpočtem odlehčení kola  $\Delta Q$  [kN], což je hlavní parametr sledovaný při zkoušce podle normalizované metody č. 3. Další parametr sledovaný v metodě č. 3 je odpor proti natočení podvozku. [91] [92]

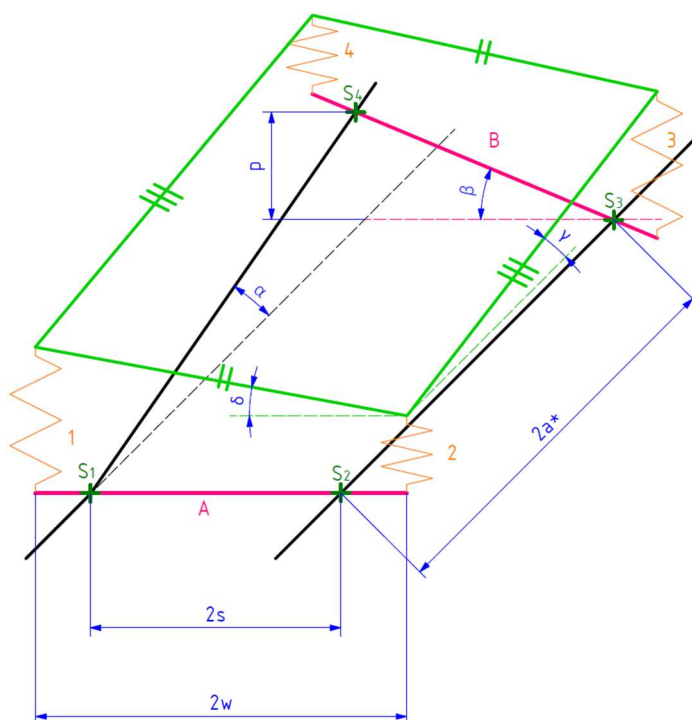
Při výpočtu odlehčení kola jsem přistoupil k následujícím zjednodušením:

- Rám podvozku či spodek vozu s rámovým pojezdem považuji za dokonale tuhý.
- Nápravu považuji za dokonale tuhou
- Zanedbávám průměr kol, dvojkolí znázorňuji jako přímkou, rám podvozku či spodek vozu zjednodušuji na obdélník s rohy v místě navázání na pružicí prvky
- Zanedbávám příčnou deformaci pružicích prvků vlivem natočení spodku vozu či rámu podvozku oproti dvojkolím



## 9.1 Výpočet pro vůz s rámovým pojezdem (dvounápravový)

Na následujícím obrázku je schematicky znázorněno postavení vozu na zborcené koleji. Je na něm zvýrazněna rovnoběžnost protilehlých stran spodku vozu, která vyplývá z jeho absolutní tuhosti. Zároveň jsou na něm znázorněny rozměry, které figurují ve výpočtu. Čárkované čáry označují teoretickou orientaci dvojkolí, styčných bodů kolejnic a spodku vozu na nezborcené koleji. Vztažná rovina odpovídající koleji bez zborcení je dána styčnými body  $S_1, S_2, S_3$ .



Obr. 63 - Schéma postavení vozu na zborcené koleji

Kola jednoho dvojkolí se v ideálním případě v jakémkoli okamžiku dotýkají kolejnic ve dvou bodech (Ve skutečnosti vlivem poddajnosti ploškách), které se nacházejí na styčných kružnicích na jízdní ploše kol. Pro standardní rozchod 1435 mm je vzdálenost styčných kružnic  $2s = 1500 \text{ mm}$ . Pružicí prvky se u většiny pojezdů umísťují tak, aby jejich osy (šroubovité pružiny) či středové roviny (listové pružnice) procházely středy čepů nápravových ložisek. Vzdálenost středů čepů nápravových ložisek se označuje  $2w \text{ [mm]}$ . Rozměr a  $2a^* \text{ [mm]}$  je rozvor vozu.

Úhlové míry  $\alpha \text{ [rad]}$  (úhel zborcení koleje) a  $\beta \text{ [rad]}$  (úhel naklopení nápravy) lze při zavedení aproximací pro malé úhly

$$\varphi = \text{tg } \varphi \quad \text{[rad]} \quad (22)$$

$$\varphi = \sin \varphi \quad \text{[rad]} \quad (23)$$

vyjádřit v závislosti na délkových rozměrech:

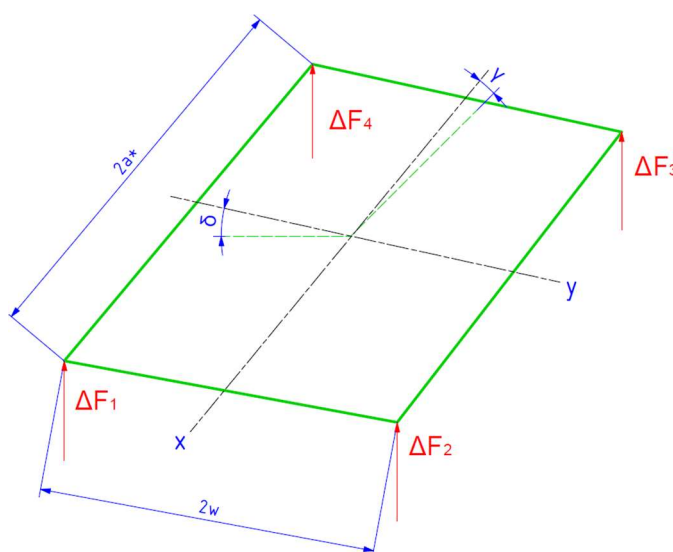


$$\alpha = \frac{p}{2a^*} \quad [rad] \quad (24)$$

$$\beta = \frac{p}{2s} \quad [rad] \quad (25)$$

Velikosti úhlů  $\gamma$  [rad] (podélné naklopení spodku vozu) a  $\delta$  [rad] (příčné naklopení spodku vozu) vychází z následujících výpočtů.

Jako první krok výpočtu použijí silovou a momentovou rovnováhu spodku vozu. Protože se zatížení vozu nájezdem na zborcenou část koleje nemění, nepočítám s celkovým zatížením a reakčními silami pružících prvků, ale pouze se změnami těchto reakčních sil, změna celkového zatížení je nulová. Osy  $x$  a  $y$  procházejí středy stran obdélníku představujícího spodek vozu.



Obr. 64 - Schéma změny silového působení na spodek vozu na zborcené koleji

Rovnice silové rovnováhy:

$$\Delta F_1 + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 = 0 \quad [kN] \quad (26)$$

Rovnice momentové rovnováhy k ose  $x$ :

$$(\Delta F_2 + \Delta F_3 - \Delta F_1 - \Delta F_4) \cos \delta \cdot w = 0 \quad [N \cdot m] \quad (27)$$

Rovnice momentové rovnováhy k ose  $y$ :

$$(\Delta F_3 + \Delta F_4 - \Delta F_1 - \Delta F_2) \cos \gamma \cdot a^* = 0 \quad [N \cdot m] \quad (28)$$

Protože členy  $\cos \gamma$ ,  $\cos \delta$ ,  $w$ ,  $a^*$  jsou nenulové, ze sečtení rovnic (27) a (28) a následných úprav vyplývá rovnice:

$$\Delta F_1 = \Delta F_3 \quad [kN] \quad (29)$$

Dosazením vztahu (29) do rovnice (27) a upravením vznikne další vztah:

$$\Delta F_2 = \Delta F_4 \quad [kN] \quad (30)$$



Z dosazení vztahů (29) a (30) do rovnice (26) lze získat poslední vztah nutný pro zjištění poměru velikosti změny zatížení jednotlivých pružicích prvků.

$$\Delta F_1 = -\Delta F_2 \quad [kN] \quad (31)$$

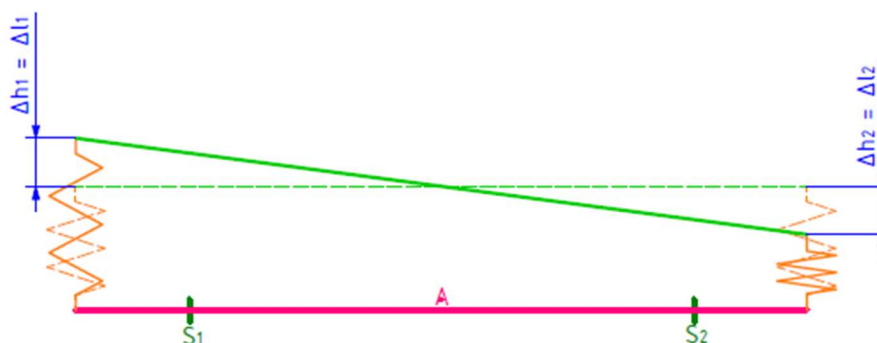
Změny zatížení jsou tedy pro všechny pružicí prvky stejně velké a u dvou sousedních vždy opačně orientované.

Dále pro výpočet využijí rovnoběžnost stran obdélníku představujícího spodek vozu a vztah pro tuhost vypružení. Změna výšky pružicího prvku oproti stavu na rovné nezborčené koleji  $\Delta l$  [mm] je dána rovnicí (32).

$$\Delta l = \frac{\Delta F}{c} \quad [mm] \quad (32)$$

Tato rovnice je ekvivalentní rovnici (5) pro stanovení svislé deformace vypružení  $\xi$  v obecném případě. Z rovnice (32) vyplývá, že poměr změn zatížení pružicích prvků odpovídá poměru změn jejich délky.

Dále zavedu pro pružicí prvek příslušící každému kolu veličinu  $\Delta h$  [mm], která značí změnu výšky spodku vozu v místě upevnění pružicího prvku oproti koleji bez zborcení.

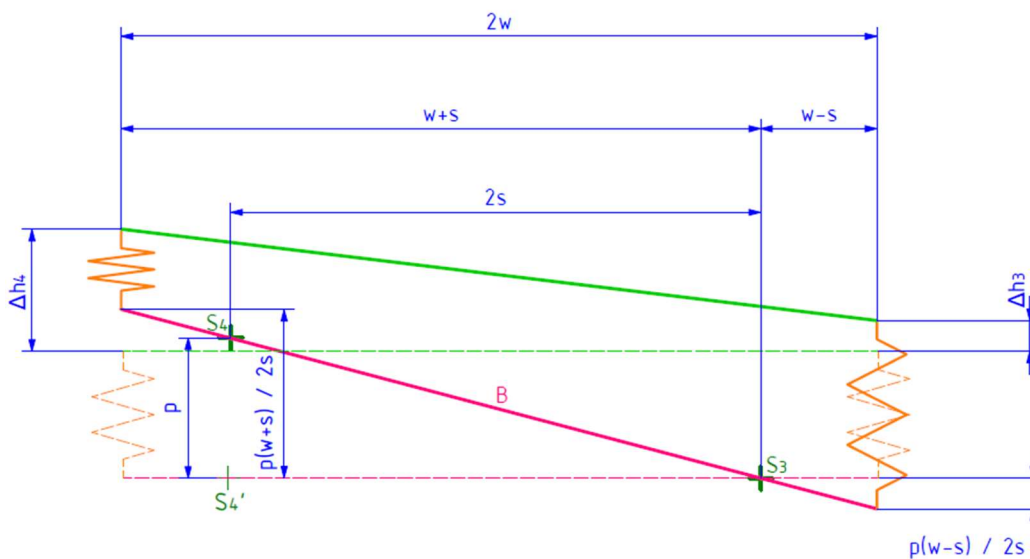


Obr. 65 - Znáznornění rozměrů  $\Delta h$  a  $\Delta l$  u dvojkolí A

U dvojkolí A se rovná změně výšky pružicích prvků. Čárkované čáry zobrazují polohu rámu a pružicích prvků na koleji, kde je celý vůz na úseku bez zborcení.

$$\Delta h_1 = \Delta l_1 \quad [mm] \quad (33)$$

$$\Delta h_2 = \Delta l_2 \quad [mm] \quad (34)$$



Obr. 66 - Znáznornění rozměrů  $\Delta h$  a členu popisujícího změnu orientace u dvojkolí B

U dvojkolí B se jedná o superpozici změny délky pružícího prvku a změny orientace dvojkolí vlivem zborcení. Čárkované čáry a fiktivní styčný bod  $S'_4$  zobrazují polohu rámu, pružících prvků a dvojkolí na koleji bez zborcení. Člen znázorňující změnu orientace dvojkolí vychází z podobnosti trojúhelníků.

$$\Delta h_3 = \Delta l_3 - p \frac{(w - s)}{2s} \quad [mm] \quad (35)$$

$$\Delta h_4 = \Delta l_4 + p \frac{(w + s)}{2s} \quad [mm] \quad (36)$$

Dále provedu nahrazení pro zjednodušení:

$$\Delta F_1 = \Delta F_3 = \Delta F \quad [kN] \quad (37)$$

$$\Delta F_2 = \Delta F_4 = -\Delta F \quad [kN] \quad (38)$$

$$\Delta l_1 = \Delta l_3 = \Delta l \quad [mm] \quad (39)$$

$$\Delta l_2 = \Delta l_4 = -\Delta l \quad [mm] \quad (40)$$

Protože má spodek vozu tvar tuhého obdélníku, musí platit vztah:

$$\Delta h_4 - \Delta h_3 = \Delta h_1 - \Delta h_2 \quad [mm] \quad (41)$$

Po dosazení vztahů (33), (34), (35), (36), do rovnice (41), zjednodušení podle vztahů (39), (40) a upravení vznikne rovnice

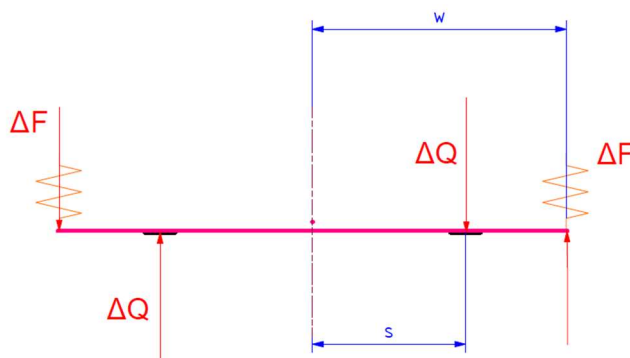
$$\Delta l = \frac{1}{4} p \frac{2w}{2s} \quad [mm] \quad (42)$$



Pro zjištění absolutní hodnoty změny zatížení pružicích prvků je třeba do rovnice (42) dosadit vztah (32).

$$\Delta F = \frac{1}{4} cp \frac{2w}{2s} \quad [kN] \quad (43)$$

Pomocí rovnováhy dvojkolí (zde dvojkolí A) lze ze změny zatížení pružicích prvků získat změnu zatížení kol.



Obr. 67 - Schéma změny zatížení dvojkolí A

Stejná velikost změny zatížení  $\Delta Q$  na obou kolech vyplývá ze silové rovnováhy.

Rovnice momentové rovnováhy ke středu nápravy:

$$2\Delta F \cdot w - 2\Delta Q \cdot s = 0 \quad [N \cdot m] \quad (44)$$

Dosazením vztahu (43) do rovnice (44) a upravením vznikne vztah pro změnu kolového zatížení:

$$\Delta Q = \frac{1}{4} cp \left(\frac{2w}{2s}\right)^2 \quad [kN] \quad (45)$$

Odlehčenými koly jsou kola se styčnými body  $S_2$  a  $S_4$ , tedy ta, u kterých je naopak přitížení pružicí prvek. Protože tuhost vypružení zvětšuje odlehčení na zborcené koleji, je zřejmé, že uvažování zcela tuhého spodku vozu je na straně bezpečnosti, protože poddajnost spodku vozu se chová jako další pružina řazená sériově s vypružením vozu, která snižuje jeho celkovou tuhost.

Pro porovnání mezi jednotlivými provedeními pojezdů je vhodné zavést změnu zatížení na určitém zborcení. Volím zborcení odpovídající zkušebnímu zborcení dle normy EN 14363+A2 pro vůz o rozvoru 8 m. Zkušební zborcení je pro vozy o rozvoru 4000 až 20000 mm definováno vztahem (46), který je zde upraven pro dosazování v milimetrech. [92]

$$g_l = \frac{20000}{2a^*} + 2 \quad [\%] \quad (46)$$

Dosazením rozvoru  $2a^* = 8000 \text{ mm}$  do vztahu (46) vyjde:

$$g_l = \frac{20000}{8000} + 2 = 4,5 \text{ ‰}$$



Protože porovnávám vlastnosti při stejném rozvoru, je možné dopočítat absolutní velikost zborcení na rozvoru vozu úpravou vzorce (21) a dosazením rozvoru za  $l_k$ , čímž vznikne vztah (47).

$$p = \frac{g_l \cdot 2a^*}{1000} \quad [mm] \quad (47)$$

$$p = \frac{4,5 \cdot 8000}{1000} = 36 \text{ mm}$$

Pro více vypovídající porovnání bezpečnosti proti vykolejení, které může zahrnovat i pojezdy s lomenou charakteristikou vypružení, je navíc třeba změnu odlehčení vztáhnout k minimálnímu kolovému zatížení (na nezborcené koleji – tedy podíl celkové hmotnosti vozu počtem kol), při kterém má vypružení danou tuhost. Toto zatížení označuji  $Q_{min}$  [kN]. Pro lineární charakteristiky vypružení a první větve lomených charakteristik platí:

$$Q_{min} = 2,5 \cdot g \quad [kN] \quad (48)$$

Statické kolové zatížení 2,5 t na kolo je hodnota, ze které vychází i referenční zatížení pružicího prvku. Budu ji považovat za statické kolové zatížení prázdného vozu. Z dosazení do vztahu (48) vychází:

$$Q_{min} = 2,5 \cdot 9,81 = 24,53 \text{ kN}$$

U druhé větve lomené charakteristiky vypružení je situace složitější. Protože zborcení koleje vždy část pružicích prvků odlehčuje a část přitěžuje, při některých kombinacích zatížení a zborcení má vypružení připadající různým kolům různou tuhost. S tímto předchozí výpočty nepočítají, takže je pro vyšší tuhost vypružení uvažován až stav, kdy je vypružení u všech kol zatíženo tak, že je v oblasti vyšší tuhosti.

Pro určení statického zatížení pružicích prvků (na koleji bez zborcení) připadajících na 1 kolo, které zaručí, že jsou všechny pružicí prvky v druhé větvi lomené charakteristiky vypružení (síla  $F_{Dg}$  [kN]), používám vztah (49).

$$F_{Dg} = F_D - \Delta F \quad [kN] \quad (49)$$

Kolové zatížení odpovídající síle na pružicí prvky  $F_{Dg}$  položím jako kolové zatížení  $Q_{min}$  pro druhou větve charakteristiky vypružení. Toto kolové zatížení získám jako sílu  $F_{Dg}$  zvětšenou o tíhu neodpružených hmot. Tíha neodpružených hmot je rozdíl tíhové síly na 1 kolo při kolovém zatížení 2,5 t a referenční síly na pružicí prvky připadající na jedno kolo  $F_R$ .

$$Q_{min} = F_{Dg} + (2,5 \cdot g - F_R) \quad [kN] \quad (50)$$

V Tab. 16 jsou porovnány varianty vypružení rámových pojezdů. Modře jsou znázorněny hodnoty pro druhou větve charakteristiky vypružení.





Pro všechny varianty vypružení platí:

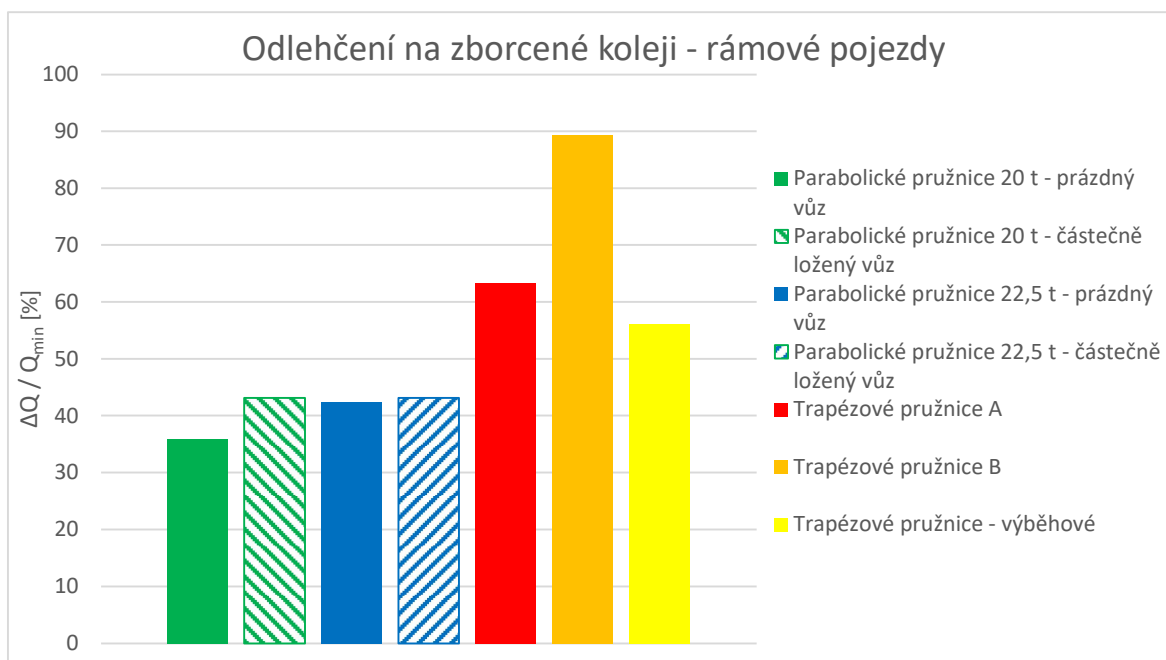
$$2w = 2000 \text{ mm}$$

$$2s = 1500 \text{ mm}$$

$$p = 36 \text{ mm}$$

Tab. 16 - Odlehčení kol rámových pojezdů na zborčené koleji relativně k hmotnosti vozu

	Parabolické pružnice				Trapézové pružnice		
	20 t		22,5 t		A	B	výběhové
$c$ [kN/mm]	0,55	1,69	0,65	1,82	0,97	1,37	0,86
$\Delta Q$ [kN]	8,80	27,04	10,40	29,12	15,52	21,92	13,76
$\Delta F$ [kN]		20,28		21,84			
$F_D$ [kN]		37,90		41,10			
$F_{Dg}$ [kN]		58,18		62,94			
$Q_{min}$ [kN]	24,53	62,71	24,53	67,47	24,53	24,53	24,53
$\Delta Q/Q_{min}$ [%]	35,88	43,12	42,41	43,16	63,28	89,38	56,11



Graf 12 - Odlehčení kol rámových pojezdů na zborčené koleji relativně ke kolovému zatížení

Z hodnot v tabulce a grafu vyplývá, že při použití parabolických pružnic pro maximální nápravové zatížení  $m_n = 20 \text{ t}$  je větší relativní odlehčení v nejméně příznivém částečně loženém stavu (s nejnižší možnou hmotností při vyšší tuhosti pružnic) než ve stavu prázdném. U pružnic pro  $m_n = 22,5 \text{ t}$  jsou tyto dva stavy z hlediska relativního odlehčení srovnatelné. U standardizovaných trapézových pružnic s hodnotami odlehčení zvýrazněnými v tabulce červeně je překročeno maximální odlehčení 60 %. U pružnice A je překročení malé, takže po započítání poddajnosti spodku vozu by vůz o daných parametrech téměř určitě maximálnímu odlehčení vyhověl. U pružnice B je překročení výrazně větší, takže by pravděpodobně mohla být použita pouze pod vozy s kratším rozvorem nebo vyšší hmotností v prázdném stavu.



## 9.2 Výpočet pro dvounápravový podvozek

Pro dvounápravové podvozky je postup výpočtu stejný jako u pojezdu dvounápravového vozu. Rozdíl spočívá v tom, že hodnoty vztahující se na celý vůz se u předchozího výpočtu se zde vztahují pouze na jeden podvozek, takže se místo rozvoru vozu  $2a^*$  používá rozvor podvozku  $2a^+$ . Hodnoty odlehčení nejsou mezi podvozky a pojezdy dvounápravových vozů porovnatelné, protože u vozů s podvozkovým pojezdem se kromě změny zatížení na bázi podvozku uplatňuje ještě změna zatížení mezi otočnými čepy (tornami), která v tomto výpočtu není zahrnuta. [92]

Všechny podvozky zahrnuté do porovnání mají rozvor  $2a^+ = 1800 \text{ mm}$ . Podle normy EN 14363+A2 je pro podvozky s  $2a^+ < 4000 \text{ mm}$  stanoveno zkušební zborcení: [92]

$$g_l = 7 \text{ ‰}$$

Velikost zborcení na rozvoru podvozku je možné vypočítat podle vztahu (51) obdobně jako u vztahu (47) u rámových pojezdů.

$$p = \frac{g_l \cdot 2a^+}{1000} \quad [mm] \quad (51)$$

$$p = \frac{7 \cdot 1800}{1000} = 12,6 \text{ mm}$$

U podvozků s dvojkolími vyměnitelnými za dvojkolí pro iberský rozchod 1668 mm je nutná větší vzdálenost středů čepů nápravových ložisek, a tedy i pružin. V tabulce je tato varianta podvozků označena (e).



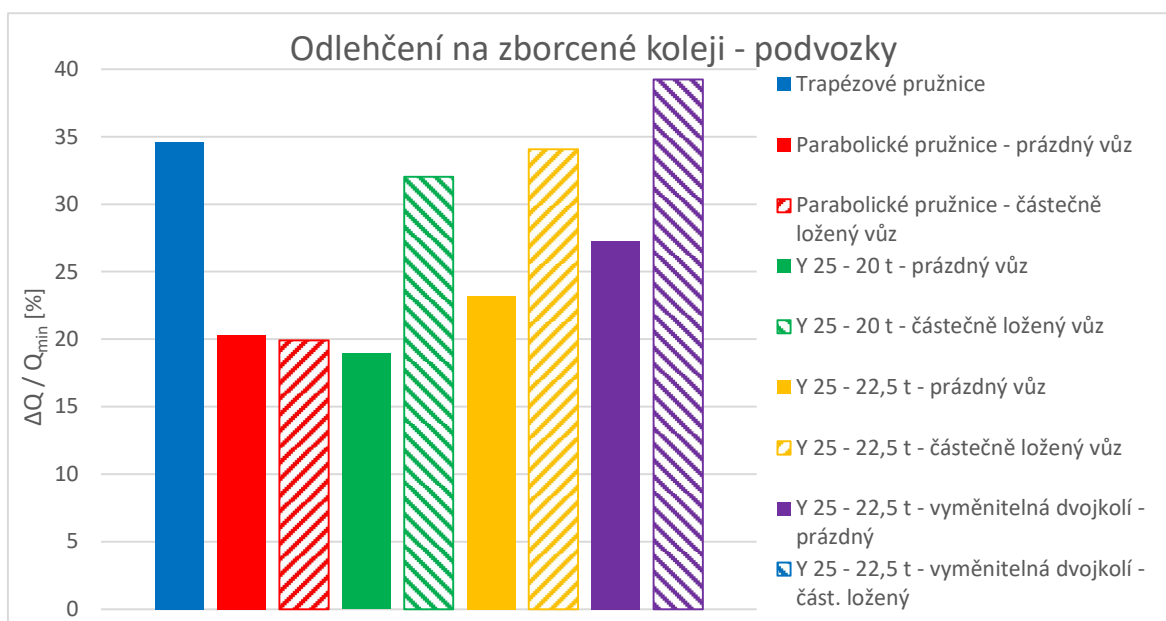
Pro všechny podvozky platí:

$$2s = 1500 \text{ mm}$$

$$p = 12,6 \text{ mm}$$

Tab. 17 - Odlehčení kol podvozků na zborcené koleji relativně k hmotnosti vozu

	Listové pružnice		Podvozky Y 25						
	Trapézové	Parabolické	20 t	22,5 t	22,5 t (e)				
$2w$ [mm]	2000	2000	2000	2000	2170				
$c$ [kN/mm]	1,515	0,89	1,86	0,830	2,345	1,015	2,668	1,015	2,668
$\Delta Q$ [kN]	8,48	4,98	10,42	4,65	13,13	5,69	14,94	6,69	17,59
$\Delta F$ [kN]			7,81		9,85		11,21		12,16
$F_D$ [kN]			40		24,24		25,72		25,72
$F'_D$ [kN]			47,81		34,09		36,93		37,88
$Q_{min}$ [kN]	24,53	24,53	52,34	24,53	41,01	24,53	43,85	24,53	44,81
$\Delta Q/Q_{min}$ [%]	<b>34,59</b>	<b>20,32</b>	<b>19,90</b>	<b>18,95</b>	<b>32,02</b>	<b>23,18</b>	<b>34,07</b>	<b>27,29</b>	<b>39,26</b>



Graf 13 - Odlehčení kol rámových pojezdů na zborcené koleji relativně ke kolovému zatížení

Z údajů v tabulce a grafu vyplývá, že největší relativní odlehčení kola v rámci podvozku prázdného vozu mají podvozky s trapézovými pružnicemi. Pro parabolické pružnice je srovnatelné relativní odlehčení kola pro zatížení odpovídající prázdnému a nejnepříznivěji částečně loženému vozu. Pro podvozky Y 25 je u nejnepříznivějšího částečného zatížení odlehčení výrazně větší, protože je nárůst tuhosti ve zlomu charakteristiky vypružení výraznější a zlom nastává při nižším zatížení. U podvozků pro  $m_n = 20 \text{ t}$ , u kterých je největší rozdíl mezi relativními odlehčeními odpovídajícími prázdnému a částečně loženému stavu, je tento rozdíl větší než dvě třetiny relativního odlehčení prázdného vozu. Celkově je ovšem kvůli tuhosti vypružení větší odlehčení u podvozků pro  $m_n = 22,5 \text{ t}$ . Největší odlehčení v částečně loženém stavu mají podvozky s možností zavázání dvojkolí iberského rozchodu kvůli větší příčné vzdálenosti středů pružin.



## 10 Závěr

Hlavním cílem této práce bylo zpracovat přehled typů v běžném provozu používaných typů rámových pojezdů a podvozků obsahující i jejich parametry jako například rozměry, dovolené nápravové zatížení a zejména technická řešení hlavních konstrukčních uzlů. Tento přehled je umístěn v příložené přehledové tabulce. U hojně používaných typů a technických řešení byly zpracovány podrobnější popisy a porovnány některé jejich vlastnosti, které byly převzaty nebo dopočítány z údajů z norem a dalších pramenů. 3D modely u popisů jednotlivých konstrukčních celků nebo celých pojezdů a podvozků primárně znázorňují jejich funkci, takže byly v některých případech za účelem přehlednosti zjednodušeny.

U rámových pojezdů je pro většinu vozů používáno řešení standardizované vyhláškou UIC 517 již několik desetiletí s listovými pružnicemi, oboustrannou špalíkovou brzdou a rozsochovým vedením dvojkolí, které prošlo pouze dílčími inovacemi – náhrada litinových špalíků kompozitními, používání převážně parabolických pružnic místo trapézových, případně používání závěsů Niesky 2 místo dvojitých závěsů, což i zvyšuje možné nápravové zatížení až na 25 t. Více odlišné řešení, a to pojezd TF25SA se šroubovitými pružinami, hydraulickými tlumiči, kotoučovou brzdou a vedením dvojkolí podélnými ojnicemi s vyšší dovolenou rychlostí až 160 km/h, se dočkalo ve srovnání mnohem menšího rozšíření. Celkově jsou rámové pojezdy dnes na ústupu, výrobci je nabízí převážně pod vozy pro přepravu automobilů, kde jsou pro zvýšení ložného prostoru používána kola o menším průměru než standardních 920 mm a pro zvýšení bezpečnosti proti vykolejení měkčí pružnice pro nižší nápravové zatížení.

U podvozků je v současnosti používáno téměř výhradně rozsochové vedení dvojkolí, převážně v kombinaci se šroubovitými pružinami a třecím tlumičem (podvozky Y 25 a odvozené typy), v menší míře parabolickými pružnicemi. Trapézové pružnice se vyskytují prakticky jen u velmi starých vozů. Vypružení je u většiny podvozků pouze primární, tedy mezi dvojkolími a rámem podvozku. Brzda je převážně špalíková, u podvozků Y 25 může být i jednostranná v běžném nebo kompaktním provedení, u vozů s vypružením pružnicemi se používá kvůli velkým vůlím ve vedení dvojkolí pouze oboustranná. Kotoučová brzda je vzhledem k vyšší hmotnosti, a kromě vozů s velmi velkým kilometrickým proběhem i údržbové náročnosti, vzácnější. Rámy podvozků jsou převážně svařované, ale dříve byly u podvozků Y 25 a odvozených používány ve velké míře i částečně odlévané. Otevřené rámy bez čelníků se mohou používat pouze pro podvozky s jednostrannou špalíkovou nebo kotoučovou brzdou, podvozky s oboustrannou špalíkovou brzdou mají vždy čelníky pro nesení částí brzd. Spojení se spodkem vozu je zajištěno kulovou tornou, která umožňuje natočení vozu proti podvozku ve všech třech osách a přenáší většinu zatížení, a postranními pevnými nebo odpruženými kluznicemi.



Méně běžné podvozky novější konstrukce (DRRS, RC25NT, TF25) používají odlišné principy vypružení a vedení dvojkolí. Buď je kombinována funkce vypružení a vedení dvojkolí pryžovými prvky primárního vypružení, nebo je použito kyvné rameno pevně připojené k ložiskové skříni. Podvozky RC25NT a TF25 používají i sekundární vypružení mezi rámem podvozku a skříni vozidla. U podvozku TF25 nejsou použity kluznice, ale spodek vozu je umístěn přímo na pryžových sloupcích sekundárního vypružení.

Vývoj podvozků směřuje v posledních desetiletích ke zvyšování jejich užitných parametrů, zejména:

- Zvyšování únosnosti (z 20 na 22,5 až 25 tun na nápravu)
- Snižování vlastní hmotnosti a zástavbových rozměrů (např. nepoužití čelníků díky jednostrannému obrzdění)
- Snižování opotřebení trati a podvozku lepšími chodovými vlastnostmi (např. umožnění radiálního natáčení dvojkolí u podvozků Y 25, použití křížové vazby)
- Snižování hlučnosti (např. používání nekovových špalíků, opět radiální natáčení)

Celkově je zřejmé, že jsou pro většinu provozovatelů důležité hlavně první dva body, protože podvozky Y 25 s radiálním natáčením dvojkolí a případně křížovou vazbou jsou mnohem vzácnější než jejich běžné provedení. Velkého rozšíření se v porovnání s běžnými podvozky Y 25 nedočkaly ani konstrukce RC25NT, TF25 a DRRS a používání podvozků s parabolickými pružnicemi, které radiální natáčení umožňují, klesá (v rámci rešerše jsem mimo třínápravových podvozků nenarazil na výrobce, který by je stále nabízel), protože kvůli vůlím ve vedení dvojkolí neumožňují použití jednostranné špalíkové brzdy a tím snížení hmotnosti a zástavbových rozměrů.



## 11 Seznam použitých veličin

Označení	Jednotka	Význam
$2a^*$	[mm]	Rozvor dvounápravového vozu
$2a^+$	[mm]	Rozvor dvounápravového podvozku
$2s$	[mm]	Vzdálenost styčných kružnic dvojkolí
$2w$	[mm]	Vzdálenost středů čepů nápravových ložisek
$c$	[kN/mm]	Tuhost vypružení připadající na jedno kolo
$c_1$	[kN/mm]	$c$ první větve lomené charakteristiky vypružení
$c_2$	[kN/mm]	$c$ druhé větve lomené charakteristiky vypružení
$C_e$	[mm/kN]	Poddajnost vnější pružiny podvozků Y 25
$C_i$	[mm/kN]	Poddajnost vnitřní pružiny podvozků Y 25
$F$	[kN]	Zatížení pružicích prvků připadajících na 1 kolo
$F'$	[kN]	Přídavné zatížení pružicích prvků
$F_D$	[kN]	$F$ při změně tuhosti vypružení
$F_{Dg}$	[kN]	$F$ na koleji bez zborcení, pro které dojde na zborcené koleji ke změně tuhosti vypružení
$F_m$	[kN]	$F$ při statickém zatížení plně loženým vozem
$F_R$	[kN]	Referenční $F$ prázdného vozu
$\Delta F$	[kN]	Změna $F$ na zborcené koleji
$\Delta F_1, \Delta F_2, \Delta F_3, \Delta F_4$	[kN]	$\Delta F$ pro pružicí prvky náležící jednotlivým kolům
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$g_l$	[‰]	Zborcení koleje
$\Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3, \Delta h_4$	[mm]	Změna výšky spodku vozu v místě upevnění pružicího prvku na zborcené koleji
$l_k$	[mm]	Délka koleje
$l_{Re}$	[mm]	Výška vnější pružiny podvozku Y 25 při referenčním zatížení
$l_{vi}$	[mm]	Volná výška vnitřní pružiny podvozku Y 25



$\Delta l$	[mm]	Změna výšky pružicího prvku na zborcené koleji
$\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \Delta l_4$	[mm]	$\Delta l$ pro pružicí prvky náležící jednotlivým kolům
$m_n$	[t]	Maximální nápravové zatížení
$n$	[1/rad]	Parametr zborcení koleje
$p$	[mm]	Rozdíl převýšení kolejnicových pásů na určité délce koleje
$Q_{min}$	[kN]	Nejmenší možné kolové zatížení při dané tuhosti vypružení
$\Delta Q$	[kN]	Změna kolového zatížení na zborcené koleji
$\Delta Q_1, \Delta Q_2, \Delta Q_3, \Delta Q_4$	[kN]	$\Delta Q$ pro jednotlivá kola
$R$	[kN]	Celková reakce závěsu pružnice
$R_G$	[kN]	Reakce závěsu pružnice na tíhovou sílu
$R_V$	[kN]	Vratná reakce závěsu pružnice
$v$	[mm]	Výchylka závěsu pružnice
$z$	[mm]	Délka závěsu pružnice
$\alpha$	[rad]	Úhel zborcení koleje
$\beta$	[rad]	Úhel naklopení nápravy
$\gamma$	[rad]	Podélné naklopení spodku vozu / rámu podvozku
$\delta$	[rad]	Příčné naklopení spodku vozu / rámu podvozku
$\xi$	[mm]	Svislá deformace pružicího prvku
$\xi'$	[mm]	Přídavná svislá deformace pružicího prvku
$\xi_D$	[mm]	$\xi$ při změně tuhosti vypružení
$\xi_m$	[mm]	$\xi$ při statickém zatížení plně loženým vozem
$\xi_R$	[mm]	Referenční $\xi$ prázdného vozu
$\Delta \xi$	[mm]	Užitečná svislá deformace vypružení
$\varphi$	[rad]	Obecné vyjádření úhlu
$\chi$	[rad]	Úhel výchylky závěsu pružnice



## 12 Seznam obrázků

Obr. 1 – Vysokostěnný otevřený vůz s dvounápravovým rámovým pojezdem [52] ....	12
Obr. 2 - Třívozová šestinápravová jednotka z krytých vozů Heirrs [55] .....	13
Obr. 3 - Spojení vozů dvouvozové jednotky na přepravu dřeva Laaps [56] .....	13
Obr. 4 - Spojení vozů dvouvozové jednotky na přepravu dřeva Laaps [56].....	14
Obr. 5 - Rozměry jednotky Laaps [58].....	15
Obr. 6 - Rozměry jednotky Laaps [59] .....	15
Obr. 7 - Jednotka na přepravu automobilů Laaeffrs [61] .....	16
Obr. 8 - Jednotka na přepravu automobilů Hccrrs [63] .....	16
Obr. 9 - Jednotka na přepravu kontejnerů a automobilů Laadgrs [67] .....	17
Obr. 10 - Jednotka na přepravu dřeva Laaps [59] .....	17
Obr. 11 - Kloubový vůz na přepravu automobilů Laes [69] .....	18
Obr. 12 - Vysokostěnný vůz s dvěma dvounápravovými podvozky [72] .....	19
Obr. 13 - Podvozek pod kloubem vozu na přepravu kontejnerů [74] .....	20
Obr. 14 - Podvozek RC25NT [41] (s doplněnými popisky) .....	20
Obr. 15 - Dvojkolí pro vozy s kotoučovou brzdou [76] .....	21
Obr. 16 - Dvojkolí pro vozy se špalíkovou brzdou [77] .....	21
Obr. 17 - Porovnání celistvého a obručového kola [75] .....	22
Obr. 18 - Dvojice ložisek WJ + WJP [79] .....	22
Obr. 19 - Kuželíková ložisková jednotka SKF TBU [79].....	22
Obr. 20 - Dvojice soudečkových ložisek [79] .....	22
Obr. 21 - Rozsochové vedení dvojkolí.....	23
Obr. 22 - Řez vedením dvojkolí a vypružením podvozku DRRS [38].....	23
Obr. 23 - Podvozek TF25 [46] (s doplněnými popisky dílů vedení dvojkolí).....	24
Obr. 24 - Pojezd TF25SA [32] (s doplněnými popisky dílů vedení dvojkolí, vypružení a tlumení).....	24
Obr. 25 - Podvozek 26-2 s plochými závěsy [27] (s doplněnými popisky) .....	25
Obr. 26 – Podvozek BA 587 s hraníkovými závěsy [35] (s doplněnými popisky).....	25
Obr. 27 - Schéma sil závěsu na rám podvozku/spodek vozu podle délky závěsu .....	26
Obr. 28 - Podvozek TF25 [46] (s doplněnými popisky dílů vypružení).....	27
Obr. 29 - Porovnání jednošpalíkové (a) a dvoušpalíkové (b) zdrže [4] .....	28
Obr. 30 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na jedno dvojkolí.....	29
Obr. 31 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na dvě dvojkolí.....	29
Obr. 32 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na jeden podvozek.....	30
Obr. 33 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na dva podvozky .....	30
Obr. 34 - Schéma mechanické části brzdy vozu s jedním brzdovým válcem na jeden podvozek (jednostranné obrzdění).....	31
Obr. 35 - Schéma mechanické části (jednostranné kompaktní špalíkové brzdy (vychází z Obr. 37).....	31





Obr. 36 - Kompaktní špalíková brzda s brzdovým válcem mimo rozporu zdrží [83] ....	32
Obr. 37 – Kompaktní špalíková brzda s válcem v rozpoře zdrží [82] .....	32
Obr. 38 - Schéma silového působení na zdrž při brzdění .....	32
Obr. 39 - Schéma mechanické části kotoučové brzdy se samostatnými brzdovými jednotkami .....	33
Obr. 40 – Podvozek Y 25 s čelníky [7] (s doplněnými popisky) .....	34
Obr. 41 - Podvozek Y 25 bez čelníků [7].....	34
Obr. 42 - Podvozek Y 37 s podvěšeným příčnickem [24] .....	34
Obr. 43 - Popis částí kulové torny .....	35
Obr. 44 - Model odpružené kluznice .....	35
Obr. 45 - Uložení skříňe vozu na kulové torně a odpružených kluznicích .....	35
Obr. 46 - Model možného provedení pevné kluznice .....	36
Obr. 47 - Uložení skříňe vozu na kulové torně a odpružených kluznicích .....	36
Obr. 48 - Model pojezdu s dvojitými závěsy s popisem částí vypružení a vedení dvojkolí.....	41
Obr. 49 - Model pojezdu Niesky 2 s popisem částí vypružení a vedení dvojkolí.....	41
Obr. 50 – Znázornění vůlí ve vedení dvojkolí pojezdů podle UIC 517 .....	42
Obr. 51 - Model podvozku BA 665 s popisem částí vypružení a vedení dvojkolí .....	47
Obr. 52 - Podvozek BA 575 s krátkými hraníky [34] .....	48
Obr. 53 - Podvozek BA 587 s dlouhými hraníky [35] .....	48
Obr. 54 - Znázornění vůlí ve vedení dvojkolí podvozků s parabolickými pružnicemi...	48
Obr. 55 - Model podvozku Y 25 s popisem částí vypružení .....	51
Obr. 56 - Částečný řez vedením dvojkolí Y 25.....	52
Obr. 57 - Nárys vedení dvojkolí Y 25 .....	52
Obr. 58 - Znázornění vůlí ve vedení dvojkolí podvozků Y 25 bez radiálního stavění dvojkolí.....	53
Obr. 59 - Podvozek Y25Ls(s)d1 výrobce Nymwag se standardními podélníky [7] .....	56
Obr. 60 - Podvozek Y25Lsd-K výrobce Greenbrier se skříňovými podélníky [8].....	56
Obr. 61 - Podvozek AFR 22 výrobce Arbel Fauvet Rail s nedělenými podélníky tvaru I- profilu [13] .....	56
Obr. 62 - Podvozek Y 25 Csdm s odlévanými podélníky a válcovým příčnickem [2] ....	57
Obr. 63 - Schéma postavení vozu na zborcené koleji .....	59
Obr. 64 - Schéma změny silového působení na spodek vozu na zborcené koleji .....	60
Obr. 65 - Znázornění rozměrů $\Delta h$ a $\Delta l$ u dvojkolí A.....	61
Obr. 66 - Znázornění rozměrů $\Delta h$ a členu popisujícího změnu orientace u dvojkolí B	62
Obr. 67 - Schéma změny zatížení dvojkolí A .....	63



## 13 Seznam grafů

Graf 1 - Porovnání charakteristik vypružení rámových pojezdů.....	40
Graf 2 - Porovnání charakteristik vypružení podvozků.....	40
Graf 3 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro rámové pojezdy (A).....	44
Graf 4 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro rámové pojezdy (B).....	44
Graf 5 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro rámové pojezdy (výběhové) .....	44
Graf 6 - Charakteristika vypružení parabolických pružnic pro rámové pojezdy ( $mn = 20 t$ ) .....	46
Graf 7 - Charakteristika vypružení parabolických pružnic pro rámové pojezdy ( $mn = 22,5 t$ ) .....	46
Graf 8 - Charakteristika vypružení parabolických pružnic pro podvozky .....	49
Graf 9 - Charakteristika vypružení trapézových pružnic pro podvozky .....	50
Graf 10 - Charakteristika vypružení podvozku Y 25 ( $mn = 20 t$ ) .....	55
Graf 11 - Charakteristika vypružení podvozku Y 25 ( $mn = 22,5 t$ ) .....	55
Graf 12 - Odlehčení kol rámových pojezdů na zborcené koleji relativně ke kolovému zatížení .....	65
Graf 13 - Odlehčení kol rámových pojezdů na zborcené koleji relativně ke kolovému zatížení .....	67



## 14 Seznam tabulek

Tab. 1 - Parametry vybraných čtyřnápravových jednotek na přepravu osobních automobilů .....	16
Tab. 2 - Parametry vybraných čtyřnápravových jednotek.....	17
Tab. 3 - Parametry vybraných třínápravových kloubových vozů.....	18
Tab. 4 – Pojezdy dle UIC 517: vůle ve vedení dvojkolí (údaje z [49]) .....	42
Tab. 5 - Pojezdy dle UIC 517: parametry vypružení trapézovými pružnicemi (některé údaje z [49]) .....	43
Tab. 6 - Pojezdy dle UIC 517: parametry vypružení parabolickými pružnicemi (některé údaje z [49]) .....	45
Tab. 7 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: parametry nápravových ložisek (údaje z [33] [34] [35] [79] [87]) .....	47
Tab. 8 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: vůle ve vedení dvojkolí [33] [34] [35] [86] .....	48
Tab. 9 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: parametry vypružení (některé údaje z [49] [50]) .....	49
Tab. 10 - Podvozky s parabolickými pružnicemi: parametry spojení podvozku se skříní [33] [34] [35] [86].....	50
Tab. 11 - Y 25: vůle ve vedení dvojkolí (údaje z [2] [19]) .....	53
Tab. 12 - Y 25: parametry pružin pro nápravové zatížení 20 t (údaje z [49]) .....	53
Tab. 13 - Y 25: parametry pružin pro nápravové zatížení 22,5 t (údaje z [49]) .....	53
Tab. 14 - Y 25: parametry vypružení .....	54
Tab. 15 - Y 25: parametry spojení podvozku se skříní .....	57
Tab. 16 - Odlehčení kol rámových pojezdů na zborcené koleji relativně k hmotnosti vozu .....	65
Tab. 17 - Odlehčení kol podvozků na zborcené koleji relativně k hmotnosti vozu .....	67



## 15 Seznam příloh

Příloha A – Přehledová tabulka podvozků a pojezdů (tab\_pojezdy.xlsx)



## 16 Reference

- [1] *Y 25 - Hauptseite*. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2016. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/y25\\_t.html](http://www.drehgestelle.de/6/y25_t.html). [cit. 2024-02-11].
- [2] *Y 25 - Bauart Y 25, Standard-Ausführungen*. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2012. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/Y25\\_ba25\\_st.html](http://www.drehgestelle.de/6/Y25_ba25_st.html). [cit. 2024-02-11].
- [3] *Podvozky Y25 u vozů ČD*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 1999. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/technika/Y25/Y25.htm>. [cit. 2024-02-11].
- [4] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [5] *VAGONY.CZ: vypružení podvozku Y 25*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://vagony.cz/pojezdy/podvozky.html>. [cit. 2024-02-07].
- [6] HOUSEROVÁ, Alice. *Podvozek Y25*. Online. In: RAILTARGET. Expert Publishing Group, 03 / 04 / 2021n. I. Dostupné z: <https://www.railtarget.eu/technologie-a-infrastruktura/podvozek-y25-251.html>. [cit. 2024-02-11].
- [7] *Podvozky*. Online. NYMWAG CS A.S. Nymwag. 2023. Dostupné z: <https://www.nymwag.cz/produkty/podvozky/>. [cit. 2024-02-11].
- [8] *Y25Lsd-K/-K-V | 2-axle bogie, 22.5 t / axle*. Online. ASTRA RAIL INDUSTRIES S.A. Greenbrier Europe – Moving What Matters™. © 2023. Dostupné z: <https://www.greenbrier-europe.com/2022/10/07/y25lsd-k-k-v-2-axle-bogie-22-5-t-axle/>. [cit. 2024-02-11].
- [9] *Y25Lsde-K/-K-V | 2-axle bogie, 22.5 t / axle*. Online. ASTRA RAIL INDUSTRIES S.A. Greenbrier Europe – Moving What Matters™. © 2023. Dostupné z: <https://www.greenbrier-europe.com/2022/10/07/y25lsde-k-k-v-2-axle-bogie-22-5-t-axle/>. [cit. 2024-02-11].
- [10] *Y25Lssi(f)-D*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif\\_D\\_nahlad.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif_D_nahlad.pdf). [cit. 2024-02-11].
- [11] *Y25Lsi-C-K*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2016/06/tv\\_produk\\_t\\_list\\_y25lsick\\_0914.indd\\_n.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2016/06/tv_produk_t_list_y25lsick_0914.indd_n.pdf). [cit. 2024-02-07].
- [12] *Y25Lsd1-840*. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlauferke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/04\\_Y25Lsd1-840.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/04_Y25Lsd1-840.pdf). [cit. 2024-02-11].



- [13] Y 25, Bauart Y 25, Sonderausführungen. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2014. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/6/Y25\\_ba25\\_so.html](http://drehgestelle.de/6/Y25_ba25_so.html). [cit. 2024-05-13].
- [14] Y 25 mit radial einstellbaren Radsätzen. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2012. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/Y25\\_or\\_t.html](http://www.drehgestelle.de/6/Y25_or_t.html). [cit. 2024-02-11].
- [15] Y 25 mit radial einstellbaren Radsätzen - Y 25 Orientable (SBB Y 25 Or Lssm, Y 27 Or LDssm). Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2012. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/Y25\\_or\\_orsbb.html](http://www.drehgestelle.de/6/Y25_or_orsbb.html). [cit. 2024-02-11].
- [16] Y 25 mit radial einstellbaren Radsätzen - Y 25 Lsod (UIC St, TVP 2007). Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2012. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/Y25\\_or\\_uicst.html](http://www.drehgestelle.de/6/Y25_or_uicst.html). [cit. 2024-02-11].
- [17] DOMANICKÝ, F.; MORAVČÍK, M.; ORNIG, C. a JOCH, M. Erste Ergebnisse eines Monitoring von Güterwagen zum Vergleich zwischen dem herkömmlichen Fahrwerk Y25 und dem innovativen Fahrwerk TVP2007. Online. In: *Schienenfahrzeugtagung Graz*. 43. SFT 2016. Graz: Technische Universität Graz, 2016. Dostupné z: [https://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2016/DiN01\\_Joch.pdf](https://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2016/DiN01_Joch.pdf). [cit. 2024-02-11].
- [18] TVP2007. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2016/06/TVP\\_2007\\_Press.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2016/06/TVP_2007_Press.pdf). [cit. 2024-02-11].
- [19] TVP NG-DBS. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2016/06/PL\\_podvozok-TVP-NG-DBS\\_ENG\\_DE\\_4.5.2016.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2016/06/PL_podvozok-TVP-NG-DBS_ENG_DE_4.5.2016.pdf). [cit. 2024-02-11].
- [20] Y 25 - Bauart Y 27, Y 31. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2014. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/Y25\\_ba27.html](http://www.drehgestelle.de/6/Y25_ba27.html). [cit. 2024-02-11].
- [21] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER [UIC]. UIC 432, *Güterwagen. Fahrgeschwindigkeiten. Einzuhaltende technische Bedingungen*. 12. Ausgabe. Paris: UIC, 2008.
- [22] Y27Lsi(f)-840-K. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/16\\_Y27Lsi\\_f\\_-840-K.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/16_Y27Lsi_f_-840-K.pdf). [cit. 2024-02-11].
- [23] Y31Lssi(f)-K-D. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/19\\_Y31Lssi\\_f\\_-K-D.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/19_Y31Lssi_f_-K-D.pdf). [cit. 2024-02-11].



- [24] Y 25 - Bauarten Y 33, Y 37, Y 39. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2012. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/Y25\\_ba33.html](http://www.drehgestelle.de/6/Y25_ba33.html). [cit. 2024-02-11].
- [25] LES TRAINS DE MARCHANDISES ET LA GRANDE VITESSE. LES MV 160. Online. DocRail – Le site de documentation ferroviaire. 03 décembre 2020n. l. Dostupné z: <http://docrail.fr/les-trains-de-marchandises-et-la-grande-vitesse-les-mv-160/>. [cit. 2024-02-11].
- [26] Podvozek 26.2. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: [https://www.vagony.cz/pojezdy/26\\_2/26\\_2.html](https://www.vagony.cz/pojezdy/26_2/26_2.html). [cit. 2024-02-11].
- [27] Podvozky nákladních vozů. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 2004. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Podvozky/podvozky.php3>. [cit. 2024-02-11].
- [28] Pressblech 2 - CSD 26-2 bis 2.8. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2014. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/2/pb2\\_cz\\_26\\_2.html](http://drehgestelle.de/2/pb2_cz_26_2.html). [cit. 2024-02-12].
- [29] DVOUNÁPRAVOVÝ PODVOZEK SVAŘOVANÝ TYPU 26-2.7, 26-2.8/ ZWEIACHSIGES GESCHWEISSTES DREHGESTELL BAUART 26-2.7, 26-2.8. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, © 2016. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/2/pbg\\_csd\\_datenblatt%2026%202%207%208%201971.pdf](http://drehgestelle.de/2/pbg_csd_datenblatt%2026%202%207%208%201971.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [30] ERRI. B12 RP50: Šetření na podvozcích stávajících nákladních vozů s ohledem na jejich určení resp. úpravy pro maximální rychlost jízdy 100 km/h. 1990.
- [31] Minden Dorstfeld/ORE - Ausführungsvarianten. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, © 2016. Dostupné z: <http://drehgestelle.de/3/ore%2020%2002%2000%20Ausfuehrungsvarianten.html>. [cit. 2024-02-12].
- [32] JÖNSSON, Per-Anders. Freight Wagon Running Gear - a review. Online. TRITA - FKT Report. 2002, roč. 2002, č. 35. ISSN 1103 - 470X. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/281272579\\_Freight\\_wagon\\_running\\_gear\\_-\\_a\\_review](https://www.researchgate.net/publication/281272579_Freight_wagon_running_gear_-_a_review). [cit. 2024-02-07].
- [33] P66 (665, WUS). Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, © 2016. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/pf\\_p66.html](http://www.drehgestelle.de/6/pf_p66.html). [cit. 2024-02-11].
- [34] P64 (640ff/WU 83). Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2017. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/6/pf\\_p64.html](http://drehgestelle.de/6/pf_p64.html). [cit. 2024-02-12].
- [35] P78 (LHB 78). Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2011. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/6/pf\\_p78.html](http://drehgestelle.de/6/pf_p78.html). [cit. 2024-02-12].
- [36] COSTACHE, Radu. DRRSs-y bogie for rapid freight trains in Germany. Online. In: RailwayPRO. RailwayPRO Communication Platform, 2013. Dostupné z: <https://www.railwaypro.com/wp/drrsss-y-bogie-for-rapid-freight-trains-in-germany/>. [cit. 2024-02-12].



- [37] *Güterwagen-Drehgestelle - Talbot DRRS*. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2011. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/6/gummi\\_drrs.html](http://drehgestelle.de/6/gummi_drrs.html). [cit. 2024-02-12].
- [38] *Podvozky DRRS u vozů DB*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 1999. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/technika/DRRS/DRRS.htm>. [cit. 2024-02-11].
- [39] *Güterwagen-Drehgestelle - DRRS 25*. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2011. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/6/gummi\\_drrs\\_25.html](http://drehgestelle.de/6/gummi_drrs_25.html). [cit. 2024-02-12].
- [40] *Drehgestell DRRS 25LD*. Online. ELH WAGGONBAU NIESKY GMBH. ELH Waggonbau Niesky GmbH. © 2023. Dostupné z: [https://www.waggonbau-niesky.com//assets/files/downloads//WBN\\_Drehgestell\\_Datenblatt\\_dt.pdf](https://www.waggonbau-niesky.com//assets/files/downloads//WBN_Drehgestell_Datenblatt_dt.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [41] *ELH RC25NT en*. Online. JAHN, Hermann. InnoBogies. Linkenheim-Hochstetten, 4 April 2016n. I. Dostupné z: <http://innobogies.de/en/ELH%20RC25NT%20en.html>. [cit. 2024-02-12].
- [42] SCHOLDAN, Detlef; KIK, Walter a GABRIEL, Norbert. RC25NT - eine neues, gleisfreundliches Drehgestell für den schweren Güterverkehr. Online. In: *Schienenfahrzeugtagung Graz*. 40. SFT 2011. Graz: Technische Universität Graz, 2016. Dostupné z: <https://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2011/17-Scholdan.pdf>. [cit. 2024-02-12].
- [43] *RC25NT-K*. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/28\\_RC25NT-K.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/28_RC25NT-K.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [44] *RC25NT-C*. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/26\\_RC25NT-C.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/26_RC25NT-C.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [45] *RC25NT-D*. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/27\\_RC25NT-D.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/27_RC25NT-D.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [46] *Axiom LN 25 en*. Online. JAHN, Hermann. InnoBogies. Linkenheim-Hochstetten, 30 September 2016n. I. Dostupné z: <http://www.innobogies.de/en/axiom%20ln%2025%20en.html>. [cit. 2024-02-12].
- [47] *TF25 Bogie Family: Innovative Track Friendly/Low Noise Bogie*. Online. In: *Railway-News: the leading news portal for the rail industry*. A2b Global Media, © 2024. Dostupné z: <https://railway-news.com/wp-content/uploads/2021/06/Wabtec-Axiom-TF25-Bogie-Family-Data-sheet.pdf>. [cit. 2024-02-12].





- [48] Y25 - *Federung*. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, © 2016. Dostupné z: [http://www.drehgestelle.de/6/y25\\_0\\_fed.html](http://www.drehgestelle.de/6/y25_0_fed.html). [cit. 2024-02-11].
- [49] UNION INTERNATIONALE DES CHEMINS DE FER [UIC]. UIC 517, *Güterwagen - Teile der Federaufhängung - Normung*. 7. Ausgabe. Paris: UIC, 2006.
- [50] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ [ÚNMZ]. ČSN EN 16235, *Železniční aplikace - Přejímací zkoušky jízdních charakteristik kolejových vozidel - Nákladní vozy - Podmínky pro upuštění od jízdních zkoušek podle EN 14363 u nákladních vozů s definovanými charakteristikami*. 12/2014. Praha: ÚNMZ, 2014.
- [51] VAGONY.CZ: *pojezdy*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://vagony.cz/pojezdy/pojezdy.html>. [cit. 2024-05-05].
- [52] *Es*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 2005. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/katalog/nv/formular.php3?ind=130>. [cit. 2024-05-05].
- [53] VAGONY.CZ: *pojezdy rámových vozidel*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://vagony.cz/pojezdy/ramove/ramove.html>. [cit. 2024-05-05].
- [54] *Rekonstrukce z vozů Gbgkks*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 2009. Dostupné z: [https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Rekonstrukce\\_Gbgkks/reko\\_Gbgkks.php3](https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Rekonstrukce_Gbgkks/reko_Gbgkks.php3). [cit. 2024-05-07].
- [55] *Heirrs: Krytá veľkopriestorová šestnápravová nakrátko spriahnutá vozňová jednotka s otvárateľnými bočnými stenami*. Online. ZSSK CARGO. Železničná spoločnosť Cargo Slovakia, a.s. © 2024. Dostupné z: [https://www.zscargo.sk/fm\\_source/SLUZBY/Katal%C3%B3g%20n%C3%A1kladn%C3%BDch%20voz%C5%88ov/H\\_heirrs\\_2918.pdf](https://www.zscargo.sk/fm_source/SLUZBY/Katal%C3%B3g%20n%C3%A1kladn%C3%BDch%20voz%C5%88ov/H_heirrs_2918.pdf). [cit. 2024-05-07].
- [56] *Jednotka Laaps*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 2012. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Laaps/Laaps.php>. [cit. 2024-05-07].
- [57] *Katalóg nákladných vozňov*. Online. ZSSK CARGO. Železničná spoločnosť Cargo Slovakia, a.s. © 2024. Dostupné z: <https://www.zscargo.sk/sluzby/nakladna-zeleznicna-preprava/katalog-nakladnych-voznov>. [cit. 2024-05-08].
- [58] *Katalog železničních nákladních vozů ČD Cargo, a.s.* Online. ČD CARGO, A.S. ČD CARGO. © 2024. Dostupné z: [https://www.cdcargo.cz/cs\\_CZ/katalog-nakladnich-vozu](https://www.cdcargo.cz/cs_CZ/katalog-nakladnich-vozu). [cit. 2024-05-08].
- [59] *Laaprs*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/file/2016/06/laaprs.pdf>. [cit. 2024-05-08].
- [60] KASPER, Jens a HELM, Andreas. *Bedienungsanleitung: 2x2achsige doppelstöckige Autotransportwageneinheit Bauart Laaers 560.1*. 2. Ausgabe. 2012. Dostupné také z: <https://manualzz.com/doc/4658779/bedienungsanleitung>.



- [61] *Laaeffrs 561*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2018/09/Laaeffrs-561\\_Press.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2018/09/Laaeffrs-561_Press.pdf). [cit. 2024-05-08].
- [62] *Laaeffrs 561*. Online. DB CARGO AG. DB Cargo. © 2024. Dostupné z: <https://gueterwagenkatalog.dbcargo.com/catalogue/by-wagon-category/l-car-carrier-wagons/Laaeffrs-561-9120734#>. [cit. 2024-05-08].
- [63] *Hccrrs*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: [https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Hccrrs\\_nahlad.pdf](https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Hccrrs_nahlad.pdf). [cit. 2024-05-08].
- [64] *Laaeks 553*. Online. DB CARGO AG. DB Cargo. © 2024. Dostupné z: <https://gueterwagenkatalog.dbcargo.com/catalogue/by-wagon-category/l-car-carrier-wagons/Laaeks-553-9120738#>. [cit. 2024-05-08].
- [65] *Laaers*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/file/2024/05/Laaers-final.pdf>. [cit. 2024-05-08].
- [66] *Laaers L02A | 2x2-axle wagon, Series Laaers – open car carrier for transportation of automobiles and vans*. Online. ASTRA RAIL INDUSTRIES S.A. Greenbrier Europe – Moving What Matters™. © 2023. Dostupné z: <https://www.greenbrier-europe.com/2022/10/07/laaers-l02a-2x2-axle-wagon-series-laaers-open-car-carrier-for-transportation-of-automobiles-and-vans/>. [cit. 2024-05-08].
- [67] *Laadgrs L04A | 2x2 axle wagon – open flat car carrier and container twin wagon*. Online. ASTRA RAIL INDUSTRIES S.A. Greenbrier Europe – Moving What Matters™. © 2023. Dostupné z: <https://www.greenbrier-europe.com/2022/10/07/laadgrs-l04a-2x2-axle-wagon-open-flat-car-carrier-and-container-twin-wagon/>. [cit. 2024-05-08].
- [68] *ARTICULATED THREE-AXLED WAGON TYPE Laekks 367*. Online. SITFA S.P.A. SITFA. © 2019. Dostupné z: <https://www.sitfa.net/en/wagon.php?slug=7>. [cit. 2024-05-08].
- [69] *Laes*. Online. TATRAVAGÓNKA A.S. POPRAD. Tatravagónka a.s. | Výroba vagónov a podvozkov. © 2024. Dostupné z: <https://tatravagonka.sk/file/2016/06/laes.pdf>. [cit. 2024-05-08].
- [70] *Laes 559*. Online. DB CARGO AG. DB Cargo. © 2024. Dostupné z: <https://gueterwagenkatalog.dbcargo.com/catalogue/by-wagon-category/l-car-carrier-wagons/Laes-559-9120754#>. [cit. 2024-05-08].
- [71] *ARTICULATED THREE-AXLED WAGON TYPE Laekks TA 370*. Online. SITFA S.P.A. SITFA. © 2019. Dostupné z: <https://www.sitfa.net/en/wagon.php?slug=11>. [cit. 2024-05-08].
- [72] *Tams*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 2002. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Tams/Tams.php3>. [cit. 2024-05-06].
- [73] *VAGONY.CZ: pojezdy podvozkových vozidel*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://vagony.cz/pojezdy/podvozky.html>. [cit. 2024-05-06].



- [74] *Sggmrss LOSTR*. Online. ČERNOHORSKÝ, Milan. Parostroj. 2005. Dostupné z: [https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Sggmrss/Sggmrss\\_LOSTR.php3](https://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Sggmrss/Sggmrss_LOSTR.php3). [cit. 2024-05-06].
- [75] DOSTÁL, Josef a HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-520-5.
- [76] VAGONY.CZ: *kotoučová brzda*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/kotoucova.html>. [cit. 2024-05-08].
- [77] KOS s.r.o. - *Opravy dílů*. Online. KRNOVSKÉ OPRAVNY A STROJÍRNY S.R.O. KOS s.r.o. - Krnovské opravny a strojírny. © 2022. Dostupné z: <https://kos.cz/opravy-dilu/>. [cit. 2024-05-08].
- [78] VAGONY.CZ: *Kola kolejových vozidel*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/kola.html>. [cit. 2024-05-08].
- [79] SKF. *Railway technical handbook: Volume 1 - Axleboxes, wheelset bearings, sensors, condition monitoring, subsystems and services*. Online. Göteborg: SKF Group, © 2011. ISBN 978-91-978966-3-4. Dostupné z: [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196801410ca/pdf\\_preview\\_medium/0901d196801410ca\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196801410ca/pdf_preview_medium/0901d196801410ca_pdf_preview_medium.pdf). [cit. 2024-02-03].
- [80] VAGONY.CZ: *špalíková brzda*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/spaliky.html>. [cit. 2024-05-26].
- [81] VAGONY.CZ: *mechanická část brzdy*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/mechanika.html>. [cit. 2024-01-16].
- [82] *TreadAct Freight*. Online. KNORR-BREMSE SYSTEME FÜR SCHIENENFAHRZEUGE GMBH. Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge. © 2024. Dostupné z: [https://rail.knorr-bremse.com/media/2000\\_products/2900d\\_product\\_broschures/new\\_product\\_broschures\\_june\\_2022/p-1186\\_treadactfreight\\_2022.pdf](https://rail.knorr-bremse.com/media/2000_products/2900d_product_broschures/new_product_broschures_june_2022/p-1186_treadactfreight_2022.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [83] *Ausbildung zum qualifizierten Instandhalter Bremse Güterwagen IV*. Online. RAILTRAINING GMBH. Schulungen zu Güter- und Kesselwagen. Hannover, © 2024. Dostupné z: <https://www.railtraining.de/voll-ausbildung-zum-qualifizierten-instandhalter-bremse-gueterwagen-iv-2.html>. [cit. 2024-06-04].
- [84] *Kulová torna*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: <https://www.vagony.cz/pojezdy/torny/kulova.html>. [cit. 2024-02-13].
- [85] *Products for railway applications*. Online. In: SCHAEFFLER AG. Schaeffler Group. July 2010. Dostupné z: [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/tpi/downloads\\_8/tpi\\_158\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_158_de_en.pdf). [cit. 2024-06-05].
- [86] *Parabelfeder P95 (Talbot Typ R 86)*. Online. JAHN, Hermann. Güterwagen-Drehgestelle. Linkenheim-Hochstetten, 2009. Dostupné z: [http://drehgestelle.de/6/pf\\_p95.html](http://drehgestelle.de/6/pf_p95.html). [cit. 2024-05-12].



- [87] *Gussteile*. Online. IB-S INDUSTRIEBEDARF SACHSEN GMBH. Ib-s. © 2023. Dostupné z: [https://ib-s.de/wp-content/uploads/2021/07/IB-S-Gusserzeugnisse\\_Bahn.pdf](https://ib-s.de/wp-content/uploads/2021/07/IB-S-Gusserzeugnisse_Bahn.pdf). [cit. 2024-02-12].
- [88] *Y25Lsd1*. Online. ELH EISENBAHNLAUFWERKE HALLE GMBH & CO. KG. ELH Eisenbahnlaufwerke Halle GmbH & Co. KG. © 2023. Dostupné z: [https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/01\\_Y25Lsd1.pdf](https://www.elh.de/fileadmin/template/img/prospekte/01_Y25Lsd1.pdf). [cit. 2024-05-12].
- [89] *VAGONY.CZ: nápravová ložiska*. Online. ZÍTKO, Martin. Vagóny - technická řešení. 2018. Dostupné z: [https://www.vagony.cz/pojezdy/loziska/loziska\\_valiva.html](https://www.vagony.cz/pojezdy/loziska/loziska_valiva.html). [cit. 2024-05-12].
- [90] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ [ÚNMZ]. ČSN EN 13848-1, *Železniční aplikace - Kolej - Kvalita geometrie koleje - Část 1: Popis geometrie koleje*. 11/2021. Praha: ÚNMZ, 2021.
- [91] VÚKV A. S. *Zkouška pro ověření bezpečnosti proti vykolejení*. Online. 2018. Dostupné z: <https://www.mdcr.cz/getattachment/Dokumenty/Veda-a-vyzkum/Certifikovane-metodiky/Zeleznicni-metodiky/Zkouska-pro-overeni-bezpecnosti-proti-vykolejeni/Zkouska-pro-overeni-bezpecnosti-proti-vykolejeni.pdf.aspx>. [cit. 2024-05-03].
- [92] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ [ÚNMZ]. ČSN EN 14363+A2, *Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky*. 01/2024. Praha: ÚNMZ, 2014.