



**FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI**

Studijní program: Strojní inženýrství
Číslo studijního programu: B0715A270013
Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

SEKUNDÁRNÍ VYPRUŽENÍ OSOBNÍCH PODVOZKŮ

Bakalářská práce

Autor práce: Ondřej Dvořák
Vedoucí práce: Ing. Jiří Kořínek

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Ondřej DVOŘÁK**
Osobní číslo: **S20B0114P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Sekundární vypružení osobních podvozků**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedte rešerši v současnosti používaných podvozků pro osobní železniční vozy se zaměřením na přehled typů sekundárního vypružení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Úvod
2. Analýza současného stavu
3. Návrh konstrukčního řešení
4. Vyhodnocení
5. Závěr

Konzultant: R. Sýkora, Škoda Transportation a.s.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3.

[2] Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Kořínek**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2023**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2024**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu této bakalářské práce Ing. Jiřímu Kořínkovi z Katedry konstruování strojů za odborné vedení, poskytnutí množství informací, ochotu a trpělivost po celou dobu naší spolupráce.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zaměřuje na návrh konstrukce podvozku osobního železničního vozu. V provedené rešerši byly ukázány různé provedení sekundárního vypružení osobních vozů. Hlavním cílem bylo vytvořit koncept Jakobsova podvozku. Součástí návrhu je rám podvozku svařované skříňové konstrukce z podélníků a příčníků. Brzdový systém je řešen pomocí kotoučových brzd s vlastním brzdovým válcem a mechanismem. Návrh také obsahuje primární a sekundární vypružení, kde primární vypružení zahrnuje vinuté pružiny a třecí pryžové tlumiče, zatímco sekundární vypružení využívá vinuté pružiny s hydraulickými tlumiči a ojnice se silentbloky. Konečný návrh podvozku byl podpořen výpočty hmotností a rozdělení tuhostí, což vedlo k určení základních parametrů vypružení a návrhu pružin pro dané zadání.

Klíčová slova

Podvozek kolejového vozidla

Sekundární vypružení

Primární vypružení

Dvojkolí

Rám podvozku

Kolébka

Brzdový systém

Vozová skříň

Tlumiče

Kotoučová brzda

Šroubovitě pružiny

Abstract

This bachelor's thesis focuses on the design of a bogie for a passenger railway vehicle. The conducted research showcased various implementations of secondary suspension in passenger cars. The main objective was to create a concept for a Jakobs bogie. The design includes a welded box frame construction of the bogie made from longitudinal and transverse beams. The braking system is implemented using disc brakes with its own brake cylinder and mechanism. The design also incorporates primary and secondary suspension, where the primary suspension includes coil springs and friction rubber dampers, while the secondary suspension utilizes coil springs with hydraulic dampers and rods with silent blocks. The final bogie design was supported by weight calculations and stiffness distribution, which led to the determination of the basic suspension parameters and the design of springs for the given requirements.

Key words

Railway vehicle bogie

Secondary suspension

Primary suspension

Wheelset

Bogie frame

Bogie Bolster

Braking System

Carbody

Dampers

Brake disc

Helical Springs

Obsah

1	Úvod.....	15
1.1	Cíl práce.....	15
1.2	Přehled zadání.....	15
2	Vypružení kolejových vozidel	16
2.1.1	Funkce primárního vypružení.....	16
2.1.2	Funkce sekundárního vypružení.....	17
2.1.3	Neodpružená hmota	17
3	Typy konstrukce podvozku vzhledem k sekundárnímu vypružení – Železniční vozidla	18
3.1	Kolébkové uspořádání	18
3.1.1	Příčné vypružení.....	18
3.1.2	Podélné vypružení.....	20
3.1.3	Konstrukce uložení vozové skříně na podvozek	21
3.2	Bezkolébkové uspořádání.....	22
3.2.1	Využití Flexi-coil pružin.....	23
3.2.2	Využití vzduchových pružin	23
3.2.3	Využití torzního stabilizátoru	25
3.3	Rychlíková železniční vozidla – Pendolino řada 680	26
3.4	Rychlíková železniční vozidla – Vozidla řady WRmz, Ampz a Bmz	28
3.5	Regionální železniční doprava – Vozy řady Btn a Bftn	30
3.6	Regionální železniční doprava – Vozy řady ABeg, ABCeg a Ceg.....	31
4	Typy konstrukce podvozku vzhledem k sekundárnímu vypružení – Vozidla metra.....	33
4.1	Vozidla metra typu M1.....	33
5	Typy konstrukce podvozku vzhledem k sekundárnímu vypružení – Tramvajová vozidla	35
5.1	Tramvajové vozidlo For City ŠKODA.....	35
5.2	Výhody použití Jakobsova podvozku	36
6	Návrh konstrukčního řešení podvozku.....	38
6.1	Rám podvozku	38
6.2	Kolébka.....	39
6.3	Dvojkolí a brzdový systém	40
6.4	Primární vypružení	41
6.5	Sekundární vypružení	42
7	Výpočet svislého vypružení.....	44

7.1	Hmotnostní rozbor	44
7.2	Výpočet svislých tuhostí	47
7.3	Určení parametrů pružin	49
7.3.1	Dimenzování pružin primárního vypružení	51
7.3.2	Dimenzování pružin sekundárního vypružení	53
8	Závěr	55

Seznam obrázků

Obr. 1 Znázornění umístění primárního a sekundárního vypružení.....	16
Obr. 2 Druhotné vypružení podvozku Görlitz V – Dunakeszi [3].....	18
Obr. 3 Schéma druhotného vypružení podvozku Görlitz Va [3].....	19
Obr. 4 Kinematika příčného vypružení kolébkové konstrukce [3].....	19
Obr. 5 Uložení závěsu podvozků Görlitz [3].....	20
Obr. 6 Vnější táhla podvozku GP200 [3].....	20
Obr. 7 Schéma kulové torny [3].....	21
Obr. 8 Schéma ploché torny [3].....	21
Obr. 9 Schéma otočného čepu [3].....	21
Obr. 10 Schéma bezkolébkového vypružení [3].....	22
Obr. 11 Leminiskátový mechanismus [3].....	22
Obr. 12 Deformace Flexi-coil pružiny v podélném směru [4].....	23
Obr. 13 Membránová vzduchová pružina [3].....	23
Obr. 14 Řídící ventil plnicí vzduchové pružiny [3].....	24
Obr. 15 Řídící ventil vyprazdňující vzduchové pružiny [3].....	24
Obr. 16 Pohled na táhlo a páku torzního stabilizátoru [3].....	25
Obr. 17 Pohled na zkrutnou tyč a páku torzního stabilizátoru [3].....	25
Obr. 18 Schéma torzního stabilizátoru [3].....	26
Obr. 19 Elektrická jednotka 680.001 při zkouškách na Železničním zkušebním okruhu [5].....	26
Obr. 20 Hnací podvozek ze strany nápravové převodovky [5].....	27
Obr. 21 Uspořádání uložení skříně vozidla na podvozku [5].....	28
Obr. 22 Uložení skříně na podvozek SGP-300 [3].....	29
Obr. 23 Druhotné vypružení podvozku SGP-300 [3].....	29
Obr. 24 Vůz Btfn [3].....	30
Obr. 25 Zobrazení příčných narážek na podvozku typu 8-883 [3].....	30
Obr. 26 Pružné táhlo podvozku typu 883-3 [3].....	31
Obr. 27 Vůz vyrobený jako druhá série řady Ce v roce 1956 přeznačen na Be [3].....	31
Obr. 28 Rám podvozku typu Rybák [3].....	32
Obr. 29 Druhotné vypružení podvozku typu Rybák [3].....	32
Obr. 30 Vozidlo metra typu M1 [7].....	34
Obr. 31 Podvozek jednotky metra M1 [6].....	34
Obr. 32 Tamvajové vozidlo 15T skupiny For City [8].....	35

Obr. 33 100% nízkopodlažní, otočný podvozek tramvaje For City [6].....	36
Obr. 34 Znárodnění Jakobsova podvozku v původním patentu z roku 1908 [9]	36
Obr. 35 Průjezd vozidla s Jakobsovým podvozkem obloukem [11].....	37
Obr. 36 Pohled na navrhovaný podvozek	38
Obr. 37 Koncept rámu podvozku	39
Obr. 38 Koncept kolébky.....	40
Obr. 39 Pohled na příčný řez kolébkou	40
Obr. 40 Koncept dvojkolí s brzdovým systémem	40
Obr. 41 Základní rozměry dvojkolí	41
Obr. 42 Koncept primárního vypružení.....	42
Obr. 43 Koncept sekundárního vypružení.....	43
Obr. 44 Pohled na uchycení ojnice v konzole a samotný silentblok.....	43
Obr. 45 Hmotnost rámu podvozku s namontovaným brzdovým systémem.....	45
Obr. 46 Hmotnost kolébky.....	45
Obr. 47 Dvouhmotový výpočtový model kolejového vozidla [12]	46
Obr. 48 Hlavní rozměry vinuté válcové pružiny [12]	49
Obr. 49 Prostor pro uložení pružiny primárního vypružení D1v	51
Obr. 50 Prostor pro uložení pružiny sekundárního vypružení D2v	54

Seznam tabulek

Tab. 1 Shrnutí hmotnostních parametrů	45
Tab. 2 Shrnutí vypočítaných tuhostí vypružení.....	49
Tab. 3 Tabulka vypočítaných hodnot pro různé průměry d_1 , primární vypružení	52
Tab. 4 Finální parametry pružiny primárního vypružení	53
Tab. 5 Tabulka vypočítaných hodnot pro různé průměry d_2 , sekundární vypružení	54
Tab. 6 Finální parametry pružiny sekundárního vypružení	54

Přehled použitých zkratk a symbolů

AS FST	Akademický senát FST
BOZP a PO	Bezpečnost a ochrana zdraví při práci a Požární ochrana
CIV	Centrum informatizace a výpočetní techniky
ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
EU	Evropská unie
FST	Fakulta strojní
HW	Hardware
IS/STAG	Informační systém STAG
KKE	Katedra energetických strojů a zařízení
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni

1 Úvod

1.1 Cíl práce

Cílem této práce je vysvětlit čtenáři co sekundární vypružení je, přiblížit na co se klade důraz při jeho navrhování a shrnout přehled různých typů konstrukčních řešení na příkladech. V neposlední řadě vytvořit návrh základní koncepce podvozku se zaměřením na uzel sekundárního vypružení a provést výpočet svislého vypružení.

1.2 Přehled zadání

Návrh celkové koncepce podvozku je zpracován pro běžný (nehnací), dvounápravový podvozek, který je Jakobsova typu, tzn. dvě sousední vozové skříně sdílí tento podvozek. Podvozek by měl sloužit jako náhrada za podvozky některých regionálních vozidel, jako jsou elektrické jednotky RegioPanter, které jsou v České republice často provozované. Musí mít dvě kolébky a primární a sekundární vypružení musí být tvořeno válcovými vinutými pružinami.

Kromě výše uvedených vlastností jsou ze strany zadavatele bakalářské práce stanoveny následující požadavky na koncepci podvozku:

- Maximální rychlost vozidla je 160 km/h
- Minimální průměr projížděných oblouků je 150 metrů
- Hmotnost prázdné skříně vozu je 35 tun
- Maximální počet cestujících jednoho vozu je 160
- Vedení dvojkolí je řešeno pomocí vodících čepů
- Rám podvozku je otevřeného tvaru písmene H

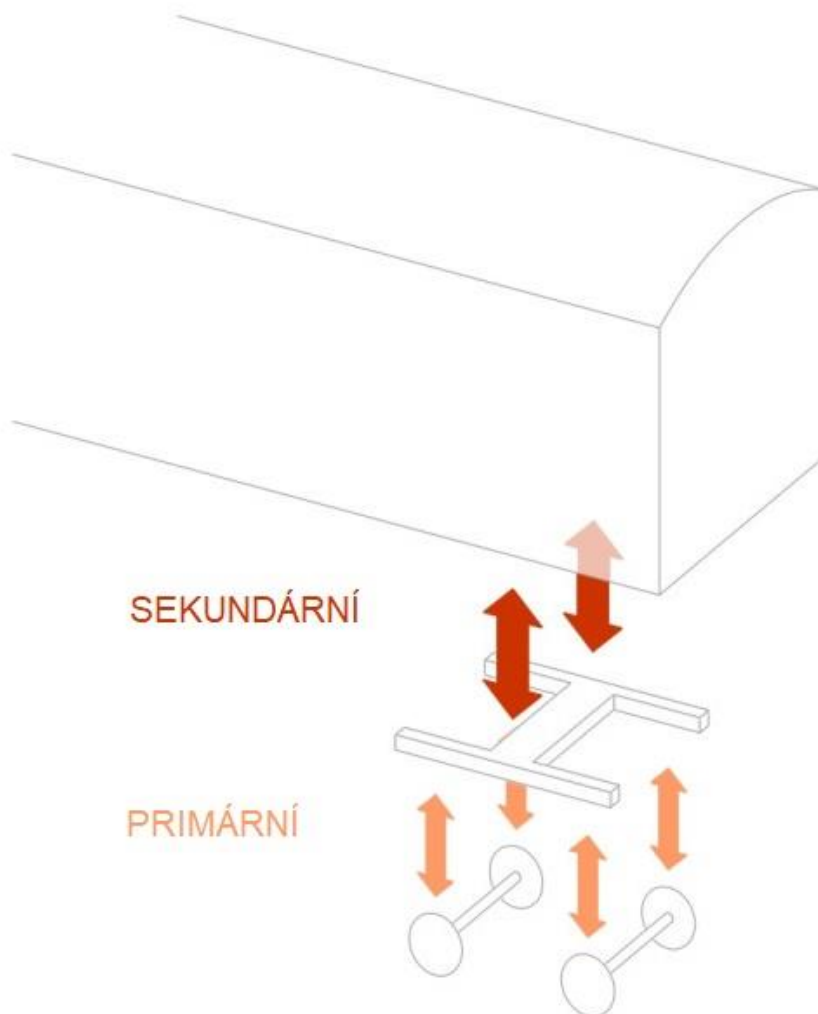
2 Vypružení kolejových vozidel

Základním účelem vypružení kolejových vozidel, včetně osobních, je zajištění pohodlnější jízdy pro cestující, ochrana vozidla a infrastruktury před nadměrným opotřebením a poškozením v důsledku vibrací, nerovností na kolejích nebo zatáčení. Vypružení pomáhá udržovat stabilitu vozidla, a zajišťuje, že každé kolo se dotýká kolejnice i v případě nerovnosti, což z části předchází vykolejení.

Vypružení kolejových vozidel může být jednostupňové nebo dvoustupňové. Jednostupňové vypružení můžeme najít nejčastěji u nákladních vozidel, z důvodu, že celková hmotnost celého vozu značně kolísá. Naopak osobní a hnací vozy jsou vypružené dvoustupňově. Toto vypružení je rozděleno na dvě skupiny, primární a sekundární, přičemž každá má vlastní pružiny a tlumiče a obě skupiny plní specifickou roli.[1]

2.1.1 Funkce primárního vypružení

Primární vypružení spojuje nápravu s rámem podvozků. Zajišťuje svislé vypružení ložiskových skříní a v součinnosti s vedením dvojkolí také jejich podélné a příčné vypružení. Také umožňuje natáčet dvojkolí v oblouku a rozděluje rovnoměrně hmotnost na všechna kola, čímž chrání před vykolejením. [2]



Obr. 1 Znázornění umístění primárního a sekundárního vypružení

2.1.2 Funkce sekundárního vypružení

Sekundární vypružení upevňuje karoserii vozu na rám podvozku. Jeho hlavním účelem je zlepšení pohodlí jízdy minimalizací přenosu dynamických rázů, vzniklých při jízdě kolejového vozidla po nerovnostech trati. Vypružení se uplatňuje ve všech třech směrech, svislém, podélném a příčném. Přenáší tažné a brzdné síly mezi skříní a rámem podvozku. Zároveň často umožňuje stavění výšky a tím udržuje rozmezí výšky os nárazníků či spřáhel nad temenem kolejnice. Rozdílná výška nárazníků je důležitá především u vozidel, která zažívají významné změny v hmotnosti nákladu, jako jsou nákladní vozy, osobní vozy a vozidla městské tramvajové dopravy. U osobních vlakových vozidel může být výška os nárazníků mezi 1065 mm a 980 mm.[3][2]

2.1.3 Neodpružená hmota

Neodpružené části vozidla se nazývají neodpružené hmoty a jedná se o nápravy, nápravové skříně a zhruba polovinu hmotnosti primárního vypružení. Aby bylo dosaženo, co nejmenšího dynamického namáhání, je nutno minimalizovat tuto hmotnost.[2]

3 Typy konstrukce podvozku vzhledem k sekundárnímu vypružení – Železniční vozidla

Existují dvě základní konstrukční uspořádání podvozků kolejových vozidel, a to buď kolébkové nebo bezkolébkové uspořádání. Pružiny sekundárního vypružení mají vždy v obou případech funkci svislého vypružení. U příčného a podélného vypružení to tak být nemusí.

3.1 Kolébkové uspořádání

Kolébkka (obr. 2 poz. 1) je příčný nosník sedící na pružinách sekundárního vypružení (obr. 2 poz. 5) a na kterém je přes rotační vazbu uložena vozová skříň. V případě obr.2 se jedná o plochou tornu s postranními kluznicemi. Základní charakteristika kolébkky je taková, že kolébkka se může vůči skříni hýbat.



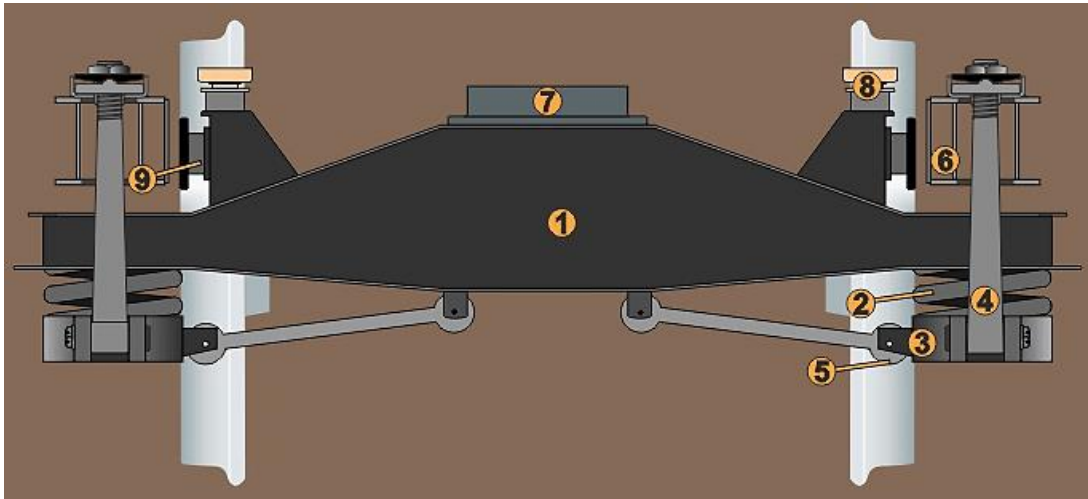
Obr. 2 Druhotné vypružení podvozku Görlitz V – Dunakeszi [3]

Obvykle je kolébkové uspořádání řešeno tak, že pružiny sekundárního vypružení jsou uloženy na nosících (obr. 2 poz. 3) zavěšených na dvojici kyvných závěsů (obr. 2 poz. 2), visících na rámu podvozku. Zde mají pružiny funkci čistě svislého vypružení, dříve se zde za pružiny používaly eliptické pásové pružnice, časem se ale přešlo na šroubovitě válcové pružiny, které však na rozdíl od pružnic musí doprovázet tlumiče (obr. 2 poz. 8). Jako příčné vypružení zde slouží kyvné závěsy. Pokud se rozhodneme vypružit příčné síly flexi – coil pružinami, celý kyvný závěs vypadne a flexi – coil pružiny jsou uloženy přímo mezi rámem podvozku (obr. 2 poz. 6) a kolébkou.[3]

3.1.1 Příčné vypružení

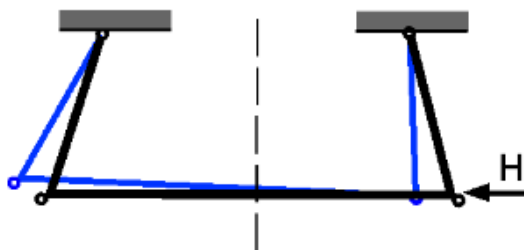
Příčné dynamické síly vznikají při vjezdu do zatáčky, změně poloměru zatáčky nebo při jízdě po rovné koleji důsledkem vlnivého pohybu. Působením boční síly se závěsy s kolébkou a skříň vykloní ze své stabilní polohy a tím vzniká vratná síla, působící jako příčné vypružení.

Aby nebyly boční síly působící na skříň a kolébku (obr. 3 poz. 1) přenášeny na nosiče (obr. 3 poz. 3) pružinami sekundárního vypružení, jsou mezi kolébkou a nosiči pružin dvě příčná táhla (obr. 3 poz. 5), tvořena ojnicemi se silentblokovým uložením. Tím je zajištěna i stabilita těchto nosičů. Některá provedení tyto táhla vůbec nemá a místo táhel jsou, kvůli zajištění stability, nosiče spojeny příčnou vazbou, např. příčnicí (obr. 2 poz. 4). U těchto provedení je tedy nutné, aby pružiny umožňovali navíc i přenos bočních sil, do jisté míry tedy plní funkci flexi – coil pružin.



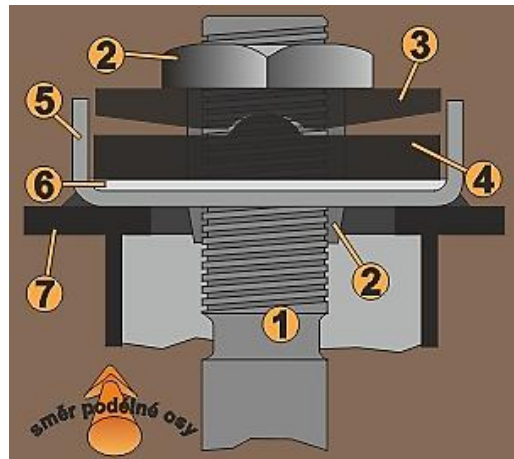
Obr. 3 Schéma druhotného vypružení podvozku Götlitz Va [3]

Kyvné závěsy můžou být svislé jako na obrázku 2 a 3, nebo šikmé s dolními konci lehce roztáhlými do boků. Pokud použijeme šikmé závěsy, získáme tím pozitivní efekt, kdy se při průjezdu zatáčkou kolébka a skříň nakloní směrem ke středu zatáčky. Pomůže nám to příčné namáhání částečně vypružit i svislým vypružením.



Obr. 4 Kinematika příčného vypružení kolébkové konstrukce [3]

Příčný výkyv závěsů je umožněn valením závěsu v místě jejich zavěšení. Například u podvozku Görlitz, je stavěcí matice (obr. 5 poz. 2) uložena na desce s oblým zářezem (obr. 5 poz. 3). Přes tento zářez se valí po oblém břitu protilehlé desky (obr. 5 poz. 4), která leží na horní pasnici (obr. 5 poz. 7) podélníku rámu podvozku.[3]



Obr. 5 Uložení závěsu podvozků Gorriz [3]

3.1.2 Podélné vypružení

Při startu vlaku se síla z lokomotivy přenáší přes táhlové ústrojí do skříně vozu, odkud je ji třeba převést na rám podvozku, aby se mohl spolu se skříní dostat do pohybu. K tomu slouží podélná vazba mezi podvozkem a skříní vozu. Během jízdy tato vazba musí přenášet jízdní odpory vznikající na styku koleje s kolejnicí. Brzdné síly mohou být mnohokrát větší než ty vzniklé při rozjezdu, nároky na tuto vazbu se tímto ještě zvyšují. Jelikož rotační vazba mezi vozovou skříní a kolébkou je pro přenos podélných sil spolehlivá, vazba pro přenos podélných sil se zpravidla umísťuje přímo mezi kolébkou a rám podvozku.

Dříve se přenos sil řešil narážkami (obr. 5 poz. 3) mezi příčnickem rámu a kolébkou. Jako vypružení sloužily pryžové vložky mezi zarážkami. Při minimálních vřích podélných nárazek není třeba podvozek v podélném směru tlumit.

V současných konstrukcích je vazba podélného vedení součástí podélného vypružení. Tuhost tohoto vypružení se určuje tak, aby bylo schopno tlumit nežádoucí vibrace, zejména vibrace vzniklé nevyvážením kol. Provedení podélného vedení může být buď vnějšími táhly (obr. 6 poz. 2) uložené na pryžových kloubech, nebo ojnicemi se silentblokovým uložením uvnitř nebo vně rámu podvozku.[3]



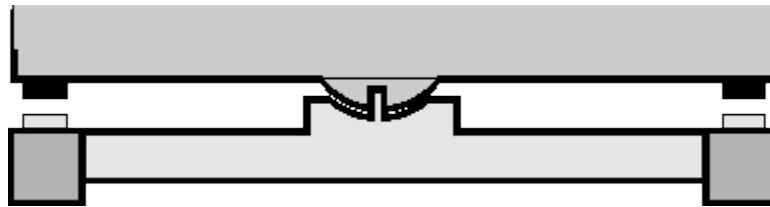
Obr. 6 Vnější táhla podvozku GP200 [3]

3.1.3 Konstrukce uložení vozové skříňe na podvozek

Vazba karoserie a podvozku má dvě hlavní funkce. První je přenos sil působící ve vodorovné rovině ze spodku skříňe na podvozek, v případě kolébkových konstrukcí ze skříňe na kolébkou. Druhý je umožnění rotace podvozku vůči skříni vozu do jisté míry a umožnění ostatních vzájemných pohybů

Kulová torna

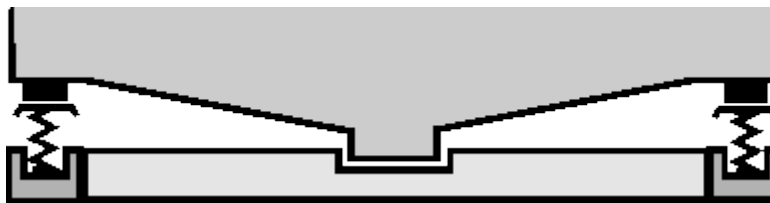
Vazba s použitím kulové torny a dvěma kluznicemi (buď odpruženými, nebo neodpruženými) umožňuje celkový pohyb rámu podvozku vozidla relativně ke skříni do všech směrů, což umožňuje její přímou montáž na rám podvozku. Tento typ vazby nevyžaduje sekundární vypružení, a proto se často používá u podvozků nákladních automobilů. Kulová torna přenáší většinu svislého zatížení ze skříňe vozu na podvozek. Boční kluznice pak zajišťují stabilitu karoserie vůči podvozku a při náklonu vozidla nesou jen malou část tohoto svislého zatížení.[3]



Obr. 7 Schéma kulové torny [3]

Plochá torna

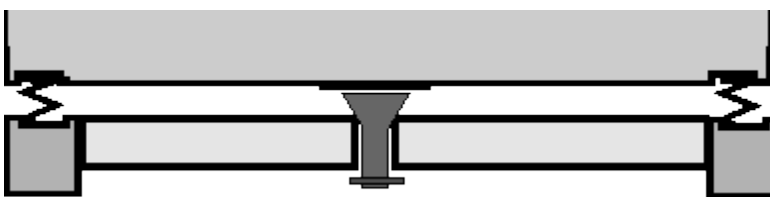
Vazba plochou tornou se využívá hlavně u podvozků s dvojitým vypružením, typicky u osobních vozů. Tento typ vazby umožňuje jen omezený náklon karoserie vozidla oproti kolébkce podvozku, ke které se vztahuje. Potřebný náklon rámu podvozku umožňují pružiny sekundárního vypružení. Plochá torna přenáší hlavní část vertikálního zatížení z karoserie na podvozek, zatímco pár bočních kluznic, ať již odpružených nebo neodpružených, zajistí stabilitu karoserie.[3]



Obr. 8 Schéma ploché torny [3]

Otočný čep

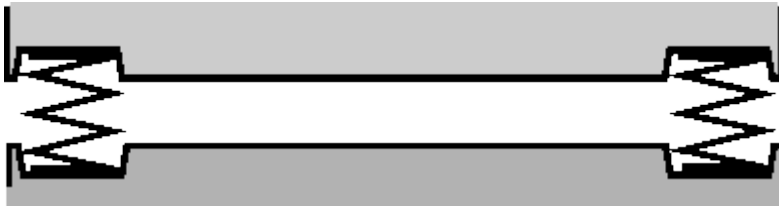
Vazba otočným čepem nedovoluje náklon karoserie vozu vůči rámu podvozku; toto je zajištěno pružinami sekundárního vypružení. Proto se taková vazba využívá u osobních vozů s dvojitým vypružením. Svislé zatížení ze skříňe vozu je přenášeno pomocí postranních kluznic, zatímco otočný čep zajišťuje přenos všech zatížení v horizontální rovině.[3]



Obr. 9 Schéma otočného čepu [3]

3.2 Bezkolébkové uspořádání

Vozidla s bezkolébkovou konstrukcí podvozku mají skříň umístěnou přímo na svislém vypružení, které může být tvořeno buď vzduchovými pružinami nebo šroubovými válcovými pružinami s funkcí flexi-coil. Pružiny typu flexi-coil jsou na svém horním konci upevněny k pomocnému nosníku, který zajistí jejich vedení v podélném a příčném směru. Tento pomocný nosník je pevně uchycen ke spodku skříně, takže na rozdíl od kolébky se neotáčí. Bez přítomnosti rotační vazby skříně vůči podvozku musí být pružiny navrženy tak, aby umožnily nejen svislý pohyb, příčný pohyb a naklápění podvozku, ale i otáčení podvozku kolem svislé osy vůči karoserii vozidla.



Obr. 10 Schéma bezkolébkového vypružení [3]

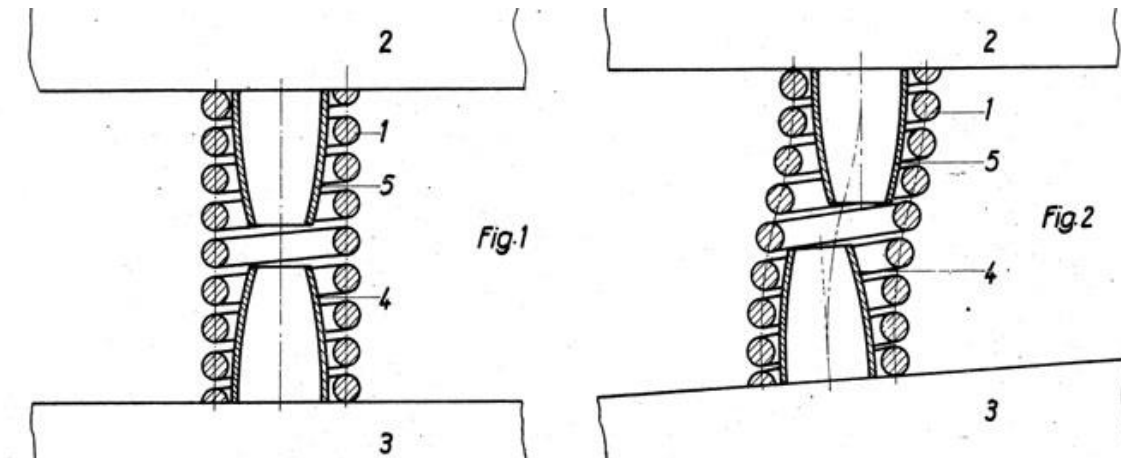
Konstrukci bezkolébkových podvozků se jednotka zodpovědná za podélné vedení a vypružení nachází mezi dolní částí skříně vozidla a rámem podvozku. Často se zde využívá tzv. lemniskátový mechanismus (viz obr. 11). K svislému čepu (obr. 11 poz. 8), který je připevněn k pomocnému nosníku nebo spodní části vozidla, je pomocí kloubu připojeno kyvadlo (obr. 11 poz. 3), jehož konce jsou prostřednictvím dvou táhel (obr. 11 poz. 4) spojeny s příčnicí rámu podvozku. Během brzdění vzniká rozdíl v zátěži mezi nápravami podvozku, přičemž přední náprava ve směrem jízdy je více zatížena, zatímco zadní náprava je odlehčena. Použití lemniskátového mechanismu umístěného nízko nad vrcholem kolejnice, efektivně snižuje rozdíly v tlaku na nápravy podvozku při brzdění a zrychlování.



Obr. 11 Lemniskátový mechanismus [3]

3.2.1 Využití Flexi-coil pružin

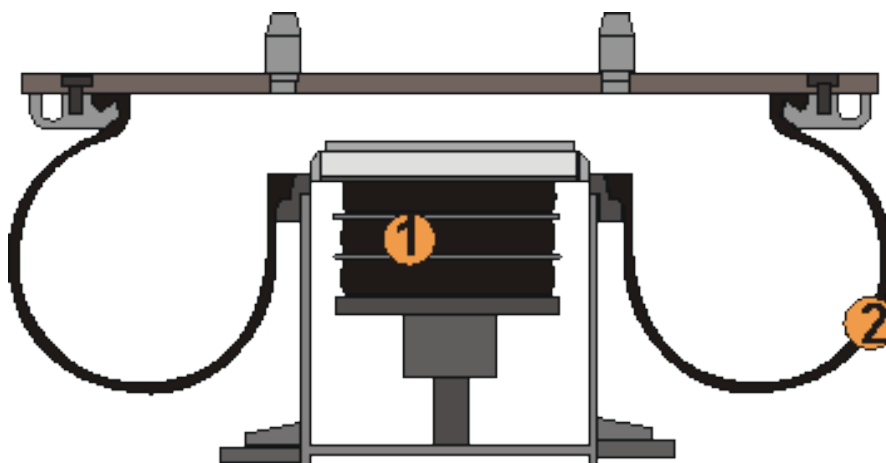
Flexi-coil pružiny, známé také jako ohebné pružiny. Jak název napovídá, tak kromě deformace ve svislé ose jsou schopny se ohýbat kolem příčné nebo podélné osy. Jsou konstruovány z oceli s cílem poskytnout specifickou tuhost jak ve svislém, tak i v příčném směru. Je nutné, aby tyto pružiny umožňovaly nezbytný pohyb mezi rámem podvozku a vozovou skříní, čemuž odpovídá správné vedení v příčném a podélném směru. Na rámu podvozku i na pomocném nosníku skříně jsou vodící trny a osazení pro bezpečné vedení a umístění pružin. [4]



Obr. 12 Deformace Flexi-coil pružiny v podélném směru [4]

3.2.2 Využití vzduchových pružin

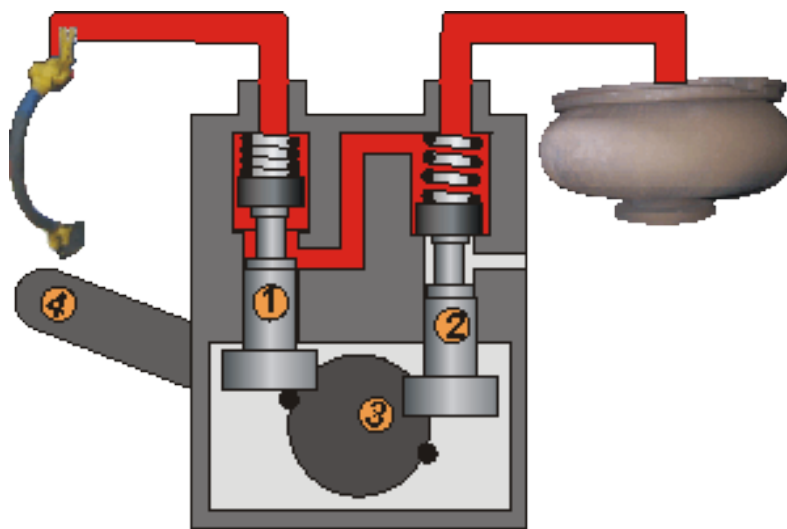
Tvar membrány (obr. 13 poz. 2) vzduchových pružin je uzpůsoben pro pohyb ve vodorovné rovině. Pružiny obsahují regulační ventily pro měnění tlaku v pružině v závislosti na okupaci vlaku, změnou tlaku v pružině se mění její svislá i příčná tuhost a udržuje tak konstantní výšku vozu na temeni kolejnice. Pro případ porušení membrány je na podvozek umístěn pryžový blok (obr. 13 poz. 1) sloužící jako nouzové vypružení. Oba typy pružin je nutno v příčném směru tlumit, z tohoto důvodu jsou doplněny o hydraulické příčné tlumiče mezi podvozkem a pomocným nosníkem, nebo skříní vozidla. [3]



Obr. 13 Membránová vzduchová pružina [3]

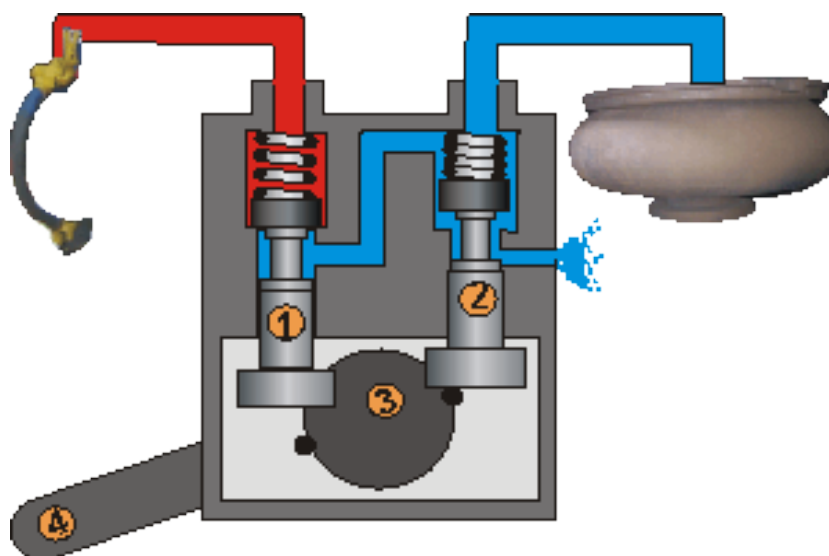
Regulační ventil je uchycen na spodní části skříňe. Pro ovládání má ventil páku, která je přes stavitelné táhlo spojená s podvozkem. Do ventilu na vstupní hrdlo je přiveden z napájecího potrubí tlak o velikosti 8 až 10 barů. Výstupní hrdlo vede tlak rovnou do pružin.

Při zvýšení zatížení na vozidlo, například při nástupu cestujících, skříň vozu vůči podvozku klesá. Jelikož je ale na ovládací páku (obr. 14 poz. 4) ventilu uchyceno táhlo vedoucí z podvozku, táhlo páku tlačí směrem vzhůru. Ovládací páka otáčí s vačkovou hřídelí (obr. 14 poz. 3), která nadzvedne plnicí píst (obr. 14 poz. 1) a vzduch proudí přes kanál ventilu a výstupní hrdlo do pružin. V pružinách se zvýší tlak a skříň vozu začne stoupat vzhůru, dokud ovládací páka ventilu není opět v rovnovážné poloze.



Obr. 14 Řídící ventil plnící vzduchové pružiny [3]

Při odlehčení vozidla, tedy při výstupu cestujících, skříň vozu stoupá vzhůru. Táhlo ovládací páku otočí směrem dolů a vačková hřídel nadzvedne vypouštěcí ventil (obr. 14 poz. 2). Jelikož je v pružinách tlak neustále mnohonásobně vyšší než tlak atmosferický, proudí vzduch z pružiny do ovzduší. Tímto tlak v pružinách klesá, skříň vozu klesá a ovládací páka stoupá zpět do rovnovážné polohy. Během jízdy, kdy jsou svislé pohyby skříňe malé, ventil pracuje v tzv. pásmu necitlivosti. [3]



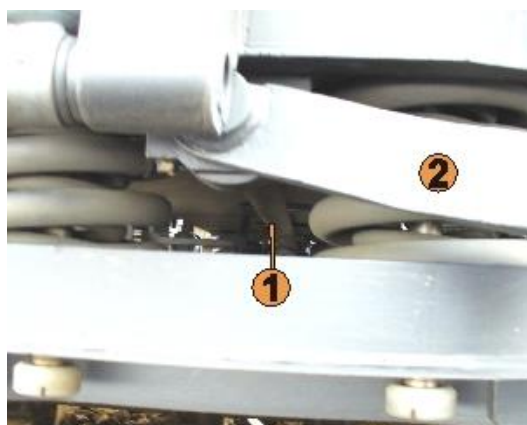
Obr. 15 Řídící ventil vyprazdňující vzduchové pružiny [3]

3.2.3 Využití torzního stabilizátoru

Použití bezkolébkové konstrukce druhotného vypružení podvozků, kde skříň vozu je umístěna přímo na flexi-coil nebo vzduchových pružinách, vede při vyšších rychlostech k jejímu kolébání vůči rámu podvozků. Tento problém se projevuje i u podvozků s kolébkovým uspořádáním typu MD. Podvozky založené na modelu MD 50, které nevyužívají příčné vazby mezi nosiči pružin, které by kolébání omezovaly, potřebovaly pro dosažení stability při rychlostech dosahujících až 200 km/h doplnění o torzní stabilizátory, jak je to u modelů MD 36.

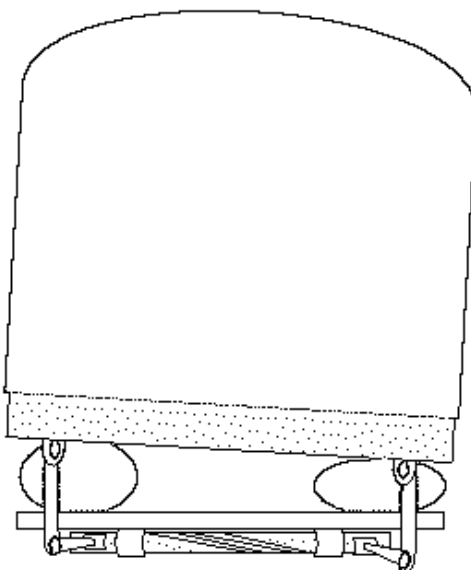


Obr. 16 Pohled na táhlo a páku torzního stabilizátoru [3]



Obr. 17 Pohled na zkrutnou tyč a páku torzního stabilizátoru [3]

Torzní stabilizátor je tvořen torzní (zkrutnou) tyčí (obr. 17 poz. 1) z pružinového materiálu, dvěma pákami (obr. 16 a 17 poz. 2) a dvěma svislými táhly (obr. 16 poz. 3). Torzní tyč je umístěna v otočných ložiscích a může být připojena k příčnicku rámu podvozků, přičemž táhla jsou spojena se skříň vozu. V případě, že je torzní tyč připojena ke spodní části karoserie, jsou táhla umístěna na konzolách podélníků rámu podvozků. U podvozků MD 36 jsou ložiska torzní tyče montována na kolébce, zatímco svislá táhla jsou připevněna ke konzolám rámu podvozků. Svislá táhla lze upravit nebo zkrátit, aby se eliminovala jakákoliv vůle.



Obr. 18 Schéma torzního stabilizátoru [3]

Princip fungování je zřejmý z obrázku 18. Když dojde k současnému stlačení obou pružin druhotného vypružení, svislá táhla působí na páky, které jsou pevně spojeny s torzní tyčí, což vede k jejímu pouhému otočení v ložiscích. Pokud se karoserie vozu začne otáčet kolem její podélné osy a mezi svislými táhly se objeví výškový rozdíl, tento rozdíl způsobí, že páky začnou torzní tyč, ke které jsou pevně připevněny, zkrucovat. Vzniklé zkroucení torzní tyče generuje vratnou sílu, která působí proti dalšímu naklání skříně vozu. [3]

3.3 Rychlíková železniční vozidla – Pendolino řada 680

Elektrická jednotka řady 680 je vybavena dvěma typy dvounápravových podvozků: hnací podvozky, které obsahují na jedné z dvojic kol převodovku s kuželovými koly vyrobenou italskou firmou Lucchini, a standartní podvozky. Oba typy podvozků integrují sofistikovaný systém naklápění vozových skříní, zajišťující zvýšenou stabilitu a pohodlí při průjezdu zatáčkami díky hydraulickému mechanismu. Tento mechanismus je řízen gyroskopickými čidly umístěnými na předních podvozcích čelních vozů, která detekují změny polohy vozidla způsobenou převýšením koleje v oblouku, a je doplněn systémem čidel pro měření příčného zrychlení a úhlu naklápění skříně, čímž umožňuje přesné nastavení naklonění skříně až o $\pm 8^\circ$.



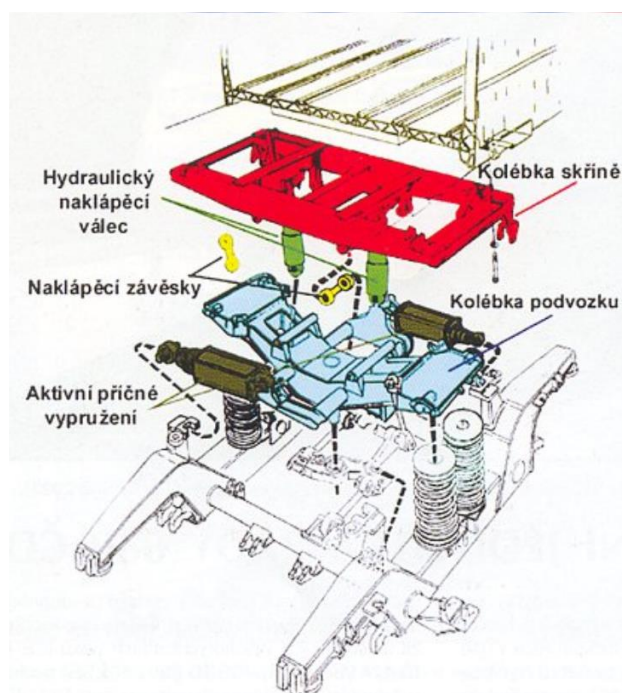
Obr. 19 Elektrická jednotka 680.001 při zkouškách na Železničním zkušebním okruhu [5]

System vypružení podvozků je rozdělen na dvoustupňové svislé vypružení a jednostupňové příčné vypružení. Primární svislé vypružení se skládá z dvojic šroubových ocelových pružin umístěných na stranách ložiskových skříní, doplněných o paralelně řazené hydraulické tlumiče. Nosiče pružin primárního vypružení jsou odlity s ložiskovými skříněmi dohromady. Sekundární vypružení pak tvoří sady šroubových pružin s flexicoil efektem v podélném a příčném směru, doplněné o svislé a příčné tlumiče od firmy MSA (Mediterr Shock Absorbers). Jedna sada těchto pružin je tvořena vnitřní a vnější pružinou a tyto sady jsou dvě na každé straně, umístěny mezi rámem a kolébkou podvozku. Na každé straně mezi podvozkem a karoserií vozidla jsou umístěny tlumiče vrtivých pohybů od firmy Sachs.



Obr. 20 Hnací podvozek ze strany nápravové převodovky [5]

Karoserie vozidla je umístěna na kolébce skříně, která je propojena s kolébkou podvozku pomocí hydraulických naklápěcích válců a závěsek, umožňující naklápění karoserie. System aktivního příčného vypružení zajišťuje, aby se karoserie vozidla držela ve své optimální poloze vzhledem k podvozku, když vozidlo projíždí zatáčkou. Toto uspořádání poskytuje cestujícím vysoký komfort jízdy porovnatelný s jízdou po rovném úseku i v zatáčkách, zároveň efektivně tlumí boční síly působící na podvozek z důvodu nerovností na trati. Aktivní system příčného vypružení tvoří dvě nezávislé skupiny pneumatických válců (jedna na každém podvozku), a pneumatické válce, které umožňují kompenzaci polohy skříně v reakci na odstředivé síly v zatáčkách.



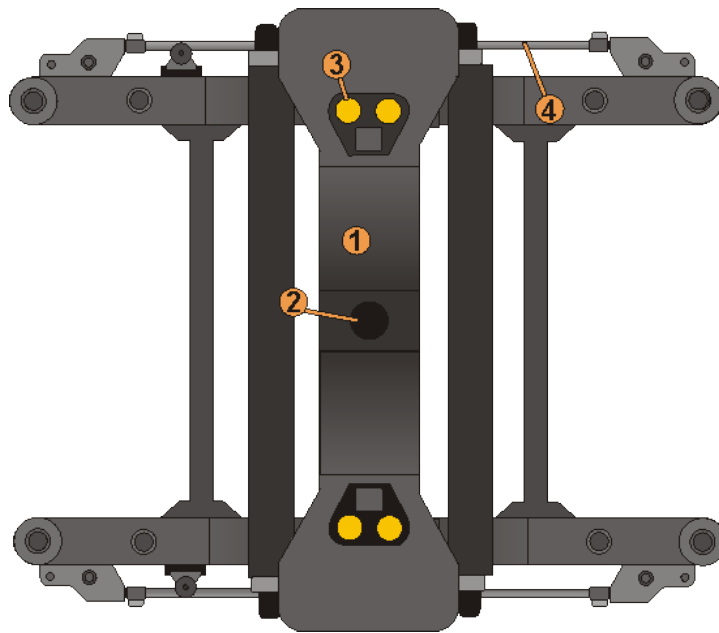
Obr. 21 Uspořádání uložení skříně vozidla na podvozku [5]

Podélné síly jsou z kolébky na rameno tažného zařízení přenášeny přes čep pevně uložen v kolébce, který je druhou stranou uložen v rameni tažného zařízení pomocí pryžového kloubu. Z ramene jsou podélné síly vedeny přes dvě táhla se silentblokovým uložením, k přednímu a zadnímu příčníku rámu podvozku. [5]

3.4 Rychlíková železniční vozidla – Vozidla řady WRmz, Ampz a Bmz

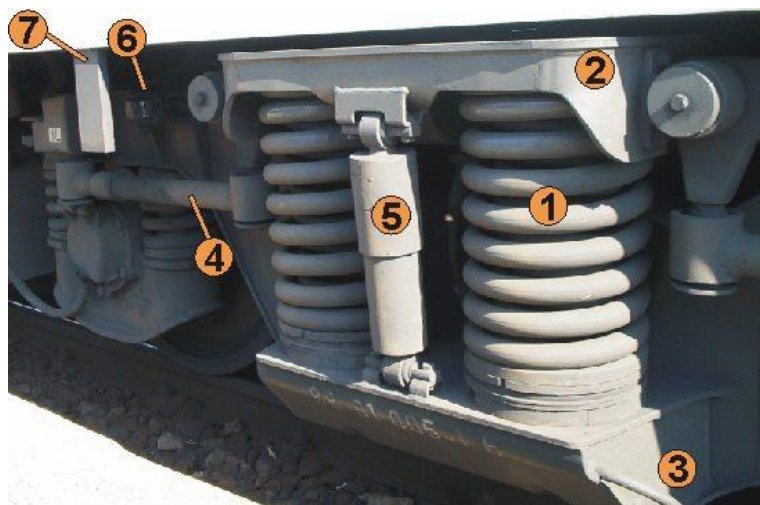
Podvozky SGP 300 se do vozového parku Českých drah dostaly s dodávkou nových jídelních vozů řady WRmz v roce 1997 a 1998. Následně, mezi lety 1999 a 2000, byly dodány vozy první třídy typu Ampz a druhé třídy typu Bmz, které všechny stojí na podvozcích typu SGP 300-R/3s a později na podvozcích označených jako SF 300 R/3SMG. Díky podvozku SGP-300 jsou vozy těchto řad určeny pro mezinárodní rychlíkový provoz s maximální rychlostí až 200 km/h. Tyto podvozky využívají systém dvojitého vypružení s kolébkovou koncepcí a jsou určeny i na tratě s převažujícími oblouky.

Skříň vozu je rotačně uložená na kolébce (obr. 22 poz. 1) přes čep a postranní samomazné kluznice. Čep uchycený v hlavním příčníku skříně je vedený otvorem (obr. 22 poz. 2) v kolébce a mezi těmito částmi přenáší síly v příčné a podélné rovině. Hmotnost skříně leží na kluznicích (obr. 22 poz. 3) a tření mezi kluznicemi a opěrkami na skříně pomáhá s podélným vedením kolébky tlumit vrtivé pohyby skříně vůči rámu.



Obr. 22 Uložení skříně na podvozek SGP-300 [3]

Čtyři předepjaté duplexní flexi-coil pružiny, šikmo usazené, fungují jako pružící elementy jak ve svislém, tak v příčném směru. Jejich nosiče jsou přivařeny k podélníkům rámu podvozku. Podélná táhla (obr. 22 a 23 poz. 4) slouží k přenášení podélných sil mezi kolébkou (obr. 23 poz. 2) a rámem podvozku. Jejich silentblokové uložení tlumí vibrace v podélném směru a tlumí vrtivé pohyby rámu vůči kolébce. Mezi kolébkou a rámem podvozku je v příčném směru zachována vůle 2 x 60 mm určená pro příčné odpružení, ohraničená příčnými dorazy. Kromě pevných příčných dorazů mezi kolébkou a rámem podvozku se nacházejí ještě příčné dorazy s lineárně proměnlivou vůlí, které umožňují v závislosti na úhlu podvozku v zatáčce upravovat příčnou vůli. Na straně vozidla blíže k centru zatáčky, kde se dlouhá karoserie vozu více vychyluje, se příčná vůle lineárně snižuje. Tyto variabilní dorazy jsou vyrobeny z kladky (obr. 23 poz. 6), která je připevněna k stojině podélníku rámu podvozku, a konzoly (obr. 23 poz. 7), jež je přivařena k vozové skříně. Kolébka vůči rámu je tlumena dvěma svislými (obr. 23 poz. 5) a jedním podélným tlumičem. [3]



Obr. 23 Druhotné vypružení podvozku SGP-300 [3]

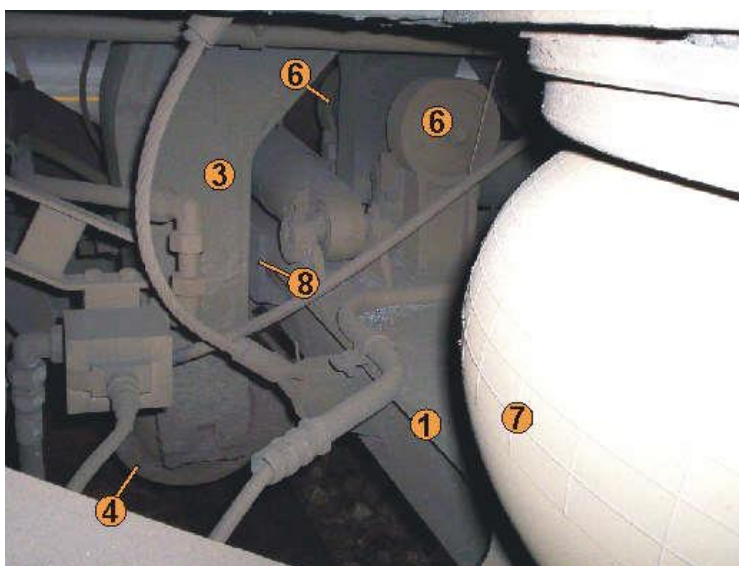
3.5 Regionální železniční doprava – Vozy řady Btn a Bftn

Jedná se v obou případech o přípojná vozidla určená k tažení motorovými vozidly řad 842, 843 a 854 rychlostí až 120 km/h. Tyto vozidla se vyráběla mezi lety 1995 až 1997 v závodě MSV Studénka a.s. Oba vozy disponují tím samým podvozkem typu 8-883.0 s ruční brzdou nebo 8-883.1 bez ruční brzdy. V této práci byl uveden tento příklad z důvodu využití vzduchových pružin k vypružení skříně vozu vůči podvozku, což je jedno z méně častých provedení druhotného vypružení u železničních vozidel.



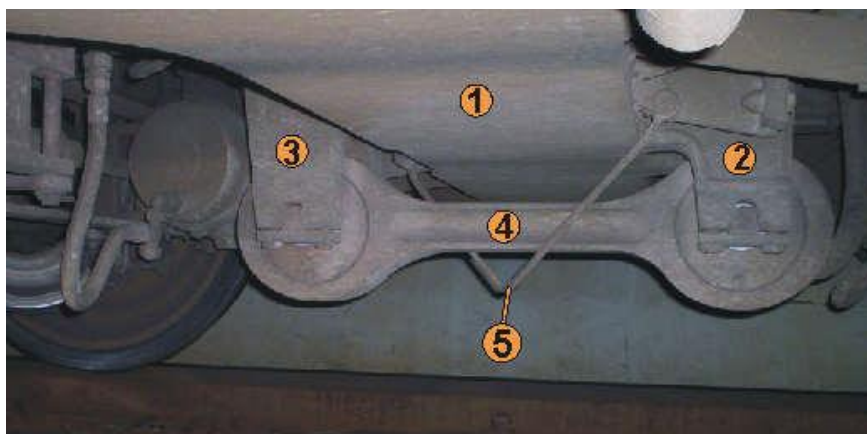
Obr. 24 Vůz Bftn [3]

Jak již bylo zmíněno, skříň je uložena na dvou vzduchových pružinách (obr. 25 poz. 7), které zajišťují vypružení ve svislém a příčném směru. Pro vymezení pohybu v příčném směru jsou na příčném rámu dvě narážky (obr. 25 poz. 6), mezi kterými se nachází narážna spuštěná z hlavního příčnicku rámu skříně.



Obr. 25 Zobrazení příčných narážek na podvozku typu 8-883 [3]

Podélné síly jsou přenášeny ze skříňe na podvozek přes pružné táhlo (obr. 26 poz. 4), tudíž podvozek vůči rámu nemá v podélném směru žádnou vůli. Táhlo je uchyceno mezi konzolou (obr. 26 poz. 3) svěšenou ze skříňe a konzolou (obr. 26 poz. 2) umístěnou na příčnicku rámu podvozku. Při porušení vazby táhla s konzolou je podvozek nouzově tažen záchytným lanem (obr. 26 poz. 5) a přenos brzdných sil se uskutečňuje podélnou narážkou na příčnicku rámu podvozku (obr. 26 poz. 1). [3]



Obr. 26 Pružné táhlo podvozku typu 883-3 [3]

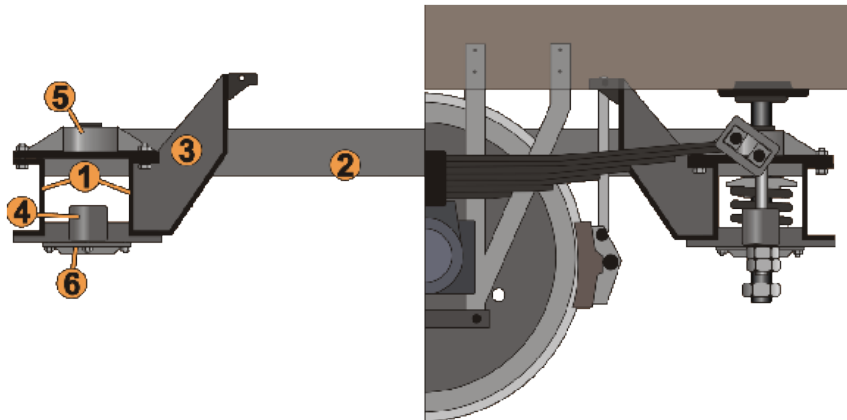
3.6 Regionální železniční doprava – Vozy řady ABeg, ABCeg a Ceg

Ačkoliv bylo dříve uvedeno, že jednonápravové podvozky se výhradně využívají pro nákladní dopravu, vozy řad ABeg, ABCeg a Ceg jsou osobní vozidla, a přesto mají jednonápravové neotočné podvozky s dvojitým vypružením. Dnes se ale už nepoužívají, jelikož je jejich konstrukce stará přes 100 let. Disponují podvozkem s názvem Rybák po inženýrovi Jindřichu Rybákovi, který zkonstruoval první prototyp pro c.k. státní dráhy v roce 1911.



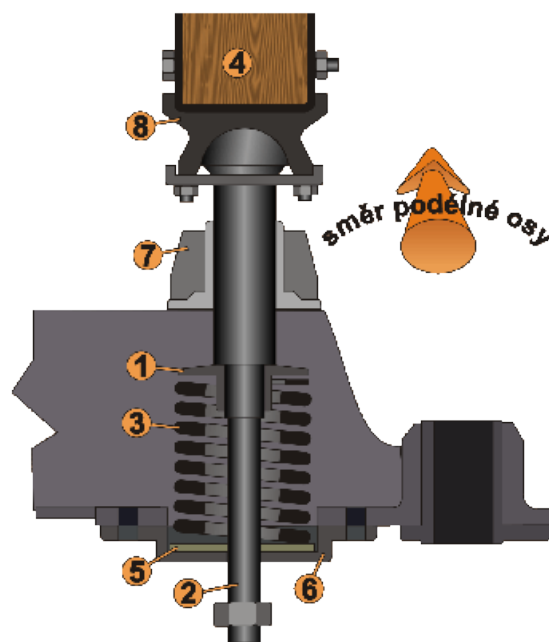
Obr. 27 Vůz vyrobený jako druhá série řady Ce v roce 1956 přeznačen na Be [3]

Rám podvozku je svařený ze 2 podélníků (obr. 28 poz. 2) a 2 příčníků (obr. 28 poz. 1). Konzoly závěsů brzdových zdrží (obr. 28 poz. 3) a vodítka pro stavěcí šrouby závěsů pružnic (obr. 28 poz. 4) jsou přivařeny k příčníkům. Na příčnících jsou také upevněna vodící pouzdra pro čepy s kulovými hlavami (obr. 28 poz. 5) a příruby (obr. 28 poz. 6), které drží pružiny sekundárního odpružení. Pro protažení plochého řemenu, sloužícího jako pohon od řemenice na nápravě k dynamu umístěnému na spodní části vozu, je příčník podvozku na straně bez manuální brzdy vybaven oválným otvorem.



Obr. 28 Rám podvozku typu Rybák [3]

U podvozku typu Rybák pružiny druhotného vypružení zajišťují pouze svislé vypružení, zatímco příčné a podélné odpružení je zajištěno pomocí závěsů pružnic, které je součástí primárního vypružení. Ačkoliv se dvojitě vypružení podvozku Rybák může zdát podobné pružným závěsům u rámových pojezdů, v tomto případě je mezi pružiny vkládána těžká hmota rámu podvozku. Tato hmota efektivně využívá svou setrvačnost k tlumení vibrací přenášených z nerovností kolejí na skříň vozu.



Obr. 29 Druhotné vypružení podvozku typu Rybák [3]

Mezi příčnickami na spodní části skříně vozu jsou přivařeny výztuhy, které slouží k jejímu uložení na podvozek. Vnitřní prostor těchto výztuh je vyplněn měkkým dřevem (obr. 29 poz. 4), z důvodu absorbování vibrací. Skříň je opřena o kulové hlavy čepů (obr. 29 poz. 2). Rám podvozku je veden čtyřmi čepy (obr. 29 poz. 2), které zajišťují jeho stabilní vedení bez jakékoli vůle jak v podélném, tak v příčném směru. Váha karoserie vozu je distribuována přes čepy s kulovou hlavou a opěrky (obr. 29 poz. 1) na vinuté pružiny (obr. 29 poz. 3) vyrobené z drátu s nekruhovým průřezem. Tyto pružiny jsou umístěny na přírubě rámu podvozku (obr. 29 poz. 6) přes plstěnou podložku (obr. 29 poz. 5). Pro tlumení nárazů v těchto vinutých pružinách se využívá tření mezi dřevem čepu a vodícím pouzdrem (obr. 29 poz. 7).[3]

4 Typy konstrukce podvozku vzhledem k sekundárnímu vypružení – Vozidla metra

Metro je typ městské hromadné dopravy, který využívá vlaky jezdící převážně pod zemí v dedikovaných tunelech naprosto separovaných od ostatního provozu. Tato forma dopravy je oblíbená zejména ve velkých městech díky své schopnosti rychle a efektivně přepravovat velké množství lidí. Jejich oddělenost od zbylé městské dopravy zajišťuje, že cestovní časy jsou kratší a předvídatelnější. Další výhodou je vysoká frekvence spojů, která minimalizuje čekací doby pro cestující, a vysoká kapacita, díky které mohou být přepraveny tisíce cestujících za hodinu.

Nicméně, metro má také několik nevýhod. Výstavba metrových systémů je extrémně nákladná, vyžaduje rozsáhlé a technicky složité stavební práce, což zahrnuje ražbu tunelů a budování stanic. Tento proces může trvat mnoho let. Dalším problémem je vysoké náklady na údržbu a provoz, protože udržování podzemní infrastruktury a vozového parku je náročné a drahé. Kromě toho, vzhledem k tomu, že většina metrových linek je pod zemí, nejsou tak přístupné v případě mimořádných událostí, což může komplikovat evakuaci a záchranné operace.

Díky jízdě v tunelu mají vozidla různé provozní podmínky od vozidel železničních a tramvajových. Provoz v relativně stabilním a čistém tunelovém prostředí zajišťuje čistotu kolejí a vysokou adhezi, která může dosahovat hodnot blízkých se k 0,6. Tato vysoká adheze však má své negativní stránky, jelikož v zatáčkách dochází k intenzivnějšímu opotřebení kol a kolejnic. Struktura tratí je dále formována průřezem tunelu, způsobem přívodu elektrického proudu, který může být řešen pomocí třetí kolejnice nebo sběrače na střeše vozidel. Rozměry vozidel jsou přizpůsobeny požadované přepravní kapacitě, kterou lze regulovat délkou vozidla, rychlostí jízdy a frekvencí jízdních intervalů. Maximální rychlost vozidel obvykle nedosahuje více než 100 km/h, běžná cestovní rychlost se pohybuje mezi 30 a 45 km/h, a minimální možný jízdní interval je 75 sekund. Protože jedno vozidlo obvykle nepostačuje k pokrytí poptávky, jsou vozidla spojována do souprav nebo jednotek, kdy jednotky fungují jako nedělitelné celky v provozu. Výška podlahy vozidla od temena kolejnice se odvíjí od výšky nástupiště, která standardně činí 1100 mm, avšak může se lišit v závislosti na specifických požadavcích daného provozovatele. Rozměry metra jsou přímo ovlivněny velikostí tunelu a hmotnost na nápravu je omezena místními normami na 13,5 tuny.[6]

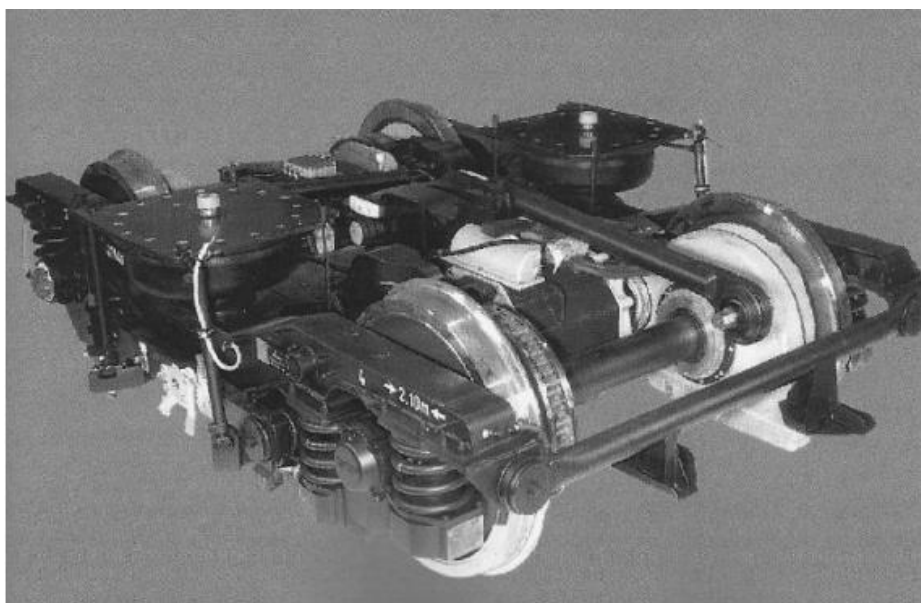
4.1 Vozidla metra typu M1

Vozidla metra typu M1 jsou moderní soupravy, které jsou používány v pražském metropolitním systému, především na lince C. Tyto vlaky byly postupně zaváděny do provozu začínající od roku 2000, aby nahradily starší typy souprav. Vlaky M1 byly vyrobeny společností ČKD Praha, která později prošla řadou transformací a dnes je součástí společnosti Siemens.



Obr. 30 Vozidlo metra typu M1 [7]

Konstrukce podvozku byla vyvinuta firmou ADtrans, která byla později převzata společností Bombardier, a vyniká svou pokročilou koncepcí. Podvozek má otevřený rám tvaru H se dvěma podélníky, které jsou uprostřed prohnuté, a jedním hlavním příčným. Rám je svařovaný, bezkolébkové konstrukce a je charakteristický svou torzní flexibilitou. Sekundární vypružení kombinuje vzduchové pružiny a elastomerové kónické pružiny zapojené v sérii, které umožňují podvozku se natáčet v zatáčkách a zároveň slouží jako nouzové vypružení. Jelikož je potřeba, aby podlaha skříně byla ve stejné úrovni jako plocha nástupiště, volba vzduchových pružin je naprosto vhodná, protože vozidla metra mají velké hmotnosti výkyvy, závislé na počtu cestujících a díky možnosti nastavení tuhosti těchto pružin je snadné držet výšku podlahy vozové skříně konstantní. K sekundárnímu vypružení dále přispívá torzní stabilizátor. Podélné, tažné a brzdné síly jsou přenášeny do skříně vozidla pomocí tažně-tlačné tyče uchycené v pryžových pouzdrech. [6]



Obr. 31 Podvozek jednotky metra M1 [6]

5 Typy konstrukce podvozku vzhledem k sekundárnímu vypružení – Tramvajová vozidla

Tramvaje jsou typ městské hromadné dopravy, který využívá kolejový systém k přepravě lidí v rámci městských oblastí nebo mezi přilehlými městy. Tyto vozidla jsou obvykle elektricky poháněná a jezdí na speciálně vyhrazených kolejích. Díky své schopnosti přepravit velký počet cestujících efektivně a ekologicky jsou tramvaje významnou součástí městské infrastruktury v mnoha částech světa.

Podvozky tramvajových vozidel plní podobnou úlohu jako podvozky u železničních vozů, ale čelí dalším specifickým výzvám. Tramvaje jezdí po tratích s velmi malými poloměry zatáček (až 20 m a méně) a obvykle bez přechodnice, přičemž musí zvládat extrémní sklon tratě až 80 %. Trakční motory na tramvajích běžně nedosahují více než 120 kW na nápravu. Konstrukční omezení daná průjezdnými profily tramvajů jsou výrazná. Zavedení nízkopodlažních tramvajů přineslo revoluční změny v konstrukci podvozků, zejména díky potřebě nízké podlahy, což vedlo k inovacím v této oblasti. Z toho lze konstatovat, že podvozky tramvajových vozidel mají obecně menší rozměry než podvozky vozidel železničních.

Další požadavek na tramvajová vozidla je jejich kapacita. Pro zvýšení přepravní kapacity lze využít spřažení přívesného vozu nebo využití kloubových a článkových tramvajů. Je však třeba vzít v úvahu, že tramvaje musí často zvládat jízdu v těsných zatáčkách s poloměrem i 18 metrů, což omezuje délku jednotlivých článků a komplikuje konstrukci vozidla. Ačkoliv spojení dvou čtyřnápravových tramvajů částečně řeší problém s kapacitou, nevyužitá kabina ve druhém voze pak zbytečně zabírá prostor určený pro cestující. Jednou z alternativ může být použití kloubového vozidla. [6]

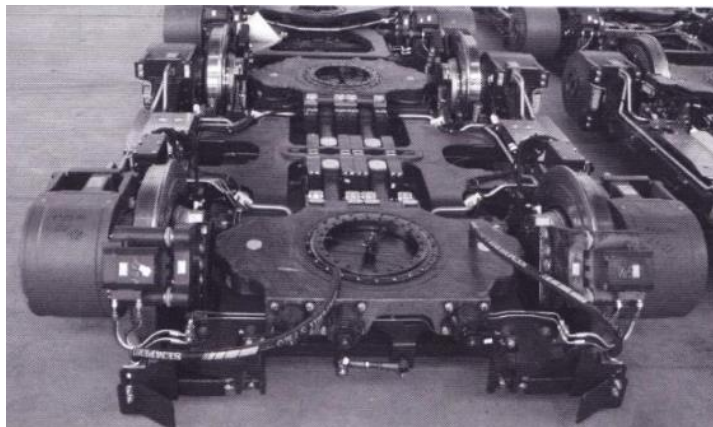
5.1 Tramvajové vozidlo For City ŠKODA

Ačkoliv se koncepce konstrukce tramvajových podvozků liší od vozidel železničních, koncepce sekundárního vypružení těchto podvozků se nijak významně nemění. Největší změna přichází u 100 % nízkopodlažního, kloubového tramvajového vozidla For City ŠKODA, kde byl využit otočný podvozek s charakterem tzv. Jakobsova podvozku. [6]



Obr. 32 Tramvajové vozidlo 15T skupiny For City [8]

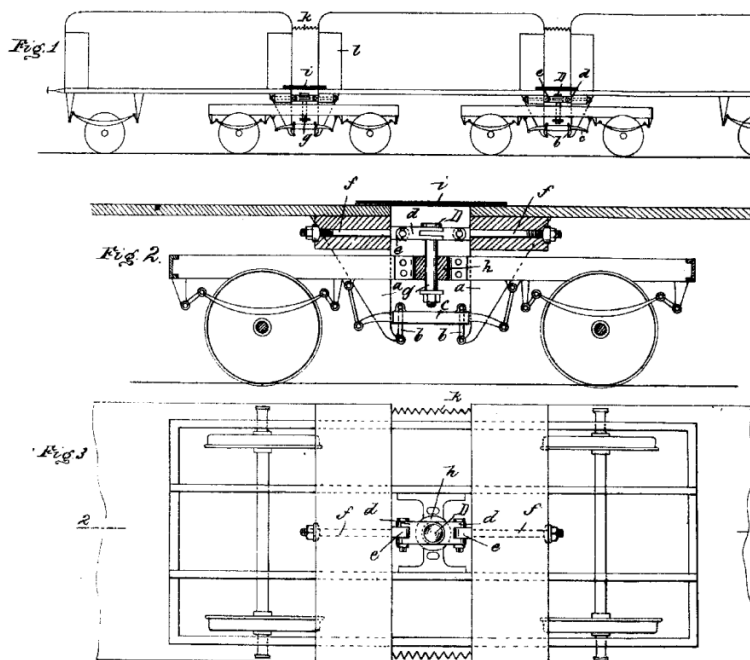
Jakobsův podvozek je zvláštní tím, že lze použít u kloubových tramvajových vozidel v případě, kdy podvozek je umístěn na ose kloubu mezi články. Jedná se totiž o čtyřnápravový podvozek, který ale nese konce obou skříní, které daný kloub spojuje. Sekundární vypružení je řešeno kolébkovým provedením, tudíž nad osami obou náprav jsou umístěny kolébkové každá na dvou pružinách. Na kolébkách jsou instalována velká ložiska pro uchycení skříně. Podélné síly mezi kolébkou a podvozkem se přenáší pomocí dvou párů ojnic. [6]



Obr. 33 100% nízkopodlažní, otočný podvozek tramvaje For City [6]

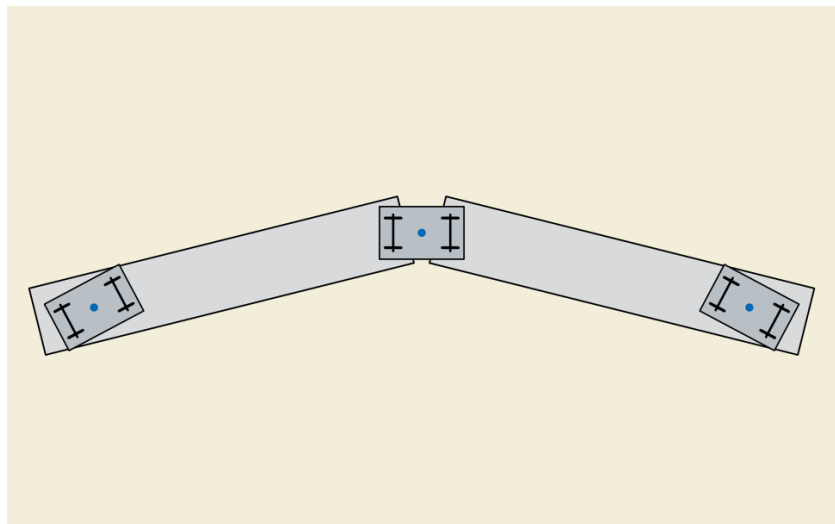
5.2 Výhody použití Jakobsova podvozku

Jak již bylo řečeno Jakobsov podvozek je druh železničního podvozku, který spočívá přímo pod průcho-dem mezi dvěma sousedními vozy. Oproti běžnému podvozkem je Jakobsov podvozek sdílený mezi těmito sousedními vozy, jak lze vidět na obr. 34 původního patentu. Nedostatek tohoto konstrukčního řešení ale je, že vozidla nemohou být oddělena během běžného provozu.



Obr. 34 Znázornění Jakobsova podvozku v původním patentu z roku 1908 [9]

Například vlaky TGV, motorové a elektrické jednotky, nákladní vagóny a článkové tramvaje využívají Jakobsův podvozek. U některých vlaků Talgo je dokonce použit neobvyklý jednonápravový Jakobsův podvozek. Využití Jakobsova podvozku má výhodu v úspoře hmotnosti vozidla, protože se snižuje počet podvozků. Avšak je zapotřebí použít kratší články vozidla, aby nedošlo k překročení povolených hodnot nápravových a kolových sil. Dalším argumentem pro preferenci Jacobsova podvozku před konvenčním je jeho lepší schopnost průjezdu obloukem. Vozidlo s Jakobsovými podvozky totiž v místě spojení nevybočuje ven z oblouku tratě, ale spíše směřuje dovnitř oblouku. Schéma vozidla s Jakobsovým podvozkem při průjezdu obloukem je znázorněno na obr. 35. [10]



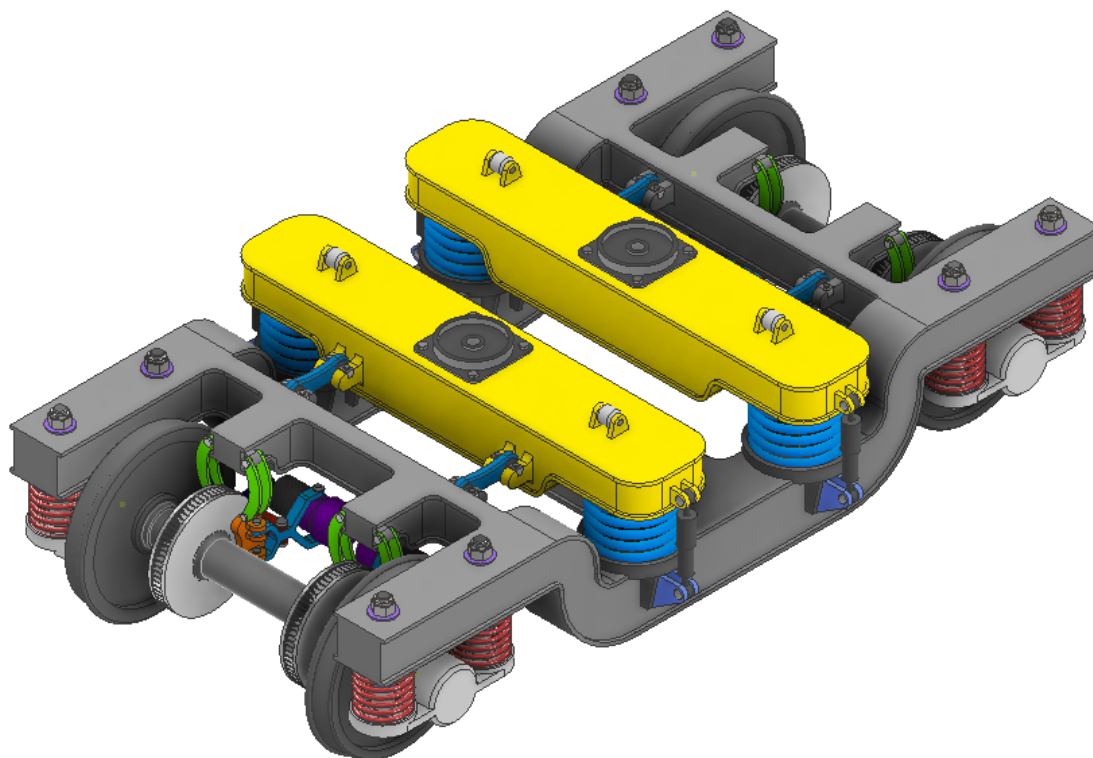
Obr. 35 Průjezd vozidla s Jakobsovým podvozkem obloukem [11]

Obecně platí, že podvozky tvoří významnou část pořizovací ceny vozidla a jejich pravidelná údržba představuje nemalý podíl nákladů na celkovou údržbu vozidla. Snížení počtu podvozků tak může vést k významné finanční úspoře při pořizování vozidla i při jeho pravidelné údržbě. Na druhou stranu, při větších úpravách vozidla, jako je generální údržba nebo po havárii, kdy je nezbytné oddělit podvozek od skříně vozidla, přináší Jakobův podvozek komplikace. Tento proces vyžaduje postupné odpojení dvou částí vozidla od jednoho podvozku a použití pomocného montážního podvozku. Depo musí s tímto počítat a být dostatečně vybaveno pomocnými podvozky.

Kromě tradičního Jakobsova podvozku, který využívá sdílené sekundární vypružení a otočný čep pro dvě sousední skříně vozidla, známého jako pravý Jakobův podvozek, byla vyvinuta také varianta Jakobsova podvozku, kde každá skříně má vlastní sekundární vypružení. Toto alternativní provedení je známé jako nepravý Jakobův podvozek. Jedním z příkladů využití nepravého Jakobsova podvozku je trakční podvozek 100% nízkopodlažní tramvaje 15T vyráběné společností Škoda Transportation a.s.. Dalším příkladem je elektrická jednotka řady 423 a 433 provozovaná německým železničním dopravcem Deutsche Bahn (DB), viz obr. 36. [11]

6 Návrh konstrukčního řešení podvozku

V této části je prezentována celková koncepce podvozku osobního vozu. Kromě návržení koncepce uzlu sekundárního vypružení, zde najdeme také návrh ostatních částí podvozku, jako je primární vypružení a uspořádání dvojkolí. Tento návrh vychází ze specifikace zkoumaného osobního vozu a provedené rešerše. Koncepční návrhy a modely jsou vytvořeny v softwaru Inventor.



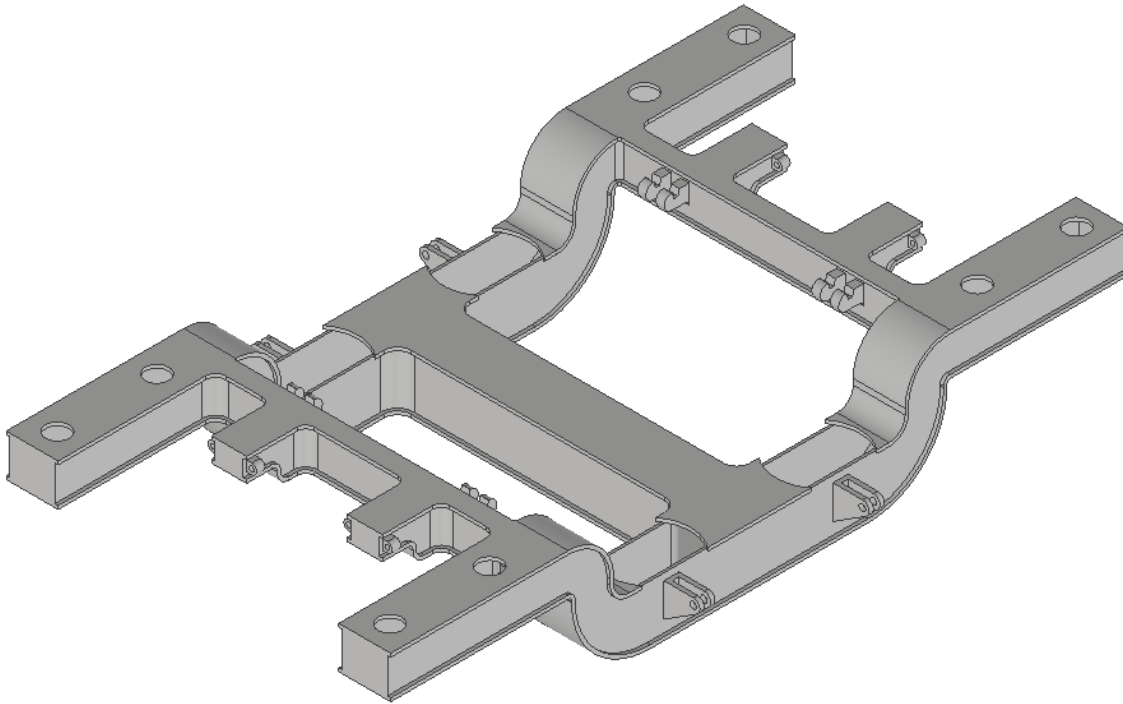
Obr. 36 Pohled na navrhovaný podvozek

6.1 Rám podvozku

Rám podvozku je klíčovým prvkem kolejových vozidel, propojujícím dvojkolí s vozovou skříní. Jeho úlohou je poskytnout pevnou a stabilní podporu pro celý vlak. Tento prvek je nezbytný jak u vložených, tak u řídicích vozů, ať už jde o osobní nebo nákladní vagony, a slouží jak u hnacích, tak u nehnacích vozů.

Byl zvolen svařovaný rám skříňového průřezu, vzniklý svařením jednotlivých plechů, které byly před svařením laserově vyříznuty a ohraňovány do požadovaného tvaru. Rám podvozku je otevřeného tvaru písmene H, tvořen ze dvou podélníků, jedním hlavním a dvěma vedlejšími příčnickými. Je torzně poddajný, tudíž mu shází čelníky. Jedná se o rám vnější, tudíž kola náprav jsou uvnitř mezi podélníky. Kromě hlavních konstrukčních prvků rámu jako jsou podélníky a příčnický, jsou k rámu přivařeny konzole pro uchycení tlumičů a ojnic.

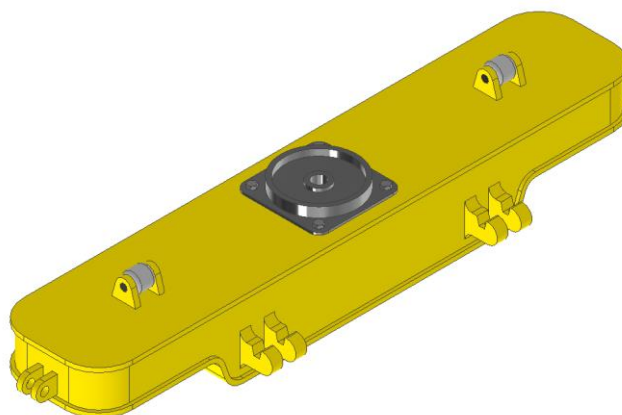
Sekundární vypružení je řešeno s kolébkou, bez kyvného závěsu, tudíž střed rámu podvozku byl snížen, z důvodu ušetření místa. Také kruhové části horních pasnic ve snížené části podvozku byly vyříznuty z důvodu vložení nosičů pružin sekundárního vypružení. Hlavní příčník slouží jako hlavní tuhý spoj obou podélníků, tedy zabraňuje relativnímu pohybu podélníků vůči sobě. Vedlejší příčníky zachytávají podélné síly mezi rámem a kolébkou, zajišťují zavěšení brzd a zachycení momentu vzniklým sevřením brzdových destiček na brzdovém kotouči a v neposlední řadě slouží také jako výtuhy rámu podvozku.



Obr. 37 Koncept rámu podvozku

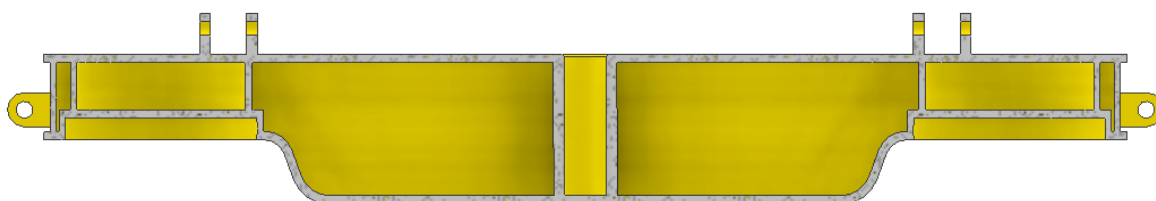
6.2 Kolébka

Stejně jako u rámu podvozku je kolébka skříňového průřezu, svařená z ohraňovaného plechu. Na horní části kolébky se nachází otvor sloužící pro uložení ploché torny a 4 závitové díry, vytvořené při montáži ploché torny na kolébku, které slouží k tomu, aby se spodní část torny neotáčela vůči kolébce. Torna je doplněna o dvojici kluznic, o které se skříň vozu částečně opře. Dále jsou na přední části kolébky přivařeny dvě konzoly pro uchycení ojníc, sloužící pro přenos podélných a příčných sil z kolébky na rám a dvě konzoly přivařené k bokům kolébky pro uchycení hydraulických tlumičů.



Obr. 38 Koncept kolébky

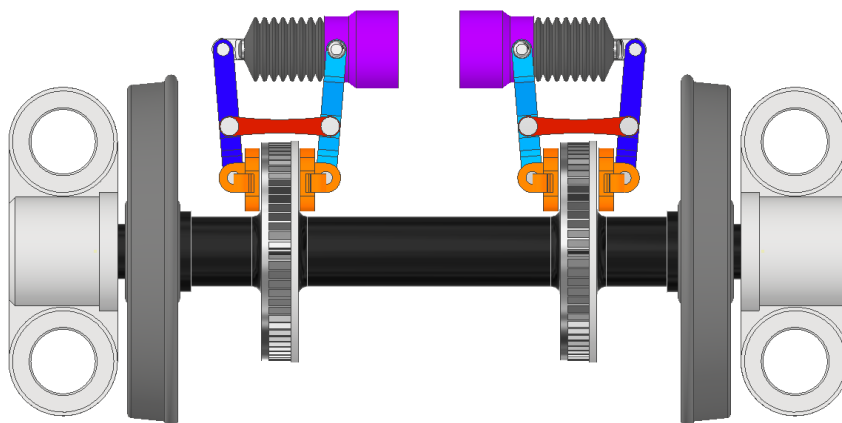
Při pohledu na příčný řez kolébkou (obr.38) můžeme vidět dvě osazení, kterými je kolébka položena na pružiny sekundárního vypružení. Mezi osazeními pro pružiny je výška kolébky zvětšená, z důvodu snížení deformace způsobené tíhou vozové skříňě. Kolébka disponuje výztuhami v kritických místech, tedy pod místem, kde je přichycená torna a nad oběma osazeními pro položení na sekundární vypružení.



Obr. 39 Pohled na příčný řez kolébkou

6.3 Dvojkolí a brzdový systém

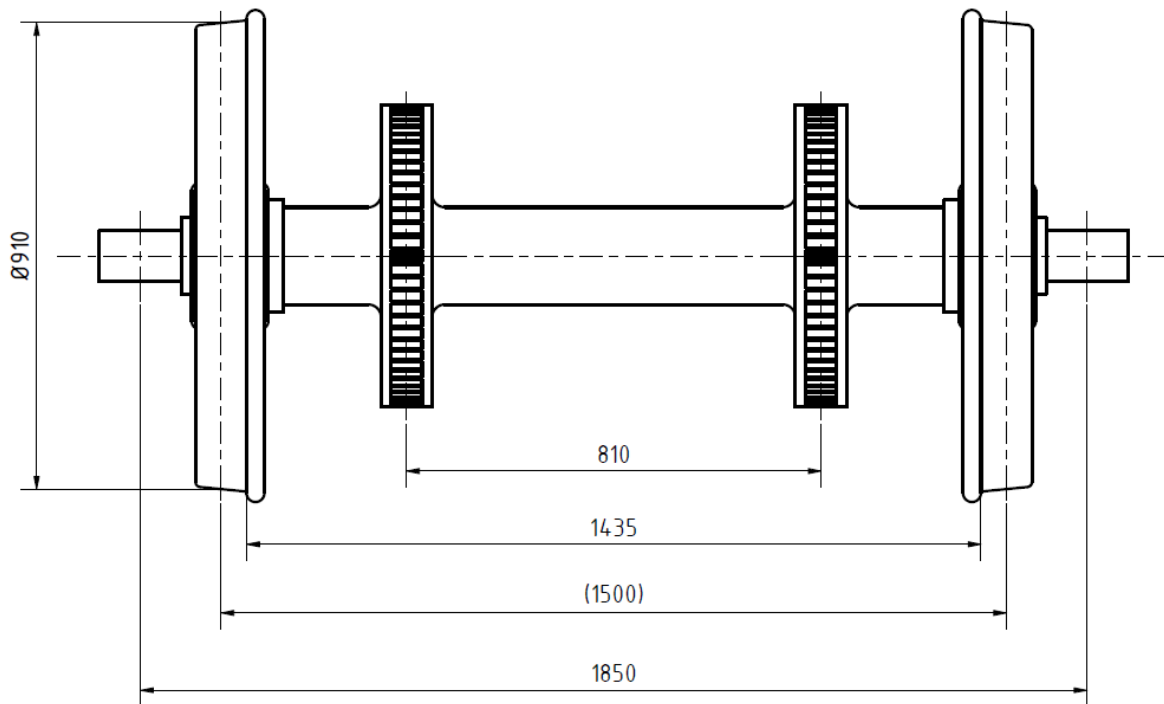
Dvojkolí je dalším klíčovým prvkem podvozku kolejového vozidla. Obvykle se skládá z nápravy, na které jsou umístěna kola, která jsou ve styku s kolejnicí. Dále je doplněno dalšími součástmi, jako jsou nápravová ložiska a brzdový systém. Nápravová ložiska, jsou společně s primárním vypružením zodpovědná za propojení dvojkolí s rámem podvozku.



Obr. 40 Koncept dvojkolí s brzdovým systémem

Jak již bylo řečeno, podélníky rámu podvozku jsou zvenčí kol dvojkolí, musí tedy být i ložiskové domky zvenčí. Ložiskové domky jsou lité a jejich součástí jsou i nosiče pružin primárního vypružení. Kola jsou celistvá, lisovaná na nápravu. Na nápravu mezi kola byly nalisovány také dva brzdové kotouče a každý kotouč disponuje vlastním brzdovým válcem a brzdovým mechanismem. Použitím kotoučové brzdy byly eliminovány negativní vlastnosti špalíkové brzdy, které není možné odstranit prostřednictvím úprav konstrukce. Hlavním problémem špalíkové brzdy je proměnlivá hodnota koeficientu tření mezi brzdovým špalíkem a povrchem kola v závislosti na rychlosti vozidla a teplotě. Tento nedostatek špalíkové brzdy je možné eliminovat pomocí nekovových brzdových špalíků, avšak tyto špalíky nejsou schopny, na rozdíl od litinových, efektivně odvádět vyvinuté teplo, což může vést k přehřívání kol. Dokonce i při použití litinových špalíků může docházet k významnému tepelnému zatížení kol s rostoucí rychlostí a hmotností vozidla. Mezi další výhody kotoučové brzdy patří nižší hlučnost, plynulejší brzdění a úspora stlačeného vzduchu, protože pro ovládání kotoučové brzdy je potřebný velmi malý zdvih pístu brzdového válce, na rozdíl od špalíkové brzdy.

Na následujícím obrázku (obr. 41) je ukázaných několik základních rozměrů dvojkolí.



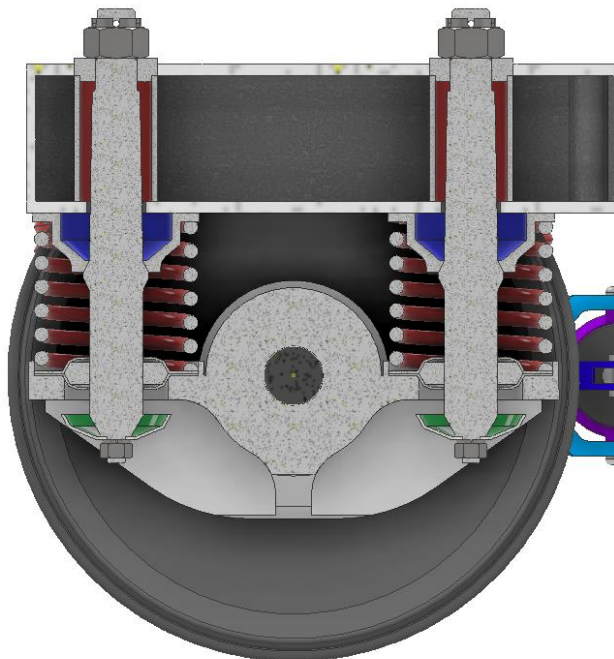
Obr. 41 Základní rozměry dvojkolí

6.4 Primární vypružení

Primární vypružení je úzce propojeno s vedením dvojkolí a představuje konstrukční celek, který spojuje dvojkolí s rámem podvozku. Jeho hlavní funkcí je poskytnout pružení a vedení sil mezi nápravovými ložisky a podélníky rámu. Uzel primárního vypružení také pomáhá rovnoměrně rozložit hmotnost vozidla na jednotlivá kola, udržet minimální výšku nárazníků nad temenem kolejnice, eliminovat vliv nerovností v kolejích a snížit dynamické efekty při kontaktu kola s kolejnicí. Zpravidla má vyšší tuhost než uzel sekundárního vypružení.

Primární vypružení navrhovaného podvozku je složeno z osmi válcových šroubovitých pružin, které slouží k absorpci svislých vibrací a podpírání rámu podvozku na ložiskových skříních. Na horní straně pružiny primárního vypružení je umístěna vodící miska přivařená k rámu podvozku, zatímco na spodní straně je pružina vedená nosičem, který je součástí ložiskové skříně. Jako tlumící prvek pro pružiny primárního vypružení slouží pryžový prsteneček, kterým vede skrz svislý čep. Při pohybu čepu vůči prstenci vzniká třecí síla proti pohybu, tj. tlumení.

Ložisková skříň je vedena pomocí dvojice svislých trnů. Tyto trny jsou upevněny pomocí kuželové plochy v misce vedení pružiny a jsou utaženy maticí na horní pasnici rámu podvozku. Trn prochází uvnitř pružiny primárního vypružení a dále do otvoru v patce ložiskové skříně. Misky zajišťují nesení ložiskových skříní při zvedání celého vozu ve zvedácích.

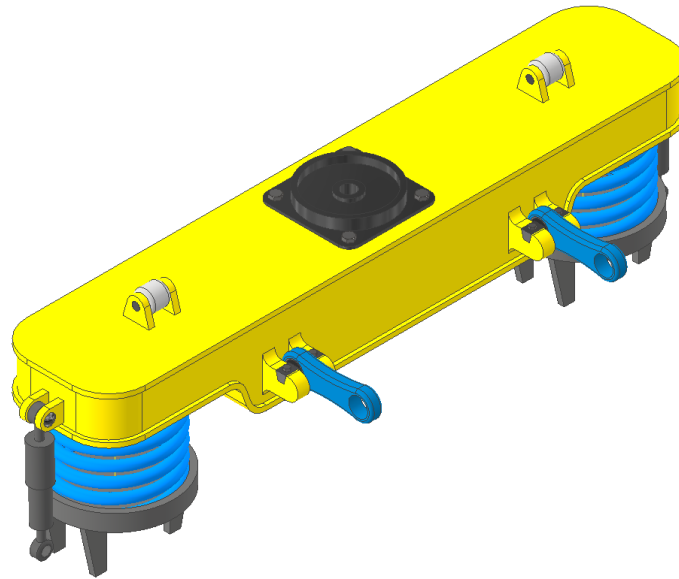


Obr. 42 Koncept primárního vypružení

6.5 Sekundární vypružení

Uzel sekundárního vypružení spojuje vozovou skřín a rám podvozku, a zajišťuje pružení a vedení sil ve všech směrech. Tento uzel také umožňuje dostatečnou volnost podvozku pro relativní pohyby vzhledem k vozové skřín, například při průjezdu zatáčkou nebo při překonávání různých výškových nerovností na trati. Přispívá k rovnoměrnému rozložení hmotnosti vozidla na jednotlivá kola. Na rozdíl od uzlu primárního vypružení obvykle disponuje nižší tuhostí, což přispívá k pohodlí cestujících.

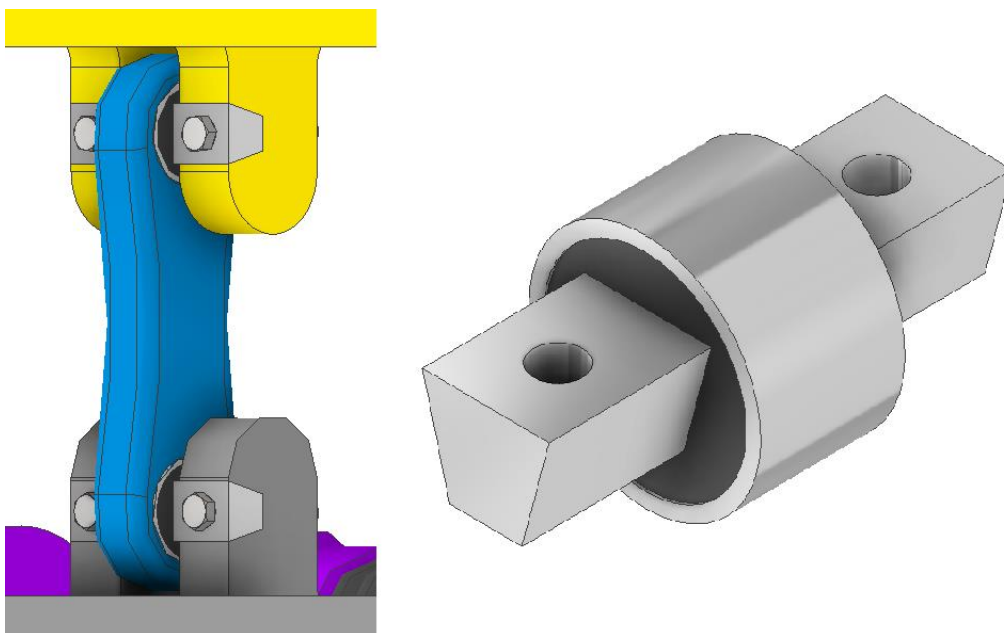
Vypružení pomocí vinutých pružin nabízí výhodné rozměry, nízkou hmotnost a snadnou údržbu. Vinuté pružiny nepotřebují dodatečné zařízení, protože jejich provoz je zcela mechanický, což zvyšuje jejich spolehlivost. Mezi hlavní nevýhody mechanického vypružení patří zejména nemožnost regulovat parametry vypružení a nižší schopnost přenášet větší zatížení. V extrémních situacích může docházet k dosednutí závitů pružiny.



Obr. 43 Koncept sekundárního vypružení

Sekundární vypružení se tedy skládá ze 2 kolébek, každá ležící na dvou vinutých pružinách, které jsou doplněny o hydraulické tlumiče a slouží pouze jako svislý přenos sil. Jelikož nemají flexi-coil efekt, nemohou umožnit dostatečný relativní pohyb podvozku vůči skříni. Z tohoto důvodu byla užitá kolébka s plochou tornou, která umožňuje rotaci podvozku vůči skříni.

Ojnice přenášejí podélné a příčné zatížení z kolébky na rám. Vypružení v těchto směrech zajišťují silentbloky, přes které jsou ojnice v konzolách uchyceny. Silentblok je tvořen vnějším kovovým kroužkem, vnitřím kovovým hranolem s lichoběžníkovým průřezem a pryží navulkanizovanou na kovových plochách mezi nimi. Kroužek je nalisovaný do otvoru ojnice a přes hranol je ojnice vsazena do konzoly. Pryž umožňuje relativní pohyb ojnice vůči konzole se současně působící vratnou silou, která složí jako vypružení.



Obr. 44 Pohled na uchycení ojnice v konzole a samotný silentblok

7 Výpočet svislého vypružení

V této kapitole je vypočteno svislé vypružení zadané vozové skříň. Výpočet je proveden na základě uvažované koncepce podvozku. Zadaný vůz je určený k přepravě osob, který je dvojitě odpružený, tj. primárně a sekundárně a oba prvky vypružení jsou vzájemně řazeny do série.

Pokud budeme uvažovat skříň uchycenou z obou stran navrhovaným podvozkem, bude vypružena z 4 pružinami sekundárního vypružení a 16 pružinami primárního. Co je ale třeba vzít v potaz je, že primární vypružení v prvním i druhém podvozku musí nést i sousední skříň, tedy jednu skříň nese pouze polovina primárního vypružení prvního podvozku a polovina primárního vypružení podvozku druhého, tedy celkem 8 pružin primárního vypružení. Jestliže je skříň nesena 4 pružinami sekundárního vypružení a 8 pružinami primárního a dvěma nápravami, můžeme tedy pro výpočetní účely předpokládat, že jedna vozová skříň je uložena na jednom navrhovaném podvozku.

Pro výpočet je také potřeba znát maximální deformaci vypružení pod plně zatíženým vozidlem. Při určení maximální možné výšky nárazníků h_{\max} se musí uvažovat s prázdným novým vozidlem, tedy s novým dvojkolím a neopotřebovanými součástmi, které mají vliv na výšku nárazníků. Při určování minimální výšky nárazníků h_{\min} se musí uvažovat maximálním zatížením vozidla, s minimálním průměrem valivé kružnice dvojkolím a maximálně opotřebovanými součástmi, které mají vliv na výšku nárazníků. Mezní hodnoty výšky nárazníků vyplývají z vyhlášky UIC 530-1 a jsou pro prázdné vozidlo 1060 mm s tolerancí +5, -10 mm a pro maximálně zatížené vozidlo 970 mm. V případě vozidel s přechodovými můstky (zejména osobních) je minimální výška středů nárazníků nad temenem kolejnice 980 mm.

Pokud v případě nákladních vozů se vychází z výšky prázdného vozu 1050 mm (s uvážením tolerance -10 mm), maximální změny poloměru valivé kružnice kol 45 mm, opotřebení prvků vypružení, mající vliv na výšku nárazníků, v hodnotě 10 mm a z minimální výšky nárazníků nad temenem kolejnice 970 mm, vychází velikost užitečné deformace vypružení pod zatížením pouze 25 mm.

Jde o poměrně malou hodnotu, která vede k příliš tuhému vypružení, a proto se často kompenzuje zmenšením poloměru valivé kružnice kol a další možné opotřebení. Tuto kompenzaci lze provést například podkládáním pružin podložkami nebo nastavováním délky závěsek. Pokud je takovéto kompenzace užito, je možné uvažovat s maximální deformací až 60 mm

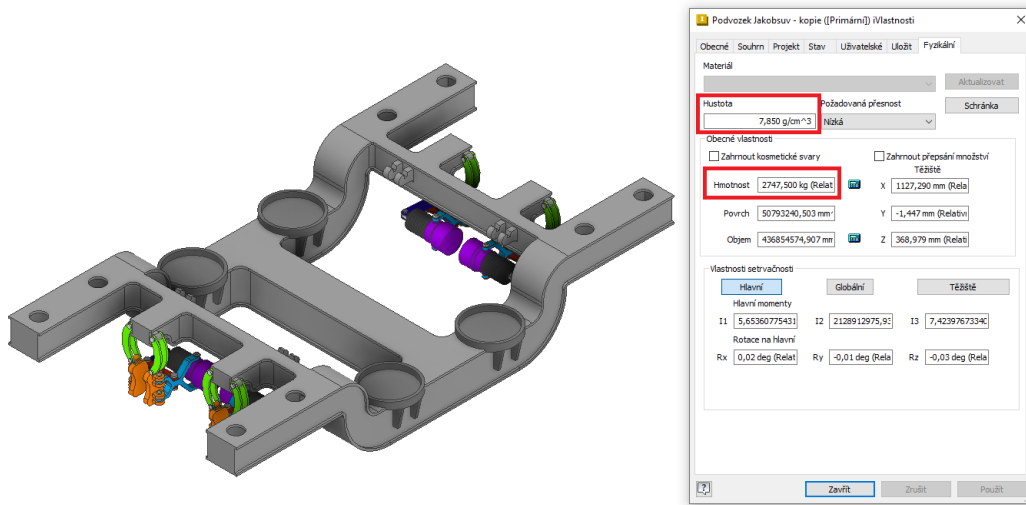
Podobná situace je i u osobních vozů. Rozdíl oproti nákladním vozům spočívá v tom, že ve vypružení osobních vozů se téměř vždy dělá kompenzace výšky nárazníků, a kromě toho je dohled nad technickým stavem osobních vozů podstatně lepší, a proto není třeba počítat s tak velkými rezervami na změnu výšky způsobené opotřebováním částí podvozku. Výsledkem je, že v případě osobních vozů je možné uvažovat s maximální užitečnou deformací vypružení pod plně obsazeným vozem až 75 mm.

Tato uvedená hodnota je však hodnota maximální, v této práci si z bezpečnostních důvodů zvolíme maximální užitečnou deformaci $z_u = 65$ mm.

7.1 Hmotnostní rozbor

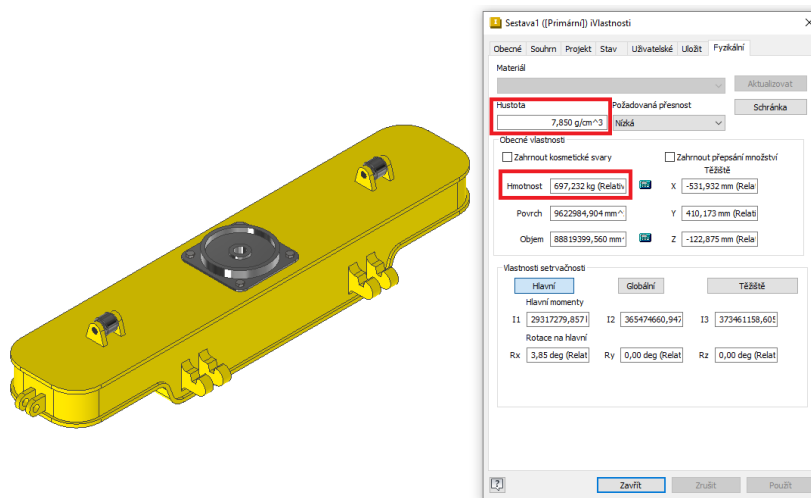
V první řadě je nutné si stanovit hmotnosti, které jsou potřeba k výpočtu. Hmotnosti základních částí podvozku byly odhadnuty na základě 3D modelu navržené základní koncepce. Zjednodušeně se tedy jedná o výpočet objemu a jeho následný přepočítání na hmotnost pomocí standardní hustoty oceli, provedený v softwaru Inventor.

Zjištěná hmotnost rámu podvozku s namontovaným brzdovým systémem m_r je 2750 kg.



Obr. 45 Hmotnost rámu podvozku s namontovaným brzdovým systémem

Dále stejnou metodou byla získána hmotnost kolébky s plochou torny, na které je skříň vozu položena. Zjištěná hmotnost m_k je 700 kg.



Obr. 46 Hmotnost kolébky

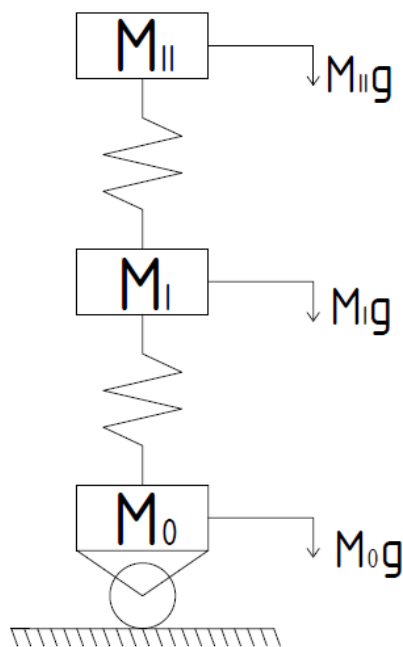
Dále je potřeba určit užitečnou hmotnost $m_{už}$, tedy hmotnost maximálního počtu pasažérů, kteří se do vozu vejdou. Ze zadání víme že maximální počet cestujících x je 160. V knize řešených příkladů kolejových vozidel ze Žilinské univerzity uvádí průměrnou hmotnost cestujících $m_{prum} = 80$ kg. Z těchto dvou hodnot jsem schopni získat užitečnou hmotnost $m_{už}$ pomocí jednoduchého vztahu (1)

$$m_{už} = m_{prum} \cdot x = 80 \cdot 160 = 12\,800 \text{ kg} \quad (1)$$

Tab. 1 Shrnutí hmotnostních parametrů

Hmotnost rámu podvozku	m_r	2 750 kg
Hmotnost prázdné skříně	m_s	35 000 kg
Užitečná hmotnost	$m_{už}$	12 920 kg
Hmotnost kolébky	m_k	700 kg

Výpočet vypružení vychází ze zjednodušeného dvoumotového výpočtového modelu kolejového vozidla patrného na obr. 47. Na základě hmotností tab. 1 je nutné stanovit velikost odpovídajících hmot.



Obr. 47 Dvoumotový výpočtový model kolejového vozidla [12]

$$m_I = m_r = 2\,750\text{ kg} \quad (2)$$

$$m_{II-1} = m_s + 2 \cdot m_k = 35\,000 + 2 \cdot 700 = 36\,400\text{ kg} \quad (3)$$

$$m_{II-2} = m_s + 2 \cdot m_k + m_{už} = 35\,000 + 2 \cdot 700 + 12\,920 = 49\,320\text{ kg} \quad (4)$$

$$m_n = \frac{m_I + m_{II-2}}{x_n} = \frac{2\,750 + 49\,320}{2} = 26\,035\text{ kg} \quad (5)$$

Kde m_I [kg] je hmotnost jednou vypružených hmot, m_{II-1} [kg] je hmotnost dvakrát vypružených hmot ve stavu 1, tedy vůz je prázdný, m_{II-2} [kg] je analogicky hmotnost dvakrát vypružených hmot, ale ve stavu 2, tedy s maximálně loženým vozem. Hmotnost m_0 , která je zobrazena v obr. 47, není relevantní pro výpočet svislého vypružení. Hmotnost jednou vypružených hmot je konstantní a není indexovaná ve dvou stavech, protože užitečné zatížení ovlivňuje pouze dvakrát vypružené hmoty. [12]

Z výpočtu (5) vidíme že hmotnost na nápravu m_n je 26 tun, je to příliš vysoká hodnota a na českých železnicích by tento vůz vjet nesměl. Na tomto je dobře vidět nevýhoda Jakobsových podvozků, a to, ačkoliv snížíte celkovou hmotnost ušetřením počtu náprav, drasticky tím zvýšíte zátěž na nápravu a omezujete tím, po jakých železničních tratích vůz může jet.

7.2 Výpočet svislých tuhostí

Dle knihy řešených příkladů kolejových vozidel ze Žilinské univerzity [12] lze pro rozdělení svislých tuhostí využít vztahu pro stanovení optimálního poměru tuhostí primárního a sekundárního vypružení. Jedná se o orientační vztah ve tvaru

$$\gamma_i = 2 + \frac{m_I}{m_{II-i}} \quad (6)$$

kte index i značí odpovídající zátěžný stav. Po dosazení hmotností v obou zátěžových stavech dostaneme

$$\gamma_1 = 2 + \frac{m_I}{m_{II-1}} = 2 + \frac{2\,750}{36\,400} = 2,076 \quad (7)$$

$$\gamma_2 = 2 + \frac{m_I}{m_{II-2}} = 2 + \frac{2\,750}{49\,320} = 2,056 \quad (8)$$

Optimální poměr tuhostí vypružení γ by se měl pohybovat ve vypočítaném rozmezí a v dalších výpočtech budeme uvažovat střední hodnotu získanou ze vztahu (8)

$$\gamma = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} = 2,066 \quad (9)$$

Nyní je nutné provést rozvahu svislých dispozic, která spočívá ve stanovení maximálního statického a dynamického sednutí pružin s ohledem na požadovanou výšku nárazníků, rezervu pro ojetí kol apod. Při úvaze maximálního sednutí pružin $z_u = 65$ mm bylo navrženo statické sednutí pružin $z_s = 45$ mm a zbytek byl určen pro dynamickou deformaci pružin $z_d = 20$ mm.

S ohledem na výše uvedené lze stanovit minimální celkovou tuhost svislého vypružení

$$k_{c\ min} = \frac{m_{už} \cdot g}{z_s} = \frac{12\,920 \cdot 9,81}{0,045} = 2\,816\,560\ N/m \quad (10)$$

Podle vzorce (10) odhadneme první vlastní frekvenci pro prázdný vůz

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k_c \min}{m_{II-1}}} = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{2\,816\,560}{36\,400}} = 1,4 \text{ Hz} \quad (11)$$

A vzorcem (11) odhadneme první vlastní frekvenci plného vozu

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k_c \min}{m_{II-2}}} = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{2\,816\,560}{49\,320}} = 1,203 \text{ Hz} \quad (12)$$

Podle skript Kolejová vozidla I [2] by se první vlastní frekvence osobního vozu měla pohybovat mezi 1 a 1,5 Hz, protože je to frekvence příznivá pro lidský organismus. Jelikož nám odhadnuté frekvence vyhovují, můžeme počítat nadále s minimální tuhostí. Nyní ji ale už nebudeme označovat indexem min.

Protože jsou pružiny primárního a sekundárního vypružení řazené do série, pro celkovou tuhost platí vztah (13)

$$k_c = \frac{k_{1c} \cdot k_{2c}}{k_{1c} + k_{2c}} \quad (13)$$

Kde k_{1c} a k_{2c} jsou celkové tuhosti primárního a sekundárního vypružení. Podle poměru tuhostí vypružení získáme vztah (14)

$$k_{1c} = \gamma \cdot k_{2c} \quad (14)$$

Ze vztahů (12) a (13) vyjádříme minimální celkovou tuhost sekundárního vypružení

$$k_{2c} = \frac{(1 + \gamma) \cdot k_c}{\gamma} = \frac{(1 + 2,066) \cdot 2\,816\,560}{2,066} = 4\,179\,851 \text{ N/m} \quad (15)$$

A celkovou tuhost primárního vypružení

$$k_{1c} = \gamma \times k_{2c} = 2,066 \times 4\,179\,851 = 8\,635\,573 \text{ N/m} \quad (16)$$

Protože známe počet pružin jak v primárním, tak v sekundárním vypružení jednoho vozu, můžeme určit i tuhosti jednotlivých pružin primárních

$$k_1 = \frac{k_{1c}}{8} = \frac{8\,635\,573}{8} = 1\,079\,447 \text{ N/m} \quad (17)$$

a sekundárních

$$k_2 = \frac{k_{2c}}{4} = \frac{4\,179\,851}{4} = 1\,044\,963 \text{ N/m} \quad (18)$$

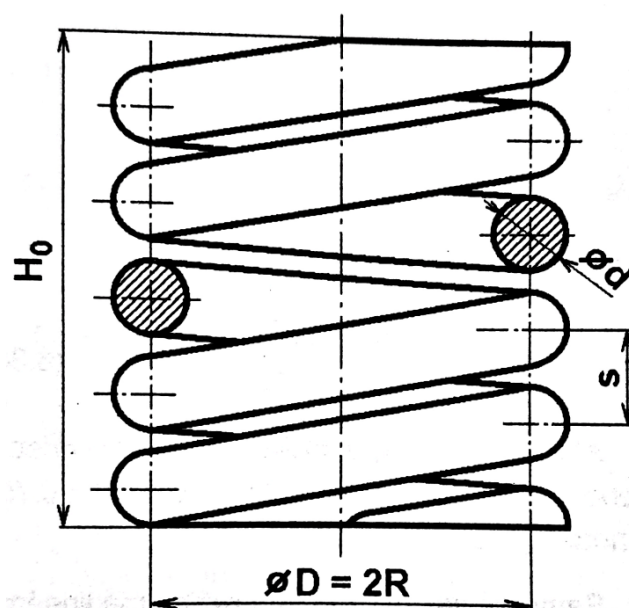
Tab. 2 Shrnutí vypočítaných tuhostí vypružení

Celková tuhost vypružení	k_c	2 816 560	N/m
Celková tuhost primárního vypružení	k_{1c}	8 635 573	
Celková tuhost sekundárního vypružení	k_{2c}	4 179 851	
Tuhost jednotlivé pružiny primárního vypružení	k_1	1 079 447	
Tuhost jednotlivé pružiny sekundárního vypružení	k_2	1 044 963	

7.3 Určení parametrů pružin

Na výrobu vinutých pružin se používá drát zpravidla kruhového průřezu z kvalitní pružinové oceli. Ve skriptech [12] není přesně řečeno označení běžně používané oceli, ale běžně užívané materiálové vlastnosti pro dimenzování pružin jsou maximální dovolené dynamické napětí $\tau_{D\text{dov}} = 720 \text{ MPa}$ a modul pružnosti ve smyku $G = 78,5 \text{ GPa}$. Tyto hodnoty budou použity v následujících výpočtech.

Základní parametry vinuté pružiny jsou střední průměr $D[\text{mm}]$, průměr drátu $d[\text{mm}]$, počet činných závitů $n[-]$, počet závěrných závitů $n'[-]$, volná délka pružiny $H_0[\text{mm}]$, stoupání šroubovice $s[\text{mm}]$. Aby se zabezpečilo dobré dosednutí pružiny na opěrnou plochu, koncové závity jsou přihnuty a zabroušené do roviny kolmé na osu pružiny. Počet koncových závitů bývá 1,5. Volná délka pružiny se musí volit tak, aby ani při jejím největším stlačení z_{max} nedošlo k dotyku jednotlivých závitů mezi sebou, ale má mezi nimi zůstat vůle zhruba 10 % až 15 % průměru drátu pružiny. Index i zde určuje, zdali se jedná o pružinu primárního nebo sekundárního vypružení [12]



Obr. 48 Hlavní rozměry vinuté válcové pružiny [12]

$$H_0 = (n + n') \cdot d + z_{\max i} + n \cdot (0,1 \text{ až } 0,15) \cdot d \quad (19)$$

Vinutá pružina je namáhána převážně na krut. Kromě krutu významnější namáhání je namáhání smykové, hlavně u pružin s malou hodnotou poměru D/d , kde se také výrazněji projevuje i zakřivení drátu pružiny, což se při výpočtu napětí zohledňuje použitím vhodných korekčních součinitelů. Je vhodné používat pružiny s poměrem D/d větším než 5. [12]

Pro učení parametrů vinuté pružiny musíme znát její celkovou maximální deformaci. Nejprve spočítáme statické deformace způsobené užitečným zatížením primárního a sekundárního vypružení.

$$z_{1u} = \frac{m_{už} \cdot g}{k_{1c}} = \frac{12\,920 \cdot 9,81}{8\,635\,573} = 0,0147 \text{ m} = 14,7 \text{ mm} \quad (20)$$

$$z_{2u} = \frac{m_{už} \cdot g}{k_{2c}} = \frac{12\,920 \cdot 9,81}{4\,179\,851} = 0,0303 \text{ m} = 30,3 \text{ mm} \quad (21)$$

Poté vyjádříme deformaci způsobenou vlastní tíhou jednou a dvakrát vypružených hmot bez cestujících.

$$z_{1s} = \frac{(m_{II-1} + m_I) \cdot g}{k_{1c}} = \frac{(36\,400 + 2\,750) \cdot 9,81}{8\,635\,573} = 0,0445 \text{ m} = 44,5 \text{ mm} \quad (22)$$

$$z_{2s} = \frac{m_{II-1} \cdot g}{k_{2c}} = \frac{36\,400 \cdot 9,81}{4\,179\,851} = 0,0854 \text{ m} = 85,4 \text{ mm} \quad (23)$$

V neposlední řadě se pružiny ještě deformují dynamicky. Pro celkové dynamické stlačení máme vyhrazeno $z_d = 20 \text{ mm}$ na obě skupiny vypružení. Toto stlačení rozdělíme mezi obě skupiny vypružení podle poměru jejich celkových tuhostí. Jelikož sekundární vypružení je z porovnání výsledků výpočtů (15) a (16) poddajnější, bude mu připadat větší díl. Platí tedy

$$z_d = z_{1d} + z_{2d} \quad (24)$$

a také platí

$$\frac{z_{1d}}{z_{2d}} = \frac{k_{2c}}{k_{1c}} = \frac{4\,179\,851}{8\,635\,573} \cong \frac{1}{2} \quad (25)$$

$$z_{2d} = 2 \cdot z_{1d}$$

Po dosazení je získáno dopočítáme z_{1d} a z_{2d}

$$z_{1d} = \frac{z_d}{3} = \frac{20}{3} \cong 6,5 \text{ mm} \quad (26)$$

$$z_{2d} = z_d - z_{1d} = 20 - 6,5 = 13,5 \text{ mm} \quad (27)$$

Můžeme tedy určit celkovou deformaci jednotlivých skupin pružin plně obsazeného vozidla s dynamickým přetížením.

$$z_1 = z_{1u} + z_{1s} + z_{1d} = 14,7 + 44,5 + 6,5 = 65,7 \text{ mm} \quad (28)$$

$$z_2 = z_{2u} + z_{2s} + z_{2d} = 30,3 + 85,4 + 13,5 = 129,2 \text{ mm} \quad (29)$$

Dále určíme osové síly působící na jednotlivé pružiny při plně zatíženém stavu s dynamickým přetížením.

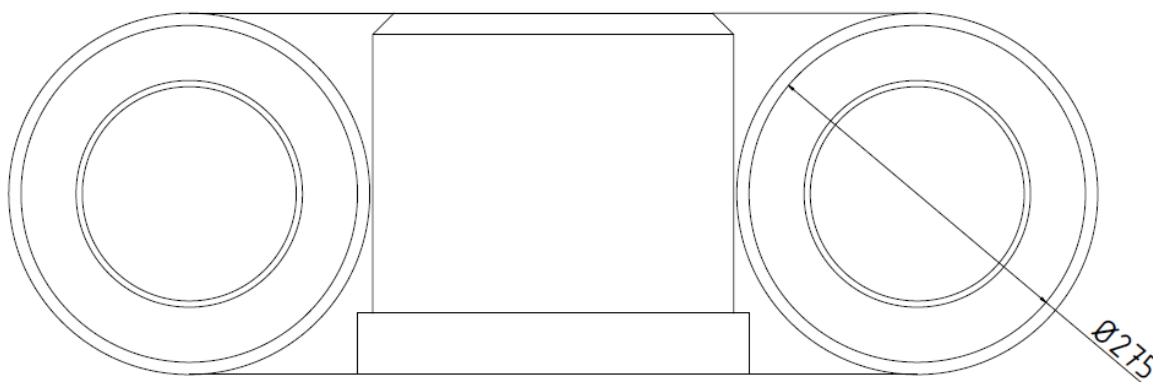
$$F_1 = k_1 \cdot z_1 = 1\,079\,447 \cdot 0,0657 = 70\,920 \text{ N} \quad (30)$$

$$F_2 = k_2 \cdot z_2 = 1\,044\,963 \cdot 0,1292 = 135\,009 \text{ N} \quad (31)$$

7.3.1 Dimenzování pružin primárního vypružení

Pokud budeme požadovat přidavné dynamické stlačení pružin, potom v plně zatíženém stavu může dosahovat napětí v pružině τ_{1D} přibližně

$$\tau_{1D} = \tau_{D \text{ dyn}} \cdot \frac{z_{1u} + z_{1s}}{z_{1u} + z_{1s} + z_{1d}} = 720 \cdot \frac{14,7 + 44,5}{14,7 + 44,5 + 6,5} = 648,8 \text{ Mpa} \quad (32)$$



Obr. 49 Prostor pro uložení pružiny primárního vypružení D1v

Na obr. 49 je vynesena kóta prostoru pro pružinu. Jedná se o vnější průměr pružiny $D_{1v} = 275 \text{ mm}$. Střední průměr pružiny se snadno dopočítá podle vzorce (33)

$$D_i = D_{iv} - d_i \quad (33)$$

Dále k zjištění průměru drátu d je potřeba deklarovat vzorec (34) a vzorec (35) je dobré určit hned, protože bude třeba později

$$\tau_i = \frac{16 \cdot F_i \cdot R_i \cdot K_i}{\pi \cdot d_i^3} \quad (34)$$

$$K_i = \frac{4 \cdot \frac{D}{d} - 1}{4 \cdot \frac{D}{d} - 4} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}} \quad (35)$$

Kde τ_i je napětí v kruhovém drátu pružiny zatížený osovou silou F_i , indexy označují, zdali se jedná o primární nebo sekundární vypružení, K_i je korekční součinitel a R_i je střední poloměr, tedy platí

$$R_i = \frac{D_i}{2} \quad (36)$$

Volíme několik různých hodnot průměru drátu d tak aby byla splněna podmínka

$$\tau_{iD} > \tau_i \quad (37)$$

Za pomoci softwaru Excel byly vypočítány hodnoty viz Tab. 2 pro různé průměry drátu d , přičemž průměr drátu d byl odstupňován po 1 mm.

Tab. 3 Tabulka vypočítaných hodnot pro různé průměry d_1 , primární vypružení

d_1 [mm]	41	42	43	44
D_1 [mm]	234	233	232	231
D_1/d_1	5,707317	5,547619	5,395349	5,25
K_1	1,267083	1,27578	1,284622	1,293613
T_1 [Mpa]	776,9239	724,5911	676,9665	633,5307

Jak je možné vidět, při volbě průměru drátu $d_1 = 44$ mm je střední průměr $D_1 = 231$ mm a je splněna podmínka (37) a doporučení D_1/d_1 je také větší než 5.

Nyní je nutno přepočítat nové dynamické stlačení pružiny Z_{1n} s ohledem na maximální dovolené napětí.

$$z_{1n} = (z_{1u} + z_{1s}) \cdot \frac{\tau_{D \text{ dov}}}{\tau_1} = (14,7 + 44,5) \cdot \frac{720}{633,53} = 67,28 \text{ mm} \quad (38)$$

Z požadovaných hodnot tuhostí se určí počet činných závitů jednotlivých pružin n_1 .

$$n_1 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot D_1^3 \cdot k_1} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 0,044^4}{8 \cdot 0,231^3 \cdot 1\,079\,447} = 2,76 \cong 2,8 \quad (39)$$

V poslední řadě se určí volná délka pružiny H_{01}

$$H_{01} = (n_1 + n') \cdot d_1 + 0,1 \cdot n_1 \cdot d_1 + z_{1n} = (2,8 + 1,5) \cdot 44 + 0,1 \cdot 2,8 \cdot 44 + 67,28 = 268,8 \text{ mm} \quad (40)$$

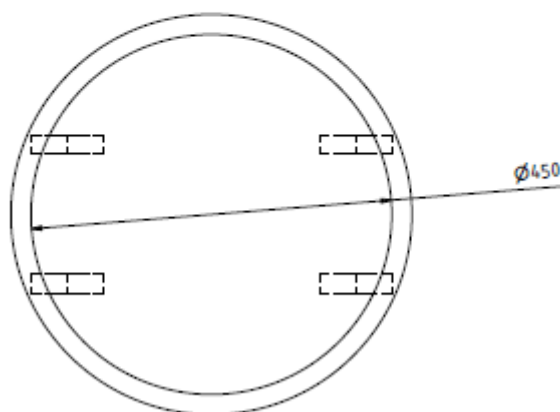
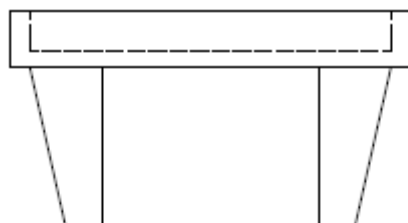
Tab. 4 Finální parametry pružiny primárního vypružení

Průměr drátu pružiny	d_1	44	mm
Střední průměr pružiny	D_1	231	mm
Počet činných závitů	n_1	2,8	-
Volná délka pružiny	H_{01}	268,8	mm

7.3.2 Dimenzování pružin sekundárního vypružení

Pokud budeme požadovat přídatné dynamické stlačení pružin, potom v plně zatíženém stavu může dosahovat napětí v pružině τ_{2D} přibližně

$$\tau_{2D} = \tau_{D \text{ dyn}} \cdot \frac{z_{2u} + z_{2s}}{z_{2u} + z_{2s} + z_{2d}} = 720 \cdot \frac{30,3 + 85,4}{30,3 + 85,4 + 13,5} = 644,77 \text{ Mpa} \quad (41)$$



Obr. 50 Prostor pro uložení pružiny sekundárního vypružení D2v

Na obr. 50 je vynesena kóta prostoru pro pružinu. Jedná se o vnější průměr pružiny $D_{2v} = 450$ mm. Za pomoci vzorců (33), (34), (35) a (36) vypočítáme parametry pružiny pro různé průměry d_2 za pomoci softwaru Excel a vybereme vhodný podle podmínky (37)

Tab. 5 Tabulka vypočítaných hodnot pro různé průměry d_2 , sekundární vypružení

d2 [mm]	61	62	63	64
D2 [mm]	389	388	387	386
D2/d2	6,377049	6,258065	6,142857	6,03125
K2	1,235921	1,240911	1,24595	1,251037
T2 [Mpa]	728,2058	694,5453	662,9687	633,3165

Jak je možné vidět, při volbě průměru drátu $d_2 = 64$ mm je střední průměr $D_1 = 386$ mm a je splněna podmínka (36) a doporučení D_2/d_2 je také větší než 5.

Nyní je nutno přepočítat nové dynamické stlačení pružiny Z_{2n} s ohledem na maximální dovolené napětí.

$$z_{2n} = (z_{2u} + z_{2s}) \cdot \frac{\tau_{D \text{ dov}}}{\tau_2} = (30,3 + 85,4) \cdot \frac{720}{644,77} = 129,2 \text{ mm} \quad (42)$$

Z požadovaných hodnot tuhostí se určí počet činných závitů jednotlivých pružin n_2 .

$$n_2 = \frac{G \cdot d_2^4}{8 \cdot D_2^3 \cdot k_2} = \frac{7,85 \cdot 10^{10} \cdot 0,064^4}{8 \cdot 0,386^3 \cdot 1\,044\,963} = 2,74 \cong 2,7 \quad (43)$$

V poslední řadě se určí volná délka pružiny H_{02} .

$$H_{02} = (n_2 + n') \cdot d_2 + 0,1 \cdot n_2 \cdot d_2 + z_{2n} = (2,7 + 1,5) \cdot 64 + 0,1 \cdot 2,7 \cdot 64 + 129,2 = 462,3 \text{ mm} \quad (44)$$

Tab. 6 Finální parametry pružiny sekundárního vypružení

Průměr drátu pružiny	d_2	64	mm
Střední průměr pružiny	D_2	386	mm
Počet činných závitů	n_2	2,7	-
Volná délka pružiny	H_{02}	462,3	mm

8 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo shrnout přehled současně používaných podvozků osobních vozidel a navrhnout technický koncept Jakobsova podvozku pro osobní vozidlo. Práce se zaměřila na hrubý návrh podvozku se všemi jeho komponenty v souladu se zadáním a požadovanými parametry, včetně výpočtu svislého vypružení.

Součástí rešerše byl přehled základních koncepcí sekundárního vypružení, jak historicky, tak současně používaných podvozků osobních vozidel. Na základě tohoto přehledu byl vytvořen vlastní návrh celkové koncepce Jakobsova podvozku, který byl dále ilustrován na konkrétních příkladech

Dalším úkolem bylo navrhnout konstrukci Jakobsova podvozku s dvěma kolébkami. Rám podvozku osobního vozu byl navržen jako svařovaná skříňová konstrukce z dvou podélníků a tří příčniců, z nichž jeden je hlavní a dva vedlejší. Konstrukce je torzně poddajná a má tvar otevřeného písmene H. Brzdný systém dvojkolí je tvořen dvěma kotoučovými brzdami, každá s vlastním brzdným válcem a mechanismem. Vedení dvojkolí je realizováno pomocí vodících čepů. Primární vypružení za nápravovými ložisky zahrnuje vinuté pružiny a třecí pryžové tlumiče. Sekundární vypružení zahrnuje také vinuté pružiny, doplněné o hydraulické tlumiče a ojnice se silentbloky. Spojení skříňe s kolébkou je realizováno pomocí ploché torny. Konstrukční návrh podvozku byl doplněn základní výkresovou dokumentací.

Pro osobní vůz se zadanými parametry byl proveden návrh svislého vypružení. Před výpočtem parametrů svislého vypružení byl proveden hmotnostní rozbor, odhad dynamického stlačení, stanovení silového zatížení a návrh a rozdělení tuhostí. Byly stanoveny základní parametry vypružení pro oba stupně (primární a sekundární), včetně zatížení, deformace a tuhosti. Nakonec byly navrženy parametry pružin, použitelných pro dané zadání.

Hmotnostní rozbor ukázal problém s Jakobsovými podvozky, konkrétně jejich vysokou hodnotu nápravových hmotností, která by znemožnila provoz vozu s navrhovaným podvozkem na českých železničních drahách.

Další ověření návrhu by bylo možné provést pevnostní analýzou rámu. To však přesahuje rámec této bakalářské práce. Z výše uvedeného je zároveň patrné, že návrh vypružení se omezuje na svislé vypružení. Návrh, resp. výpočet příčného vypružení je velice složitý, neboť úzce souvisí nejen příčným kmitáním, ale i s problematikou kolébání skříňe vozu, a proto také není součástí této bakalářské práce.

Reference

- [1] The contact patch. *The contact patch* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://the-contact-patch.com/book/rail/r1114-railway-suspension>
- [2] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla I.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-807-0435-205.
- [3] MARTIN, Zítko. Vagony. *Technická řešení* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://vagony.cz/>
- [4] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-807-0436-417.
- [5] KONEČNÝ, Jiří. Elektrická vysokorychlostní jednotka řady 680 ČD. *SPŽ* [online]. 1996 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://www.spz.logout.cz/vozidla/680/680_cd.html
- [6] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla III.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-802-6100-287.
- [7] REDAKCE. Modernizované soupravy metra už převážejí pražany. *NašePraha.cz* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://www.nasepraha.cz/modernizovane-soupravy-metra-uz-prevazeji-prazany/>
- [8] FOTO: DPP, | a Čtk AUTOŘI: IDNES.CZ. Nové pražské tramvaje možná budou jezdit pomaleji. Kvůli špatným kolům. In: *IDNES.cz* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/praha/zpravy/praha-tramvaje-spravni-rizeni-rychlost-vykolejeni.A191209_063826_praha-zpravy_bro
- [9] AUTOR, Nenalezený. Espacenet. *Search results* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/003508160/publication/AT11726B?q=pn%3DAT11726B>
- [10] WIKIPEDIE, Příspěvatelé. Jakobs-Drehgestell. *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://de.wikipedia.org/wiki/Jakobs-Drehgestell>
- [11] KUŘE, Gottfried. *SKF GROUP* [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://cdn.skfmedia-hub.skf.com/api/public/0901d196801410ca/pdf_preview_medium/0901d196801410ca_pdf_preview_medium.pdf
- [12] KALINČÁK, Daniel. *Kolajové vozidlá: riešené príklady.* V Žiline: EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2004. ISBN 80-807-0352-3.

Příloha A

Přiložený typový výkres:

BP-01 – PODVOZEK JAKOBSUV