

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh jednonápravového podvozku osobního vozu pro regionální dopravu

Bc. Vladimír Till

Diplomová práce

2009

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Vladimír TILL**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**

Název tématu: **Návrh jednonápravového podvozku osobního vozu pro regionální dopravu.**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Provést návrh jednonápravového podvozku pro dvounápravový osobní vůz pro místní dráhy s dvojitým svislým vypružením, jež má progresivní charakteristiku. Pokud se to ukáže řešitelným, předpokládat aplikaci tohoto podvozku formou rekonstrukce u stávajících vložených vozů řady 010.

Ve studijní části prozkoumat možnosti řešení, zejména z hlediska koncepce svislého vypružení, koncepce příčného vypružení a rejdovnosti podvozku.

Zvolenou koncepci propracovat do projektového výkresu podvozku. Uložení vozové skříně řešit tak, aby bylo možné dodatečné zabudování systému nuceného natáčení podvozku v oblouku.

Vypracujte:

1. Výčet problematiky, rozborů způsobů řešení s hodnocením, návrh výsledného řešení, jeho popis a zdůvodnění. Přednostně se zaměřit na poměry vozu řady 010.
2. Technický popis a popis funkce podvozku.
3. Výpočty svislého a příčného vypružení (pevnostní a tuhostní výpočty pružin, výpočty tuhostí vypružení jako celku, vlastní frekvence vypružení, návrhy tlumicích konstant tlumičů).
4. Typový výkres vozu, sestavný výkres podvozku, sestavu podélného vedení podvozku s možností případného natáčení, výkresy kovových pružin.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího DP
Rozsah pracovní zprávy: 50-60 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] IZER, J.; JANDA, J.; MARUNA, Z.; ZBŮREK, S.: Kolejové vozy. Bratislava: Alfa, 1986. 380 s. ISBN 63-870-84.
- [2] HOFFMANN, V.; KOULA, J.; MARUNA, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky. Praha: ČVUT, 1992. ISBN 80-01-00815-0.
- [3] LATA, M.: Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: UPa, 2004. 206 s. ISBN 80-7194-696-6.
- [4] Výkresová dokumentace stávajících jednonápravových podvozků.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Zdeněk Maruna

Datum zadání diplomové práce: 20. února 2009

Termín odevzdání diplomové práce: 25. května 2009

prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.

doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

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

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Zábřeze dne 20. 5. 2009

Vladimír Till

Poděkování

Úvodem děkuji vedoucímu své diplomové práce Ing. Zdeňku Marunovi, za poskytnutí potřebných informací, za předávání cenných zkušeností a za rady při konzultacích, které mi pomohly při zpracování této práce.

Dále bych chtěl poděkovat také svým rodičům a rodině za morální a materiální podporu při mém studiu na vysoké škole.

ANOTACE:

Diplomová práce se zabývá návrhem jednonápravového podvozku osobního vozu pro regionální dopravu. Ve studijní části jsou zkoumány možnosti řešení z hlediska svislého a příčného vypružení a rejdovnosti podvozku. Dále se zaměřuje na výpočty vypružení a tlumení podvozku.

KLÍČOVÁ SLOVA

jednonápravový podvozek, vypružení, pryžová pružina, vzduchová pružina, bezpečnost proti vykolejení, vlastní frekvence

TITLE

The work focuses on design of one-axle bogie for personal and regional transport. In study part, there are examined possibilities of horizontal and vertical suspension and steering of the bogie. The work also focuses on calculation of suspension and dumping of the bogie.

KEY WORDS

one-axle bogie, suspension, rubber spring, air spring, derailment safety, natural frequency

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -7-</p>
---	-------------------------------	--------------------------

Obsah

Obsah	7
Úvod.....	9
1. Návrh vozu.....	10
1.1. Základní koncepce vozu	10
1.2. Technický popis vozu	11
1.3. Vnitřní uspořádání vozu.....	13
1.4. Spodek vozu ve vztahu k podvozku	13
1.4.1. Přenos podélných sil	14
1.4.2. Konstrukční řešení jednotlivých částí spodku vozu	14
1.5. Hmotnostní bilance vozu	15
1.6. Obrys pro kolejová vozidla.....	16
1.6.1. Výpočet kvazistatických posunů	17
1.6.2. Výpočet zúžení pro průřez nacházející se mezi podvozky	18
1.6.3. Výpočet zúžení pro průřez nacházející se vně podvozků	18
1.6.4. Ověření rozměrů vozu	19
2. Studie možností řešení vypružení a rejdovnosti jednonápravového podvozku.....	21
2.1. Svislé vypružení v primárním stupni	21
2.1.1. Ocelové pružící prvky	21
2.1.2. Pryžové pružící prvky	21
2.2. Svislé vypružení v sekundárním stupni	23
2.2.1. Ocelové pružící prvky	23
2.2.2. Pryžové pružící prvky	23
2.2.3. Vzduchové pružící prvky	23
2.3. Příčné vypružení	24
2.4. Rejdovnost podvozku	24
2.5. Studium součinnosti.....	26
3. Návrh vypružení	27
3.1. Hmotnostní a silová rozvaha.....	27
3.2. Studium pružin z hlediska jejich použitelnosti	27
3.2.1. Studium vzduchových pružin	28
3.2.2. Studium pryžových pružin.....	32
3.2.3. Návrh nouzové pružiny.....	32
3.2.4. Přehled parametrů vybraných pružin.....	34
3.3. Ověření funkčnosti dvoustupňového vypružení	34
3.4. Rozvaha svislých poloh vozové skříňe s ohledem na dovolený rozsah výšek nárazníků.....	36
3.5. Vlastnosti vozu při funkčním vzduchovém vypružení	38
3.5.1. Vlastní frekvence svislých posuvných kmitů	38
3.5.2. Příčné vypružení	40
3.5.3. Svislé dynamické přetížení.....	41
3.5.4. Sednutí ve vypružení při funkčním vzduchovém vypružení	42
3.5.5. Bezpečnost proti vykolejení.....	43
3.6. Vlastnosti vozu při nefunkčním vzduchovém vypružení	45
3.6.1. Vlastní frekvence svislých posuvných kmitů	45
3.6.2. Příčné vypružení	46

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -8-</p>
---	-------------------------------	--------------------------

3.6.3.	Svislé dynamické přetížení.....	46
3.6.4.	Sednutí ve vypružení při nefunkčním vzduchovém vypružení	47
3.6.5.	Bezpečnost proti vykolejení.....	48
3.7.	Návrh svislých nárazek	49
3.7.1.	Svislé nárazky v primárním stupni vypružení	49
3.7.2.	Svislé nárazky v sekundárním stupni vypružení.....	50
3.8.	Návrh tlumicích konstant.....	51
3.8.1.	Tlumení v primárním stupni svislého vypružení	51
3.8.2.	Tlumení v sekundárním stupni svislého vypružení	52
3.8.3.	Tlumení příčného kmitání v sekundárním stupni vypružení	52
3.8.4.	Tlumení vrtivých pohybů podvozku.....	53
4.	Návrh jednonápravového podvozku	54
4.1.	Technický popis podvozku	54
4.1.1.	Dvojkolí	55
4.1.2.	Vypružení.....	55
4.1.3.	Rám podvozku	56
4.1.4.	Tlumení	56
4.1.5.	Brzda	56
4.1.6.	Stabilizace podvozku	57
4.2.	Funkční popis podvozku	57
4.2.1.	Přenos svislých sil.....	57
4.2.2.	Přenos příčných sil.....	57
4.2.3.	Přenos podélných sil	57
4.2.4.	Natáčení podvozku	58
4.3.	Vyšetřování možných poloh podvozku	58
4.3.1.	Natočení podvozku v obloucích různých poloměrů	58
4.3.2.	Návrh nárazek pro natáčení podvozku.....	59
4.3.3.	Relativní podélný pohyb podvozku vůči skříni vozu	60
4.3.4.	Úhel náběhu	66
	Závěr	68
	Seznam použité literatury	69

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -9-
---	------------------------	-------------------

Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh jednonápravového podvozku osobního vozu pro regionální dopravu. Předpoklad provozu na regionálních tratích klade na podvozek určité specifické požadavky. Obecně totiž platí, že na některých regionálních tratích se nacházejí úseky trati se zhoršenou geometrickou polohou koleje a také úseky s větším množstvím oblouků menších poloměrů. A tyto skutečnosti by měly být zohledněny při návrhu podvozku.

Zhoršený stav koleje je částečně eliminován jednak měkčím svislým vypružením, což by se mělo pozitivně projevit zejména na větším komfortu pro cestující a současně na bezpečnější jízdě vozu a dále je eliminován mírně tužším příčným vypružením, které omezí časté doléhání skříně vozu na nárazky v příčném směru.

Snížení enormního opotřebení mezi koly a kolejnicemi při průjezdu vozu oblouky menších poloměrů je řešeno natáčením podvozku, kdy je snaha umožnit podvozku nastavit se, případně ho nuceně nastavit, do radiální polohy v obloucích co nejmenších poloměrů.

Při návrhu podvozku se vycházelo z poměrů vozu řady 010, avšak pouze koncepčně. Nepodařilo se totiž zajistit dokumentaci daného přípojného vozu a to ani důležitou partii spodku vozu ovlivňující rozměrové parametry podvozku a současně způsob uložení vozidlové skříně na podvozku. A tedy bylo třeba navrhnout vůz, který by představoval vstupní hodnoty do procesu navrhování podvozku a současně vyhovoval nárokům kladeným na kvalitu cestování. A také aby využíval výhody podvozku se zlepšeným průjezdem obloukem, které se projeví zejména u vozů s větším rozvorem.

Celý proces navrhování podvozku je svým způsobem iterace, kdy se nejprve na základě určitých předpokladů stanoví základní parametry, které se následně přizpůsobují a upravují. Nejprve byl tedy proveden návrh vozu, ze kterého vzešly vstupní hodnoty pro výpočet vypružení. Na základě rozměrových parametrů pružin a spodku vozu byl navržen rám podvozku a následně ověřováno dodržení předepsané výšky středů nárazníků a bezpečnost proti vykolejení. V případě, že byla překročena limitní hodnota, bylo třeba vrátit se opět na začátek, změnit například tuhostní parametry pružin a celý proces opakovat.

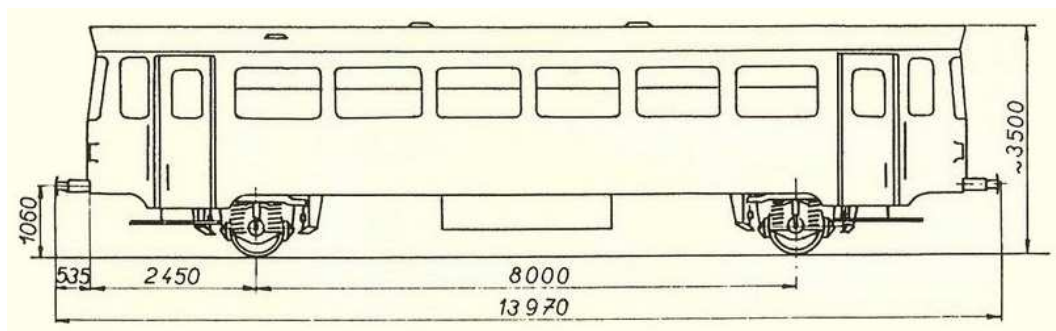
<p>Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -10-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

1. Návrh vozu

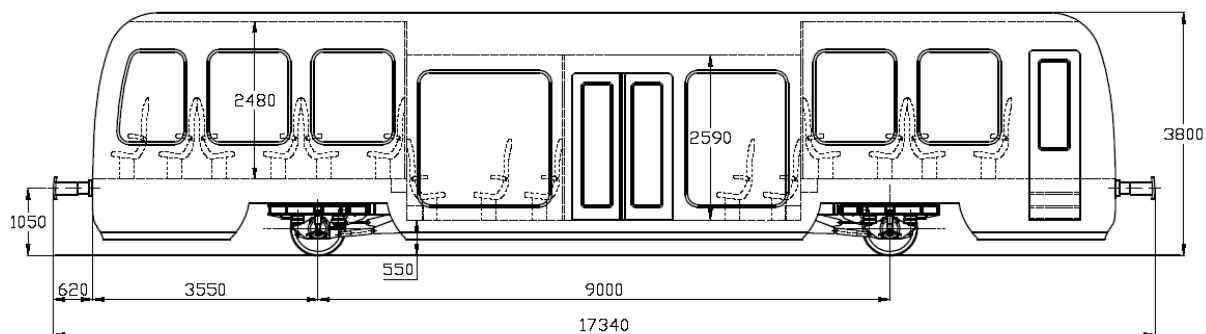
Jako vstupní informace pro následnou konstrukci podvozku je třeba nejprve formulovat prostorové dispozice pro podvozek ve všech třech základních směrech a předpokládané toky (cesty) silových působení, opět ve všech třech základních směrech. K tomu se ukázalo jako nutné provést předběžný návrh vozové skříně a určit její základní parametry. Protože však cílem diplomové práce není návrh celého vozidla, byl kladen důraz zejména na partie, které ovlivňují návrh podvozku, jimiž jsou spodek vozu a dále uspořádání interiéru. Spodek vozu je v bezprostředním kontaktu s podvozkem a významně ovlivňuje jeho konstrukci ve smyslu prostorových dispozic. Z uspořádání interiéru (počet míst k sezení, ke stání atp.) se určí hmotnostní bilance vozu nebo například rozložení hmotnosti, které jsou potřebné při návrhu vypružení. Důležitou informací je také rozvor vozu, který ovlivňuje potřebné natočení podvozku při průjezdu vozidla obloukem.

1.1. Základní koncepce vozu

Navrhovaný vůz vychází koncepčně z přípojných vozů řady 010. Tyto vozy, vyráběné v 70. a 80. letech v národním podniku Studénka, již nevyhovují současným vysokým nárokům kladeným na kvalitu cestování. Proto při návrhu tohoto vozu je snaha zejména o dodržení jistého komfortu pro cestující a tím mimo jiné zajištění konkurenceschopnosti železniční regionální dopravy vůči silniční.



Obr. 1 Přípojný vůz řady 010



Obr. 2 Navržený osobní přípojný vůz

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -11-
---	------------------------	--------------------

Navržený osobní vůz přináší řadu změn oproti stávajícím vozům řady 010. Předně jde o celkovou koncepci vozu, který je řešen jako částečně nízkopodlažní, s nástupními dveřmi uprostřed. Vůz je i delší s větším rozvozem. Snaha je přiblížit současným trendům také design vozu, což se projevuje například použitím zaoblených hran nebo velkých tónovaných oken. Vůz má mimo nástupní dveře také dvoje nouzové dveře v představkové části. V interiéru jsou instalované kvalitní čalouněné sedačky, informační systém pro cestující, buňka sanitárního zařízení s uzavřeným odpadním systémem. Tepelná pohoda ve voze je zajišťována vytápěcím a klimatizačním zařízením a také tím, že prostor pro cestující odděluje od vnějšího prostoru minimálně dvoje dveře. Zlepšen byl také průjezd vozidla obloukem koleje.

Z hlediska současné ekonomické krize nelze opomenout ani případnou teoretickou možnost úpravy skříní starších vozů řady 010 dosazením modernizovaných podvozků, které by byly určitou aplikací podvozku řešeného v této diplomové práci. Nepodařilo se však získat výkres spodku vozu řady 010 a z toho důvodu je možnost aplikace tohoto podvozku posuzována pouze formou posuzování zástavbových rozměrů.

1.2. Technický popis vozu

Jedná se o dvounápravový normálně rozchodný osobní vůz pro vlaky motorové trakce, který vyhovuje kinematickému obrysu podle vyhlášky UIC 505-1 (ČSN 28 0312) pro provoz na tratích celostátní sítě (zejména pro místní dráhy), jež vyhovují uspořádání podle ČSN 73 63 60. Maximální konstrukční rychlost vozu je 100 km/h.

Vůz je řešen jako neprůchozí se sníženou podlahou v části mezi podvozky, kde jsou umístěny také hlavní nástupní dveře, které jsou dvoukřídlé a předsuvné, čímž je usnadněna jednak výměna cestujících ve stanici, ale také nástup a výstup cestujících se sníženou mobilitou, či přeprava kol, nebo kočárků.

Část se zvýšenou podlahou se nachází nad podvozky. Na každém představku jsou umístěny jedny předsuvné dveře určené k použití pouze v nouzové situaci, kdy nebude možno použít hlavní nástupní dveře. K tomuto účelu jsou zde instalované i nouzové výsuvné schůdky, umístěné pod dveřmi ve spodní části vozu.

Šířka vozu je 2960 mm a to mezi podvozky a v představkové části až do vzdálenosti 1910 mm od osy dvojkolí. Dále ke konci vozu se skříň zužuje až na konečnou šířku 2860 mm.

Elektrická energie potřebná pro napájení větracího a klimatizačního zařízení, osvětlení interiéru a napájení dalších periférií (ovládání dveří, napájení informačního systému ve vozidle atp.) je dodávána z hnacího vozidla a akumulována v zásobních bateriích. Zdrojem energie pro vytápění je naftovodní vytápěcí agregát.

V nízkopodlažní části je nad stropem umístěna nádrž na 400 l se zásobou užitkové vody pro sanitární zařízení.

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -12-
---	------------------------	--------------------

Ovládání všech dveří je pneumatické, elektricky řízené. Hlavní vstupní dveře a nouzové dveře jsou pøedsuvné a v případě nefunkčního elektrického, či pneumatického systému lze tyto dveře odjistit a otevřít mechanicky. Dveře mezi jednotlivými oddíly jsou posuvné, také elektropneumaticky ovládané.

Zvláštní pozornost je také věnována průjezdu vozidla oblouky menších poloměrů a to v základním provedení snížením odporů proti natáčení dvojkolí do radiální polohy a ve zdokonaleném provedení jejich nuceným natáčením do radiální polohy ve vazbě na mapu tratě, pomocí informačních bodů na koleji. I z tohoto důvodu jsou použity jednonápravové podvozky.

Typový výkres vozu je v příloze.

Tab. 1 Technické údaje o voze

Délka vozu přes nárazníky	17340	mm
Délka vozu přes čelnice	16100	mm
Rozvor vozu	9000	mm
Šířka vozu přes oplechování bočnic	2960	mm
Výška dolního oplechování nad TK	250	mm
Výška vozu nad TK přes oplechování střechy	3800	mm
Výška středu nárazníků nad TK	1050	mm
Výška podlahy nad TK		
mezi podvozky	550	mm
nad podvozky	1190	mm
Výška prostoru pro cestující		
mezi podvozky	2590	mm
nad podvozky	2480	mm
Průměr kol		
nových	840	mm
opotřeбенých	790	mm
Hmotnost prázdného vozu	24	t
Počet míst k sezení	51	
Vůz vyhovuje kinematickému obrysu podle UIC 505-1		
Předpokládaná hodnota součinitele náklonu s	0.4	
Předpokládaná hodnota výšky pólu naklánění h_c	0.5	m
Příčné výchylky (pro určení zúžení vozu) $q + w$	40	mm
Příčné výchylky ve vedení ložiskové skříně (pružně) q	3	mm
Příčné výchylky mezi podvozkem a skříní w	37	mm
Předpokládaná stlačující síla na nárazníky	120	kN

<p>Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -13-</p>
--	-------------------------------	---------------------------

1.3. Vnitřní uspořádání vozu

Prostor pro cestující je rozdělen na čtyři oddíly. Z toho tři oddíly oddělují od venkovního prostoru minimálně dvoje dveře, což přispívá ke zvýšení tepelné pohody ve voze a tím i pohodlí cestujících. Jednotlivé oddíly jsou navzájem odděleny posuvnými, elektropneumaticky ovládanými, dveřmi.

V nízkopodlažní části, s výškou podlahy 550 mm nad temenem kolejnice, se nacházejí dva oddíly. Jeden je využit pro nástupní prostor a druhý pro přepravu zejména cestujících na vozíku, kočárků a kol. V nástupním prostoru je umístěna buňka sociálního zařízení, které je uzpůsobeno pro použití i cestujícími na vozíku. Druhý oddíl v nízkopodlažní části je od nástupního prostoru oddělen prosklenou příčkou a posuvnými dveřmi, širokými 900 mm. Část oddílu je vybavena šesti sedadly s roztečí 1640 mm (sedadla situována proti sobě), resp. 800 mm (sedadla situována za sebou). Prostor zbylé části je využit pro umístění invalidních vozíků, kol, či kočárků. Komfortnost tohoto řešení spočívá v tom, že například cestující s dítětem v kočárku nemusí zůstat v nástupním prostoru, kde nemají potřebné pohodlí, ale mohou se posadit do oddílu a dítě v kočárku mít při sobě.

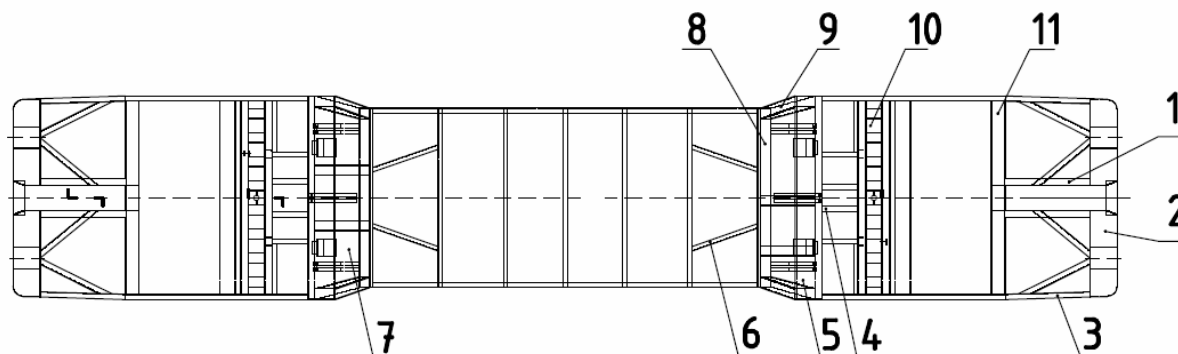
Dobrý výhled z vozu v nízkopodlažní části zajišťují velkoplošná tónovaná okna.

V prostoru vozu s vyšší úrovní podlahy je uspořádání vybavení obou oddílů podobné (odlišnosti jsou způsobeny jinde umístěnými dveřmi), zaměřené zejména na pohodlí sedících cestujících. V každém oddíle je celkem 21, respektive 22, míst k sezení. Sedadla jsou uspořádána a řazena různě (3+0, 3+1, 2+2, 2+0, proti sobě, za sebou) tak, aby byl co nevhodněji využit dostupný prostor. Jisté omezení je u nouzových dveří, které musí zůstat volně přístupné.

Přechod mezi oddíly v části nízkopodlažní a v části se zvýšenou podlahou umožňují dva schůdky a oddíly mezi sebou jsou odděleny opět prosklenou příčkou a posuvnými dveřmi, širokými 700 mm.

1.4. Spodek vozu ve vztahu k podvozku

Spodek vozu je tvořen nosnou kostrou svařenou z jednotlivých komponent (čelníky, příčníky, podélníky, šikmé a podélné výztuhy) a dále nosnou vlnitou podlahou zapuštěnou do roviny spodku. Výkres spodku vozu je v příloze.



Obr. 3 Půdorysný pohled na spodek vozu

1.4.1. Přenos podélných sil

Tažné síly jsou přenášeny od táhlového ústrojí umístěného v prostoru pro automatické spřáhlo, tvořeno dvěma podélnými výztuhami profilu U (*Obr. 3, poz. 1*), na příčnou výztuhu skříňového průřezu (*poz. 11*), do které jsou dvě podélné výztuhy navařeny svými pásnicemi. Tlakové síly jsou přenášeny z čelníku (*poz. 2*) jednak pomocí šikmých výztuh (*poz. 12*) do dvou podélných výztuh (*poz. 1*) a odtud dále na příčnou výztuhu (*poz. 11*) nebo pomocí šikmých výztuh do podélníků (*poz. 3*) a nebo také vlnitou podlahou z čelníku přímo na příčnou výztuhu.

Dále pokračuje silový tok vlnitou podlahou na hlavní příčník (*poz. 10*) a z něho opět vlnitou podlahou a dvěma podélnými výztuhami (*poz. 4*) na masivní příčník skříňového průřezu (*poz. 5*), který zakončuje část spodku vozu se zvýšenou podlahou. Část podélných sil je na masivní příčník do místa zlomu podlahy přiváděna také podélníky profilu U (*poz. 3*). Přenos sil mezi částí vozu se zvýšenou a sníženou podlahou je realizován pomocí čtyř šikmých podélníků skříňového profilu (*poz. 9*) z masivního příčníku skříňového průřezu (*poz. 5*) v horní části na příčník skříňového průřezu ve spodní části (*poz. 8*) a odtud dále pomocí šikmých podélníků (*poz. 6*), vlnité podlahy a podélníků dále do spodní části spodku vozu.

Podélné síly z podvozku se přenášejí prostřednictvím dvou podélných táhel na ocelovou desku (*poz. 7*) přivařenou na vnější stranu spodku vozu v místě zlomu.

Z důvodu snížení silového namáhání oblasti přechodu mezi rozdílnými úrovněmi podlahy se při návrhu spodku vozu předpokládají nižší hodnoty stlačující síly na náraznících.

1.4.2. Konstrukční řešení jednotlivých částí spodku vozu

Čelníky jsou svařence skříňového průřezu, do kterých jsou ve střední části vetknuty stojiny dvou podélných výztuh profilu U, které vymezují prostor potřebný pro zabudování táhlového ústrojí. Z důvodu zajištění potřebné pevnosti při stlačování vozu a absorpce většího množství energie při případném nárazu vozu (energií při nárazu absorbuje celé čelo vozu),

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -15-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

jsou příčnický v místech působení tlakových sil od nárazníků vyztuženy žebry. Stojiny, pásnice i žebra jsou z ocelových plechů tloušťky 8 mm.

Hlavní příčník, který nese vozidlovou skříň na podvozku, je tvořen dvěma příčníky skříňového profilu z ocelových plechů profilu U. Tloušťka stojin je 10 mm a pásnic 8 mm. Tyto příčné výztuhy jsou přivařeny k obdélníkové ocelové desce o rozměrech 2808x470x8 mm. Mezi příčné výztuhy jsou vloženy podélné ohýbané výztuhy profilu U, které zajišťují příčnou pevnost hlavního příčníku v podélném směru a současně ztužují desku proti průhybu. Na spodní straně ocelové desky je přivařen svislý čep, sloužící jako příčná narážka. Hlavní příčník je navařen mezi dva podélníky z vylehčených válcovaných profilů UE 200, které jsou ve zvýšené části vozu otočeny stojinami blíže k podélné ose vozu, a to z důvodu zajištění vyšší únosnosti spoje mezi hlavním příčníkem a podélníky.

Přechod mezi zvýšenou částí a sníženou částí spodku je realizován pomocí dvou masivních příčnicků a čtyř šikmých podélníků. Příčníky jsou skříňového průřezu lichoběžníkového profilu, z ocelového plechu tloušťky 8 mm. Mezi nimi jsou navařeny šikmé podélníky opět skříňového průřezu, ale obdélníkového profilu. Tloušťka použitého ocelového plechu je 8 mm. Dva vnitřní šikmé podélníky vymezují zároveň prostor pro schůdky uvnitř vozu. Přes celou šířku vozu je na šikmých podélnících z vnější strany přivařena ocelová deska tloušťky 30 mm, která slouží pro připevnění konzol pro stabilizaci podvozku, ok pro uchycení tlumičů vrtivého pohybu podvozku a pro upevnění narážek omezujících natáčení podvozku

Na spodku vozu jsou dále připevněny oka pro uchycení tlumičů svislých a příčných pohybů podvozku.

Vlnitá podlaha je zapuštěná do roviny podlahy vozu mezi jednotlivými příčníky (*poz. 2, poz. 11, poz. 10, poz. 5, poz. 8*). V ponížené části vozu je zvyšována únosnost podlahy dodatečnými příčníky, jejichž vzájemná vzdálenost je přibližně 1 m. Tyto příčníky jednak podpírají podlahu, ale zároveň zkracují vzpěrnou délku spodku vozu.

1.5. Hmotnostní bilance vozu

Hmotnosti jednotlivých částí vozu byly odhadnuty z podobnosti vozů přibližně stejných parametrů. Hmotnost skříňě se u vozů podobné konstrukce pohybuje v rozmezí 0,8 až 1,5 t/m. Užitečné zatížení se určí na základě předpokládaných počtů sedících a stojících cestujících, přičemž hmotnost připadající na jednoho cestujícího se uvažuje 80 kg. Obecně se uvažuje, že počet míst ke stání odpovídá přibližně počtu míst k sezení. Hmotnost podvozku byla stanovena na 900 kg a hmotnost dvojkolí s dvěma brzdovými kotouči na 1250 kg.

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -16-
---	------------------------	--------------------

Tab. 2 Hmotnostní parametry vozu

	Prázdný		Obsazený	
	Označení	Hmotnost [kg]	Označení	Hmotnost [kg]
Sedící cestující (51)				51x80=4080
Stojící cestující (50)				50x80=4000
Provozní náplně			m_v	400
Podvozek	m_p	900	m_p	900
Dvojkolí s brzdovými kotouči	m_{DV}	1250	m_{DV}	1250
Vlastní skříň vozu	$2m_s$	19320	$2m_s$	19320
Skříň vozu (prázdná, obsazená)	$2m_{SP}$	19320	$2m_{SZ}$	27800
Celková hmotnost	M_p	24620	M_z	32700
Hmotnost na nápravu	$M_p/2$	12310	$M_z/2$	16350
Užitečné zatížení	$M_{už}=8080$ kg			

1.6. Obrys pro kolejová vozidla

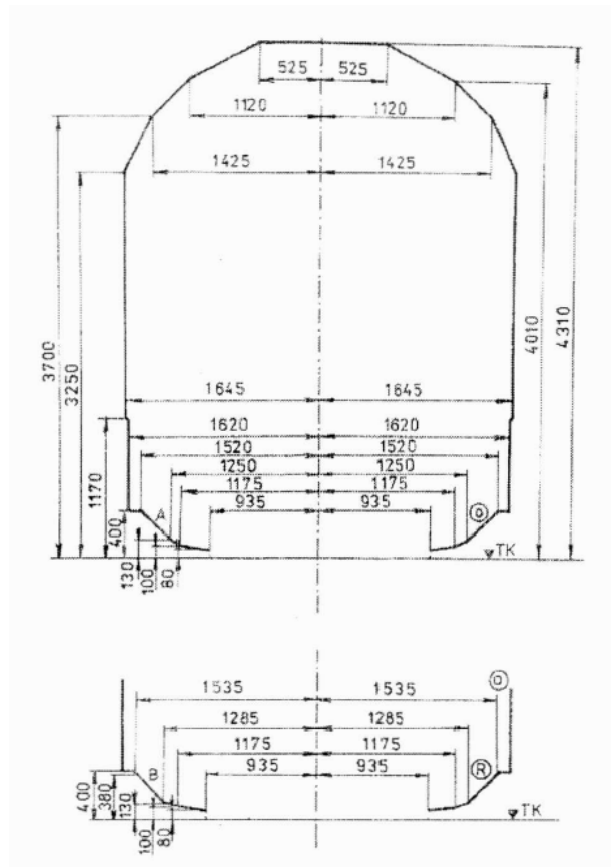
Dle [11] je obrys pro kolejová vozidla právní kategorie určující přípustnost vozidla pro provoz z hlediska jeho rozměrů. Skládá se ze tří složek:

- Určení vztažné linie (vztažná linie kinematického obrysu)
- Určení poloh, které se mají s touto polohou porovnávat
- Definování způsobu porovnávání poloh vozidla s touto linií

Při konstrukci vozidla je nutné, aby toto vozidlo vyhovělo kinematickému obrysu pro kolejová vozidla ve smyslu vyhlášky UIC 505-1, respektive ČSN 28 0312. Ověření rozměrů vozu se provádí porovnáním těchto rozměrů s maximálním konstrukčním prostorem, který vychází z kinematického obrysu pro kolejová vozidla a uvažuje polohy vozidla způsobené příčným a svislým posunem a náklonem vozidlové skříňe. Určení maximálního konstrukčního prostoru se provede tak, že se vypočítá tzv. zúžení vozidlové skříňe (E) a to se odečte od šířky vztažné linie kinematického obrysu (**Obr. 4**). Rozlišuje se zúžení vozidlové skříňe mezi otočnými čepy (E_i) a vně otočných čepů (E_a). Zúžení se počítá po celé délce a výšce vozu.

Šířka vozu mezi podvozky a v představkové části až do vzdálenosti 1910 mm od osy dvojkolí je 2960 mm. Dále se skříň zúžuje až na konečnou šířku 2860 mm.

V následujícím je řešeno zúžení vozu pouze ve dvou kritických příčných řezech, které vyplynuly z řešení v jednotlivých řezech, jenž bylo provedeno v konceptu a z důvodu úspory místa zde není uvedeno. Pro tato dvě místa, v polovině vozu a na čele vozu, vychází největší hodnoty jak zúžení E_i (v polovině vozu), tak E_a (na koncích vozu).



Obr. 4 Horní a spodní část vztažné linie kinematického obrysu

1.6.1. Výpočet kvazistatických posunů

Pro výpočet zúžení se uvažují kvazistatické posuny z , které jsou závislé na součiniteli náklonu vozidla s , výšce uvažovaného bodu h a pólu náklonu vozidla h_c nad spojnicí TK. Pro předpokládané hodnoty součinitele náklonu vozidla a výšky pólu náklonu vozidla

$$h_c=0,5 \text{ m}, s=0,4 \text{ (podle Tab. 1)}$$

lze k výpočtu použít vztah

$$z = \frac{s}{30} (h - h_c). \quad (1)$$

Konkrétní hodnoty kvazistatických posunů pro jednotlivé výšky jsou uvedeny v následující tabulce

Tab. 3 Hodnoty kvazistatických posunů

h [m]	0.25	0.35	0.5	1.17	3.25	3.5	3.7	4.01
z [m]	-0.0033	-0.0020	0.0000	0.0089	0.0367	0.0400	0.0427	0.0468

1.6.2. Výpočet zúžení pro průřez nacházející se mezi podvozky

Zúžení v části mezi podvozky je dáno vztahem

$$E_i = \frac{an - n^2}{500} + q + w_{i(250)} + z - \begin{cases} 0,010^{*}) \\ 0,015^{**}) \end{cases}, \quad (2)$$

- kde
- a rozvor vozu (9 m)
 - n podélná vzdálenost uvažovaného příčného řezu od bližší krajní nápravy (4,5 m)
 - q příčný pohyb rámu podvozku vzhledem ke dvojkolí (0,003 m)
 - $w_{i(250)}$ příčná vůle mezi podvozkem a skříní vozidla při výchylce skříně směrem na vnitřní stranu oblouku o poloměru 250 m (0,037 mm)
 - *) dovolený přesah pro části, jejichž výška nad TK nepřesahuje 400 mm a pro části, které mohou klesnout pod tuto hodnotu vlivem opotřebení a svislých vychylek
 - *) dovolený přesah pro části jejichž výška nad TK je větší než 400 mm kromě částí uvedených v poznámce *)

Dosazením do vztahu (2) se získají hodnoty zúžení skříně mezi podvozky v rovině příčného řezu vzdáleného 4,5 m od krajní nápravy v různých výškách nad TK. Odečtením těchto hodnot od poloviny šířky vztahné linie kinematického obrysu (K) se obdrží polovina šířky a dopočítáním celá šířka, linie maximálního konstrukčního prostoru (W_i , resp. $2W_i$) v dané příčné rovině. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v **Tab. 4**.

Tab. 4 Hodnoty zúžení a šířky maximálního konstrukčního prostoru mezi podvozky

h [m]	K [m]	E_i [m]	W_i [m]	$2W_i$ [m]
0.25	1.3700	0.0642	1.3058	2.6117
0.35	1.4700	0.0655	1.4045	2.8090
0.5	1.6200	0.0675	1.5525	3.1050
1.17	1.6200	0.0764	1.5436	3.0871
1.17	1.6450	0.0764	1.5686	3.1371
3.25	1.6450	0.1042	1.5408	3.0817
3.5	1.5220	0.1075	1.4145	2.8290
3.7	1.4250	0.1102	1.3148	2.6297
4.01	1.1200	0.1143	1.0057	2.0114

1.6.3. Výpočet zúžení pro průřez nacházející se vně podvozků

Zúžení pro části vně podvozků se vypočítá podle vztahu

$$E_a = \frac{an + n^2}{500} - \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{n + a}{a} + q \cdot \frac{2n + a}{a} + w_{i(250)} \cdot \frac{n}{a} + w_{a(250)} \cdot \frac{n + a}{a} + z - \begin{cases} 0,025^{*}) \\ 0,030^{**}) \end{cases} \quad (3)$$

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -19-
---	------------------------	--------------------

kde n podélná vzdálenost uvažovaného příčného řezu od bližší krajní nápravy (3,55 m)

$W_{a(250)}$ příčná vůle mezi podvozkem a skříní vozidla při výchylce skříně směrem na vnější stranu oblouku o poloměru 250 m (0,037 mm)

Dosazením do vztahu (3) se obdrží hodnoty zúžení E_a , které se následně odečtou od poloviny šířky vztažné linie kinematického obrysu (K), čímž se získá hodnota poloviny šířky (W_a), a následně celá šířka ($2W_a$), maximálního konstrukčního prostoru. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v **Tab. 5**.

Tab. 5 Hodnoty zúžení a šířky maximálního konstrukčního prostoru mezi podvozky

h [m]	K [m]	E_a [m]	W_a [m]	$2W_a$ [m]
0.25	1.3700	0.1707	1.1993	2.3987
0.35	1.4700	0.1720	1.2980	2.5960
0.5	1.6200	0.1740	1.4460	2.8920
1.17	1.6200	0.1829	1.4371	2.8741
1.17	1.6450	0.1829	1.4621	2.9241
3.25	1.6450	0.2107	1.4343	2.8687
3.5	1.5220	0.2140	1.3080	2.6160
3.7	1.4250	0.2167	1.2083	2.4167
4.01	1.1200	0.2208	0.8992	1.7984

1.6.4. Ověření rozměrů vozu

V následujících tabulkách jsou pro porovnání uvedeny rozměry maximálního konstrukčního prostoru vyplývajícího ze vztažné linie kinematického obrysu pro vozidla a rozměrů skříně vozu v jednotlivých příčných rovinách. Je zřejmé, že navržený vůz vyhověl kinematickému obrysu pro kolejová vozidla, protože žádný z jeho rozměrů nekoliduje s rozměry maximálního konstrukčního prostoru.

Tab. 6 Ověření rozměrů vozu pro průřez mezi podvozky

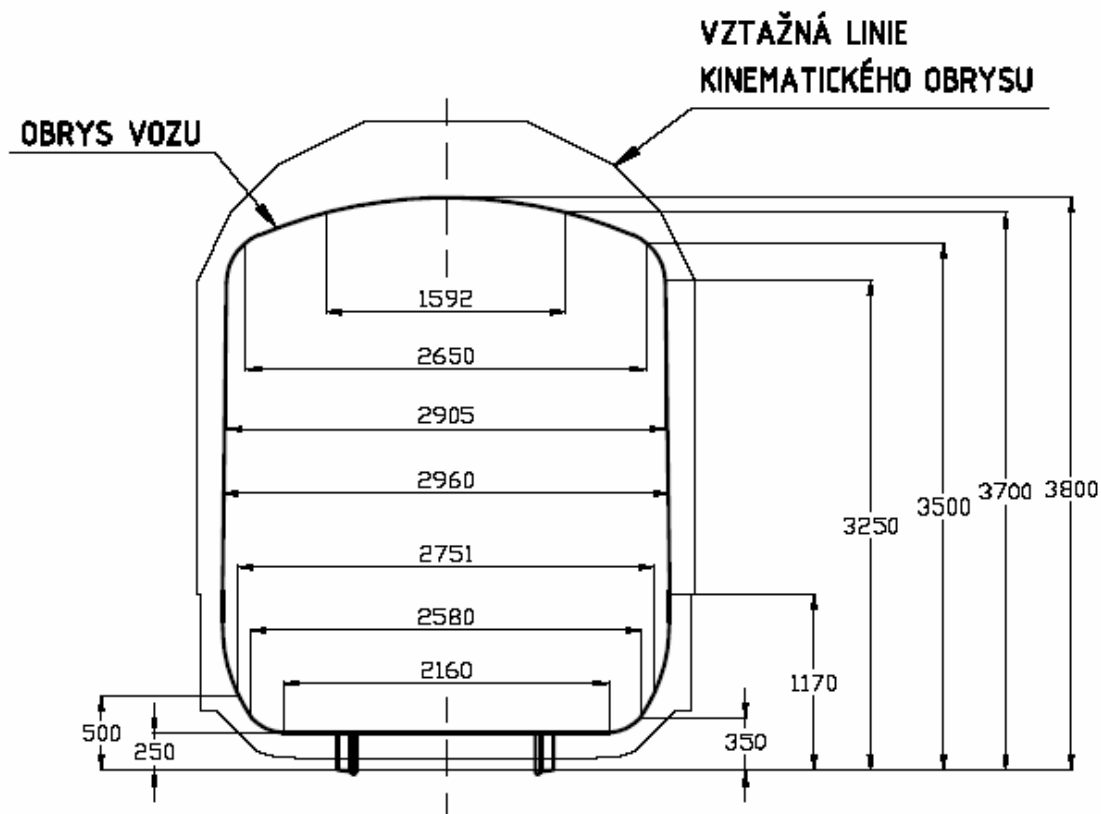
h [m]	Šířka kinematického obrysu [mm]	Šířka maximálního konstrukčního prostoru [mm]	Šířka vozu [mm]
0.25	2740	2611.67	2160
0.35	2940	2809.00	2580
0.5	3240	3105.00	2751
1.17	3240	3087.13	2960
1.17	3290	3137.13	2960
3.25	3290	3081.67	2905
3.5	3044	2829.00	2650
3.7	2850	2629.67	1592
4.01	2240	2011.40	-

Tab. 7 Ověření rozměrů vozu pro průřez na čele vozu

h [m]	Šířka kinematického obrysu [mm]	Šířka maximálního konstrukčního prostoru [mm]	Šířka vozu [mm]
0.25	2740	2398.65	2060
0.35	2940	2595.98	2480
0.5	3240	2891.98	2651
1.17	3240	2874.12	2860
1.17	3290	2924.12	2860
3.25	3290	2868.65	805
3.5	3044	2615.98	2550
3.7	2850	2416.65	1492
4.01	2240	1798.38	-

Na **Obr. 5** je pro porovnání zobrazena vztažná linie kinematického obrysu pro kolejová vozidla a obrys navrženého vozu. Šířkové hodnoty odpovídají šířce v příčné rovině mezi podvozkem ve vzdálenosti 4,5 m od osy dvojkolí.

Důvodem k tomu, že není využita maximální možná šířka skříně po celé délce vozu je snaha zachovat prismatickou vozovou skříň v co největší délce, což je právě až do vzdálenosti 1910 mm od osy dvojkolí.



Obr. 5 Porovnání obrysu vozu s kinematickým obrysem pro vozidla

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -21-
--	------------------------	--------------------

2. Studie možností řešení vypružení a rejdovnosti jednonápravového podvozku

2.1. Svislé vypružení v primárním stupni

V primárním stupni vypružení se využívají výhradně dva typy materiálů pružících prvků a to ocel a pryž.

2.1.1. Ocelové pružící prvky

V současnosti nejrozšířenější jsou ocelové pružící prvky, které lze podle způsobu namáhání rozdělit do dvou skupin. A to na prvky namáhané ohybem a na prvky namáhané krutem. Třetí skupina by byly prvky namáhané kombinací krutu a ohybu, ty se však v primárním stupni vypružení nevyskytují. Do první skupiny patří listová pružina, neboli pružnice a do druhé skupiny šroubovitá válcová pružina.

Pružnice byly v minulosti hojně využívány v primárním stupni vypružení a to zejména u nákladních vozů, kdy se s výhodou využívalo jejich vlastnosti, a to konstrukcí pružiny zaručeného vnitřního tření, které však není konstantní a v provozu se mění, což je nežádoucí. Řešení tohoto problému přinesl až nový typ listové pružiny, tzv. parabolická pružnice, která má konstrukcí zaručeno téměř konstantní tření po celou dobu provozu. A to díky tvarování jednotlivých listů pružnice, které se spolu stýkají pouze v přesně vymezených plochách na svých koncích, kde je možno optimalizovat tlumicí vlastnosti listové pružiny. Nevýhodou listových pružin jsou jejich vyšší nároky na zastavovací prostor a současně vyšší hmotnost.

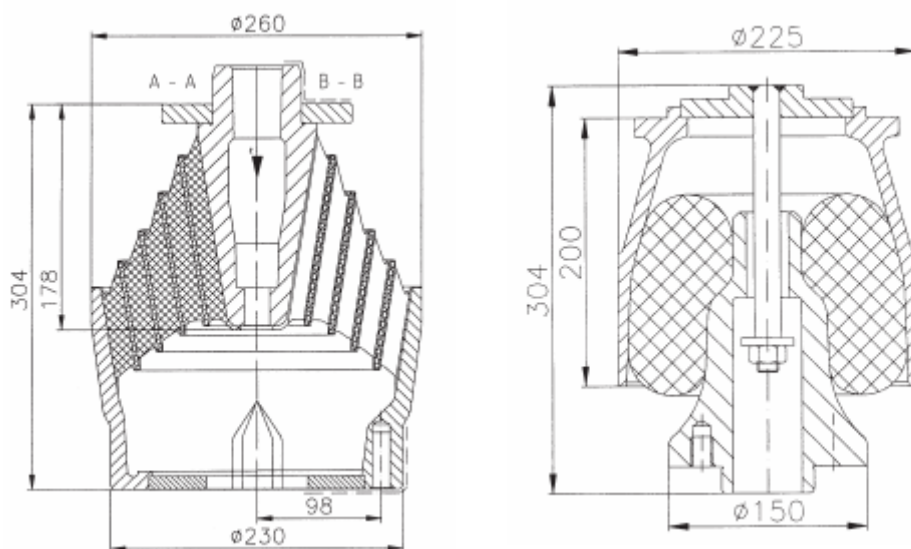
Šroubovitá válcová pružina je nejrozšířenější pružící prvek vůbec. Hojně uplatnění nachází v konstrukci jak nákladních, tak osobních podvozků. Výhody šroubovitých válcových pružin jsou jejich malé zastavovací rozměry, nízká hmotnost a dobré využití materiálu. Naopak nevýhodou projevující se při návrhu vypružení kolejových vozidel je skutečnost, že neexistuje norma konkrétně pro pružiny používané v pojezdech kolejových vozidel, definující přesně parametry pružin. Pružiny se tedy navrhují podle normy platné obecně ve strojírenství (ČSN 026015 Šroubovitě pružiny válcové tlačné a tažné z tyčí kruhového průřezu, tvářené za tepla), kde je například požadavek, že pružiny mají mít nejméně $\frac{3}{4}$ závěrného závitu na každém konci. Avšak v oblasti závěrného závitu dochází při působení osově síly k vychýlení nositelky síly v radiálním směru a nastává situace, kdy při osovém zatěžování vzniká mezi akční a reakční silou rameno a pružina je namáhána přídatným ohybovým momentem. Vliv na tento ohybový moment má také vzájemné natočení závěrných závitů.

2.1.2. Pryžové pružící prvky

Pryžové pružící prvky nacházejí v posledních letech na železnici stále větší uplatnění, zejména pak v primárním stupni vypružení. Z dlouholetého vývoje v oblasti pryžového vypružení kolejových vozidel vyplynulo množství různých řešení. Z nich nejpoužívanější jsou

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -22-</p>
--	-------------------------------	---------------------------

v současnosti dva typy pružin. První typ nazývaný Meggi je tvořen několikvrstevnými pryžokovovými bloky a je založen na principu tlakového a smykového zatěžování pryže. Principem druhého typu, nazývaného Clouth (podle firmy, která tuto pružinu poprvé použila), je odvalování pryže na tvarovaném trnu. Oba typy v sobě vhodně kombinují jednak pružící prvek, ale současně také vedení dvojkolí, což vede ke značnému zjednodušení konstrukce. Charakteristika ve svislém směru je u těchto pružin progresivní a tuhost v podélném a příčném směru je vysoká.



Obr. 6 Pryžové pružiny v primárním stupni vypružení

Výhodnou vlastností pryže, které se využívá i při použití pryže v primárním stupni vypružení je vnitřní tření v pryži způsobující tlumící účinek pryžových pružin. Z dalších výhodných vlastností to jsou například schopnost velkého pružného přetváření, nebo zachovávání stálého objemu při tlakové a smykové deformaci.

Naopak nevýhodou pryže je například skutečnost, že její vlastnosti (pevnost, tuhost, hystereze, atd.) jsou závislé na mnoha faktorech jako jsou druh pryže, způsob zatěžování, tvar prvku, rychlost a frekvence zatěžování nebo například vztah k plochám sousedních částí. Typické pro pryž je také její chování v závislosti na rychlosti zatěžování.

Problematické je u pryžových pružin, že vlivem stárnutí, případně agresivního prostředí, může dojít ke změně mechanických vlastností. Příkladem může být tzv. tečení pryže (creep effect), kdy se při trvale působícím zatížení zvětšuje počáteční deformace pružin i bez dalšího přírůstku zatížení. Při odlehčování se naopak deformace zmenší okamžitě, ovšem pouze o svou pružnou složku, zbytek probíhá pomaleji (tzv. dopružování).

<p>Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -23-</p>
--	-------------------------------	---------------------------

2.2. Svislé vypružení v sekundárním stupni

V sekundárním stupni vypružení se obdobně jako v primárním využívají pro realizaci svislého vypružení ocelové a pryžové prvky, ale navíc ještě vypružení vzduchové, což je specifikum sekundárního stupně vypružení.

2.2.1. Ocelové pružící prvky

V případě sekundárního stupně vypružení se mimo ocelových prvků namáhaných na ohyb a krut jako v primárním stupni využívají také, jak již bylo zmíněno, prvky namáhané kombinací krutu a ohybu (tzv. flexi-coil pružiny). Přičemž prvky namáhané na ohyb (pružnice) byly používány zejména v dřívějších dobách a v současnosti se již nevyskytují. Tedy z ocelových prvků připadají v úvahu pouze šroubovitě válcové pružiny.

Šroubovitě válcové pružiny namáhané prostým krutem se použijí v případě, kdy je od pružin v sekundárním stupni vypružení vyžadováno vypružení pouze ve svislém směru. Vyžaduje-li se současně i vypružení v příčném směru, použijí se šroubovitě válcové pružiny namáhané kombinací krutu a ohybu a využije se tzv. flexi-coil efektu těchto pružin.

2.2.2. Pryžové pružící prvky

Pro řešení svislého vypružení v sekundárním stupni vypružení se používají také pryžové prvky, avšak rozdílné od těch používaných v primárním stupni. Nejčastěji se jedná o pryžokovové sloupky (bloky), nebo závěsy.

Pryžokovové sloupky se skládají z několika vrstev, které jsou tvořeny ocelovými plechy a mezi ně vkládanými pryžovými deskami. Výhodou pryžového sloupku je, že slouží současně pro svislé i příčné vypružení, obdobně jako flexi-coil pružina.

2.2.3. Vzduchové pružící prvky

Nejmladším prvkem používaným pro svislé vypružení v sekundárním stupni jsou vzduchové pružiny. Vyznačují se tím, že při samočinném regulování na stálou výšku doplňováním nebo vypouštěním vzduchu mají téměř lineární závislost mezi zatížením, vnitřním tlakem a tuhostí ve svislém směru. Plynulá regulace výšky také umožňuje instalovat pružiny s nižší tuhostí a tím změkčit sekundární stupeň vypružení a současně snížit vlastní frekvence kmitání.

Vzduchové pružiny lze rozdělit na tři typy: vlnovce, vaky a membrány. Přičemž z těchto tří typů se v posledních letech v konstrukci kolejových vozidel používá výhradně membránová vzduchová pružina, která oproti ostatním pružinám (vaky, vlnovce) vykazuje optimální tuhost v příčném i podélném směru (tzv. oboustranný flexi-coil efekt).

Konstantní výšku pružin zajišťuje regulační ventil, který umožňuje přívod, resp. odpouštění, vzduchu z pružiny. Ventil reaguje na okamžitou výšku vozové skříň nad podvozkem, přičemž je snaha tento ventil řešit tak, aby nereagoval na rychlé kmity vozidlové

<p>Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -24-</p>
--	-------------------------------	---------------------------

skříňně vůči podvozku, ale aby sledoval pouze kvazistatické kmity, čímž se šetří množství provozního vzduchu.

Nevýhoda vzduchového vypružení se projeví v situaci absence tlakového vzduchu na voze. Pro tento případ musí být podvozky doplněny tzv. nouzovým vypružením, na které se kladou požadavky zajištění jednak jízdy bezpečné proti vykolejení, ale také nejnutnějšího jízdního komfortu, pro dojetí do nejbližší stanice, kde se vůz odstaví.

2.3. Příčné vypružení

V příčném vypružení kolejových vozidel se využívá dvou principů a to

- princip kyvadla, nebo jeho mechanický ekvivalent
- princip ohýbaného sloupku, nebo jeho mechanický ekvivalent

Prakticky většina v současnosti používaných typů příčného vypružení vychází z principu kyvadla. Přičemž nejrozšířenější je příčné vypružení tvořené závěsy, které jsou tuhé ve směru jejich osového zatěžování, avšak umožňují pohyb ve směru kolmém k jejich ose, při kterém vznikají příčné síly úměrné vychylce závěsu. Konstruktivní provedení závěsu může být různé zejména z hlediska podílu pasivních odporů na tvorbě charakteristiky závěsu.

Pro realizaci příčného vypružení se dále používají vzduchové pružiny, flexi-coil pružiny a také pryžové sloupky.

2.4. Rejdovnost podvozku

Rejdovností dvojkolí se rozumí schopnost nastavit se v oblouku osou nápravy do radiální polohy. Jejím zvláštním případem je rejdovnost dvojkolí podle předpisu Technická jednotnost, který ji definuje jako schopnost dvojkolí nastavit se do radiální polohy v oblouku o poloměru $R=180$ m. Pojezdy, které tento požadavek splňují jsou označeny předepsanou značkou (*Obr. 7*). Rejdovná dvojkolí jsou předepsána pro vozidla s rozvorem větším než 4,5 m.



Obr. 7 Značka pro rejdovná dvojkolí

Při valení volného dvojkolí po koleji je součinností tvaru jízdnic ploch kol a kolejnic způsobeno, že dvojkolí se v oblouku samo snaží zaujmout radiální polohu, nebo polohu jí blízkou. Avšak dvojkolí vázané v pojezdu je podrobováno při nabíhání třecím, případně vratným, silám, takže dokonalost natočení je obvykle snížena. Obdobně negativně může

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -25-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

působit i nedokonalý stav koleje, zejména tzv. ostré styky, jež mohou mít za následek rázové natočení dvojkolí do polohy nabíhání na vnější kolejnici a z této nežádoucí polohy se není schopno dvojkolí zpravidla dostat až do konce průjezdu obloukem. Platí, že se vzrůstajícím úhlem náběhu se snižuje bezpečnost proti vykolejení a naopak roste hodnota příčných skluzů mezi kolem a kolejnicí a tím i opotřebením. Ideální situace nastává pro případ, kdy je úhel náběhu nulový. To však je situace, která samovolně prakticky nenastává.

V této diplomové práci jsou zkoumány možnosti konstrukčního řešení (mimo koncepce svislého a příčného vypružení), které povedou ke zlepšení funkce rejdrovnosti dvojkolí u dvounápravového vozidla. V podstatě se jedná o minimalizaci dvou vlivů, kterými jsou tření a vratné momenty. Podle způsobu jak je dosaženo snížení negativních vlivů se rozlišují v této diplomové práci dva přístupy. Pasivní a aktivní. Pasivním přístupem se rozumí minimalizace uvedených negativních vlivů, to je umožnit dvojkolí zaujmout radiální polohu, aby natáčení vlivem součinnosti obrysů bylo minimálně rušeno. U aktivního přístupu se na základě sledované mapy trasy, servomotorem působícím v čase, silově nutí dvojkolí k zaujmutí radiální polohy (případně polohy s mírně negativním úhlem náběhu, který by eliminoval příčné skluzy vznikající účinkem nedostatku převýšení).

2.4.1. Pasivní přístup ke zlepšení funkce rejdrovnosti

V případě pasivního přístupu je snaha, pomocí zmenšování tření a snižování vratných sil, dosáhnout stavu, kdy se dvojkolí v podvozku bude chovat jako dvojkolí volné. Jedna možnost jak dosáhnout tohoto stavu je například zvyšování volnosti dvojkolí v podélném směru. Následkem může být zhoršení jízdy v přímé koleji, kdy může docházet k nestabilnímu chodu, a také průjezd obloukem po nedokonale upravené koleji, kdy může dojít k natočení dvojkolí do polohy nabíhání na vnější kolejnici.

Náchylnost k nestabilnímu chodu v přímé koleji lze eliminovat dosazením podélných tlumičů s pilovou charakteristikou, které se při vyšší rychlosti zatěžování tlumiče chovají jako třecí tlumič. Naopak při kvazistatickém zatěžování (natočení dvojkolí do oblouku) je tlumicí síla minimální. Tímto se však nedá zamezit vlivům nedokonale upravené koleje v oblouku. A protože se nedá vyloučit vliv ostrého styku, který má za následek natočení dvojkolí do negativní polohy, zpravidla se omezuje rejdrovnost dvojkolí na nejnižší možnou hodnotu, která odpovídá postavení dvojkolí v radiální poloze v oblouku o poloměru $R=180$ m.

2.4.2. Aktivní přístup ke zlepšení funkce rejdrovnosti

Aktivní přístup je dobře využitelný v situaci, kdy jsou k dispozici informace o projížděném úseku tratě, které se vyhodnocují a na jejichž základě dochází k plynulému natáčení dvojkolí pomocí servo motoru. Je tedy možné zajistit, aby se dvojkolí nastavovalo do radiální polohy v oblouku teoreticky jakéhokoli poloměru vyskytujícího se v provozu. Systém řízení natáčení dvojkolí je možno řešit tak, že snímač polohy vozidla na koleji je pouze na hnacím vozidle, ze kterého se dále šíří signál s určitým zpožděním (závislým na rychlosti

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -26-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

hnacího vozidla) do dalších vozů. Toto zpoždění zajistí, aby dvojkolí v každém místě v přechodnici, nebo oblouku bylo natočeno do radiální polohy vůči koleji,

Nevýhoda aktivního přístupu se projeví v případě, kdy nejsou na trati informační body a tedy počítačově řízené natáčení dvojkolí nemůže fungovat. V takovéto situaci se jeví nejvýhodnější ustavit pomocí servo motoru dvojkolí do centrované polohy (osa dvojkolí kolmá na osu koleje) s tím, že oblouky menších poloměrů budou projížďeny s vyššími hodnotami úhlu náběhu. Ovšem i pro případ, kdy nebude možno natáčení řídit počítačově, se nabízí možnosti, jak zajistit rejdovnost alespoň pro oblouky do poloměru $R=180$ m. Například se nabízí možnost použití speciálního táhla mezi servo-motorem a natáčeným rámem podvozku. Od tohoto táhla by se požadovalo, aby při servomechanismu ve funkci zachovávalo konstantní délku, zatímco v případě nefunkčního servo-motoru by mohlo volně měnit svoji délku a tím zrušilo vazbu k nehybnému servo-motoru a rám podvozku by se mohl natáčet jako u volného dvojkolí. Pro fixaci táhla by se mohl použít například tlakový vzduch. Další možností řešení je umožnit natáčení dvojkolí ze stanoviště strojvedoucího, který by mohl nastavit potřebnou hodnotu úhlu náběhu v závislosti na projížďeném oblouku. Podobný systém řízení dvojkolí byl použit již ve třicátých letech minulého století u kolejového vozidla zvaného kolejový Zeppelin, německého vynálezce Kruckenberga, kde se natáčení dvojkolí řešilo pomocí volantu.

2.5. Studium součinnosti

Při návrhu vypružení podvozku byly vybírány přednostně prvky, které v sobě kombinují několik požadavků. Konkrétně svislé, příčné a podélné vypružení a současně vedení dvojkolí v primárním stupni a vedení vozidlové skříně v sekundárním stupni. Navíc jednonápravový podvozek je specifický zejména z hlediska sekundárního stupně vypružení, resp. vedení vozidlové skříně. Například nelze použít kolébkou v sekundárním stupni vypružení jako u dvounápravového podvozku.

V primárním stupni vypružení se ukázalo jako nejvhodnější použití pryžokovových pružin a to zejména díky tomu, že zajišťují současně vypružení i vedení, přičemž vedení je bez opotřebení, bez údržbové a také konstrukčně poměrně jednoduché. Výhodná je také progresivní charakteristika pružin. Budou použity čtyři pružiny na podvozek, tedy dvě na každou ložiskovou skříň. Výběr konkrétních pružin je v kapitole 3.2.2.

V sekundárním stupni vypružení budou na podvozku instalovány dvě vzduchové membránové pružiny zajišťující svislé, podélné i příčné vypružení a současně vedení vozidlové skříně. Vzduchové pružiny byly voleny opět s ohledem na poměrně jednoduché konstrukční řešení. Výhodná je také jejich nižší tuhost v podélném směru, která v případě dvou pružin umístěných nad koly, zajišťuje snížení vratných sil při natáčení podvozku. Výběr konkrétních pružin je v kapitole 3.2.1.

3. Návrh vypružení

3.1. Hmotnostní a silová rozvaha

Pro výpočet vypružení je třeba znát hmotnosti spočívající na jednotlivých stupních vypružení a z nich odvozené síly působící na jednotlivé pružiny. Celková hmotnostní bilance vozu je uvedena v kapitole 1.5 (*Tab. 2.*).

Tab. 8 Hmotnosti spočívající na primárním vypružení

Primární stupeň vypružení		Prázdný vůz	Obsazený vůz
	Sedící cestující [kg]	-	4080
	Stojící cestující [kg]	-	4000
	Provozní náplně [kg]	-	400
	Skříň vozu [kg]	19320	19320
	Podvozek [kg]	900	900
	Celková hmotnost na vypružení [kg]	21120	29600

Tab. 9 Hmotnosti spočívající na sekundárním stupni vypružení

Sekundární stupeň vypružení		Prázdný vůz	Obsazený vůz
	Sedící cestující [kg]	-	4080
	Stojící cestující [kg]	-	4000
	Provozní náplně [kg]	-	400
	Skříň vozu [kg]	19320	19320
	Celková hmotnost na vypružení [kg]	19320	27800

V následující tabulce jsou uvedeny jednak celkové síly působící na jednotlivé stupně vypružení a dále síly odpovídající zatížení jedné pružiny v daném stupni vypružení.

Tab. 10 Silové zatížení pružin

Stupeň vypružení	Prázdný		Obsazený	
	vůz [kN]	pružina [kN]	vůz [kN]	pružina [kN]
Primární	211.11	26.39	290.38	36.30
Sekundární	193.45	48.36	272.72	68.18

3.2. Studium pružin z hlediska jejich použitelnosti

Při návrhu vypružení kolejového vozidla existuje několik požadavků, na základě kterých se snažíme nalézt nevhodnější pružiny pro konkrétní vůz. Tyto požadavky spolu úzce souvisí a některé z nich se dokonce navzájem ovlivňují, což komplikuje celý proces návrhu. Například dodržení předepsané výšky nárazníků je závislé na tuhosti pružin, přičemž tuhost pružin dále ovlivňuje vlastní frekvence kmitání vozidla, které jsou ovlivňovány hmotnostmi

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -28-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

jednotlivých částí vozidla. Tedy proces návrhu vypružení vozidla je svým způsobem iterační proces, kdy se postupným měněním jednotlivých parametrů blížíme k výslednému řešení.

Základní požadavky na vypružení, resp. vozidlo, jsou následující:

- dodržení požadované výšky nárazníků;
- naladění optimálních vlastních frekvencí a příčné tuhosti;
- zajištění bezpečnosti vozidla proti vykolejení;

Důležité je při návrhu vypružení, konkrétně při výběru pružin, vybrat v první fázi návrhu více pružin. Nepracovat pouze s jednou. Může se stát, že pružinu, bez rozvahy zamítnutou, u níž některý z parametrů byl nevyhovující, by bylo možno po dodatečné úpravě použít. Například vlastní příčná tuhost pružiny se může ovlivnit vložením pryžového elementu mezi pružinu a vypruženou část.

3.2.1. Studium vzduchových pružin

První kritérium při volbě vhodné vzduchové pružiny je rozmezí zatěžujících sil, pro které je pružina určena (platí i pro pryžové pružiny). Je třeba se zároveň zabývat otázkou, jakým tlakům odpovídá rozmezí zatěžující síly pružiny a tyto hodnoty porovnat s hodnotou maximálního tlaku dostupného na voze, který je 10 bar. Tento tlak je ovšem pouze v hlavním vzduchojemu. Je tedy třeba řešit také potrubí pomocí kterého vzduch k pružině dopravíme a patřičně jej dimenzovat. Doporučuje se, aby vzduch pro vzduchové pružiny, ovládání dveří atp., nebyl přiváděn potrubím určeným pro brzdu, ale aby k tomuto účelu bylo na voze samostatné potrubí, tzv. napájecí potrubí.

Na vozech ČD je napájecí potrubí dimenzováno na maximální tlak 10 bar, avšak v provozu je povoleno používat tlak maximálně 9,7 bar. A to z toho důvodu, že maximální pracovní tlaky zásobních vzduchojemů jsou předepsány normou UIC na 10 bar a na stejnou hodnotu jsou nastavené i pojistné ventily. Aby tedy nedocházelo k tomu, že pojistné ventily začínají dřív, než se naplní napájecí potrubí, jsou kompresory, které plní napájecí potrubí vypínány při tlaku 9,7 bar. Systém vzduchového vypružení je napájen tlakem ze zásobních vzduchojemů napájecího potrubí, který je dále snížen regulátorem tlaku za tímto vzduchojemem na hodnotu 8 bar. Vstupní tlak do regulačních ventilů, které plní a vypouštějí vzduchové pružiny, je tedy 8 bar. Přičemž vzduchové pružiny obecně pracují v rozmezí tlaků od 1 do 7 bar. Při hodnotě tlaku kolem 1 bar však již pružina ztrácí některé své vlastnosti, zejména příčnou tuhost.

Stejný systém rozvodu vzduchu, jako je použit na vozech ČD, je předpokládán při návrhu vypružení v této diplomové práci.

Dalším kritériem ovlivňujícím výběr pružiny je svislá tuhost pružiny, která následně ovlivňuje vlastní frekvence kmitání vozidla. U převážné většiny vzduchových pružin se pro stejný typ pružiny parametry pružin od různých výrobců liší jen minimálně. Praxe je taková,

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -29-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

že danému silovému zatížení pružiny odpovídá při určitém typu pružiny přibližně stejná tuhost u všech výrobců.

V případě vzduchového vypružení není rozhodujícím kritériem tuhost, ale vlastní frekvence kmitání. Na rozdíl například od pryžových pružin, kde se musí pomoci svisté tuhosti počítat sednutí zatěžované pružiny.

Na základě provedení hmotnostní bilance vozu a určení sil působících na jednotlivé stupně vypružení, resp. na jednotlivé pružiny (kapitola 3.1), byly vybrány následující vzduchové membránové pružiny (podrobné parametry pružin jsou uvedeny v příloze):

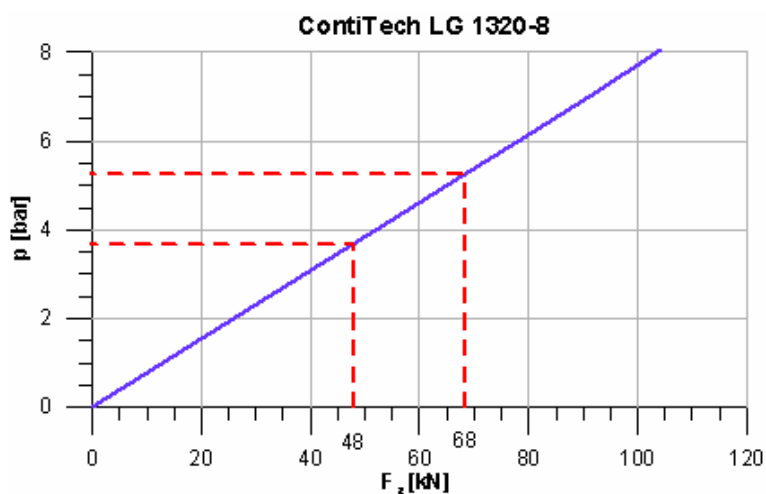
- ContiTech LG 1320-8 (**Graf 1, Graf 4**);
- ContiTech LG 2050-8 (**Graf 2, Graf 5**);
- CFM Schiller GRB 780 (**Graf 3, Graf 6**);

Všechny tři pružiny mají podobné parametry (viz následující grafy), pouze pružina ContiTech LG 2050-8 je určena pro vyšší silové zatížení, což znamená, že stejnému zatížení jako u zbylých dvou pružin bude odpovídat nižší tlak v pružině. To pro případ, že by při konstrukci nebylo možno v napájecím potrubí dosáhnout vyššího tlaku, což ovšem není tento případ..

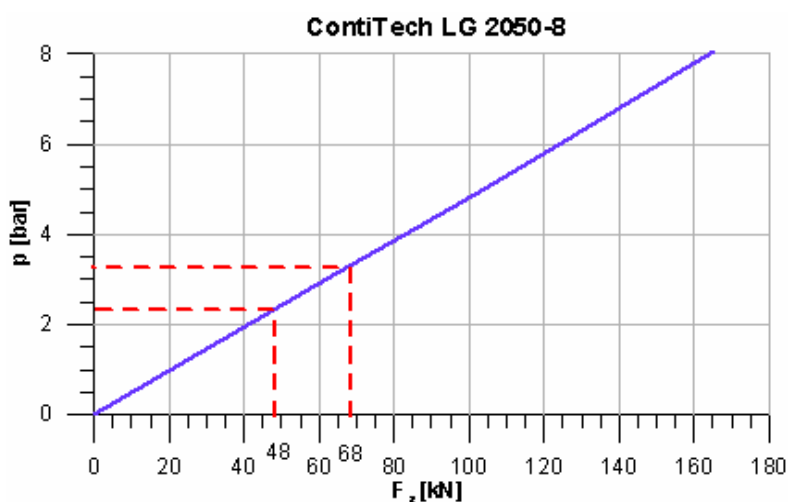
Aby bylo možné jednotlivé pružiny objektivně porovnat z hlediska vlastních frekvencí kmitání vozu je potřeba nejprve určit celkovou tuhost vypružení (k_c). Zatím však neznáme tuhost primárního stupně vypružení (k_l), budeme ji tedy muset odhadnout. Volíme přibližně v poměru doporučeném pro kovové vypružení, 2,5:1. I z odhadu tuhosti primárního vypružení je zřejmé, že hodnoty veličin, na základě kterých jednotlivé pružiny porovnáváme jsou pouze přibližné co do absolutní hodnoty. Porovnáváme-li však pružiny mezi sebou, zajímají nás relativní hodnoty a ty v tomto případě mají svoji vypovídající hodnotu. Přesný výpočet vypružení i s konkrétními hodnotami bude proveden v kapitole 3.5.

V následující grafech (**Graf 4, Graf 5 a Graf 6**) jsou zobrazeny funkční závislosti jednak tuhostí a také vlastních frekvencí kmitání na zatěžující síle. Pružiny porovnáváme na základě výsledné vlastní frekvence (f_c), kterou by vozidlo s danou vzduchovou pružinou kmitalo. Obecně se snažíme volit pružinu se kterou by se celková vlastní frekvence kmitání vozidla (v rozmezí zatěžující síly) pohybovala od 1 do 1,4 Hz. Jak je z grafů zřejmé, tak tuto podmínku by splnila pouze pružina GRB 780 firmy CFN Schiller (**Graf 6**). Vyšší hodnoty výsledných frekvencí (f_c) jsou však dány tuhostí primárního vypružení, která byla pouze odhadnuta a navíc je v celém spektru zatěžování konstantní.

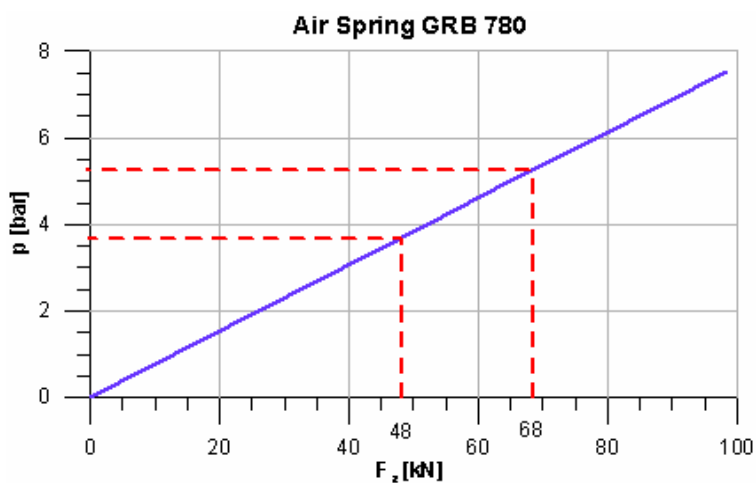
Volíme tedy pružinu s nejnižší vlastní frekvencí kmitání, což je pružina CFM Schiller GRB 780.



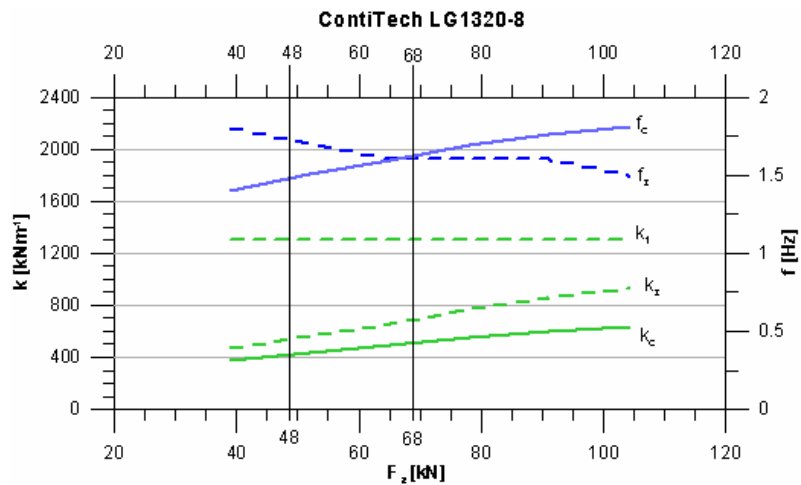
Graf 1 ContiTech LG 1320-8 funkční závislost tlaku v pružině na zatěžující síle



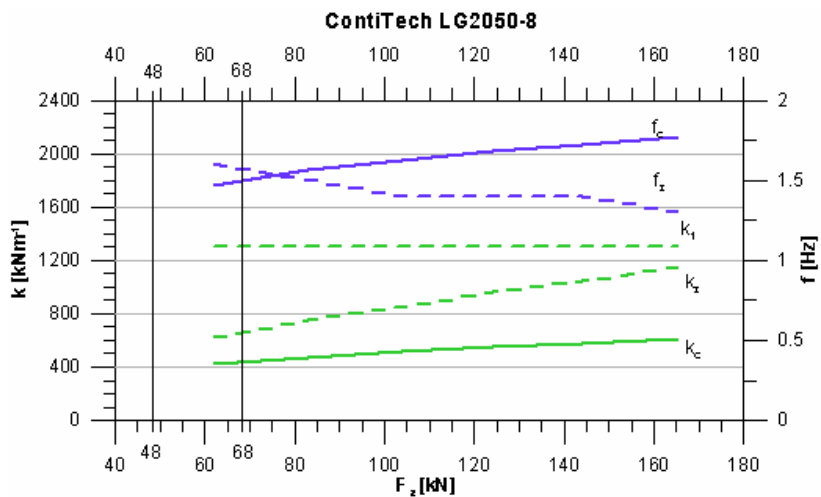
Graf 2 ContiTech LG 2050-8 funkční závislost tlaku v pružině na zatěžující síle



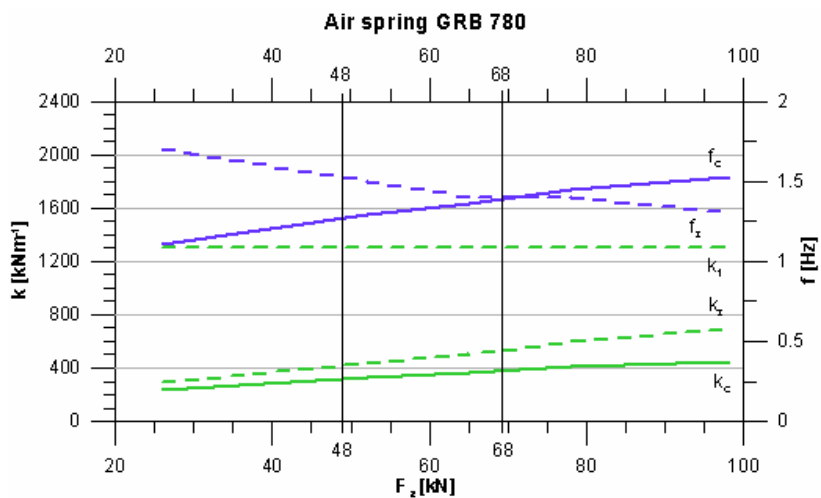
Graf 3 CFM Schiller GRB 780 funkční závislost tlaku v pružině na zatěžující síle



Graf 4 ContiTech LG 1320-8 funkční závislost tuhosti a frekvence na zatěžující síle



Graf 5 ContiTech LG 2050-8 funkční závislost tuhosti a frekvence na zatěžující síle



Graf 6 CFM Schiller GRB 780 funkční závislost tuhosti a frekvence na zatěžující síle

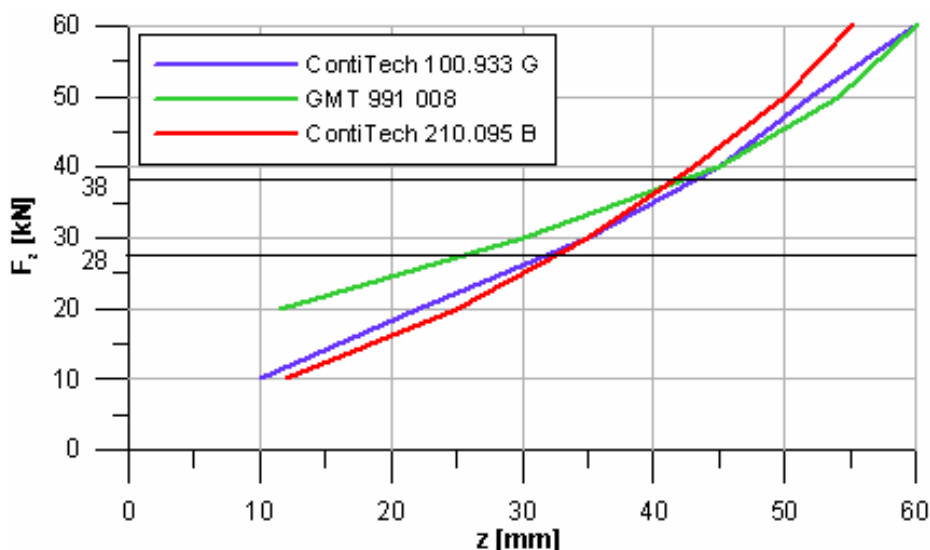
3.2.2. Studium pryžových pružin

Při volbě pryžových pružin do primárního stupně vypružení je rozhodujícím kritériem velikost zatěžující síly. Na základě vypočtené minimální a maximální síly, které budou na pružinu působit, vybereme z katalogu výrobce nejvhodnější pružinu. V případě, že výrobce nabízí více pružin pro stejné zatížení, lišících se pouze v hodnotách svislé, případně příčné a podélné tuhosti, ukázalo se výhodným volit spíše pružiny s nižší svislou tuhostí, čímž se zajistí snížení vlastní frekvence kmitání vozidla. Protože se však poddajnější pružina bude při stejném zatížení více deformovat, je nutné ve vlastním výpočtu vypružení kontrolovat sednutí pružiny pod užitečným zatížením a porovnávat jej s dovolenou hodnotou sednutí s ohledem na dodržení požadované výšky nárazníků.

Z katalogů firem ContiTech a GMT byly vybrány následující pružiny:

- ContiTech 210 095 B;
- ContiTech 100.933G;
- GMT 991 008;

Po porovnání parametrů jednotlivých pružin, zejména jejich tuhostí, se jeví jako nejvhodnější použití pružin ContiTech 210 095 B, jejichž tuhost umožňuje nejlepší využití možné užitečné deformace v primárním stupni vypružení.



Graf 7 Porovnání svislé tuhosti pryžových pružin

3.2.3. Návrh nouzové pružiny

Nouzové vypružení je nezbytné v situaci absence tlakového vzduchu v napájecím potrubí, kdy musí umožnit dojezd vozu do nejbližší stanice. Musí být navrženo tak, aby při

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -33-
---	------------------------	--------------------

jízdě na tomto vypružení byla zajištěna bezpečnost proti vykolejení a také nejnütnější jízdni komfort.

Pro nouzové vypružení byly navržené čtyři vypružené kluznice na podvozek, kdy mezi dva ocelové plechy (dosedací plochu a připevňovací plochu) je navulkanizován pryžový blok o rozměrech podle **Tab. 11**, vyrobený z pryže tvrdosti 45 °Sh.

Tab. 11 Rozměry pryžového bloku

Délka [mm]	140
Šířka [mm]	120
Výška [mm]	40

Na základě zvolených rozměrů se určí velikost zatěžované plochy pryžového bloku F_Z a plochy volného povrchu pryže F_V mezi navulkanizovanými ocelovými deskami.

$$F_Z = 16800 \text{ mm}^2, F_V = 20800 \text{ mm}^2$$

Dále se stanoví tvarový součinitel k_t podle vztahu

$$k_t = \frac{F_Z}{F_V} = \frac{16800}{20800} = 0,81. \quad (4)$$

Z grafu (v příloze) se odečte hodnota modulu pružnosti E odpovídající danému tvarovému součiniteli

$$E = 4,1 \text{ MPa}. \quad (5)$$

Zatěžující síla působící na jednu vypruženou kluznici bude poloviční než síla působící na vzduchovou pružinu. Tedy podle **Tab. 10**. bude platit pro prázdný a obsazený vůz

$$G_{2NP} = \frac{G_{2P}}{2} = \frac{48,36}{2} = 24,18 \text{ kN} \quad (6)$$

$$G_{2NZ} = \frac{G_{2Z}}{2} = \frac{68,18}{2} = 34,09 \text{ kN} \quad (7)$$

kde

G_{2NP} síla působící na jednu vypruženou kluznici při zatížení prázdným vozem

G_{2NZ} síla působící na jednu vypruženou kluznici při zatížení obsazeným vozem

G_{2P} síla působící na jednu vzduchovou pružinu při zatížení prázdným vozem

G_{2Z} síla působící na jednu vzduchovou pružinu při zatížení obsazeným vozem

Statické sednutí vypružené kluznice pod prázdným a obsazeným vozem bude

$$y_{2stNP} = \frac{G_{2NP} \cdot H}{F_Z \cdot E} = \frac{24,18 \cdot 40}{16800 \cdot 4,10} \cdot 10^3 = 14,04 \text{ mm} \quad (8)$$

$$y_{2stNZ} = \frac{G_{2NZ} \cdot H}{F_z \cdot E} = \frac{34,09 \cdot 40}{16800 \cdot 4,10} \cdot 10^3 = 19,80 \text{ mm} \quad (9)$$

Ze statického sednutí a velikosti zatěžující síly je možné určit svislé tuhosti pryžových bloků.

$$k_{svisP} = \frac{G_{2NP}}{y_{2stNP}} = \frac{24,18 \cdot 10^3}{14,04} = 1722,22 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (10)$$

$$k_{svisZ} = \frac{G_{2NZ}}{y_{2stNZ}} = \frac{34,09 \cdot 10^3}{19,80} = 1722,22 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (11)$$

Výsledná konstantní hodnota tuhosti je pouze přibližná. Ve skutečnosti by charakteristika vypružené kluznice byla progresivní a to z toho důvodu, že hodnota modulu pružnosti E není konstantní. Je funkcí tvarového součinitele k_t , jehož hodnota se postupným zatěžováním mění.

Určení příčných a podélných tuhostí pryžových bloků není nezbytné, jelikož se předpokládá, že dosedací plocha mezi vypruženou narážkou a hlavním příčnickem spodku vozu bude mazána a tedy by nemělo docházet k významnějšímu smykovému namáhání pryže.

3.2.4. Přehled parametrů vybraných pružin

V následující tabulce je uveden přehled parametrů pružin vybraných v předchozích kapitolách pro jednotlivé stupně vypružení. V primárním stupni vypružení jsou užity pryžokovové pružiny ContiTech 210.095 B, v sekundárním stupni vypružení vzduchové membránové pružiny výrobce CFM Schiller typ GRB 780 a jako nouzová pružina je použit pryžový blok navulkanizovaný na ocelové desce..

Tab. 12 Přehled pružin a jejich parametrů

Pružina	G_P [kN]	G_Z [kN]	k_{svisP} [N/mm]	k_{svisZ} [N/mm]	$k_{příčP}$ [N/mm]	$k_{příčZ}$ [N/mm]
ContiTech 210.095 B	25	40	1000	1300	3100	4300
GRB 780	48	68	425	500	230	250
Nouzová pružina	24	34	1722	1722	-	-

3.3. Ověření funkčnosti dvoustupňového vypružení

Aby bylo dvoustupňové vypružení kolejového vozidla optimálně funkční, je třeba co možná nejpřesněji dodržet následující kritéria:

- poměr jednou a dvakrát vypružených hmotností
- poměr tuhostí primárního a sekundárního stupně vypružení
- optimální tlumicí konstanty hydraulického tlumení

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -35-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

Pokud jde o rozdělení hmotnosti mezi jednou a dvakrát vypružené části, obecně se doporučuje, aby hmotnost jedenkrát vypružené hmoty byla přibližně 15 ~ 20 % hmotnosti dvakrát vypružené hmoty. Toto doporučení je bez větších komplikací splnitelné u čtyřnápravových vozů, kde vychází obecně hmotnější podvozek. V případě dvounápravových vozů s jednonápravovými podvozky je situace složitější, právě kvůli lehčím jednonápravovým podvozkům. Navíc rozdělení hmotnosti vyplývá ze zvolené koncepce vozu a konstruktér prakticky nemá možnosti do jejich poměru zasahovat.

Pokud jde o tuhosti vypružení, výsledky simulačních výpočtů vyznívají v tom smyslu, že přibližně od hodnoty poměru $\frac{k_1}{k_2} = 2,3$ platné pro harmonické buzení, je vhodné přistupovat k vyššímu poměru $\frac{k_1}{k_2} \geq 2,5$ při buzení stochastickém [2].

Následující výpočet analyzuje reálně užitě tuhosti v jednotlivých stupních vypružení a to formou statických sednutí.

Statické sednutí v primárním stupni vypružení se pro prázdný vůz určí podle vztahu

$$y_{1stP} = \frac{G_{1P}}{k_{1CP}} = \frac{211111}{8000} = 26,39 \text{ mm} \quad (12)$$

a pro obsazený vůz

$$y_{1stZ} = \frac{G_{1Z}}{k_{1CZ}} = \frac{290376}{10400} = 27,92 \text{ mm} . \quad (13)$$

G_{1P} -tíha prázdného vozu působící na primární stupeň vypružení

G_{1Z} -tíha obsazeného vozu působící na primární stupeň vypružení

k_{1CP} -celková tuhost primárního stupně vypružení u prázdného vozu

k_{1CZ} -celková tuhost primárního stupně vypružení u obsazeného vozu

V případě použití vzduchových pružin se neurčuje statické sednutí, ale tzv. zdánlivé statické sednutí, což je teoretické sednutí, jaké by měla vzduchová pružina kdyby nebyla regulována. Tedy s rostoucím zatížením by se nezvyšoval tlak v pružině.

Pro prázdný vůz se zdánlivé statické sednutí sekundárního stupně vypružení určí podle vztahu

$$y_{2stP} = \frac{G_{2P}}{k_{2CP}} = \frac{193453,2}{1700} = 113,80 \text{ mm} \quad (14)$$

a pro obsazený vůz

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -36-
--	------------------------	--------------------

$$y_{2stZ} = \frac{G_{2Z}}{k_{2CZ}} = \frac{272718}{2000} = 136,36 \text{ mm} . \quad (15)$$

G_{2P} -tíha prázdného vozu působící na sekundární stupeň vypružení

G_{2Z} -tíha obsazeného vozu působící na sekundární stupeň vypružení

k_{2CP} -celková tuhost sekundárního stupně vypružení u prázdného vozu

k_{2CZ} -celková tuhost sekundárního stupně vypružení u obsazeného vozu

Poměry sednutí jednotlivých stupňů vypružení pro prázdný a obsazený vůz jsou

$$\frac{y_{1stP}}{y_{2stP}} = \frac{26,39}{113,80} = \frac{1}{4,31} , \quad (16)$$

$$\frac{y_{1stZ}}{y_{2stZ}} = \frac{27,92}{136,36} = \frac{1}{4,88} . \quad (17)$$

Výsledné poměry sednutí ukazují na značnou tuhost primárního stupně vypružení vůči sekundárnímu. Příčinou je použití tvrdých pryžokovových pružin v kombinaci s poměrně měkkými vzduchovými pružinami.

Hodnota poměru tuhostí $\frac{k_1}{k_2} = 5$ je tedy z hlediska optimální funkčnosti vypružení přijatelná.

3.4. Rozvaha svislých poloh vozové skříně s ohledem na dovolený rozsah výšek nárazníků

Jak bylo zmíněno v kapitole 3.2, dodržení předepsaného rozsahu výšky středů nárazníků je jeden z požadavků při návrhu svislého vypružení kolejového vozidla.

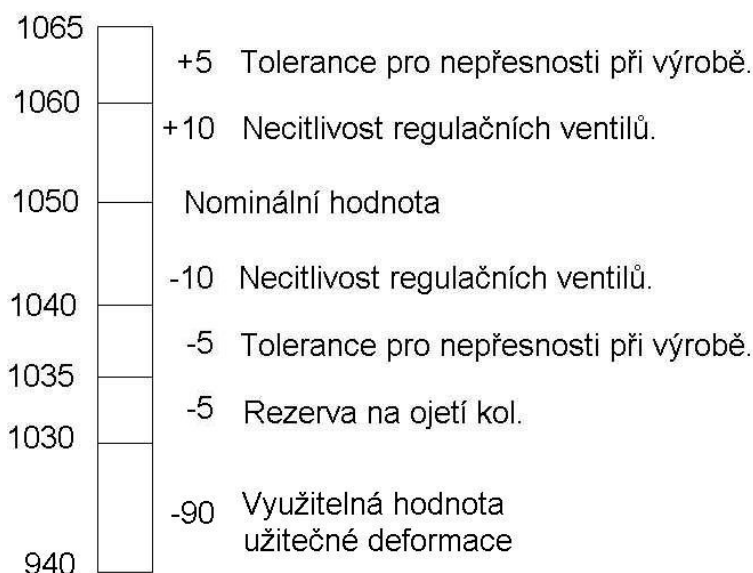
Aby byl vůz připuštěn do provozu, nesmí výška středů nárazníků nad TK, zjišťovaná u vozu stojícího v klidu na vodorovné koleji, být větší než 1065 mm a menší než 940 mm (u vozů bez přechodových můstků). Dolní mez nesmí být podkročena ani při největším dovoleném zatížení vozu a při největším dovoleném opotřebení částí majících vliv na výšku nárazníků [1].

Při užití vzduchového vypružení se požaduje, aby i u vozu s poruchou vzduchového vypružení a při maximálním zatížení nebyla podkročena dolní mez výšky nárazníků.

Nominální výška středů nárazníků byla, na základě rozvahy výšek středů nárazníků, stanovena na 1050 mm s tím, že se uvažuje s tolerancemi ± 5 mm vyplývajícími z nepřesností při výrobě skříně a při seřizování vypružení na kolové váze, dále ± 10 mm pro necitlivost regulačních ventilů sekundárního vypružení a 5 mm je uvažovaná rezerva na ojetí kol a

opotřebení částí majících vliv na výšku nárazníků v období do dalšího výškového stavění vozu.

Rozvaha svislých dispozic v poloze středů nárazníků u prázdného vozu s novými koly je na následujícím obrázku (**Obr. 8**).



Obr. 8 Rozvaha výšek středů nárazníků

Minimální výška středů nárazníků je pro vůz bez přechodových můstků 940 mm. Využitelná hodnota užitečné deformace vypružení tedy bude

$$1030 \text{ mm} - 940 \text{ mm} = 90 \text{ mm} .$$

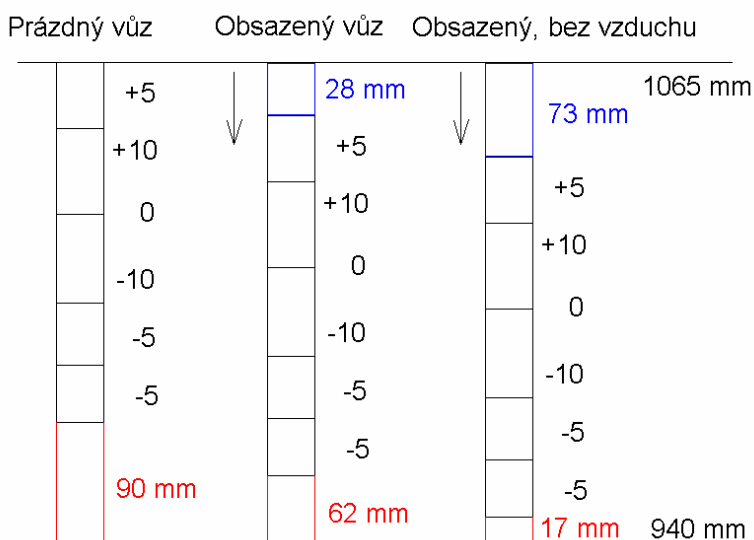
Část z této využitelné hodnoty se použije pro statické sednutí pružin (od zatížení) v primárním stupni vypružení a část pro statické sednutí pružin v sekundárním stupni vypružení, kde je však třeba uvažovat nejnepříznivější situaci, kdy vůz bude bez tlakového vzduchu v napájecím potrubí a tedy skříň vozu bude uložena na nouzovém vypružení (podrobněji řešeno v kapitole 3.5.4.).

Hodnota maximálního statického sednutí pružin v primárním stupni vypružení je 28 mm (kapitola 3.5.4, **Tab. 15**) a v sekundárním stupni vypružení 46 mm (kapitola 3.7.2, **Tab. 22**). Těchto 46 mm se celých využije pro statické sednutí pouze za situace vozidla na nouzovém vypružení. V případě funkčního vzduchového vypružení je pro statické sednutí využíváno pouze 10 mm a to v rámci necitlivosti regulačních ventilů.

Tab. 13 Hodnoty maximálního sednutí ve vypružení

Primární stupeň vypružení	28 mm
Sekundární stupeň vypružení	46 mm
Celková deformace vypružení	74 mm
Využitelná deformace	90 mm

Na **Obr. 9** je zobrazena rozvaha svislých poloh středů nárazníků (vychází z **Obr. 8**) při různých stavech zatížení vozu, která dokazuje splnění podmínky minimální požadované výšky středů nárazníků. Modře označené hodnoty představují hodnotu celkového statického sednutí pro dané zatížení, zatímco červeně označené hodnoty představují využitelnou zbytkovou statickou deformaci s ohledem na požadovanou minimální výšku nárazníků.



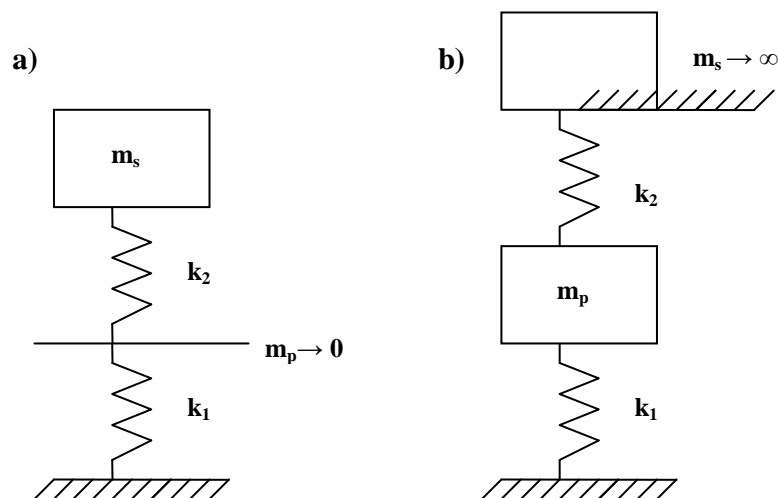
Obr. 9 Průkaz vyhovění požadované výšce středů nárazníků

3.5. Vlastnosti vozu při funkčním vzduchovém vypružení

3.5.1. Vlastní frekvence svislých posuvných kmitů

Na základě znalosti tuhostí jednotlivých pružin (**Tab. 12**) a hmotností jednotlivých částí vozu (**Tab. 8, Tab. 9**) je možné určit vlastní frekvence svislých posuvných kmitů skříně. Optimální hodnota první vlastní frekvence je v rozsahu 1 ~ 1,4 Hz. Frekvence nižší způsobují u cestujících nevolnost a frekvence vyšší pak zvyšují únavu. Druhá vlastní frekvence by se měla nacházet mimo oblast ohybových kmitů skříně, které se předpokládají pro dvounápravový vůz s rozvorem 9 m kolem hodnoty 15 Hz.

K řešení vlastních frekvencí se použijí následující zjednodušené vztahy odvozené ve [2], kdy při výpočtu první vlastní frekvence (resp. vlastní frekvence 1. tvaru kmitání, který odpovídá souhlasnému kmitání obou hmot) se zanedbává hmotnost podvozku a uvažuje se sériové řazení pružin primárního a sekundárního stupně vypružení (**Obr. 10a**). Pro výpočet druhé vlastní frekvence (resp. vlastní frekvence 2. tvaru kmitání, která odpovídá protisměrnému kmitání obou hmot) se počítá pouze s hmotností podvozku (skříně vozu se uvažuje jakoby vetknutá) a řazení pružin se uvažuje paralelně (**Obr. 10b**).



Obr. 10 Modely soustavy o dvou stupních volnosti

První vlastní frekvence pro prázdný vůz tedy bude

$$f_{1P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ZP} \cdot 10^3}{2m_{SP}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1402062}{19320}} = 1,34 \text{ Hz} \quad (18)$$

a pro obsazený

$$f_{1Z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ZZ} \cdot 10^3}{2m_{SZ}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1677419}{27800}} = 1,24 \text{ Hz}, \quad (19)$$

k_{ZP} - svislá tuhost celého vypružení prázdného vozu [N/mm]

k_{ZZ} - svislá tuhost celého vypružení obsazeného vozu [N/mm]

$2m_{SP}$ - hmotnost skříně prázdného vozu [kg] (podle **Tab. 2**)

$2m_{SZ}$ - hmotnost skříně obsazeného vozu [kg] (podle **Tab. 2**)

přičemž platí (podle **Tab. 12**)

$$k_{ZP} = \frac{8 \cdot k_{1svisP} \cdot 4 \cdot k_{2svisP}}{8 \cdot k_{1svisP} + 4 \cdot k_{2svisP}} = \frac{8000 \cdot 1700}{8000 + 1700} = 1402,06 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (20)$$

$$k_{ZZ} = \frac{8 \cdot k_{1svisZ} \cdot 4 \cdot k_{2svisZ}}{8 \cdot k_{1svisZ} + 4 \cdot k_{2svisZ}} = \frac{10400 \cdot 2000}{10400 + 2000} = 1677,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (21)$$

Druhé vlastní frekvence pro prázdný a obsazený vůz budou

$$f_{2P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{OP} \cdot 10^3}{m_p}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4850 \cdot 10^3}{1200}} = 10,12 \text{ Hz}, \quad (22)$$

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -40-
--	------------------------	--------------------

$$f_{2z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{OZ} \cdot 10^3}{m_p}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6200 \cdot 10^3}{1200}} = 11,30 \text{ Hz} , \quad (23)$$

k_{OP} - tuhost celého vypružení prázdného vozu na jeden podvozek [N/mm]

k_{OZ} - tuhost celého vypružení obsazeného vozu na jeden podvozek [N/mm]

m_p - hmotnost podvozku [kg] (podle **Tab. 2**)

příčemž platí (**Tab. 12**)

$$k_{OP} = 4 \cdot k_{1sviSP} + 2 \cdot k_{2sviSP} = 4000 + 850 = 4850 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} , \quad (24)$$

$$k_{OZ} = 4 \cdot k_{1sviSZ} + 2 \cdot k_{2sviSZ} = 5200 + 1000 = 6200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} . \quad (25)$$

Obě první vlastní frekvence vyhovují dovolenému rozsahu, tedy nacházejí se v rozmezí hodnot 1 ~ 1,4 Hz a druhé vlastní frekvence jsou bezpečně mimo oblast předpokládaných ohybových kmitů skříně (15 Hz).

3.5.2. Příčné vypružení

Tuhost příčného vypružení by měla být úměrná zatížení, což splňuje progresivní charakteristika pneumatických i pryžových pružin. Pryžové pružiny v primárním stupni vypružení však ovlivňují příčné vypružení jen minimálně. Jejich tuhost v příčném směru je několikanásobně vyšší než u pružin pneumatických a tedy téměř celé příčné vypružení je realizováno vzduchovými pružinami ve druhém stupni vypružení..

Relativní tuhost příčného vypružení lze porovnat pomocí tzv. ekvivalentní délky závěsu. Ta se pro komfortní měkké vypružení doporučuje 0,5 m.

Ekvivalentní délka závěsu pro prázdný vůz se vypočte podle vztahu

$$l_{ekvP} = \frac{2m_{SP} \cdot 9,81}{k_{YP} \cdot 10^3} = \frac{19320}{887092} = 0,22 \text{ m} \quad (26)$$

a pro obsazený vůz

$$l_{ekvZ} = \frac{2m_{SZ} \cdot 9,81}{k_{YZ} \cdot 10^3} = \frac{27800}{971751} = 0,28 \text{ m} , \quad (27)$$

k_{YP} - příčná tuhost celého vypružení prázdného vozu [N/mm]

k_{YZ} - příčná tuhost celého vypružení obsazeného vozu [N/mm]

$2m_{SP}$ - hmotnost skříně prázdného vozu [kg]

$2m_{SZ}$ - hmotnost skříně obsazeného vozu [kg]

příčemž platí

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -41-
--	------------------------	--------------------

$$k_{YP,Z} = \frac{k_{1YP,Z} \cdot k_{2YP,Z}}{k_{1YP,Z} + k_{2YP,Z}} \quad (28)$$

Hodnoty ekvivalentní délky závěsu vcházejí poněkud nižší, než je doporučených 500 mm, což však má v případě regionálního vozidla, provozovaného na tratích se zhoršenou geometrickou polohou koleje, opodstatnění. Zamezí se častému doléhání na příčné nárazky mezi podvozkem a skříní.

3.5.3. Svislé dynamické přetížení

Hodnota svislého dynamického přetížení je potřebná pro stanovení maximálního dynamického sednutí pružin, ze které se následně přičtením maximálního statického sednutí pružin určí svislá vzdálenost nárazky (v primárním stupni vypružení) a kluznice (v sekundárním stupni).

Svislé dynamické přetížení se liší pro části vozu nevypružené K_0 , jednou vypružené K_1 , či dvakrát vypružené K_2 a určí se podle vztahu

$$K_{0,1,2} = a + b \cdot \frac{0,1 \cdot V}{F}, \quad (29)$$

kde

a konstanta závislá na počtu vypružení

$a = 0,15$ pro části nevypružené s výjimkou dvojkolí

$a = 0,10$ pro části jednou vypružené

$a = 0,05$ pro části dvakrát vypružené

b konstanta respektující počet náprav v podvozků

$b = 1$ pro případ jednonápravových podvozků

V rychlost vozidla pro kterou se svislé dynamické přetížení určuje ($V = 100$ km/h)

F součet statického sednutí pružin všech stupňů vypružení od stavu volná pružina do stavu zatížená tím zatížením vozidla, pro které se zjišťuje svislé dynamické přetížení

Pro určení celkového statického sednutí pružin v obou stupních vypružení, potřebného při výpočtu svislého dynamického přetížení, se použijí hodnoty statického (resp. zdánlivého statického) sednutí z kapitoly 3.3, vztahy (12), (13), (14) a (15).

Tedy celkové statické sednutí pružin pro prázdný a obsazený vůz je

$$F_P = y_{1stP} + y_{2stP} = 26,39 + 113,80 = 140,19 \text{ mm} \quad (30)$$

$$F_Z = y_{1stZ} + y_{2stZ} = 27,92 + 136,36 = 164,28 \text{ mm} \quad (31)$$

Dosažením do vztahu (29) se obdrží výsledné hodnoty svislého dynamického přetížení, které jsou uvedeny v **Tab. 14**.

Tab. 14 Hodnoty svislého dynamického přetížení

	K₀	K₁	K₂
Prázdný	0.2213	0.1713	0.1213
Obsazený	0.2109	0.1609	0.1109

Na základě známých hodnot svislého dynamického přetížení je možné určit dynamické sednutí pružin při zatížení prázdným a obsazeným vozem.

$$y_{1dynP} = K_{1P} \cdot y_{1stP} = 0,1713 \cdot 26,39 = 4,52 \text{ mm} \quad (32)$$

$$y_{1dynZ} = K_{1Z} \cdot y_{1stZ} = 0,1609 \cdot 27,92 = 4,49 \text{ mm} \quad (33)$$

$$y_{2dynP} = K_{2P} \cdot y_{2stP} = 0,1213 \cdot 113,80 = 13,81 \text{ mm} \quad (34)$$

$$y_{2dynZ} = K_{2Z} \cdot y_{2stZ} = 0,1109 \cdot 136,36 = 15,12 \text{ mm} \quad (35)$$

3.5.4. Sednutí ve vypružení při funkčním vzduchovém vypružení

Hodnoty celkového sednutí (statického i dynamického) v jednotlivých stupních vypružení tvoří vstupní informaci pro následné určení svislých vůlí na nárazky. Uvažuje se maximální statické i dynamické sednutí, tedy sednutí při obsazeném voze.

U vzduchového vypružení se uvažuje, s ohledem na udržování prakticky konstantní výšky pružiny, maximální sednutí jako hodnota necitlivosti regulačního ventilu a na ni superponovaná hodnota maximálního dynamického sednutí.

Konkrétní hodnoty sednutí jsou uvedeny v **Tab. 15**.

Tab. 15 Hodnoty maximálního sednutí v jednotlivých stupních vypružení

Stupeň vypružení	Označení	Prázdný	Obsazený
Primární	y_{1st} [mm]	26.39	27.92
	y_{1dyn} [mm]	4.52	4.49
	y_{1celk} [mm]	30.91	32.41
Sekundární	y_{2st} [mm]	±10	±10
	y_{2dyn} [mm]	13.81	15.12
	y_{2celk} [mm]	23.81	25.12

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -43-</p>
--	-------------------------------	---------------------------

3.5.5. Bezpečnost proti vykolejení

Pro určování bezpečnosti proti vykolejení u kolejového vozidla jsou v současnosti uznávány dva přístupy. Jednak měření reálných vodicích (Y) a kolových (Q) sil při jízdě vozidla a dále určování vodicích a kolových sil pomocí simulace jízdy vozidla po koleji..

Měření reálných vodicích a kolových sil se provádí až u hotového vozidla, při jízdě zkoušce, kdy se z dvojkolí v čase snímají (případně pomocí různých algoritmů přepočítávají) hodnoty vodicích a kolových sil. A z těchto hodnot se následně určí výsledná bezpečnost proti vykolejení. Tímto způsobem zjištěná bezpečnost proti vykolejení se nedá nahradit žádným jednodušším výpočtem a každé nové vozidlo musí tuto zkoušku podstoupit. Zkouška se provádí pomocí měrného dvojkolí, které musí být instalováno na vozidlo.

Z výpočtových metod je nejprůkaznější metoda simulace jízdy vozidla po reálné koleji. Jedná se v podstatě o jistý typ matematizace jízdy kolejového vozidla, kdy se nejprve vytvoří fyzikální model vozidla, který se následně matematicky popíše. Dále se simuluje jízda po reálné koleji a zjišťuje se chování namodelovaného vozidla a zejména velikosti vodicích a kolových sil. Tato metoda doznává v poslední době velkého uznání a to zejména proto, že se ukazuje, že výsledky simulačních výpočtů jsou téměř shodné s hodnotami naměřenými při jízdě zkoušce na reálném vozidle.

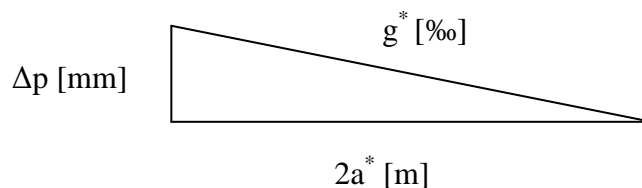
Při použití dalších jednodušších metod nejsou výsledné hodnoty obdržené při výpočtu průkazné, jsou pouze přibližné. Jako nejhodnotnější z přibližných metod se pro použití v této diplomové práci jeví metoda výpočtu změny kolových sil při postavení vozidla na zborcené koleji podle metodiky VÚKV. Kdy ze zkušeností pracovníků VÚKV by při postavení vozidla na zborcené koleji, odpovídající meznímu zborcení, měla mít zbytková svislá kolová síla na nejvíce odlehčeném kole hodnotu minimálně 50 % hodnoty nominální statické kolové síly.

Z vyhlášky UIC č. 515 vyplývá, že bezpečnost proti vykolejení při superpozici nerovností koleje by měla být zaručena při následujícím mezním zborcení (pro dvounápravový vůz pouze na bázi otočných čepů) [1]

$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2,0 = \frac{15}{9} + 2,0 = 3,67 \text{ ‰} . \quad (36)$$

Z hodnoty mezního zborcení lze určit výškovou nerovnost Δp udanou výškou čtvrtého dotykového bodu (styk kola s kolejnicí) nad rovinou tvořenou zbývajícími třemi dotykovými body (podle *Obr. 11*).

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -44-
---	------------------------	--------------------



Obr. 11 Určení výškové nerovnosti Δp

$$\Delta p = \frac{g^*}{1000} \cdot 2a^* = \frac{3,67}{1000} \cdot 9 = 33 \text{ mm} \quad (37)$$

Na základě znalosti hodnoty výškové nerovnosti je možné stanovit změnu kolové síly ΔQ pro prázdný a obsazený vůz podle následujících vztahů odvozených v [1].

$$\Delta Q_P = \frac{1}{4} \cdot \frac{k_{ZP}}{4} \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{2w}{2s}\right)^2 = \frac{1}{16} \cdot 1402 \cdot 33 \cdot \left(\frac{2000}{1500}\right)^2 = 5,14 \text{ kN}, \quad (38)$$

$$\Delta Q_Z = \frac{1}{4} \cdot \frac{k_{ZZ}}{4} \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{2w}{2s}\right)^2 = \frac{1}{16} \cdot 1677 \cdot 33 \cdot \left(\frac{2000}{1500}\right)^2 = 6,15 \text{ kN}, \quad (39)$$

kde

k_{ZP} celková svislá tuhost vypružení prázdného vozu [N/mm]

k_{ZZ} celková svislá tuhost vypružení obsazeného vozu [N/mm]

Hodnota nominální statické kolové síly pro prázdný a obsazený vůz je

$$Q_{0P} = \frac{M_P}{4} \cdot 9,81 = \frac{23,62}{4} \cdot 9,81 = 57,93 \text{ kN}, \quad (40)$$

$$Q_{0Z} = \frac{M_Z}{4} \cdot 9,81 = \frac{32,10}{4} \cdot 9,81 = 78,83 \text{ kN}. \quad (41)$$

V následující tabulce je uvedeno porovnání kolových sil a to hodnot nominálních kolových sil (Q_0), limitních kolových sil ($limQ_0$), změny kolových (ΔQ) sil a také procentuální vyjádření hodnoty zbytkové kolové síly ($\%Q_0$) na zborcené koleji při mezním zborcení.

Hodnota zbytkové kolové síly se určuje porovnáním změny kolové síly s limitní hodnotou kolové síly, přičemž limitní hodnota kolové síly vyjadřuje nejnepříznivější situaci největší možné odchylky v zatížení kol při seřizování na kolové váze. Podle [1] je největší přípustná hodnota pro osobní vůz $\pm 8\%$. Nejnepříznivější je situace, kdy je kolo odlehčeno o hodnotu maximální odchylky.

Tab. 16 Porovnání kolových sil

	Q₀ [kN]	limQ₀ [kN]	ΔQ [kN]	%Q₀ [%]
Prázdný vůz	57.93	53.29	5.14	90.35
Obsazený vůz	78.73	72.43	6.15	91.51

Změna kolových sil jak u prázdného, tak u obsazeného vozu odpovídá přibližně 9 % hodnoty nominálních kolových sil a tedy je splněna podmínka, že hodnota zbytkové kolové síly musí být větší než 50 % hodnoty nominální statické kolové síly.

Je tedy možno konstatovat, že vozidlo je z hlediska bezpečnosti na zborcené koleji s mezním zborcením bezpečné.

3.6. Vlastnosti vozu při nefunkčním vzduchovém vypružení

V situaci, kdy dojde k poruše vzduchového vypružení, je vozidlová skříň nesena na podvozcích pomocí 8 vypružených kluznic, které jsou vypružené z důvodu zajištění alespoň minimální poddajnosti sekundárního stupně vypružení. V nouzovém režimu je totiž třeba zajistit v první řadě požadovanou bezpečnost proti vykolejení, ale také nejnutnější komfort cestujících pro dojetí do nejbližší stanice, kde se vůz odstaví. Splnění obou podmínek by v případě s absolutně tuhým uložením ve druhém stupni vypružení (v kombinaci s poměrně tuhými pryžokovovými pružinami) nebylo možné zajistit.

3.6.1. Vlastní frekvence svislých posuvných kmitů

Pro určení vlastních frekvencí posuvných kmitů vozidla jedoucího na nouzovém vypružení se použijí vztahy (18), (19), (22) a (23) z kapitoly 3.5.1, které je dále třeba upravit v tom smyslu, že v sekundárním stupni vypružení se dosadí hodnoty tuhostí pro nouzovou pružinu a počítá se s osmi nouzovými pružinami.

První vlastní frekvence pro prázdný a obsazený vůz se určí

$$f_{1P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ZP} \cdot 10^3}{2m_{SP}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5060985}{19320}} = 2,44 \text{ Hz}, \quad (42)$$

$$f_{1Z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{ZZ} \cdot 10^3}{2m_{SZ}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5926142}{27800}} = 2,25 \text{ Hz}, \quad (43)$$

přičemž platí (podle **Tab. 12**)

$$k_{ZP} = \frac{8 \cdot k_{1svisP} \cdot 8 \cdot k_{NsvisP}}{8 \cdot k_{1svisP} + 8 \cdot k_{NsvisP}} = \frac{8000 \cdot 13776}{8000 + 13776} = 5060,98 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (44)$$

$$k_{ZZ} = \frac{8 \cdot k_{1svisZ} \cdot 8 \cdot k_{NsvisZ}}{8 \cdot k_{1svisZ} + 8 \cdot k_{NsvisZ}} = \frac{10400 \cdot 13776}{10400 + 13776} = 5926,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (45)$$

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -46-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

Druhé vlastní frekvence pro prázdný a obsazený vůz

$$f_{2P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{OP} \cdot 10^3}{m_p}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{10888 \cdot 10^3}{1200}} = 14,47 \text{ Hz}, \quad (46)$$

$$f_{2Z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{OZ} \cdot 10^3}{m_p}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12088 \cdot 10^3}{1200}} = 15,60 \text{ Hz}, \quad (47)$$

přičemž platí (podle **Tab. 12**)

$$k_{OP} = 4 \cdot k_{1svisP} + 4 \cdot k_{NsvisP} = 4000 + 6888 = 10888 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (48)$$

$$k_{OZ} = 4 \cdot k_{1svisZ} + 4 \cdot k_{NsvisZ} = 5200 + 6888 = 12088 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (49)$$

Podle hodnot prvních vlastních frekvencí je zřejmé, že komfort cestování v případě jízdy vozidla s poruchou vzduchového vypružení bude velice zhoršen. To je způsobeno tvrdým sekundárním stupněm vypružení, ale z důvodu toho, že vůz v případě poruchy není schopen dalšího provozu a musí být odstaven v nejbližší stanici, není potřeba se touto problematikou (laděním první vlastní frekvence) významněji zabývat. Navíc nalezení řešení by bylo velice obtížné.

Druhé vlastní frekvence se však nacházejí v oblasti předpokládaných ohybových kmitů skříně vozidla. Zde by bylo nejprve nutné provést podrobnou analýzu, včetně stanovení přesné oblasti frekvencí ohybových kmitů skříně. A na základě této analýzy navrhnout určitá opatření. Ovšem za předpokladu, že situace jízdy vozidla na nouzovém vypružení by prakticky neměla nastat a v případě, že nastane, tak pouze na krátkou dobu, není nezbytně nutné tuto otázku řešit.

3.6.2. Příčné vypružení

Při jízdě vozu na nouzovém vypružení je příčná tuhost sekundárního stupně vypružení prakticky nulová, což je dáno skutečností, že nouzové vypružení je řešeno na principu kluznic, které jsou mazané a tedy součinitel tření mezi skříní vozu a kluznicemi je minimální. A protože příčná tuhost je jedním z ukazatelů komfortu cestování, který při jízdě na nouzovém vypružení není prioritní, není potřeba určovat konkrétní hodnoty.

3.6.3. Svislé dynamické přetížení

Pro výpočet svislého dynamického přetížení podle vztahu (29) uvedeného v kapitole 3.5.3, je třeba nejprve určit celkové statické sednutí pružin v obou stupních vypružení. Statické sednutí v primárním stupni vypružení bude stejné jako pro případ jízdy vozu s funkčním vzduchovým vypružením (kapitola 3.3, vztahy (12) a (13))

$$y_{1stP} = 26,39 \text{ mm}, \quad y_{1stZ} = 27,92 \text{ mm}.$$

Statické sednutí nouzové pružiny, která je tvořena navulkanizovaným pryžovým blokem, bylo řešeno v kapitole 3.2.3, vztahy (8) a (9)

$$y_{2stNP} = 14,04 \text{ mm} , y_{2stNZ} = 19,80 \text{ mm} .$$

Tedy celkové sednutí pro prázdný a obsazený vůz bude

$$F_P = y_{1stP} + y_{2stNP} = 26,39 + 14,04 = 40,43 \text{ mm} , \quad (50)$$

$$F_Z = y_{1stZ} + y_{2stNZ} = 27,92 + 19,80 = 47,72 \text{ mm} . \quad (51)$$

Dosažením do vztahu (29) se obdrží hodnoty svislého dynamického přetížení pro prázdný a obsazený vůz, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 17 Hodnoty svislého dynamického přetížení pro jízdu na nouzovém vypružení

	K₀	K₁	K₂
Prázdný	0,3973	0,3473	0,2973
Obsazený	0,3596	0,3096	0,2596

Na základě zjištěných hodnot svislého dynamického přetížení je možné určit dynamické sednutí pružin při zatížení prázdným a obsazeným vozem.

$$y_{1dynP} = K_{1P} \cdot y_{1stP} = 0,3473 \cdot 26,39 = 9,17 \text{ mm} , \quad (52)$$

$$y_{1dynZ} = K_{1Z} \cdot y_{1stZ} = 0,3096 \cdot 27,92 = 8,64 \text{ mm} , \quad (53)$$

$$y_{2dynP} = K_{2P} \cdot y_{2stNP} = 0,2973 \cdot 14,04 = 4,18 \text{ mm} , \quad (54)$$

$$y_{2dynZ} = K_{2Z} \cdot y_{2stNZ} = 0,2596 \cdot 19,80 = 5,14 \text{ mm} . \quad (55)$$

3.6.4. Sednutí ve vypružení při nefunkčním vzduchovém vypružení

Celkové sednutí pružin v primárním stupni vypružení u vozu jedoucího na nouzovém vypružení (**Tab. 18**) vychází poněkud vyšší než v situaci vozu s funkčním vzduchovým vypružením (**Tab. 21**), což je způsobeno vyšší hodnotou svislého dynamického přetížení.

Celkové sednutí v sekundárním stupni vypružení za situace jízdy vozidla na nouzovém vypružení je tvořeno statickým sednutím pryží vypružených kluznic a odpovídajícím dynamickým sednutím (**Tab. 18**).

Tab. 18 Hodnoty maximálního sednutí v jednotlivých stupních vypružení

Stupeň vypružení	Označení	Prázdný	Obsazený
Primární	y_{1st} [mm]	26,39	27,92
	y_{1dyn} [mm]	9,17	8,64
	y_{1celk} [mm]	35,55	36,56
Sekundární	y_{2st} [mm]	14,04	19,80
	y_{2dyn} [mm]	4,18	5,14
	y_{2celk} [mm]	18,22	24,94

3.6.5. Bezpečnost proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení v situaci jízdy vozu na nouzovém vypružení se určí obdobně jako v kapitole 3.5.5. Tedy stanoví se změna kolové síly při mezním zborcení koleje a předpokládá se (podle metodiky VÚKV), že vozidlo bude bezpečné proti vykolejení v případě, že zbytková hodnota kolové síly bude minimálně 50 % hodnoty nominální svíslé kolové síly.

Hodnoty mezního zborcení na bázi otočných čepů g^* a z něj odvozená výšková nerovnost Δp budou shodné s hodnotami z kapitoly 3.5.5 (vztahy (36) a (37)).

$$g^* = 3,67 \text{ ‰} , \Delta p = 33 \text{ mm} .$$

Změna kolové síly se určí se určí ze vztahů

$$\Delta Q_P = \frac{1}{4} \cdot \frac{k_{ZP}}{4} \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 = \frac{1}{16} \cdot 5060 \cdot 33 \cdot \left(\frac{2000}{1500} \right)^2 = 18,56 \text{ kN} , \quad (56)$$

$$\Delta Q_Z = \frac{1}{4} \cdot \frac{k_{ZZ}}{4} \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 = \frac{1}{16} \cdot 5926 \cdot 33 \cdot \left(\frac{2000}{1500} \right)^2 = 21,73 \text{ kN} , \quad (57)$$

kde

k_{ZP} celková svíslá tuhost vypružení prázdného vozu (řešeno v kapitole 3.6.1)

k_{ZZ} celková svíslá tuhost vypružení obsazeného vozu (řešeno v kapitole 3.6.1)

Hodnota nominální kolové síly pro prázdný a obsazený vůz je podle (40) a (41)

$$Q_{0P} = 57,93 \text{ kN} , Q_{0Z} = 78,83 \text{ kN} .$$

V následující tabulce je uvedeno porovnání kolových sil a to hodnot nominálních kolových sil (Q_0), limitních kolových sil ($limQ_0$), změny kolových (ΔQ) sil a také procentuální vyjádření hodnoty zbytkové kolové síly ($\%Q_0$) na zborcené koleji při mezním zborcení (podrobněji kapitola 3.5.5).

Tab. 19 Porovnání kolových sil

	Q_0 [kN]	$\lim Q_0$ [kN]	ΔQ [kN]	$\%Q_0$ [%]
Prázdný vůz	57.93	53.29	18.56	65,18
Obsazený vůz	78.73	72.43	21.73	70,00

Hodnota zbytkové kolové síly při postavení prázdného, respektive obsazeného, vozu na zborcené koleji je 65 %, resp. 70 % hodnoty nominální kolové síly a tedy vůz je bezpečný proti vykolejení i za situace jízdy na nouzovém vypružení.

3.7. Návrh svislých nárážek

Umístění svislých nárážek je závislé na tuhosti pružin a z ní vyplývající deformace pod určitým zatížením. Nárážka se umístí minimálně do takové vzdálenosti, aby byla pružině ponechána možnost deformace odpovídající sednutí pod plně obsazeným vozem zvětšená o odpovídající hodnotu svislého dynamického přetížení. A naopak maximální vzdálenost nárážky musí být taková, aby nedocházelo v provozu k větší deformaci pružiny, než jaká by odpovídala deformaci pod zatížením maximální dovolenou silou.

Z předcházejícího řešení maximálního sednutí v jednotlivých stupních vypružení vyplývá, že hodnoty maximálního sednutí jsou rozdílné pro stav vozu, kdy je ve funkci vzduchové vypružení a kdy je ve funkci nouzové vypružení. Tato skutečnost se musí zohlednit při návrhu svislých nárážek.

3.7.1. Svislé nárážky v primárním stupni vypružení

Při určování vzdálenosti svislé nárážky v primárním stupni vypružení se vychází z hodnoty maximální deformace, která je v tomto stupni vypružení dosažitelná v provozu. Porovnávají se hodnoty maximálního statického sednutí zvětšeného o odpovídající hodnotu dynamického sednutí pro oba stavy vozu (funkční i nefunkční vzduchové vypružení) a vyšší hodnota se použije pro návrh nárážky.

Hodnoty maximálního sednutí v primárním stupni vypružení vychází z **Tab. 15** a **Tab. 18**.

Tab. 20 Hodnoty maximálního sednutí v primárním stupni vypružení

	Stav vzduchového vypružení	
	Ve funkci	Nefunkční
Maximální sednutí	32,41	36,56

Po porovnání hodnot v **Tab. 20**, byla zvolena vzdálenost na nárážku v primárním stupni vypružení **37 mm**.

Dále je třeba ověřit, jaká zatěžující síla odpovídá stlačení pružiny za situace dosednutí na nárážku a tuto sílu porovnat s maximální dovolenou zatěžující silou. Rozvaha sednutí

pryžové pružiny v primárním stupni vypružení pod odpovídajícím zatížením je v *Tab. 21*. Podle parametrů udávaných výrobcem může být pružina zatížena maximální silou 55 kN. Tato hodnota nebude v situaci dosednutí primárního vypružení na nárazku překročena.

Tab. 21 Délky a zatížení pružiny ContiTech 210.095 B (primární stupeň vypružení)

Stav	Délka [mm]	Sednutí z volné délky [mm]	Sednutí ze stavu prázdného vozu [mm]	Síla zatěžující pružinu [kN]
Volná délka	230	0	-	0
Prázdný vůz	204,10	25,90	0	25,90
Obsazený vůz	176,18	53,82	27,92	36,30
Zatížený vůz se svislým dynamickým přetížením	171,69	58,31	32,41	45,72
Sednutí na nárazku	134,69	95,31	37	49,95

3.7.2. Svislé nárazky v sekundárním stupni vypružení

V případě vzduchové pružiny v sekundárním stupni vypružení je rozvaha návrhu vzdálenosti na nárazku poněkud odlišná. Předně svislá nárazka se ladí pouze na situaci funkčního vzduchového vypružení a v situaci nefunkčního vzduchového vypružení plní funkci nouzového vypružení. A dále, jak již bylo zmíněno v kapitole 3.5.4, při návrhu vzduchové pružiny se neuvažuje klasické statické sednutí, ale pouze statické sednutí v rámci necitlivosti regulačního ventilu, které činí ± 10 mm. K této hodnotě se dále připočítá hodnota maximálního dynamického sednutí.

Podle *Tab. 15* je hodnota maximálního celkového sednutí v sekundárním stupni vypružení **25,12 mm** a tedy vzdálenost na nárazku se stanoví na hodnotu **26 mm**.

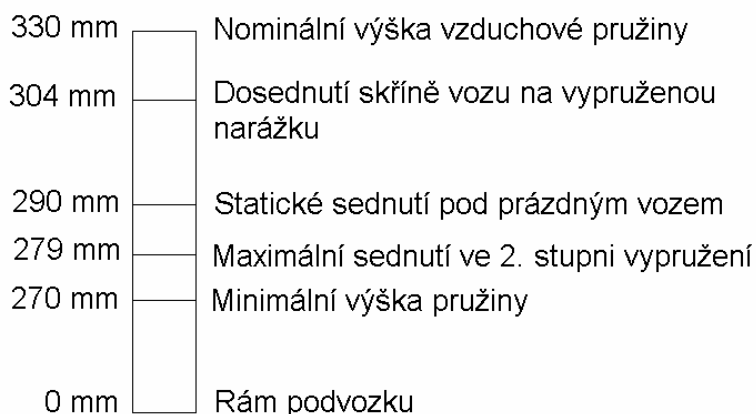
U vzduchového vypružení je třeba také ověřit, zda v případě poruchy, kdy vůz pojede na nouzovém vypružení nebude překročena minimální požadovaná výška středů nárazníků a současně minimální dovolená výška vzduchové pružiny, která je dána výrobcem. Pro ověření těchto dvou požadavků je potřeba určit maximální statickou deformaci (ověření výšky středů nárazníků) a celkovou deformaci (ověření dodržení minimální výšky pružiny) v sekundárním stupni vypružení. Hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 22*.

Ověření dodržení minimální požadované výšky středů nárazníků je provedeno v kapitole 3.4.

Tab. 22 Celkové maximální sednutí v sekundárním stupni vypružení

Stav	Sednutí [mm]
Prázdný vůz	0
Sednutí na nárazku	26
Prázdný vůz na nouzovém vypružení	40,04
Obsazený vůz na nouzovém vypružení	45,80
Obsazený vůz se svislým dynamickým přetížením na nouzovém vypružení	50,94

Rozvaha svislých poloh s ohledem na minimální dovolenou výšku vzduchové pružiny je na **Obr. 12**. Z obrázku je zřejmé, že ani za situace jízdy vozu na nouzovém vypružení, při maximálním sednutí sekundárního stupně vypružení nedojde k překročení minimální dovolené výšky vzduchové pružiny, která činí 270 mm.



Obr. 12 Rozvaha svislých poloh v sekundárním stupni vypružení

Z obrázku je zřejmé, že ani v případě dynamického zatížení pružiny obsazeným vozem nedojde k překročení minimální výšky vzduchové pružiny.

3.8. Návrh tlumicích konstant

Návrh tlumicích konstant viskózního tlumení byl proveden podle [2], kde se při výpočtu užívají jisté zjednodušující předpoklady a tedy hodnoty stanovených tlumicích konstant jsou pouze přibližné. Přesné určení jednotlivých tlumicích konstant by bylo možné například pomocí simulačních výpočtů, což je však nad rámec této diplomové práce.

3.8.1. Tlumení v primárním stupni svislého vypružení

Při návrhu podvozku se předpokládá, že vnitřní tření v pryži způsobující tlumící účinek pryžových pružin je dostatečné pro zajištění tlumení v primárním stupni vypružení. Tento předpoklad by však bylo nutné ověřit měřením na reálném vozidle.

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -52-
--	------------------------	--------------------

3.8.2. Tlumení v sekundárním stupni svislého vypružení

Podle [2] by se měla tlumicí konstanta volit v rozsahu

$$b_2 = (0,2 \sim 0,3) \cdot b_{2kr}, \quad (58)$$

přičemž pro prázdný a obsazený vůz platí

$$b_{2krP} = 2 \cdot \sqrt{k_{2P} \cdot 2m_{SP}} = 2 \cdot \sqrt{1700 \cdot 10^3 \cdot 19320} = 3,6 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (59)$$

$$b_{2krZ} = 2 \cdot \sqrt{k_{2Z} \cdot 2m_{SZ}} = 2 \cdot \sqrt{2000 \cdot 10^3 \cdot 27800} = 4,72 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (60)$$

Dosazením vztahů (59) a (60) do (58) se obdrží hodnoty tlumicích konstant

$$b_{2\min P} = 0,2 \cdot b_{2krP} = 0,2 \cdot 3,6 \cdot 10^5 = 7,25 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (61)$$

$$b_{2\min Z} = 0,2 \cdot b_{2krZ} = 0,2 \cdot 4,72 \cdot 10^5 = 9,43 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (62)$$

$$b_{2\max P} = 0,3 \cdot b_{2krP} = 0,3 \cdot 3,6 \cdot 10^5 = 10,87 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (63)$$

$$b_{2\max Z} = 0,3 \cdot b_{2krZ} = 0,3 \cdot 4,72 \cdot 10^5 = 14,15 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (64)$$

Hodnoty tlumicích konstant jsou vztaženy na celý vůz a je tedy třeba je dále přepočítat na jednotlivé tlumiče. Na voze jsou instalovány celkem čtyři svislé tlumiče v sekundárním stupni vypružení, z čehož vyplývá, že tlumicí konstanta jednoho tlumiče by se měla nacházet v intervalu

$$1,81 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \leq b_2 \leq 3,54 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (65)$$

3.8.3. Tlumení příčného kmitání v sekundárním stupni vypružení

Pro hydraulické tlumení příčného kmitání vozové skříně se doporučuje volba tlumicí konstanty v rozsahu

$$b_3 = (0,3 \sim 0,4) \cdot b_{3kr}, \quad (66)$$

přičemž platí

$$b_{3krP,Z} = 2 \cdot \sqrt{k_{3P,Z} \cdot 2m_{SP,Z}}. \quad (67)$$

Vyjádří-li se dále celková tuhost v příčném směru k_3 pomocí ekvivalentní délky závěsu l_{ekv} , lze užít tvaru

$$b_{3krP,Z} = 2 \cdot \sqrt{\frac{G_{2P,Z}}{l_{ekvP,Z}} \cdot \frac{G_{2P,Z}}{g}} = \frac{2 \cdot G_{2P,Z}}{\sqrt{l_{ekvP,Z} \cdot g}}. \quad (68)$$

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -53-
---	------------------------	--------------------

Po vyčíslení

$$b_{3krP} = \frac{2 \cdot G_{2P}}{\sqrt{l_{ekvP} \cdot g}} = \frac{2 \cdot 193453}{\sqrt{0,22 \cdot 9,81}} = 2,65 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (69)$$

$$b_{3krZ} = \frac{2 \cdot G_{2Z}}{\sqrt{l_{ekvZ} \cdot g}} = \frac{2 \cdot 272718}{\sqrt{0,28 \cdot 9,81}} = 3,29 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \quad (70)$$

a dosazením do vztahu (66) se obdrží tlumicí konstanty pro jednotlivé zatížení vozu

$$b_{3\min P} = 0,3 \cdot b_{3krP} = 0,3 \cdot 2,65 \cdot 10^5 = 7,93 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (71)$$

$$b_{3\min Z} = 0,3 \cdot b_{3krZ} = 0,3 \cdot 3,29 \cdot 10^5 = 9,86 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (72)$$

$$b_{3\max P} = 0,3 \cdot b_{3krP} = 0,4 \cdot 2,65 \cdot 10^5 = 10,58 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (73)$$

$$b_{3\max Z} = 0,4 \cdot b_{3krZ} = 0,4 \cdot 3,29 \cdot 10^5 = 13,15 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (74)$$

Po přepočítání výsledných tlumicích konstant na jednotlivé tlumiče, které jsou na voze instalovány dva, by se měla reálná tlumicí konstanta tlumiče nacházet v intervalu

$$3,97 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} \leq b_3 \leq 6,58 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (75)$$

3.8.4. Tlumení vrtivých pohybů podvozku

Stanovení tlumicích konstant tlumičů vrtivých pohybů podvozku je velice náročné a navíc neexistuje žádná jednotná metodika. Výpočet se provádí například pomocí simulačních výpočtů a následně se ověřuje měřením na reálném vozidle.

Pro první přiblížení by se mohlo postupovat tak, že by se velikost tlumicí konstanty stanovila na základě podobnosti z podvozků podobné konstrukce, případně by se mohla použít například poloviční konstanta než jaká se užívá v konstrukci dvounápravových podvozků. A ověření by se provedlo opět měřením na reálném vozidle.

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -54-
--	------------------------	--------------------

4. Návrh jednonápravového podvozku

Návrh podvozku byl prováděn mimo jiné s ohledem na splnění požadavku zlepšení průjezdu vozidla obloukem. Cestou jak tohoto dosáhnout bylo umožnit podvozku volně se natáčet v obloucích, což bylo zajištěno zejména snížením odporů proti natáčení podvozku a také zvětšením podélných vůlí potřebných pro natáčení podvozku.

Z časových důvodů nemohly být podrobně zkoumány jednotlivé zatěžovací stavy rámu podvozku a proto jsou některé části rámu naddimenzované a jejich rozměry je třeba uvažovat pouze jako první návrh, který by bylo třeba pro případnou další konstrukci optimalizovat.

4.1. Technický popis podvozku

Podvozek je řešen jako jednonápravový s dvoustupňovým vypružením, určený pro dvounápravový osobní vůz. Předpokládá se provoz na regionálních tratích do rychlosti 100 km/h.

Přehled parametrů podvozku je uveden v následující tabulce.

Tab. 23 Tabulka parametrů podvozku

Maximální konstrukční rychlost	100	km/h
Rozchod podvozku	1435	mm
Průměr kol nových opotřeбенých	840 790	mm mm
Hmotnost podvozku	900	kg
Svislá tuhost primárního vypružení (na podvozek)		
prázdný vůz	4000	N/mm
obsazený vůz	5200	N/mm
Příčná (podélná) tuhost primárního vypružení (na podvozek)		
prázdný vůz	12400	N/mm
obsazený vůz	17200	N/mm
Svislá tuhost sekundárního vypružení (na podvozek)		
prázdný vůz	850	N/mm
obsazený vůz	1000	N/mm
Příčná (podélná) tuhost sekundárního vypružení (na podvozek)		
prázdný vůz	460	N/mm
obsazený vůz	500	N/mm

Podvozek sestává z následujících konstrukčních celků: dvojkolí, nápravová ložiska, brzda, vypružení (primární, sekundární a nouzové), tlumení, rám podvozku, prvky pro stabilizaci podvozku a vymezování vůlí v příčném směru a omezování natáčení podvozku.

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -55-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

4.1.1. Dvojkolí

Dvojkolí o rozchodu 1435 mm je osazeno koly o průměru 840 mm (na styčné kružnici) dále dvěma brzdovými kotouči průměru 590 mm, které jsou nalisované na nápravě ve vzdálenosti 450 mm od středu dvojkolí.

Skříňe nápravových ložisek jsou odlévané. V ložiskové skříni jsou dvě jednořadá válečková ložiska. Na každé ložiskové skříni jsou vytvořeny dvě dosedací plochy, které nesou pružiny primárního stupně vypružení. Pod každou dosedací plochou je úchyt pro připevnění podélných tlumičů vrtivých pohybů podvozku (vždy využit pouze jeden úchyt na jednu ložiskovou skříň). Na horní straně ložiskové skříně je upravena dosedací plocha pro narážku vymezující maximální sednutí v primárním stupni vypružení.

4.1.2. Vypružení

Primární stupeň vypružení je tvořen pryžokovovými pružinami typu Maggi, které plní zároveň funkci vedení dvojkolí. Pryžokovové pružiny (vždy dvě na ložiskovou skříň) jsou zespodu připevněny k dosedací ploše na ložiskové skříni pomocí dutého šroubu. Dutina šroubu slouží k odvodu vzduchu z vnitřního prostoru pružiny při pružení. Správné vymezení pružin na dosedací ploše zajišťuje osazení, které má průměr vnitřního prostoru spodní části pružiny. K podvozku jsou pružiny vázány prostřednictvím spodní pásnice rámu podvozku, opět opatřené osazením, ke které jsou připevněny pomocí čtyř šroubů. Omezení maximálního sednutí v primárním stupni vypružení je provedeno narážkou mezi ložiskovou skříni a spodní pásnicí rámu podvozku. Stavění podvozku v primárním stupni vypružení, s ohledem na dodržení minimální výšky nárazníků, se provádí vkládáním ocelových plechů odpovídající tloušťky mezi pružiny a rám podvozku.

Sekundární stupeň vypružení je tvořen dvěma vzduchovými pružinami membránového typu, připevněnými k horní pásnici rámu podvozku, na které jsou vymezovací lišty (dvě na pružinu) sloužící k ustavení pružiny do požadované polohy v podélném směru a opěrné hrany (jedna na pružinu), které určují polohu pružiny v příčném směru. Každou pružinu zajišťují dva šrouby přístupné z vnější strany podvozku. Ke skříni vozu jsou pružiny vázány prostřednictvím hlavního příčnicku spodku vozu, ke kterému je každá pružina připevněna dvěma šrouby. Aby bylo možné při montáži ustavit podvozek do polohy kolmé na příčnou rovinu koleje je třeba ponechat každé pružině jistou volnost v podélném směru a to tak, aby se při malém relativním natočení podvozku vůči skříni posunula celá pružina, bez sebemenší deformace (samozřejmě pouze v situaci montáže). Toto je umožněno řešením děr pro připevnění pružiny k hlavnímu příčnicku, které nejsou kruhové, ale oválné. A až v situaci, kdy je pružina ustavena do patřičné polohy, vloží se do těchto oválných děr přesně tvarované vymezovací elementy a pružina se zajistí šrouby. Stavění skříně vozu v sekundárním stupni vypružení, s ohledem na dodržení minimální výšky nárazníků, se provádí v první fázi upravováním délky táhla regulačního ventilu a v případě, kdy již toto není dostačující,

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -56-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

přistoupí se k vložení ocelového plechu odpovídající tloušťky mezi pružinu a hlavní příčník spodku vozu.

Vymezení maximálního sednutí v sekundárním stupni vypružení je pomocí čtyřech vypružených narážek, které současně slouží jako nouzové vypružení. Vypružené narážky jsou tvořeny pryžovými bloky navulkanizovanými na ocelové destičce, která je pomocí čtyř šroubů připevněna k ocelové konzole. Aby šrouby nebyly namáhané smykem, je ocelová destička na spodní straně opatřena čepem, který přesně zapadá do díry v konzole. Stavění vozidlové skříň se provádí opět vkládáním ocelového plechu mezi konzolu a destičku s navulkanizovaným pryžovým blokem.

4.1.3. Rám podvozku

Rám podvozku je svařen ze skříňových nosníků svařených z ocelových plechů tloušťky 20 mm a je tvořen dvěma podélníky a dvěma příčníky. Podélníky jsou skříňové nosníky obdélníkového průřezu, na čelech podvozku mírně zkosené. Horní pásnice podélníků jsou v místě uložení vzduchové pružiny rozšířené a vyztužené šikmými výtuhami přivařenými k vnější stojině podélníků, k níž je přivařen také úchyt tlumiče svislých pohybů v sekundárním stupni vypružení. K horním pásnicím podélníků jsou přivařeny čtyři konzoly pro připevnění vypružených narážek. Podélníky jsou spojeny dvěma shodnými příčníky, přičemž na příčníku blíže čelu vozu jsou navařené dvě konzoly pro nesení brzdových jednotek, zatímco na příčníku dále od čela vozu jsou navařeny dvě konzoly pro stabilizaci podvozku a z čelní strany, na mírně prohnutou stojinu, do vzdálenosti 725 mm od podélné osy podvozku, dvě vypružené narážky omezující natočení podvozku. Mezi oba příčníky je navařena tvarovaná konzola z ocelového plechu s vyřezanou oválnou dírou uprostřed, vyztužená ocelovými žebry. Tato díra, do které je spuštěn čep obdélníkového průřezu z hlavního příčníku spodku vozu, slouží k vymezení příčných vůlí mezi podvozkem a skříní vozu. Dosedací plochy jsou tvořeny vypruženými narážkami, připevněnými ke konzole.

4.1.4. Tlumení

Na podvozku je instalováno celkem pět hydraulických tlumičů. Dva tlumiče svislých pohybů a jeden tlumič příčných pohybů v sekundárním stupni vypružení a dva podélné tlumiče vrtivých pohybů podvozku.

4.1.5. Brzda

Na podvozku jsou instalovány dvě kotoučové brzdové jednotky firmy DAKO, typ 90026-159. K obou brzdovým jednotkám (avšak pouze k jednomu podvozkem) jsou pomocí bovdenů přivedena lanka od ruční brzdy.

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -57-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

4.1.6. Stabilizace podvozku

Problémem jednonápravového podvozku při použití vzduchového vypružení v sekundárním stupni je jeho náchylnost ke kývání (kmitavý rotační pohyb kolem příčné osy y). Tato vlastnost se u dvounápravových podvozků neprojeví a to díky poměrně tuhé vazbě mezi oběma dvojkolími, které podvozek přirozeně stabilizují.

Stabilizace podvozku je možná například systémem podélných táhel na principu paralelogramu, která by umožňovala svislé pohyby podvozku vůči skříní vozidla a také natáčení podvozku, ale současně by neumožňovala podvozku pohyb v podélném směru a tím ani kývání.

Tento systém je použit i u navrhovaného podvozku. Jedná se o dvě podélná táhla délky 450 mm, umístěná nad sebou ve vzdálenosti 400 mm. Táhla jsou v podstatě ojnice s kulovými pouzdry, pomocí nichž jsou upevněny na jedné straně ke spodku vozu a na druhé straně k rámu podvozku. Nízká tuhost uložení kulového pouzdra zaručuje zajištění minimálního odporu při natáčení táhla ve svislém i příčném směru.

Prostřednictvím táhel se také realizuje přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní vozu.

4.2. Funkční popis podvozku

4.2.1. Přenos svislých sil

Svislé síly jsou vedeny z hlavního příčnicku spodku vozu prostřednictvím dvou vzduchových, případně čtyř nouzových, pružin na podélníky rámu podvozku. Odtud čtyřmi pryžokovovými pružinami na ložiskové skříně a dále přes ložisková tělíska, nápravu a kola do kolejnic. Případně opačným směrem, ale stejnou cestou z kolejnic do hlavního příčnicku spodku vozu.

4.2.2. Přenos příčných sil

Příčné síly mohou být vedeny z hlavního příčnicku spodku vozu na rám podvozku několika cestami. Jednak dvěma vzduchovými, případně čtyřmi nouzovými, pružinami na podélníky rámu podvozku, nebo v situaci, kdy dojde k vyčerpání příčných vůlí mezi skříní vozu a podvozkem, prostřednictvím svislého čepu z hlavního příčnicku spodku vozu na ocelovou konzolu na rámu podvozku a z ní na oba příčnický rámu podvozku. Dále pak přes pryžokovové pružiny do nápravových ložisek, odtud na nápravu a koly do kolejnic. Opět mohou být příčné síly vedeny i opačným směrem, z kolejnic na hlavní příčnick spodku vozu.

4.2.3. Přenos podélných sil

Podélné síly jsou přenášeny mezi spodkem vozu a rámem podvozku výhradně podélnými táhly sloužícími také pro stabilizaci podvozku. Toto řešení je užito kvůli nízké

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -58-</p>
--	-------------------------------	---------------------------

tuhosti vzduchové pružiny v podélném (i příčném) směru, která neumožňuje přenos větších podélných sil. Dále jsou podélné síly vedeny prostřednictvím čtyř pryžokovových pružin na ložiskové skříně, nápravu, kola a následně do kolejnic. Silový tok může být ale i opačným směrem, z kolejnic na skříně vozu.

4.2.4. Natáčení podvozku

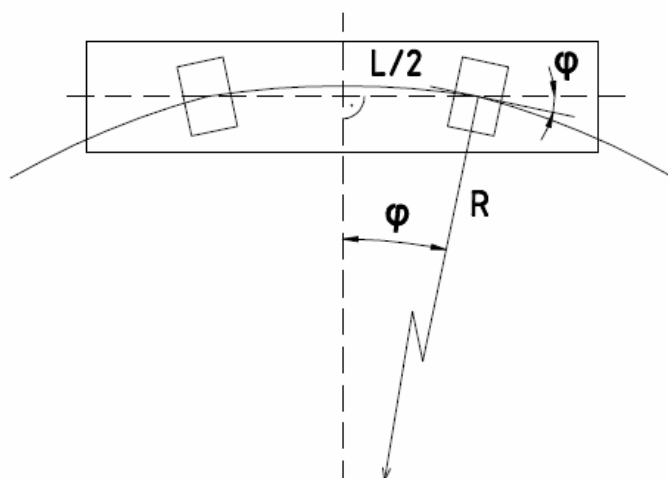
Natáčení podvozku je realizováno dvěma způsoby. Jeden způsob vychází z pasivního přístupu a druhý z aktivního přístupu k natáčení podvozku (podrobněji kapitola 2.4). Rozsah natočení podvozku je omezen podélnými narážkami umístěnými na čele příčníku podvozku, blíže ke středu vozu a odpovídá použitému systému natáčení (aktivní, pasivní). Pro případ pasivního natáčení, kdy síla potřebná pro natočení podvozku je vyvozena součinností obrysů kol a kolejnic je rozsah možného natočení podvozku menší, než pro situaci aktivního natáčení, kdy je síla potřebná pro natočení podvozku vyvozena servomotorem.

Důvodem pro omezení rozsahu natáčení podvozku v případě pasivního přístupu (dvojkolí se chová jako volné) je skutečnost, že při průjezdu vozidla obloukem nelze vyloučit tzv. ostré styky jež mohou mít za následek natočení dvojkolí do polohy nabíhání na vnější kolejnici a tedy enormní nárůst hodnoty úhlu náběhu. A tato hodnota úhlu náběhu je úměrná právě rozsahu možného natočení podvozku.

4.3. Vyšetřování možných poloh podvozku

4.3.1. Natočení podvozku v obloucích různých poloměrů

Natočení podvozku v oblouku se odvodí pomocí jednoduchých matematických vztahů. Z *Obr. 13*, na kterém je schématicky znázorněno postavení vozidla v oblouku koleje o poloměru R , přičemž dvojkolí s podvozky se nacházejí v radiální poloze vůči koleji, lze snadno odvodit velikost úhlu natočení podvozku (φ) vůči podélné ose vozidla.



Obr. 13 Postavení vozidla v oblouku

Tedy platí

$$\varphi = \frac{l}{R} = \frac{l}{2R}, \quad (76)$$

kde

l rozvor vozu

R poloměr oblouku

Hodnoty úhlů natočení podvozku vůči skříni vozu v obloucích různých poloměrů jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 24 Hodnoty úhlů natočení podvozku v obloucích různých poloměrů

Poloměr oblouku [m]	80	120	150	180	250	360
Úhel natočení podvozku [°]	3.22	2.15	1.72	1.43	1.03	0.72

4.3.2. Návrh narážek pro natáčení podvozku

Ze známých hodnot úhlů natočení podvozku je možno určit vůle na narážku potřebné pro umožnění natáčení podvozku.

Otázkou zůstává, do jakých minimálních poloměrů oblouku bude od podvozku vyžadováno nastavení se do radiální polohy. Pro rejdovná dvojkolí je tato hodnota stanovena na 180 m. A na tuto hodnotu budou také nastaveny narážky v situaci, kdy se bude vycházet z pasivního přístupu k natáčení podvozku (kapitola 2.4.1), tedy nebude se jednat o nucené natáčení podvozku.

V opačném případě, kdy se bude podvozek nuceně stavět do radiální polohy, tedy tzv. aktivní přístup k natáčení podvozku (kapitola 2.4.2), je výhodné ponechat podvozku možnost většího natočení a to například až do hodnoty minimálního poloměru oblouku, stanoveného vyhláškou ČSN 73 63 60 [12], který musí být vozidlo schopno projet za normálních provozních podmínek. Nominální hodnota poloměru takového oblouku je R=150 m, ale obecně se požaduje průjezd vozidla obloukem o menším poloměru, konkrétně R=120m, který v sobě zahrnuje nejhorší přípustný stav koleje v provozu a také možné odchylky od nominální hodnoty při geometrickém ustavování koleje. Na tuto hodnotu tedy budou nastaveny narážky v situaci aktivního přístupu k natáčení podvozku.

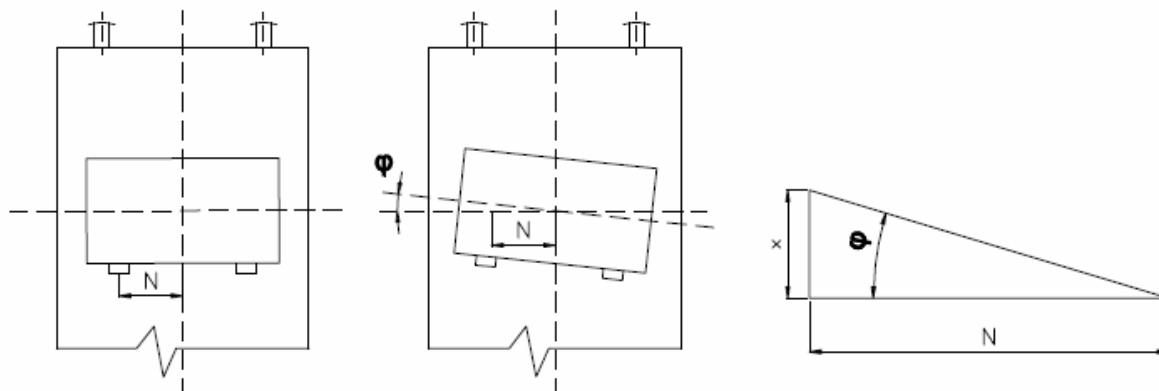
Při výpočtu vzdálenosti na narážku se pro malé hodnoty úhly natočení podvozku předpokládá, že trajektorie přemístění narážky v podélné rovině je přímka rovnoběžná s osou vozu a nikoliv část kružnice. Poté lze podle **Obr. 14** odvodit vzdálenost na narážku x ze vztahu

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{x}{N} \Rightarrow x = N \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (77)$$

kde

φ úhel natočení podvozku vůči skříni vozu

N vzdálenost narážky od podélné osy podvozku (N=750 mm)



Obr. 14 Odvození vzdálenosti na narážku

Hodnoty vzdálenosti na narážku pro poloměry oblouku $R=120$ m a $R=180$ m a jim odpovídající úhly natočení podvozku jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 25 Vzdálenosti na narážku pro natáčení podvozku

Poloměr oblouku [m]	120	180
Úhel natočení podvozku [°]	2.15	1.43
Vzdálenost na narážku [mm]	27.20	18.13

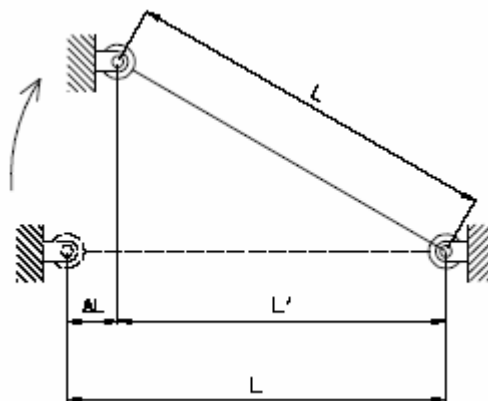
V případě výše zmíněného předpokládaného zjednodušení je možné výsledné hodnoty zaokrouhlit na celé milimetry směrem k vyšším hodnotám, čímž se bude také částečně kompenzovat relativní podélný posun podvozku vůči skříni vozu způsobovaný pevnou vazbou stabilizačních táhle (podrobněji v následující kapitole 4.3.3). Tedy vzdálenosti na narážky by byly **19 mm** pro systém natáčení podvozku v oblouku vycházející z pasivního přístupu a vzdálenost **28 mm** pro systém nuceného natáčení.

Narážky jsou řešeny tak, aby v případě zabudování nuceného natáčení podvozku bylo možno změnit rozsah možného natočení podvozku. Narážka je připevněna ke stojině příčnicku podvozku čtyřmi šrouby, které stačí uvolnit a vyměnit stávající narážku za kratší.

4.3.3. Relativní podélný pohyb podvozku vůči skříni vozu

Relativní pohyb podvozku vůči skříni v podélném směru paradoxně způsobuje pevná vazba v podélném směru, kterou tvoří dvě podélná táhla, zajišťující stabilizaci podvozku. Vzájemným pohybem podvozku vůči skříni vozidla dochází ke změně délky táhel, přesněji k jistému myšlenému zkracování táhel, jak je naznačeno na *Obr. 15* (nikoliv tedy mechanické

zkracování, ale geometrické). A toto zkrácení táhel způsobí posunutí podvozku vůči skříni vozu. Ke zkracování táhel dochází vlivem vzájemných pohybů ve svislém směru, příčném směru a vlivem natáčení podvozku.

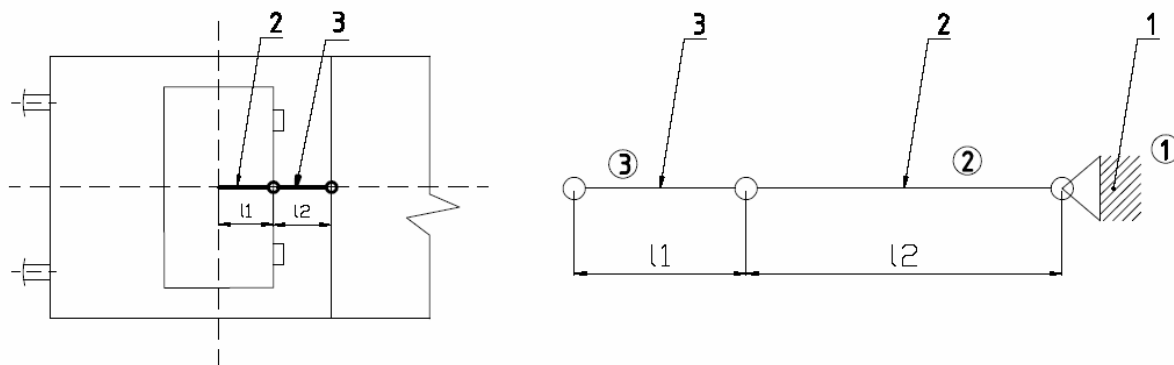


Obr. 15 Princip zkrácení táhla

Posun podvozku v podélném směru vlivem zkrácování stabilizačních táhel nemá vliv na jízdu vozidla v přímé, ale pouze na průjezd obloukem, kdy vlivem relativních posunů podvozku vůči skříni dochází k vyčerpávání vůlí (mezi nárazkami) potřebných pro umožnění potřebného natočení podvozku.

V následujícím bude proveden rozbor tří limitních situací, resp. mezních poloh podvozku vůči skříni vozidla se zaměřením na relativní pohyb podvozku vůči skříni vozu a s hodnocením, jaký vliv mají tyto posuny na natáčení podvozku v oblouku. A to situace natočení podvozku o úhel odpovídající nastavení do radiální polohy v oblouku o poloměru $R=120$ m, dále situace při stejném natočení podvozku, ale navíc s maximální příčnou výchylkou 40 mm a konečně situace při maximálním sednutí vozu na funkčním vzduchovém vypružení.

Na následujícím obrázku je znázorněn zjednodušený model mechanismu stabilizace podvozku. Pozice 3 představuje část rámu od pomyslného bodu otáčení (ve středu rámu) k úchytu táhla na rámu podvozku (dále jen táhlo 1). Pozice 2 představuje podélné táhlo (dále jen táhlo 2) a pozice 1 úchyt táhla na spodku vozu.



Obr. 16 Model systému stabilizace podvozku

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -62-
---	------------------------	--------------------

a) Situace při maximálním natočení podvozku

Táhlo 2 se natočí o úhel $\varphi = 2,14^\circ$ a nastane situace podle **Obr. 17**. Pro stanovení hodnoty posunutí podvozku v podélném směru Δl_1 je nejprve nutné určit míru x_1 a délky l_1' a l_2' . Podle vztahů

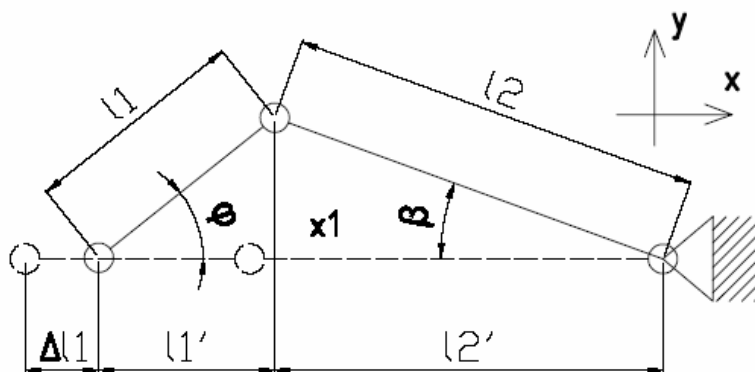
$$x_1 = l_1 \cdot \sin \varphi = 340 \cdot \sin 2,14 = 12,70 \text{ mm}, \quad (78)$$

$$l_1' = l_1 \cdot \cos \varphi = 340 \cdot \cos 2,14 = 339,76 \text{ mm}, \quad (79)$$

$$l_2' = \sqrt{l_2^2 - x_1^2} = \sqrt{450^2 - 12,70^2} = 449,82 \text{ mm}. \quad (80)$$

Hodnota posunutí v podélném směru bude

$$\Delta l_1 = (l_2 + l_1) - (l_2' + l_1') = (450 + 340) - (449,82 + 339,76) = 0,42 \text{ mm}. \quad (81)$$

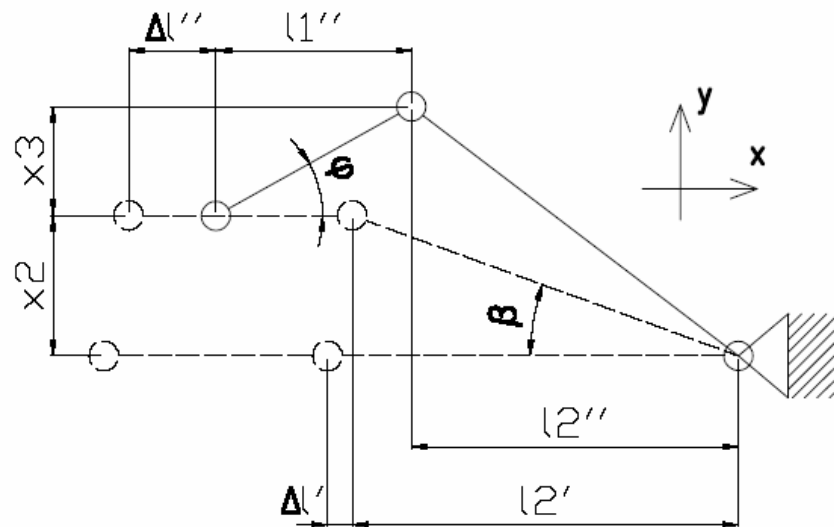


Obr. 17 Situace maximálního natočení podvozku

b) Situace při maximálním natočení maximálně příčně vychýleného podvozku

V situaci znázorněné na **Obr. 18** je podvozek příčně vychýlen o hodnotu 40 mm a natočen o úhel $\varphi = 2,14^\circ$.

Pro stanovení celkového podélného posunutí Δl je potřeba nejprve určit hodnotu úhlu β , míry x_2 a x_3 , dále délky l_1'' , l_2'' a dílčí posunutí $\Delta l_1'$ a $\Delta l_2''$.



Obr. 18 Situace maximálního natočení a příčné výchylky

Hodnota míry x_2 odpovídá hodnotě příčného posunutí podvozku, tedy

$$x_2 = 40 \text{ mm}.$$

Dále platí

$$\sin \beta = \frac{x_2}{l_2} \Rightarrow \beta = \arcsin \frac{x_2}{l_2} = \arcsin \frac{40}{450} = 5,10^\circ, \quad (82)$$

$$l_2' = l_2 \cdot \cos \beta = 450 \cdot \cos 5,10 = 448,22 \text{ mm}, \quad (83)$$

$$\Delta l' = l_2 - l_2' = 450 - 448,22 = 1,78 \text{ mm}. \quad (84)$$

Příčměž hodnota posunutí $\Delta l'$ odpovídá posunutí podvozku v podélném směru, které je vyvozené pouze příčným vychýlením o hodnotu 40 mm.

$$x_3 = l_1 \cdot \sin \varphi = 340 \cdot \sin 2,14 = 12,70 \text{ mm}, \quad (85)$$

$$l_1'' = l_1 \cdot \cos \varphi = 340 \cdot \cos 2,14 = 339,76 \text{ mm}, \quad (86)$$

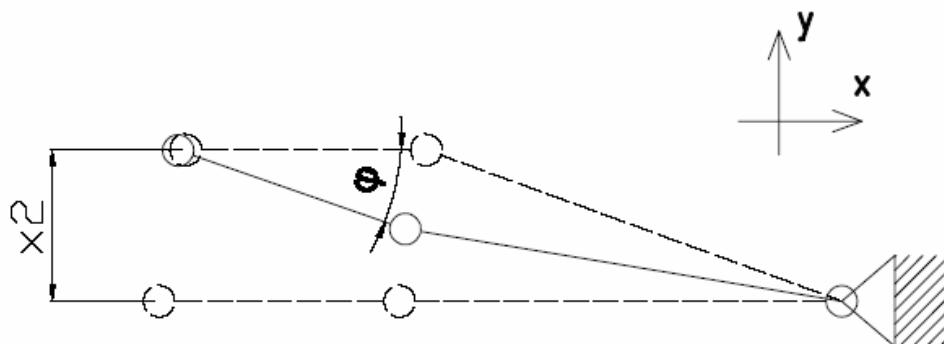
$$l_2'' = \sqrt{l_2^2 - (x_3 + x_2)^2} = \sqrt{450^2 - (12,70 + 40)^2} = 446,90 \text{ mm}, \quad (87)$$

$$\Delta l'' = (l_2' + l_1) - (l_2'' + l_1'') = (448,22 + 340) - (446,90 + 339,76) = 1,55 \text{ mm}. \quad (88)$$

Hodnota posunutí $\Delta l''$ odpovídá podélnému posunutí podvozku, vychýleného příčně o 40 mm, vlivem natočení. Celkové posunutí podvozku v podélném směru bude podle následujícího vztahu

$$\Delta l = \Delta l' + \Delta l'' = 1,78 + 1,55 = 3,33 \text{ mm}. \quad (89)$$

Výše popsaná situace nastavení podvozku v oblouku koleje je pouze limitní a nastává jen v ojedinělých případech. Ve skutečnosti dochází při průjezdu obloukem vlivem tzv. nevyrovnaného příčného zrychlení k příčnému posunutí a natočení podvozku spíše způsobem schematicky naznačeným na **Obr. 19**,



Obr. 19 Situace reálného průjezdu obloukem

kde x_2 představuje představuje příčnou výchylku podvozku vůči skříni vozu a úhel φ natočení podvozku. Při porovnání situací na **Obr. 18** a **Obr. 19** je zřejmé, že hodnota celkového posunutí podvozku v podélném směru bude ve skutečnosti nižší, než v limitním případě na **Obr. 18**.

c) Situace maximálního sednutí vozu na vzduchovém vypružení

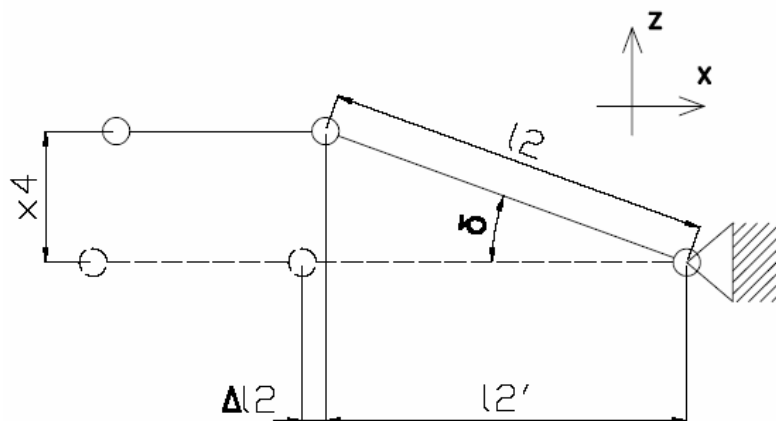
Maximální sednutí mezi podvozkem a skříni vozu, tedy v sekundárním stupni vypružení je v případě funkčního vzduchového vypružení 25 mm. Tedy platí

$$x_2 = 25 \text{ mm} .$$

Posunutí podvozku v podélném směru se určí podle **Obr. 20** jako rozdíl původní délky (l_2) a změněné délky (l_2') táhla 2.

$$l_2' = \sqrt{l_2^2 - x_4^2} = \sqrt{450^2 - 25^2} = 449,31 \text{ mm} , \quad (90)$$

$$\Delta l_2 = l_2 - l_2' = 450 - 339,08 = 0,69 \text{ mm} . \quad (91)$$



Obr. 20 Situace maximálního sednutí v sekundárním stupni vypružení

V následující tabulce je uveden přehled hodnot podélných posunů podvozku vůči skříni vozu pro jednotlivé, výše popsané, mezní situace.

Tab. 26 Podélné posuvy podvozku vůči skříni

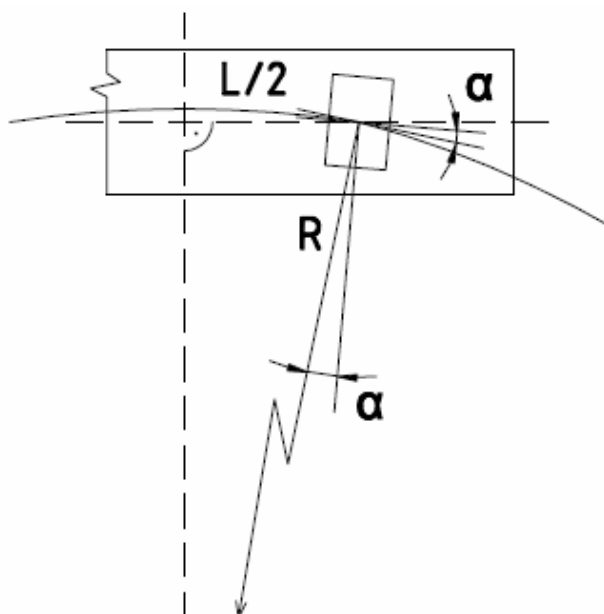
	Situace		
	a)	b)	c)
Příčná výchylka [mm]	0	40	0
Svislá výchylka [mm]	0	0	25
Natočení podvozku [°]	2.14	2.14	0
Podélný posun podvozku [mm]	0.42	3.33	0.69

Hodnoty posuvů v podélném směru vlivem prostého natočení podvozku, nebo maximálního sednutí v sekundárním stupni vypružení jsou v řádu desetin milimetru, případně kolem jednoho milimetru v situaci superpozice maximálního sednutí a maximálního natočení podvozku, a tedy nijak zvlášť významné. Navíc jsou částečně kompenzované mírně zvětšenými vzdálenostmi nářezek omezujícími natočení podvozku (více kapitola 4.3.2). Zanedbatelná však již není hodnota posuvu v podélném směru způsobená kombinací maximálního příčného vychýlení a maximálního natočení podvozku, která podle (89) vychází 3,33 mm. Tato hodnota však, jak již bylo zmíněno, odpovídá nejnepříznivější situaci, k jaké by v provozu prakticky nemělo docházet. Skutečná hodnota posuvu by tedy mohla být opět kolem jednoho milimetru. Toto by však bylo nutné dále ověřit a pokud by se ukázalo, že hodnoty podélných posuvů jsou opravdu vyšší a ovlivňují významně natáčení podvozku, bylo by nutné toto dále řešit. Například přemístěním nářezek omezujících natáčení podvozku na příčník blíže čelu vozu, což by mělo za následek, že vlivem podélných posuvů podvozku by se zvětšovaly vůle na nářezky a tím by bylo umožněno podvozku v oblouku větší natočení, než by bylo potřeba pro nastavení do radiální polohy. Toto by však již vyžadovalo použití simulačních výpočtů.

4.3.4. Úhel náběhu

Úhel náběhu α je definován jako úhel mezi podélnou osou podvozku (případně dvojkolí) a tečnou k oblouku koleje v místě prvního vodícího dvojkolí (**Obr. 21**). a je jednou ze základních veličin určujících vzájemnou polohu vozidla a koleje. Hodnoty úhlu náběhu jsou rozhodující pro bezpečnost proti vykolejení při průjezdu vozidla obloukem, přičemž platí, že s rostoucím úhlem náběhu klesá bezpečnost proti vykolejení.

U navrhovaného podvozku se předpokládá, že se bude schopen vždy nastavit do radiální polohy v obloucích o poloměru $R \geq 180$ m a v případě nuceného natáčení až do poloměru oblouku $R=120$ m. Tedy oblouky o poloměru $R \geq 180$ m by měl vůz projíždět vždy buď s teoreticky nulovým úhlem náběhu, nebo v případě ostrého styku koleje, kdy dojde k natočení dvojkolí do polohy nabíhání na vnější kolejnici, s maximálním úhlem náběhu, který vychází z možného natočení podvozku v oblouku.



Obr. 21 Úhel náběhu podvozku

V tabulce jsou uvedeny hodnoty úhlu náběhu pro jednotlivé poloměry oblouku v situaci, kdy maximální natočení podvozku omezené nárazkami odpovídá natočení podvozku do radiální polohy v oblouku o poloměru $R=180$ m.

Tab. 27 Hodnoty úhlu náběhu v obloucích různých poloměrů

Poloměr oblouku [m]	80	120	150	180	250	360
Úhel náběhu [°]	1.79	0.72	0.29	0	0	0

Hodnoty úhlu náběhu jsou velice malé pro poloměry oblouku, které by vozidlo mělo být schopno projet bez omezení. A ani hodnota $\alpha=1,79^\circ$ pro poloměr oblouku $R=80$ m není nijak extrémně vysoká, navíc za předpokladu, že vozidlo projíždí obloukem o takto malém

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	<p>DIPLOMOVÁ PRÁCE</p>	<p>Strana -67-</p>
---	-------------------------------	---------------------------

poloměru za zvláštních bezpečnostních opatření (minimální rychlostí, povolená šroubovka, za dozoru).

Ovšem v případě ostrého styku koleje, při natočení podvozku do polohy nabíhání na vnější kolejnici je hodnota úhlu náběhu rovna hodnotě reálného úhlu náběhu v daném oblouku zvětšené o hodnotu dvojnásobku úhlu natočení podvozku z vystředěné polohy. Tedy v nejnejpříznivější situaci, která může v provozu nastat, v oblouku o poloměru $R=120$ m, bude hodnota okamžitého úhlu náběhu

$$\alpha = \alpha_{120} + 2\varphi = 0,72 + 2 \cdot 1,43 = 3,58 \text{ } ^\circ . \quad (92)$$

Tato hodnota úhlu náběhu je již poměrně vysoká a bylo by třeba provést simulační výpočty pro zjištění velikosti vodících sil a na jejich základě ověřit bezpečnost proti vykolejení.

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -68-
---	------------------------	--------------------

Závěr

Navržený jednonápravový podvozek splňuje podmínky definované v zadání diplomové práce. A to ve smyslu svislého a příčného vypružení a též ve smyslu rejdrovnosti podvozku, které jsou řešeny tak, aby byly splněny požadavky provozu na regionálních tratích. Pryžokovové a vzduchové vypružení dostatečně eliminují nežádoucí vlivy způsobené nekvalitní kolejí a zaručují vyšší jízdní komfort a pohodlí cestujících. Schopnost podvozku nastavit se do radiální polohy v obloucích menších poloměrů přispívá ke snížení opotřebení okolků a hlav kolejnic a současně ke zvýšení bezpečnosti proti vykolejení.

Návrh podvozku přinesl řadu technických problémů, zvláště řešení vzduchového vypružení, jehož použití u jednonápravových podvozků není obvyklé. Problematická je jednak nižší hmotnost na nápravu u dvounápravových vozů a z ní vyplývající nižší silové zatížení vzduchových pružin, ale také nutnost stabilizovat podvozek v podélném směru a tím zamezit kývavým pohybům podvozku. Stabilizace však musí umožnit podvozku natáčení a též vykonávat pohyby ve svislém směru.

Co se týče aplikace navrženého podvozku formou rekonstrukce u stávajících vozů řady 010, bylo by potřeba provést podrobnou analýzu a zvážit ekonomické aspekty takovéto rekonstrukce, která by však pravděpodobně nebyla rentabilní. Podvozek je totiž optimalizován pro navržený vůz a v případě zabudování do vozu řady 010 by musel být konstrukčně upraven a rozsah takových úprav by byl značný. Uzpůsobeno by muselo být kromě uložení vozidlové skříňe na podvozku a uchycení tlumičů a stabilizačních táhel také například vypružení, na které jsou vázány další konstrukční uzly (narážky, nouzové vypružení, atp.). Otázka také je, zda-li by stávající přípojný vůz využil výhody, které přináší navržený podvozek a to zejména zlepšení průjezdu obloukem, které se však projeví až u vozů s větším rozvorem.

<p style="text-align: center;">Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i></p>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -69-
--	------------------------	--------------------

Seznam použité literatury

- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZBŮREK S. *Kolejové vozy*. Bratislava: Alfa, 1986. 380 s. ISBN 63-870-84.
- [2] HOFFMANN V., KOULA J., MARUNA Z. *Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky*. Praha: ČVUT, 1992.
- [3] IZER J. *Kolejové vozy. Dodatek*. Bratislava: Alfa, 1988. ISBN 063-742-88.
- [4] LATA M. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6
- [5] ŠÍBA J. *Kolejová vozidla II – pojezd*. Praha: ČVUT, 1992.
- [6] PILNÝ T. *Lehký motorový vůz pro regionální dopravu*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2002. Diplomová práce.
- [7] OPPOLZER T. *Konstrukční úprava vozidel řady 810 a Baafx ke zlepšení rejdovnosti dvojkolí*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 1995. Diplomová práce.
- [8] ContiTech SCHWINGMETALL. *Rubber-Metal Suspension Systems for Rail Vehicles*. Hannover. Prospektový materiál.
- [9] *Suspension Systems for Rail Vehicls* [online]. [cit. 2009-05-20]. Dostupné z: http://www.contitech.de/pages/produkte/luftfedersysteme/schienenfahrzeuge/schienenfahrzeuge_en.html
- [10] *Air Spring Data Sheet* [online]. [cit. 2009-05-20]. Dostupné z: http://www.cfm-schiller.de/CFM/Pages/datenblaetter_e.asp?Language=2
- [11] *Railway Products* [online]. [cit. 2009-05-20]. Dostupné z: <http://www.gmt.gb.com/products/railway-products/railway-products.php>
- [10] UIC CODE 505-1 *Railway transport stock, Rolling stock construction gauge*. Paris: International Union of Railways, 2003. ISBN 2-7461-0151-3
- [11] ČSN 28 0312 *Obrys pro kolejová vozidla s rozchodem 1435 mm – Technické předpisy*. Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [12] ČSN 73 63 60-1 *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha. Část 1: Projektování*. Praha: Český normalizační institut, 1997.
- [13] ČSN 73 63 60-2 *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha. Část 2: Stavba a přejímka, provoz a údržba*. Praha: Český normalizační institut, 1997.
- [14] ROSE R. *Die Entwicklung und Erprobung kurvengesteuerter Einzelradsatz-Fahrwerke „KERF“*. ZEV + DET Glas. Ann. 6/1994, s. 297-303
- [15] FREDERICH F., SCHINDLER CH. *Neuartige Reisezugwageneinheiten mit gesteuerten Einzelfahrwerken*. ZEV + DET Glas. Ann. 2/1995, s. 36-44

Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera Katedra dopravních prostředků a diagnostiky <i>Dislokované pracoviště Česká Třebová</i>	DIPLOMOVÁ PRÁCE	Strana -70-
---	------------------------	--------------------

Seznam příloh a výkresů

Příloha 1	Parametry pružiny ContiTech 210 095 D
Příloha 2	Parametry pružiny ContiTech 100.933 G
Příloha 3	Parametry pružiny GMT 991 008
Příloha 4	Parametry pružiny ContiTech LG 1320-8
Příloha 5	Parametry pružiny ContiTech LG 2050-8
Příloha 6	Parametry pružiny CFM Schiller GRB 780
Příloha 7	Obecné parametry pryže
Výkres 1	Typový výkres vozu DP-01-01
Výkres 2	Spodek vozu DP-01-02
Výkres 3	Sestava podvozku DP-01-03
Výkres 4	Sestava podélného vedení DP-01-04

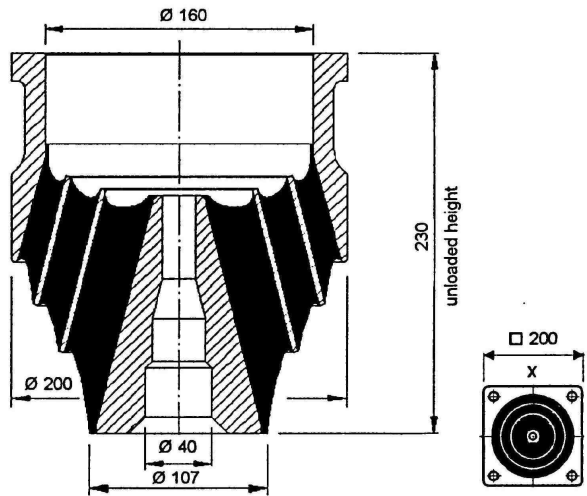
SCHWINGMETALL®
Konusfeder
Conical spring
Ressort conique

Gummi-Metall Federsysteme
 für Schienenfahrzeuge

Rubber-metal suspension systems
 for rolling stock

Systèmes de suspension élastique
 caoutchouc-métal pour le matériel
 ferroviaire

Type: Rubber-metal spring 210.095 B
 Used for primary suspension: Axle spring with wheelset guiding



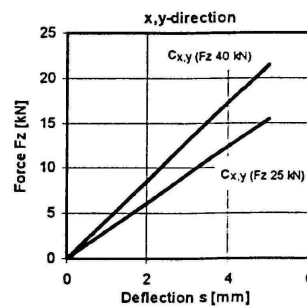
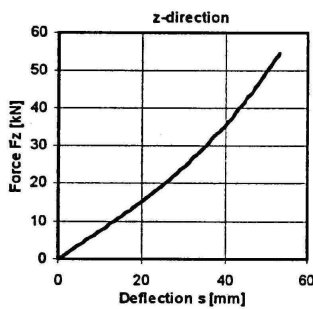
Technical datas:

Weight ca. 19 kg

Force Fz [kN] in z-direction (vertical)	Tare load	Full load	Crush load
	25 kN	40 kN	max. 55 kN

Stiffness c [N/mm]	z-direction	x-direction	y-direction
Fz = 25 kN	1.000 N/mm	3.100 N/mm	3.100 N/mm
Fz = 40 kN	1.300 N/mm	4.300 N/mm	4.300 N/mm

Spring characteristic for Elastomer NR 43:



ContiTech Formteile GmbH
 Wunsdorfer Strasse 130, 30463 Hannover, Germany
 Tel. +49 511 823 6014 • Fax +49 511 923 6457

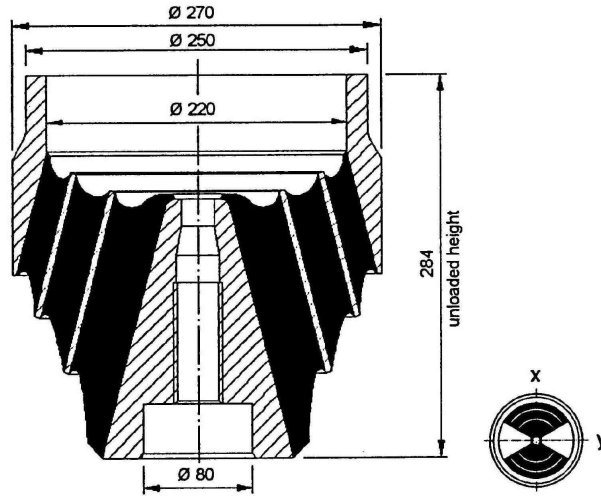
SCHWINGMETALL®
Konusfeder
Conical spring
Ressort conique

Gummi-Metall Federsysteme
 für Schienenfahrzeuge

Rubber-metal suspension systems
 for rolling stock

Systèmes de suspension élastique
 caoutchouc-métal pour le matériel
 ferroviaire

Type: Rubber-metal spring 100.933 G
 Used for primary suspension: Axle spring with wheelset guiding



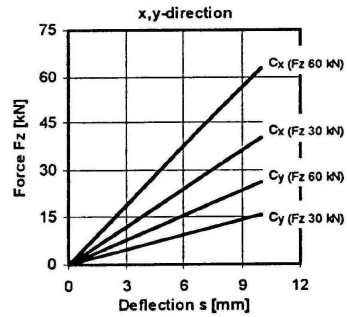
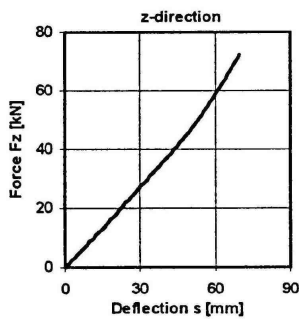
Technical datas:

Weight ca. 28 kg

Force Fz [kN] in	Tare load	Full load	Crush load
z-direction (vertical)	30 kN	60 kN	max. 90 kN

Stiffness c [N/mm]	z-direction	x-direction	y-direction
Fz = 30 kN	1.050 N/mm	4.000 N/mm	1.600 N/mm
Fz = 60 kN	1.200 N/mm	6.300 N/mm	2.600 N/mm

Spring characteristic for Elastomer NR 55:

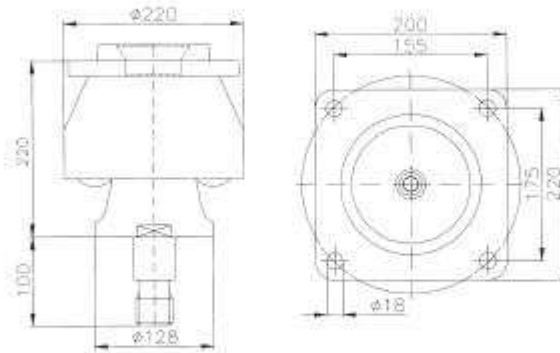


ContiTech Formteile GmbH
 Industriestraße 130, 30453 Hannover, Germany
 Tel. +49 511 923 6014 • Fax +49 511 923 6457

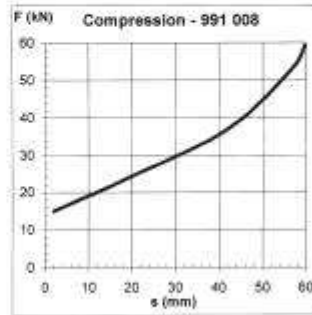
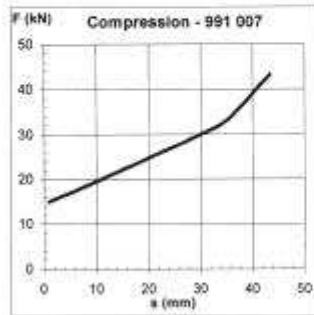
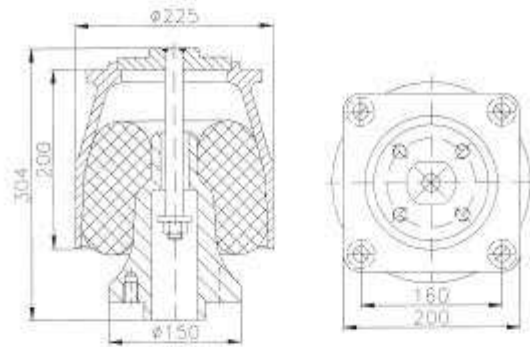
Roller springs



991 007

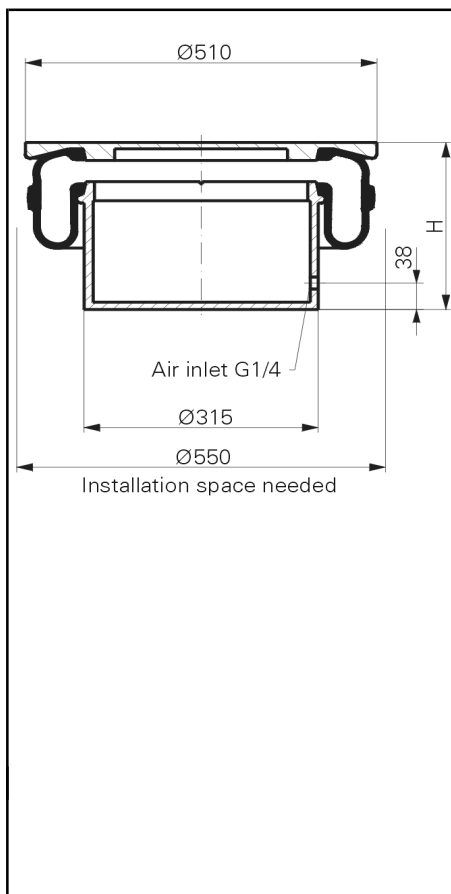


991 008

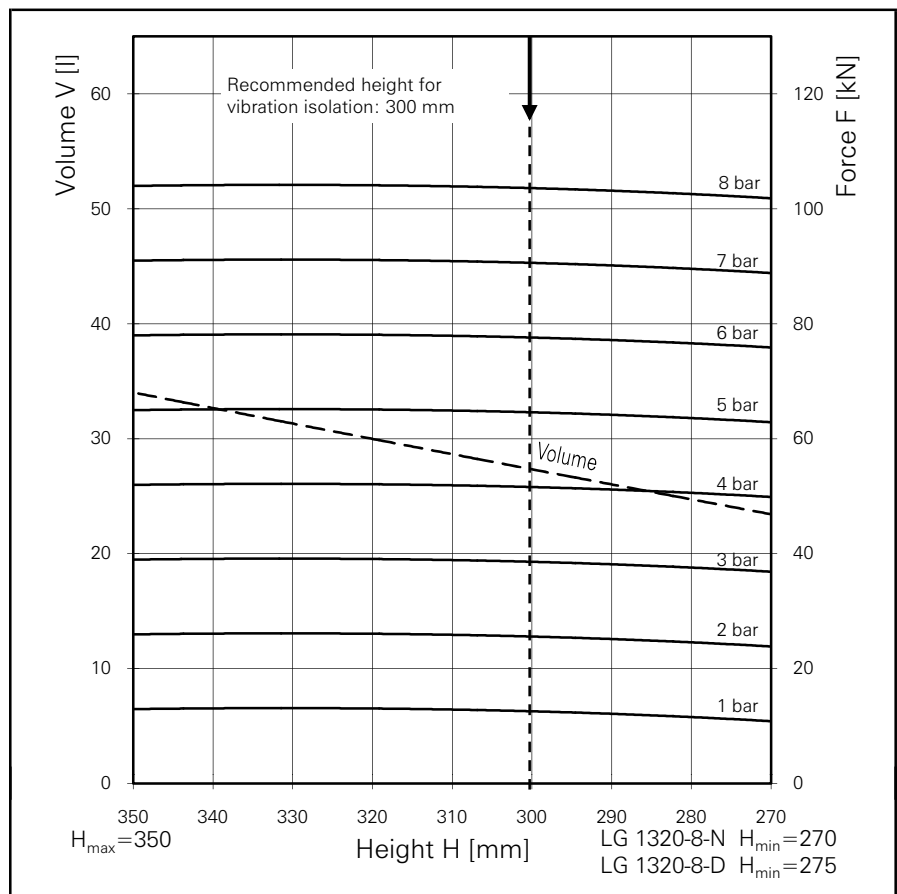


LG 1320-8

CONTI® Belted Air Spring



LG 1320-8



Force-height diagram

Purchase order data

Type	Order No.
Type LG 1320-8-N with G 1/4" air inlet	60996
Type LG 1320-8-D with air-based damping, with G 1/4" air inlet	60147

Additional types on request

Technical data

Min. pressure	0 [bar]
Return force to min. height	≤ 1100 [N]
Overall weight with clamped plates	72 [kg]

Vibration isolation - dynamic characteristic values

Design height H: recommended 300mm


Pressure p [bar]	3	4	5	6	7	8	Vol [l]
Force (Load) [kN]	39	52	65	78	91	104	27.5
Spring rate axial [N/cm]	4700	5650	6550	7700	8600	9300	
Natural freq. axial [Hz]	1.8	1.7	1.6	1.6	1.6	1.5	
Spring rate lateral [N/cm]	2100	2350	2500	2600	2630	2670	
Natural freq. lateral [Hz]	1.2	1.1	1.0	0.9	0.9	0.8	

Type LG 1320-8-D with integrated air damping D ~ 0.12

Pneumatic application - static characteristic values

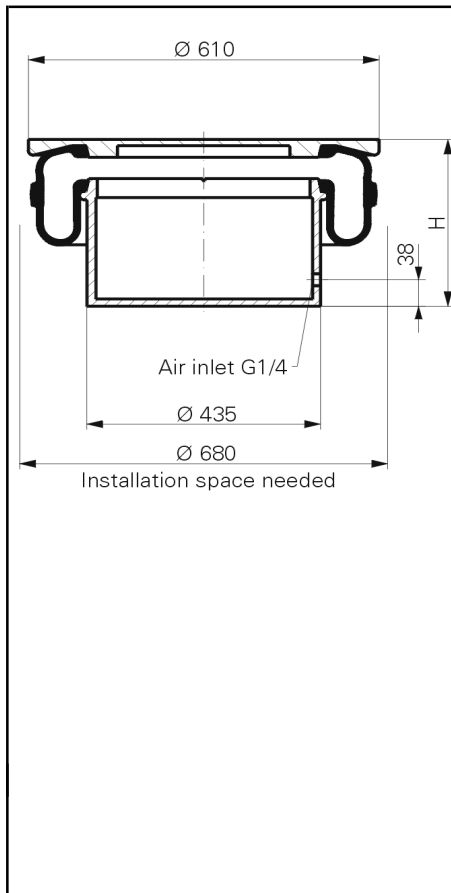
Force F [kN]

Pressure p [bar]	3	4	5	6	7	8	Vol [l]
350	39.0	52.0	65.0	78.0	91.0	104.0	34.0
320	39.0	52.0	65.0	78.0	91.0	104.0	30.0
290	38.0	51.0	64.0	77.0	90.0	103.0	26.0

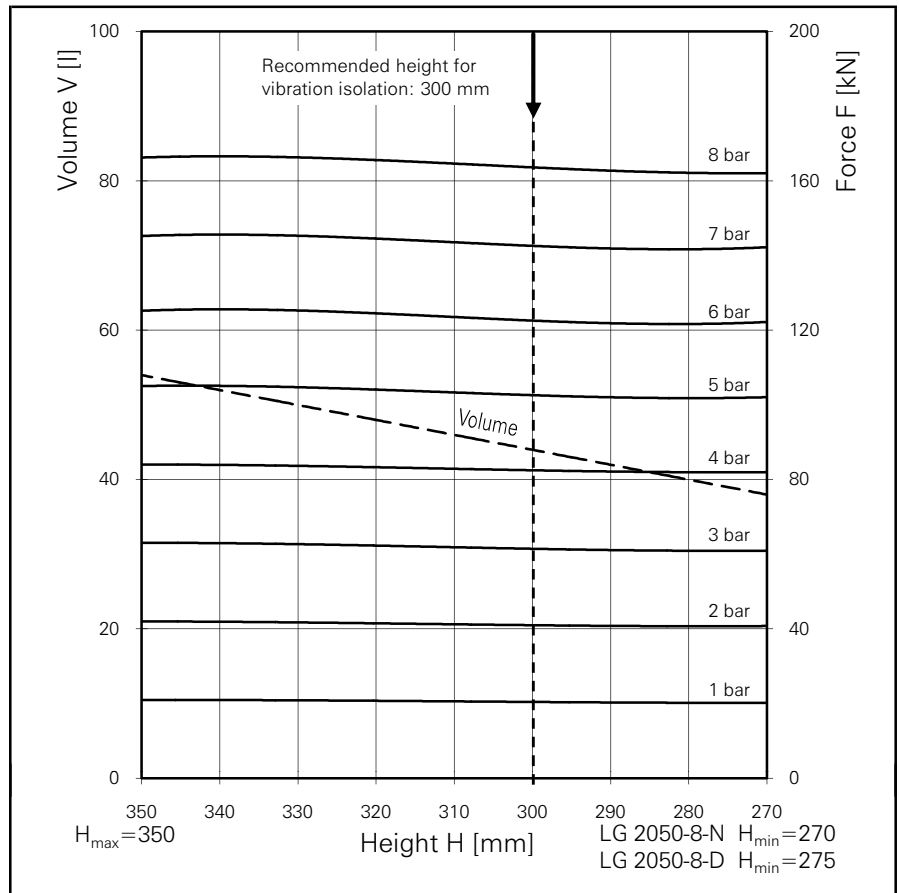
 Service instructions
G 1/4 = 25 Nm

LG 2050-8

CONTI® Belted Air Spring



LG 2050-8



Force-height diagram

Purchase order data

Type	Order No.
Type LG 2050-8-N with G 1/4" air inlet	60997
Type LG 2050-8-D with air-based damping, with G 1/4" air inlet	60148

Additional types on request

Technical data

Min. pressure	0 [bar]
Return force to min. height	≤ 1200 [N]
Overall weight with clamped plates	112 [kg]

Vibration isolation - dynamic characteristic values

Design height H: recommended 300mm


Pressure p [bar]	3	4	5	6	7	8	Vol [l]
Force (Load) [kN]	62	83	104	124	144	165	44
Spring rate axial [N/cm]	6200	7500	8500	9600	10450	11450	
Natural freq. axial [Hz]	1.6	1.5	1.4	1.4	1.4	1.3	
Spring rate lateral [N/cm]	4900	5300	5600	5800	6100	6500	
Natural freq. lateral [Hz]	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	1.0	

Type LG 2050-8-D with integrated air damping D ~ 0,12

Pneumatic application - static characteristic values

Force F [kN]

Pressure p [bar]	3	4	5	6	7	8	Vol.[l]
Height H [mm]	350	63.0	84.0	105.0	125.0	145.0	54.0
	320	62.0	83.0	104.0	124.0	144.0	48.0
	290	61.0	82.0	102.0	122.0	142.0	42.0

 Service instructions
G 1/4 = 25 Nm

relax and allow us
to take control

Air Spring GRB 780



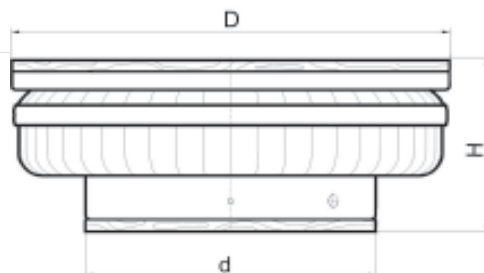
Construction

- Cone Plate** Cast aluminium
sealing surfaces machined,
surface quality Rz 16
all other surfaces sandblasted
- Piston** Weldment
sealing surfaces machined,
surface quality Rz 16
all other surfaces lacquered
- Belted air spring** The air springs are made from first
class elastomer with vulcanized
wire braid reinforcement; excellent
spring properties, axial and lateral.

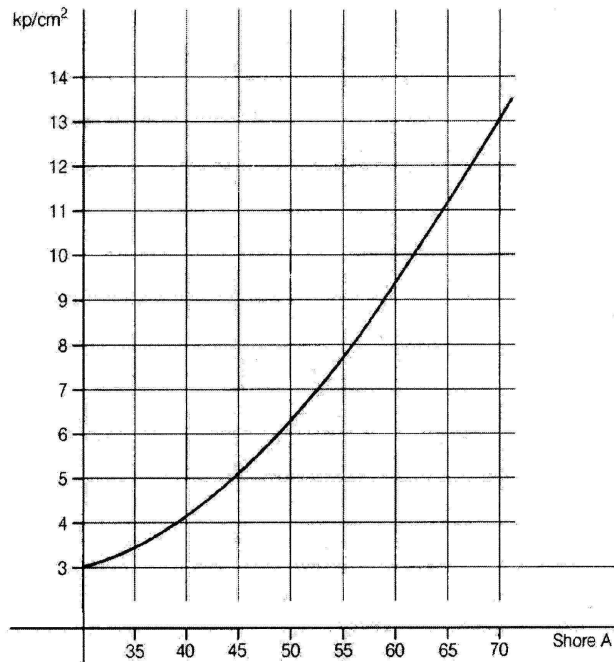
Pressure [bar]	Load [kN]	vertical			horizontal	
		Rigidity [N/mm]	Natural Frequency [Hz]	Damping Factor	Rigidity [N/mm]	Natural Frequency [Hz]
2	26	290	1,7	0,03	175	1,3
4	52	435	1,5	0,03	235	1,1
5	65	500	1,4	0,03	250	1,0
6	78	600	1,4	0,03	260	0,9
7,5	98	690	1,3	0,03	265	0,8

Technical data:

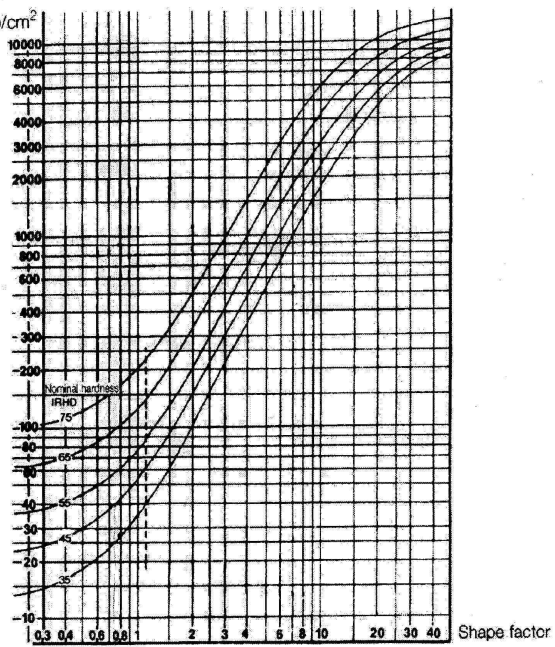
Weight:	72 kg
Volume:	30 l
Recommended operation height including spacer:	H = 330 mm
Minimum height:	270 mm
Cone plate:	D = 510 mm ø
Piston:	d = 315 mm ø

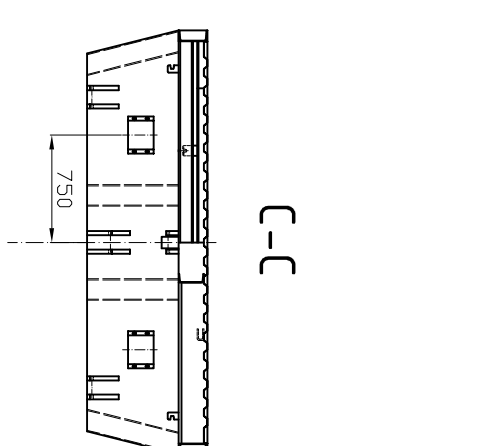
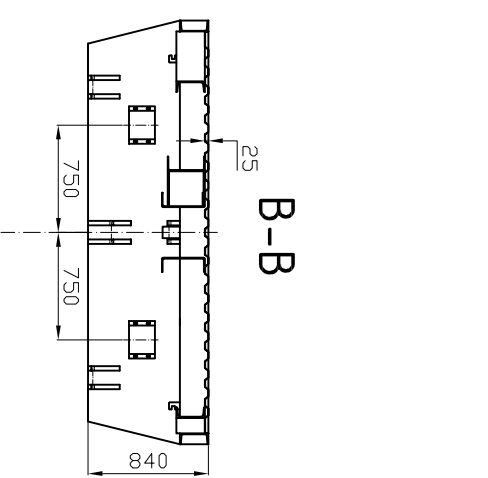
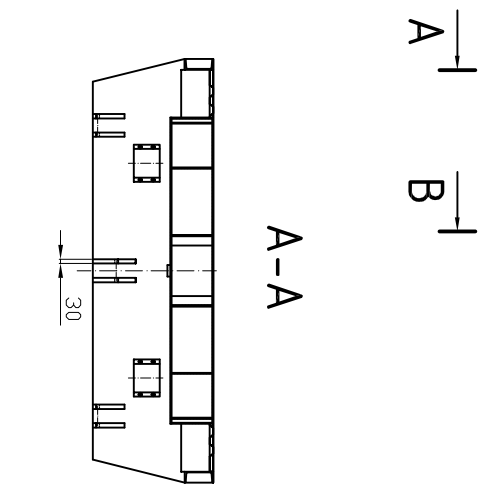
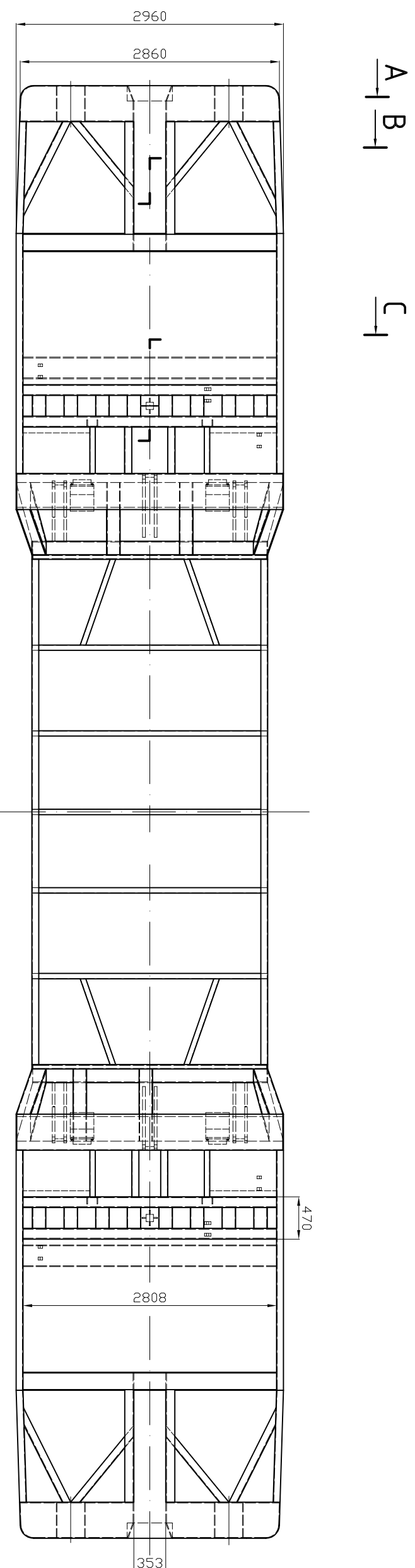
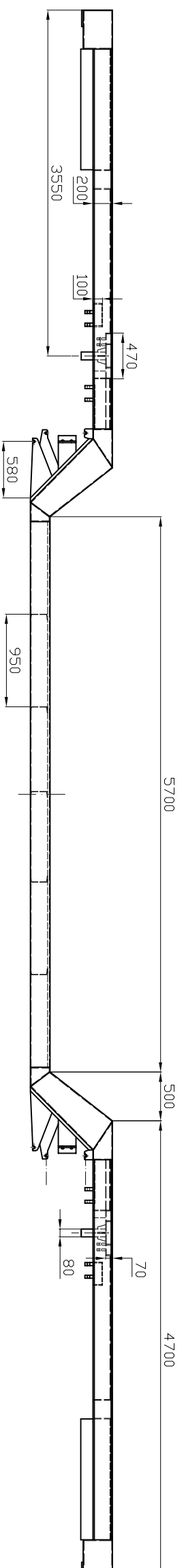


Shearing modulus G

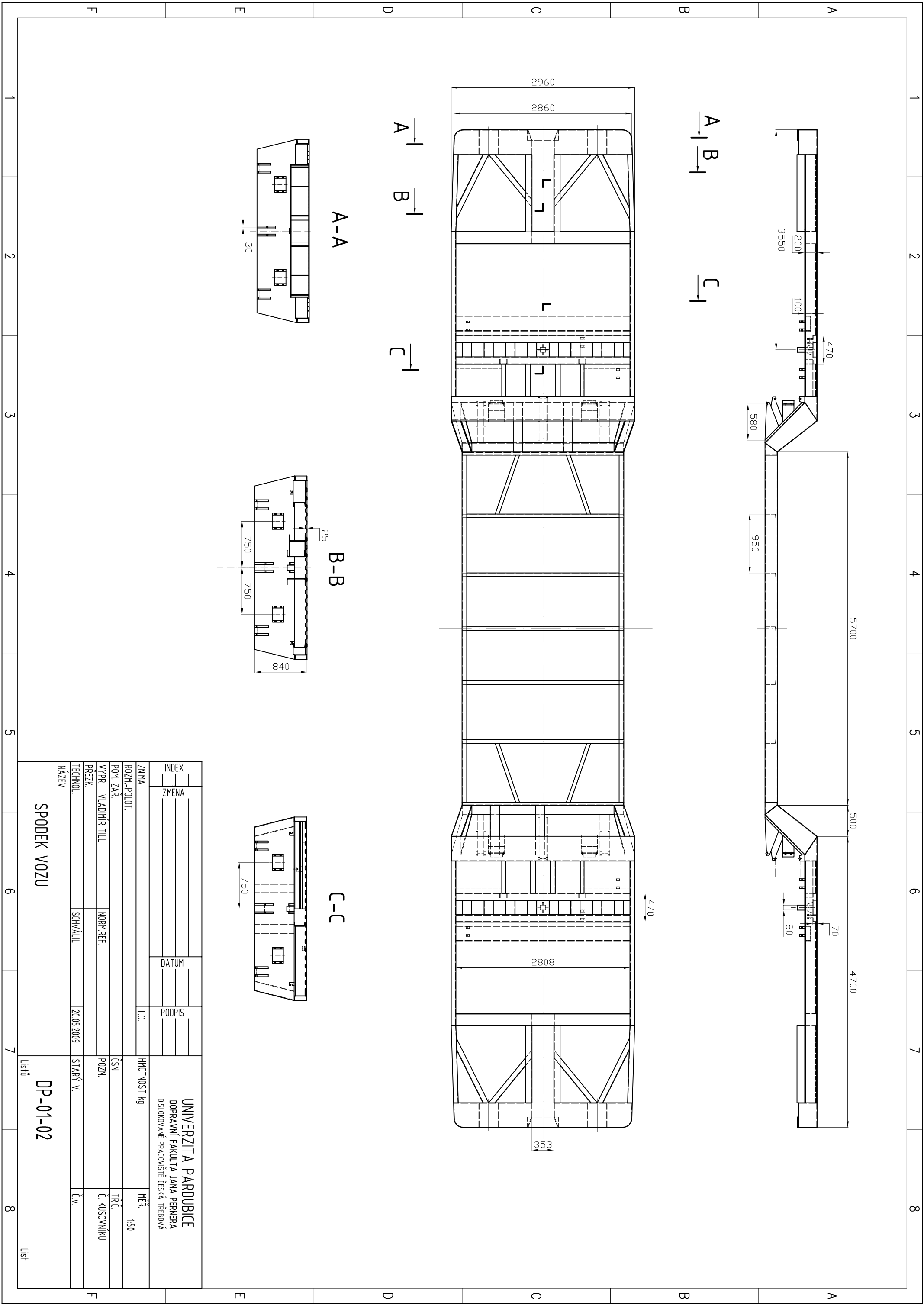


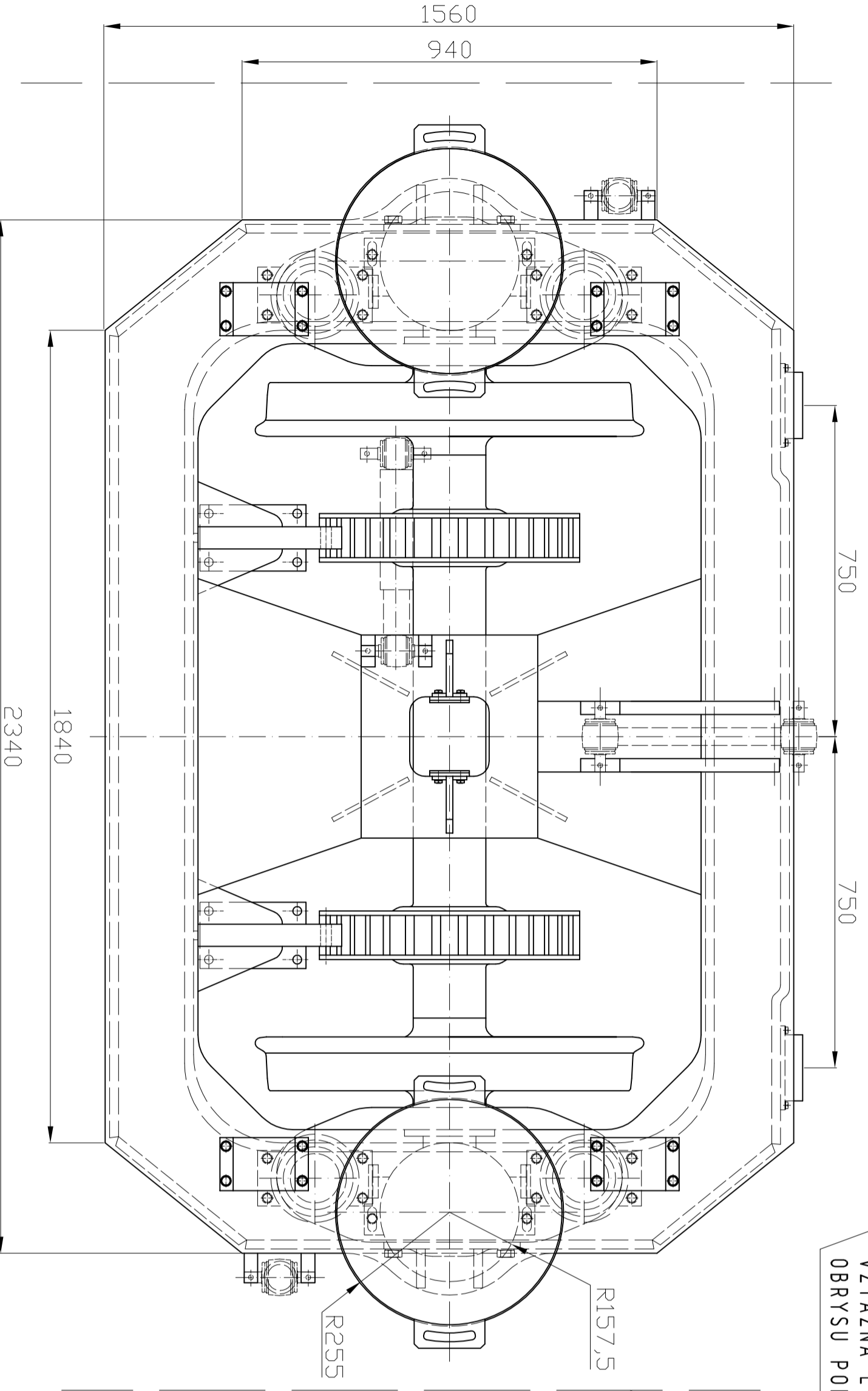
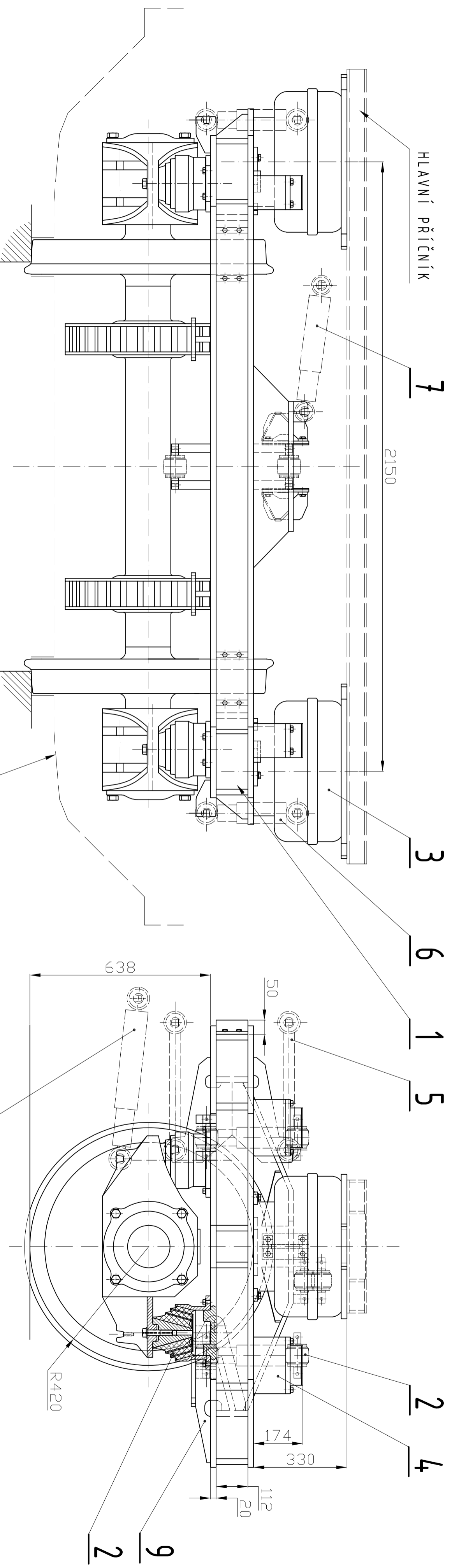
Modulus of elasticity E_c (kp/cm^2)





INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS	UNIVERZITA PARDUBICE DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA DISLOKOVANÉ PRACoviŠTĚ ČESKÁ TĚBOVÁ	
ZNĚMAT.			T.O.	HMOTNOST kg	MĚR. 150
ROZM.-POLOIT.				CSN	TRČ
POM. ZAR.	VLADIMÍR TILL	NORM.REF.		POZN.	Č. KUSOVNIKU
VYPR.				STARÝ V.	Č.V.
PREZK.					
TECHNOL.	SCHVÁLIL		20.05.2009		
NÁZEV	SPODEK VOZU			DP-01-02	





OBRYS SKŘÍŇE VOZU

POZ.	SOUČÁST-NORMA	VÝKRES	MATERIÁL	KS.	HMOTNOST
9	KONZOLA PRO NESENÍ BRZDOVÉ JEDNOTKY			2	
8	PODÉLNÝ HYDRAULICKÝ TLUMIČ			1	
7	PŘÍČNÝ HYDRAULICKÝ TLUMIČ			1	
6	SVISLÝ HYDRAULICKÝ TLUMIČ			2	
5	PODÉLNĚ STABILIZAČNÍ TAHLÍK			2	
4	NOUZOVÁ PRUŽINA			4	
3	VZDUCHOVÁ PRUŽINA GRB 780			2	72 kg
2	PRUŽINA PRUŽINA CONTITECH 210.095 B			4	19 kg
1	RAM PODVOZKU			1	550 kg

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS

ZNAMĚNÍ	ROD-NORMA	POM. ZÁR.	VYPR.	OPĚK.	TECHNOL.	NAZEV

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS

ZNAMĚNÍ	ROD-NORMA	POM. ZÁR.	VYPR.	OPĚK.	TECHNOL.	NAZEV

INDEX	ZMĚNA	DATUM	PODPIS

SESTAVA PODVOZKU

DP-01-03