

**UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Bc. František Chovanec

**Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera**

Návrh podvozku řídicího vozu pro regionální dopravu

Bc. František Chovanec

**Diplomová práce
2009**

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.

V Hoštejně dne 20. 05. 2009

František Chovanec

ANOTACE

Diplomová práce představuje návrh čtyřnápravového řídicího vozu pro regionální železniční dopravu, který je doplněn zábranami a pískovacím zařízením. Vůz je konstruován pro maximální provozní rychlost 120 km/h. Podvozky byly navrženy s použitím kolébkové koncepce, s ojničkovým vedením dvojkolí a s dvojitým svislým vypružením šroubovitými válcovými pružinami. Řešení zábran je provedeno čelním pluhem na skříni vozidla a menšími zábranami na rámu podvozku. V problematice pískování je práce zaměřena na možnosti umístění zásobníků písku na vozidle a na návrh vhodného uchycení pískovací hubice k ložiskové skříni.

KLÍČOVÁ SLOVA

řídicí vůz; kinematický obrys; vozová skříň; rám podvozku; ložisková skříň; zábrany; pískování

TITLE

Design of control carriage bogie for regional transport

ABSTRACT

This thesis is about design of four-axle control car for regional transport. It contains plough and sandblaster. The car is designed for maximum operating speed 120 km/h. The bogies are using cradle conception, clearance-free lemniskaten guide and double vertical suspension by helical coiled springs. Solvent of plough is going in two ways: autopercussive plough on body and small ploughs on bogie frame. As for being sandblaster: Thesis is solving where to located sand boxes in the carriage and try to designed optimal gripping of sand outlet to axle box housing.

KEYWORDS

control carriage; kinematic vehicle gauge; body; bogie frame; axle box housing; plough; sandblaster

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 6
--	-----------------	----------

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	ROZBOR POŽADAVKŮ NA VŮZ	10
2.1	Vozidla pro regionální dopravu	10
2.2	Funkční analýza vozu	10
2.3	Rozměrová analýza vozu	11
2.4	Kontrola kinematického obrysu	11
2.4.1	Vstupní veličiny	12
2.4.2	Svislé posuny	12
2.4.3	Příčné posuny	14
2.4.4	Zhodnocení	17
3	TECHNICKÝ POPIS VOZU	18
3.1	Technické údaje	18
3.2	Popis hrubé stavby a vnitřního uspořádání vozu	19
4	NÁVRH PODVOZKU	21
4.1	Úvaha o koncepci podvozku	21
4.1.1	Vazba rámu podvozku s dvojkolím	21
4.1.2	Vazba podvozku s vozovou skříní	22
4.1.3	Rám podvozku	25
4.2	Návrh vypružení	25
4.2.1	Teoretický předpoklad	25
4.2.2	Vstupní údaje pro návrh vypružení	26
4.2.3	Parametry navržených pružin	27
4.2.4	Statické deformace vypružení	29
4.2.5	Dynamická přitížení	30

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 7
--	-----------------	----------

4.2.6	Deformace vypružení v důsledku tolerance pružnosti	31
4.2.7	Pracovní charakteristika pružiny primárního vypružení	31
4.2.8	Pracovní charakteristika duplexní pružiny sekundárního vypružení	32
4.2.9	Průkaz vyhovění navržených pružin.....	33
4.3	Návrh brzdového účinku	40
4.3.1	Brzda pneumatická	40
4.3.2	Brzda ruční.....	43
5	TECHNICKÝ POPIS PODVOZKU.....	45
5.1	Popis konstrukčních skupin.....	45
5.2	Funkční popis.....	46
5.3	Tabulka parametrů podvozku.....	47
6	ZÁBRANY.....	49
6.1	Historický vývoj.....	49
6.2	Současné požadavky na zábrany	53
6.2.1	Požadavky na pluh podle EN	54
6.2.2	Další požadavky.....	54
6.3	Analýza možností řešení zábran.....	55
6.3.1	Zábrana na skříni vozidla	55
6.3.2	Zábrana na rámu podvozku.....	57
6.3.3	Zábrana na ložiskové skříni.....	60
6.3.4	Zhodnocení analýzy	63
6.4	Návrh pluhu na skříni vozidla.....	64
6.4.1	Pozice pluhu a jeho rozměry	64
6.4.2	Dimenzování pluhu.....	65
6.4.3	Technický popis pluhu.....	67
6.5	Návrh zábrany na rámu podvozku.....	67

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 8
---	-----------------	----------

6.5.1	Pozice zábrany a její rozměry	67
6.5.2	Dimenzování zábrany	68
7	PÍSKOVÁNÍ	71
7.1	Problematika celku	71
7.1.1	Pravidla použití písku [17]	71
7.1.2	Problémy spojené s pískováním	72
7.2	Přehled dosavadních řešení	72
7.3	Pískovací zařízení řídicích vozů	75
7.4	Návrh vlastního řešení	75
7.4.1	Upevnění pískovací hubice	75
7.4.2	Poloha písečníků	77
7.4.3	Popis částí pískovacího zařízení	78
8	ZÁVĚR	79
	SEZNAM VÝKRESŮ	80
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	81

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 9
---	-----------------	----------

1 ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem čtyřnápravového řídicího vozu, který je doplněn zábrany a pískovacím zařízením. Řídicí vůz je určen pro regionální dopravu s maximální konstrukční rychlostí 120 km/h. S ohledem na tuto skutečnost je řešena koncepce vozové skříně i konstrukce podvozku.

Pracovní postup návrhu vychází z předpokladu vozu jako celku. Prvotním cílem je tedy provést rozbor požadavků na vůz, na jejichž základě jsou řešeny další konstrukční uzly. Požadavky na každé železniční kolejové vozidlo jsou kladeny jednak ze strany železničních předpisů (například vyhovění obrysu pro vozidla, bezpečnost proti vykolejení) a jednak jsou diktovány potřebami cestujících či standardem doby (například nízkopodlažnost, klimatizace). Je žádoucí navrhnout takový vůz, který bude vyhovovat těmto nárokům.

Koncepce podvozku tvoří nejobsáhlejší kapitolu práce. Konkrétnímu řešení podvozku předchází analýza možných variant a zdůvodnění výsledné volby. Takto jsou navrženy tři hlavní konstrukční skupiny: rám podvozku, jeho vazba k dvojkolím a jeho vazba k vozové skříně. Dvojitě svislé vypružení vozu je dle zadání řešeno kovovými pružinami v obou stupních.

Hlavním cílem práce je pak návrh zábran a pískovačů. Dosazení těchto prvků představuje jednu z hlavních odlišností od běžných osobních vozů. Kapitoly věnované zábránám a pískovačům postupně představují danou problematiku z hlediska principu jejich fungování, z hlediska norem a předpisů, které se na ně vztahují a z hlediska vůbec jejich potřeby na řešeném řídicím voze. Pro úplnost je taktéž věnována zmínka dosavadnímu vývoji zábran a pískovačů a přehledu jejich praktických řešení na vozidlech současných i historických. Důležitá je potom analýza možností optimálního řešení těchto konstrukčních celků a realizace vlastního návrhu.

Součástí práce jsou typový výkres vozu, sestavný výkres podvozku a výkresy zábran a pískovačů.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 10
---	-----------------	-----------

2 ROZBOR POŽADAVKŮ NA VŮZ

Celé práci předcházela úvaha o funkčních a rozměrových parametrech vozu a to s ohledem na požadavky dnešní regionální železniční dopravy.

2.1 Vozidla pro regionální dopravu

Tato kategorie zahrnuje vozidla určená pro dopravu na tratích zpravidla jednokolejných a neelektrifikovaných, na nichž převládají místní zastávkové osobní vlaky. Z důvodu kvality nabídky přepravních služeb jsou vozidla pro regionální dopravu řešena výhradně jako bezbariérová (nizkopodlažní), vyhovující i pro přepravu osob se sníženou schopností pohybu a orientace. V zájmu dosažení co nejvyšší technické rychlosti disponují náležitě velkým rozjezdovým zrychlením a patřičně velkým měrným trakčním výkonem. S cílem dosáhnout i při četných zastávkách přijatelnou úroveň cestovní rychlosti jsou regionální vozidla řešena pro rychlou výměnu cestujících. Všechny dveře jsou proto široké dvoukřídlé a situované v nizkopodlažní části. Z důvodu nabídky hospodárného cestování v pravidelném taktu, využitelném i na přepravně méně zatížených relacích, je důležitá u těchto vozidel nízká hmotnost a aerodynamika čelních partií, a to jak z pohledu minimalizace potřebného trakčního výkonu, tak i spotřeby energie [9].

2.2 Funkční analýza vozu

Byla zvolena koncepce řídicího vozu s jedním čelem neprůchozím, aerodynamicky tvarovaným, opatřeným řídicím stanovištěm a dalšími prvky hlavových vozidel (čelo schopné přenosu předepsaných nárazových sil, zábrany, snímač zabezpečovacího zařízení). Druhé čelo bylo navrženo jako průchozí s předpokládaným zapojením k hnacímu vozidlu nebo obecně k vlakové soupravě. Předpokládá se, že řídicí vůz bude vybaven normálním tažným a narážecím ústrojím.

V zájmu patřičné kvality by měl řešený vůz umožňovat nizkopodlažní nástup a výstup cestujících. Spodek vozu bude proto ve střední mezipodvozkové části ponížěn tak, aby zde výška podlahy dosáhla standardních 550 mm nad temenem kolejnice. Vnitřní uspořádání vozu úzce souvisí s konstrukcí jeho spodku. Je tedy řešeno dvěma oddíly pro cestující v podvozkových částech a dvěma nástupními prostory v nizkopodlažní části, mezi nimiž se nachází třetí velkoprostorový oddíl. Vůz by měl být osazen jedním rozměrným WC, jeden z nástupních prostorů může být využit pro přepravu rozměrnějších zavazadel,

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 11
---	-----------------	-----------

případně jízdních kol a lyží. Požadovaný komfort by měla dotvářet klimatizace, akustický a optický informační systém, zářivkové osvětlení.

2.3 Rozměrová analýza vozu

Řešený vůz by měl být připodobněn v největší možné míře typu X podle UIC 567-1 .

K tomuto doporučení vedou následující aspekty:

- část půdorysu bude využita pro dopravní účely (stanoviště strojvedoucího), čímž je zmenšen prostor pro cestující,
- pro svůj dostatečný účinek má mít snížená partie podlahy maximální možnou délku (jsou zde situovány nástupní prostory a patřičně velký oddíl pro cestující),
- ekonomicky výhodné je získat nízkou hmotnost na sedadlo.

Zadání diplomové práce neurčuje, jakému obrysu má řešený vůz vyhovovat. Za této situace se jeví nejvhodnější použití kinematického obrysu pro vozidla podle vyhlášky UIC číslo 505-1 (ČSN 28 0312), a to z následujících důvodů:

- statický obrys pro vozidla je v současné době zastaralý a technicky překonaný,
- v případě přechodu tohoto vozidla na zahraniční železnice (příhraniční oblasti) kinematický obrys zjednodušuje oboustranná jednání.

Důležitými předpoklady jsou také velikost součinitele náklonu a nezpůsobilost vozu projíždět svázné pahrbky. Součinitel náklonu není přesně stanovován, předpokládá se, že nebude vyšší než 0,4. Na nezpůsobilosti projíždět svázné pahrbky závisí nižší poloha dolní části vztahné linie kinematického obrysu pro vozidla (*obr. 1*). Ta je vhodná pro všechna hlavová vozidla, neboť jsou opatřena zábrany a to ve snaze získat jejich minimální výšku nad TK.

2.4 Kontrola kinematického obrysu

Pro nejúčelnější využití půdorysu vozu je třeba znát jeho největší možnou šířku. Ta vyplývá z požadavků, aby vůz vyhověl kinematickému obrysu. V průběhu řešení diplomové práce se dospělo k rozměrovým parametrům vozu, které jsou dokumentovány jeho technickým popisem v kapitole 3 a typovým výkresem v příloze DP-Frank-01. Pro kontrolu vyhovění kinematickému obrysu jsou v následujícím oddílu uvedeny potřebné technické parametry a je tak doložena využitelná šířka vozu v největší hodnotě.

2.4.1 Vstupní veličiny

Její hodnoty jsou převzaty z kapitoly 3, parametry na nichž participuje podvozek z kapitoly 4 a jednotlivé polohy skříně ve svislém směru z oddílu 4.2.

Tabulka 1 Vstupní hodnoty pro kontrolu kinematického obrysu

vzdálenost os otočných čepů	a	19	m
délka vozové skříně	L	26,1	m
rozvor podvozku	p	2,3	m
součinitel náklonu	s	0,4	
výška pólu náklonu	h_c	0,5	m
naklonění vozové skříně dané nesouměrností	η_0	1	°
příčná vůle ve vedení dvojkolí v rámu podvozku	q	0,002	m
příčné vůle mezi rámem podvozku a skříní	---		
– v přímé koleji	w_∞	0,058	m
– v oblouku $R = 250\text{ m}$; vnější	$w_a(250)$	0,048	m
– v oblouku $R = 250\text{ m}$; vnitřní	$w_i(250)$	0,023	m
– v oblouku $R = 150\text{ m}$; vnější	$w_a(150)$	0,045	m
– v oblouku $R = 150\text{ m}$; vnitřní	$w_i(150)$	0,018	m
rozchod dvojkolí při jeho největším opotřebení	d	1,410	m
vzdálenost příčných řezů mezi otočnými čepy	n_i	0 – 9,5	m
vzdálenost příčných řezů vně otočných čepů	n_a	0 – 3,55	m
pokles vozu v důsledku opotřebení dvojkolí	Δr	5	mm
pokles vozu v důsledku tolerancí pružnosti	h_{KO}	106	mm

Výpočty související se vztažnou linií kinematického obrysu musí respektovat svislé a příčné posuny skříně a jsou provedeny podle pravidel a matematických vztahů stanovených normou ČSN 28 0312.

2.4.2 Svislé posuny

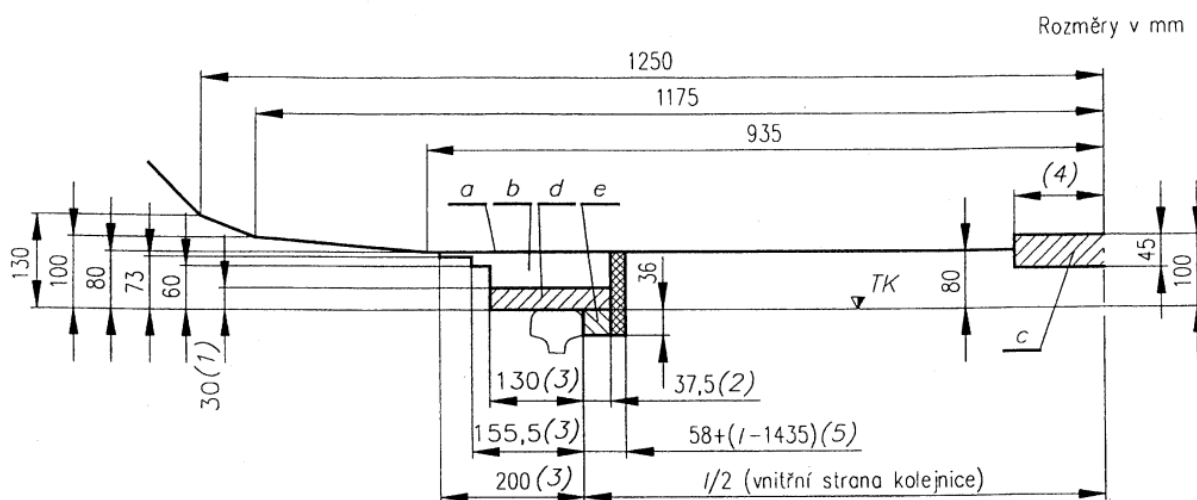
Svislé posuny umožňují určit minimální a maximální výšku nad TK pro dané vozidlo nebo pro vybraný díl v jeho nejvyšší a nejnižší poloze [15]. V případě řešeného nízkopodlažního řídicího vozu je kontrolována pouze výška částí nacházejících se v blízkosti spodní části vztažné linie.

Pro stanovení minimálních výšek nad TK je nutno uvažovat:

- posun nezávislý na stavu ložení a vypružení Δr ,
- posun vlivem deformace vypružení h_{KO} .

Pozn.: svislý průhyb v podélné ose se uvažuje pouze u nákladních vozů.

Dále je využít předpoklad nezpůsobivosti vozu projíždět svážné pahrbky, a proto se na vůz vztahuje kinematický obrys pro vozidla, která nesmějí projíždět svážnými pahrbky (*obr. 1*). Navrhovaný vůz tedy musí dodržovat vztaznou linii kinematického obrysu v poloze na svisle nezakřivené koleji a musí projet vypouklým zaoblením lomu sklonu o poloměru $R \geq 500 \text{ m}$, přičemž žádné ústrojí kromě okolku, nesmí klesnout pod rovinu TK.



Obrázek 1 Dolní část vztazné linie kinematického obrysu pro vozidla, která nesmějí projíždět svážnými pahrbky

Na svisle nezakřivené koleji je minimální výška vozu nad TK stanovena součtem obou svislých posunů vozu a výšky vztazné linie h (1):

$$\Delta r + h_{KO} + h = 5 + 106 + 80 = 191 \text{ mm} \quad (1)$$

Na vypouklé koleji s poloměrem zakřivení 500 m je minimální výška vozu nad TK stanovena takto: výška vzepětí koleje na vzdálenost otočných čepů je vypočtena na základě Thaletovy a Euklidovy věty (2):

$$\Delta = \frac{\left(\frac{a}{2}\right)^2}{2 \cdot R} = \frac{\left(\frac{19}{2}\right)^2}{2 \cdot 500} = 90 \text{ mm} \quad (2)$$

Tato hodnota se přičte ke svislým posunům vozové skříně (3):

$$\Delta r + h_{KO} + \Delta = 5 + 106 + 90 = 201 \text{ mm} \quad (3)$$

Minimální světlá výška vozové skříně nad TK je omezena hodnotou 201 mm.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 14
---	-----------------	-----------

2.4.3 Příčné posuny

2.4.3.1 Kinematické zúžení

Kinematické zúžení z – je část zúžení, které vyplývá z natočení vozidlové skříně kolem podélné osy vozidla, procházející pólem náklonu při definovaném nedostatku převýšení a určeném součiniteli náklonu [15].

U vozidla zadaných parametrů je výpočet určen matematickým vztahem (4):

$$z = \frac{s}{30} \cdot |h - h_c| \quad (4)$$

Tabulka 2 Hodnoty kinematického zúžení pro různou volenou výšku h nad TK

h [m]	0,1	0,13	0,4	1,17	2	3	3,21
z [m]	0,0053	0,0049	0,0013	0,0089	0,02	0,0333	0,0361

2.4.3.2 Určení zúžení E_i pro části, které přesahují výšku 400 mm nad TK

Pro vozidla, u nichž vůle w nezávisí na poloměru poježděného oblouku nebo se v závislosti na poloměru oblouku mění lineárně, lze jednostranné vnitřní zúžení E_i stanovit ze vztahu (5):

$$E_i = \frac{1,465 - d}{2} + q + w_\infty + z - 0,015, \quad (5)$$

jestliže je splněna podmínka (6)

$$\lambda_i = a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 500 \cdot [w_\infty - w_i(250)] \leq 250 \cdot (1,465 - d) \quad (6)$$

Jestliže $\lambda_i > 250 \cdot (1,465 - d)$, potom se E_i stanoví ze vztahu (7)

$$E_i = \frac{1}{500} \cdot \left(a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} \right) + q + w_i(250) + z + x_i - 0,015 \quad (7)$$

$$x_i = \frac{1}{750} \cdot \left(a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 100 \right) + w_i(150) - w_i(250) \quad (8)$$

Hodnota x_i pro všechna $n_i = 0$ až 9,5 m vyšla záporná, proto uvažujeme $x_i = 0$.

Tabulka 3 Výsledky vnitřních zúžení a konstrukčních šířek v závislosti na n_i

n_i [m]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	9,5
-----------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	-----

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 15
---	-----------------	-----------

λ_i	-16,18	1,82	17,82	31,82	43,82	53,82	61,82	67,82	71,82	73,82	74,07
E_i [m]	0,1086	0,1086	0,1167	0,1447	0,1687	0,1887	0,2047	0,2167	0,2247	0,2287	0,2292
šířka [m]	3,07	3,07	3,056	3,000	2,952	2,912	2,88	2,856	2,84	2,832	2,830

Největší hodnota E_i byla zjištěna v polovině vzdálenosti mezi otočnými čepy, tedy při $n = a/2 = 9,5 \text{ m}$. Toto největší zúžení se pak odečetlo od poloviční šířky vztažného kinematického obrysu, která jest $1,645 \text{ m}$ pro výšku $h = 1,170$ až $3,530 \text{ m}$ nad TK, čímž se získala poloviční šířka konstrukčního obrysu vozidla.

Část kinematického obrysu od výšky $0,400 \text{ m}$ do výšky $1,170 \text{ m}$ nad TK má poloviční šířku $1,620 \text{ m}$. Proto bylo ještě zvlášť ve výšce $h = 1,170 \text{ m}$ určeno kinematické zúžení z a příslušné vnitřní zúžení E_i . Šířka skříně vozidla ve výšce $h = 1,170 \text{ m}$, při $z = 0,0089 \text{ m}$, ve vzdálenosti $n_i = 9,5 \text{ m}$ a s vnitřním zúžením $E_i = 0,202 \text{ m}$ činí: $2,835 \text{ m}$.

Celková konstrukční šířka vozu byla stanovena na **2 830 mm**.

2.4.3.3 Určení zúžení E_i pro části, které nepřesahují výšku 400 mm nad TK

Vnitřní zúžení pro části ve výšce pod 400 mm nad TK bylo počítáno již pouze pro $n = a/2 = 9,5 \text{ m}$. Postup výpočtu je podobný jako v předchozím případě:

$$E_i = \frac{1,465 - 1,410}{2} + q + w_\infty + z - 0,015, \quad (9)$$

jestliže je splněna podmínka (10)

$$\lambda_i = a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 500 \cdot [w_\infty - w_i(250)] \leq 250 \cdot (1,465 - d) - 2,5 \quad (10)$$

Jestliže $\lambda_i > 250 \cdot (1,465 - d) - 2,5$, potom se E_i stanoví ze vztahu (11).

$$E_i = \frac{1}{500} \cdot \left(a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} \right) + q + w_i(250) + z - 0,010 \quad (11)$$

Tabulka 4 Výsledky vnitřních zúžení a konstrukčních šířek pro části ve výšce do 400 mm nad TK

h_i [m]	z [m]	E_i [m]	$\frac{1}{2}$ šířky kinematického obrysu [m]	šířka vozu [m]
0,100	0,0053	0,2034	1,175	1,943
0,130	0,0049	0,2030	1,250	2,094
0,150	0,0047	0,2028	1,270	2,134

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 16
---	-----------------	-----------

0,200	0,0040	0,2021	1,320	2,235
0,250	0,0033	0,2014	1,370	2,337
0,300	0,0027	0,2008	1,420	2,438
0,350	0,0020	0,2001	1,470	2,539
0,400	0,0013	0,1994	1,520	2,641
0,400	0,0013	0,1944	1,620	2,851

2.4.3.4 Určení zúžení E_a pro části, které přesahují výšku 400 mm nad TK

Jednostranné vnější zúžení E_a se stanoví ze vztahu (12):

$$E_a = \left(\frac{1,465 - d}{2} + q + w_\infty \right) \cdot \frac{2n_a + a}{a} + z - 0,015 \quad (12)$$

jestliže je splněna podmínka (13)

$$\lambda_a = a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 500 \cdot \left[(w_\infty - w_{i(250)}) \cdot \frac{n_a}{a} + (w_\infty - w_{i(250)}) \cdot \frac{n_a + a}{a} \right] \leq \leq 250 \cdot (1,465 - d) \cdot \frac{n_a}{a} + 7,5 \quad (13)$$

Jestliže však $\lambda_a > 250 \cdot (1,465 - d) \cdot \frac{n_a}{a} + 7,5$, stanoví se E_a ze vztahu (14).

$$E_a = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4}}{500} - \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{n_a + a}{a} + q \cdot \frac{2n_a + a}{a} + w_{i(250)} \cdot \frac{n_a}{a} + w_{a(250)} \cdot \frac{n_a + a}{a} + z + x_a - 0,030 \quad (14)$$

$$x_a = \frac{1}{750} \left(a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 120 \right) + (w_{i(150)} - w_{i(250)}) \cdot \frac{n_a}{a} + (w_{a(150)} - w_{a(250)}) \cdot \frac{n_a + a}{a} \quad (15)$$

Hodnota x_a pro všechna $n_a = 0$ až 3,55 m vyšla záporná, proto uvažujeme $x_a = 0$.

Tabulka 5 Výsledky vnějších zúžení a konstrukčních šířek

n_a [m]	0	1	2	3	3,55
λ_a	-6,32	12,49	33,31	56,12	69,53
E_a [m]	0,1086	0,1178	0,1270	0,1654	0,1949
šířka [m]	3,07	3,05	3,03	2,959	2,900

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 17</p>
--	--	--

Největší hodnota E_a byla zjištěna na konci vozu, tedy při $n = 3,55 \text{ m}$. Toto největší zúžení se pak odečetlo od poloviční šířky vztažného kinematického obrysu, která jest $1,645 \text{ m}$ pro výšku $h = 1,170$ až $3,530 \text{ m}$ nad TK, čímž se získala poloviční šířka konstrukčního obrysu vozidla.

Část kinematického obrysu od výšky $0,400 \text{ m}$ do výšky $1,170 \text{ m}$ nad TK má poloviční šířku $1,620 \text{ m}$. Proto bylo ještě zvlášť ve výšce $h = 1,170 \text{ m}$ určeno kinematické zúžení z a příslušné vnější zúžení E_a . Šířka skříně vozidla ve výšce $h = 1,170 \text{ m}$, při $z = 0,0089 \text{ m}$, ve vzdálenosti $n_a = 3,55 \text{ m}$ a s vnějším zúžením $E_a = 0,1677 \text{ m}$ činí: $2,904 \text{ m}$.

2.4.3.5 Určení zúžení E_a pro části, které nepřesahují výšku 400 mm nad TK

Vně otočných čepů se nepředpokládají části skříně, jejichž výška nepřesahuje 400 mm nad TK. Proto obrys pro konstrukci vozidla nebude v této oblasti počítán. Vyšetřovacími pozicemi zábran a koncovek pískovacího zařízení jsou věnovány kapitoly 5 a 6.

2.4.4 Zhodnocení

Vnější šířka vozu byla výpočtem stanovena na 2830 mm . Minimální světlá výška vany spodku vozu nad temenem kolejnice byla stanovena na 201 mm . Výška nejvyššího bodu střechy nad TK nebude odpovídat hodnotě 4050 mm podle vyhlášky UIC číslo 567-1, ale v zájmu úspory hmotnosti vozu byla tato výška zvolena na 3800 mm .

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 18
---	-----------------	-----------

3 TECHNICKÝ POPIS VOZU

Řídící vůz je normálně-rozchodný, čtyřnápravový osobní vůz se střední částí nízkopodlažní, na jednom čele vybaven stanovištěm strojvedoucího, s normálním tažným a narážecím ústrojím. Je určen k provozu na celostátní železniční síti. Zařízení pro řízení vozidla v kabině strojvedoucího může spolupracovat s motorovými vozy a lokomotivami motorové i elektrické trakce. Vůz je konstruován na maximální rychlost 120 km/h.

Typový výkres vozu je v příloze DP-Frank-01, technický popis podvozku je uveden v kapitole 5. diplomové práce.

3.1 Technické údaje

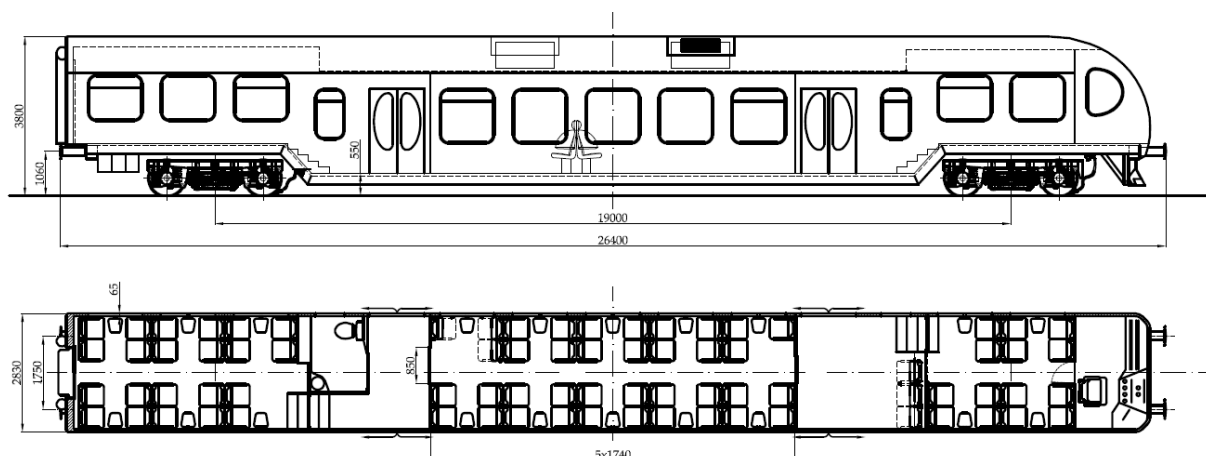
Vůz vyhovuje kinematickému obrysu podle UIC 505-1

Rozchod	1435 mm
Maximální rychlost	120 km/h
Délka vozu přes nárazníky	26400 mm
Vzdálenost otočných čepů	19000 mm
Vnější šířka vozu	2830 mm
Výška skříně nad TK	3900 mm
Rozvor podvozků	2300 mm
Průměr kol	840 mm
Hmotnost prázdného vozu	40000 kg
Počet míst k sedění	77

Tabulka 6 Hmotnostní parametry vozu pro návrh vypružení (viz oddíl 4.2.2)

celková hmotnost vozu	m_v	40000	kg
hmotnost podvozku	m_p	5634	kg
hmotnost dvojkolí	m_d	1050	kg
hmotnost primární pružiny	m_{pp}	18	kg
hmotnost ložiskové skříně	m_L	60	kg
hmotnost kolébky + ½ sekundárních pružin	m_k	330	kg
hmotnost jednou vypružených částí	m_1	2820	kg
hmotnost dvakrát vypružených částí	$2m_2$	29392	kg
hmotnost cestujících při plném obsazení vozu	m_c	12200	kg
hmotnost provozních hmot (voda, nafta, písek)	m_{ph}	800	kg
užitečné zatížení	$m_{už}$	13000	kg

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 19</p>
--	--	--



Obrázek 2 Typový výkres vozu

3.2 Popis hrubé stavby a vnitřního uspořádání vozu

Základní rozměry vozu, uspořádání čelního přechodu a tažného a narážecího ústrojí odpovídají předpisům UIC pro vozy typu X. Skříň vozu je uložena na dvou dvounápravových podvozcích. Vozová skříň je svařena v samonosný celek ze spodku, bočnic, čelnic a střechy. Kostra spodku je svařovaná z válcovaných a lisovaných ocelových profilů, podélně je vyztužena vlnitým podlahovým plechem tloušťky 1,5 mm. Ve spodku vozu je zachován prostor a provedena příprava pro zabudování samočinného spřáhla. Táhlové ústrojí je neprůběžné se dvěma kuželovými pásovými pružinami. Nárazníky jsou trubkové svařované s prstencovou pružinou. Kostru bočnic a čelnic tvoří sloupky a podélné výtzuhy lisované z plechu, vnější obložení je z plechu tloušťky 2 mm. Kostra střechy se skládá z kružin spojených vaznicemi a z průběžných výtzuh, celek je obložen plechem tloušťky 2 mm.

Přední čelo skříně s kostrou ze zesílených profilů, které chrání prostor kabiny strojvedoucího v případě čelního nárazu, překrývá plastový díl sendvičové konstrukce. Pasivní bezpečnost vozu zajišťuje také pluh instalovaný na spodku vozu předního čela. Zadní čelo vozidla je ploché, opatřené pryžovými návalky a přechodovým můstkem. Podlaha je ve střední části vozu situována do výšky 550 mm nad TK, v podvozkové části do výšky 1250 mm nad TK. Ve skříně je provedena tepelná a zvuková izolace.

Půdorysně je vůz uspořádán do tří částí, které jsou vzájemně odděleny dvěma nástupními prostory. Oba prostory jsou komponovány pro přepravu cestujících na vozíku, zadní prostor je vybaven rozměrným WC. Dvoukřídlé elektropneumaticky ovládané vstupní dveře umožňují samostatné otvírání předsuvných křídel, které provádí cestující ovládacími

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 20
---	-----------------	-----------

tlačítka nebo strojvedoucí centrálně ze svého stanoviště. Dveře jsou vybaveny ochrannými prvky proti přivření i systémem nouzového ovládní. Vnitřní oddílové a přechodové dveře jsou taktéž pedsuvné a disponují samočinným zavíráním.

Oddíly pro cestující jsou vybaveny sedadly v uspořádání 2+2 a příčnými policemi. Obložení bočnic a stropů je provedeno velkoplošnými sendvičovými panely. Součástí panelů je laminátový rám okna. Příčky jsou vyrobeny z lafovky tloušťky 22 mm oboustranně polepené deskami z vysokotlakého laminátu tloušťky 1 mm. Do vozové skříně jsou příčky upevněny pružně pomocí silentbloků. Podlaha je sestavena z velkoplošných panelů, jejichž nosnou část tvoří vodovzdorná překližka tloušťky 15 mm. Nášlapná plocha panelů je kryta protiskluzovou podlahovinou. Vůz má uzavřený WC systém. Okna oddílová a okno WC jsou shodné konstrukce. Oddílová okna o světlé šířce 1300 mm jsou buď pevná, nebo s výklopnou horní částí pro případ nouzového větrání. Obložení vnitřku vozu umožňuje mokré mechanizované čištění.

Osvětlení vnitřních prostorů vozu je zářivkové. Palubní napětí hodnoty 24 V dodává gelová baterie s kapacitou 370 Ah dobíjená vozovým alternátorem v podvozku nebo kabelem ze zdroje hnacího vozidla; dobíjení baterie u odstaveného vozu je možné také z distribuční sítě. Teplovzdušné vytápění s možností temperování a předtápění je zajišťováno naftovým agregátem. Vnitřní prostor včetně stanoviště strojvedoucího je taktéž klimatizován. Z klimatizačních jednotek umístěných ve střeše vozu je rozvod upraveného vzduchu zajišťován vzduchovody instalovanými podél bočnic. Přířičný komfort dotváří akustický a optický informační systém.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 21
--	-----------------	-----------

4 NÁVRH PODVOZKU

Podvozek je pojezd nebo část pojezdu vyznačující se samostatným rámem, který má jistou pohyblivost vzhledem ke spodku vozové skříně [1]. Podvozek tvoří dvojkolí, vlastní nosný rám a komponenty (úložné a vodící, závěsné a vazební, k přenosu sil podélných, příčných a svislých; dále to jsou prvky pružící a tlumící, brzdové a jiné) [6]. Z hlediska funkčního rozboru podvozku rozeznáváme několik konstrukčních skupin, z nichž tyto tři jsou základní:

- rám podvozku,
- vazba rámu podvozku s dvojkolím,
- vazba rámu podvozku s vozovou skříní.

Tyto konstrukční skupiny byly při návrhu podvozku analyzovány a s ohledem na požadavky vozu byla vybrána jejich optimální kombinace.

4.1 Úvaha o koncepci podvozku

Dlouholetá zkušenost ukazuje, že podvozky jednoúčelové mohou být technicky lépe připraveny a provozně-ekonomicky výhodnější než podvozky univerzální [1].

4.1.1 Vazba rámu podvozku s dvojkolím

Konstrukční uzel vedení ložiskových skříní v rámu podvozku bývá zpravidla konstrukčně propojen s prvním stupněm vypružení. Svou příčnou poddajností musí umožňovat příčné vypružení, svou podélnou poddajností musí umožnit snížení kvazistatických účinků z oblouku koleje a zároveň přenášet podélné síly mezi rámem podvozku a dvojkolím. Důležitá je i přesnost vedení dvojkolí (pokud možno bez vůlí), při nichž se může za jistých podmínek na přímé koleji rozvíjet vlnivý pohyb dvojkolí až k hranici nestabilního chodu [4].

K dalším kvalitativním ukazatelům vedení dvojkolí patří údržbová nenáročnost, stálost mechanických parametrů, jednoduchost a technologičnost konstrukce. Vhodný typ vedení dvojkolí je třeba vybírat též podle předpokládaného určení vozu (v tomto případě je vůz určen převážně k provozu na obloukovitých tratích).

Ve smyslu zadání a výše uvedených požadavků je tedy vedení dvojkolí řešeno jako:

- pevné (dvojkolí v pevném rozvoru),
- při svislých pohybech nápravového ložiska bez opotřebení,

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 22
--	-----------------	-----------

- ve vodorovných směrech bez vůlí s nízkou tuhostí (podle [2] strana 36).

Těmto parametrům vyhovují vedení dvojkolí kyvnými rameny, úhlovými pákami a ojnicemi. Přitom všechny tři se vyznačují zpravidla složitými tvary ložiskových skříní.

Vedení kývačkou obtížně řeší přenos příčných sil, které vnášejí do ložiska přídatné momenty. Problémem je i uložení primární pružiny, u které je nutno sledovat natáčení jejich dosedacích ploch při pohybu kývačky a z toho plynoucí jak přídatné dynamické napětí v pružině, tak její stabilitu proti vybočení. Navíc ložisková skříň kyvného ramena i úhlové páky vykazuje od proměnlivé hmotnosti vozu zpravidla větší rotační pohyblivost než v případě užití ojníček. Tato vlastnost byla při volbě vedení dvojkolí nakonec nejpodstatnější, neboť se předpokládá, že k ložiskové skříně bude fixován držák pískovací hadice.

Po úvaze bylo tedy vybráno vedení ojnicové. V praxi existují dvě varianty uspořádání, buď se spodním vahadlem, nebo tvarově složitější a robustnější ložisková skříň. Podle dnešních trendů byla zvolena druhá z obou variant.

4.1.2 Vazba podvozku s vozovou skříní

Sledovaná oblast zahrnuje konstrukční skupinu druhotného vypružení ve svislém směru, vypružení ve směru příčném a podélném a konečně uložení vozové skříně na podvozek [1]. U osobních vozů se používá dvojí koncepce této vazby:

- **kolébkový systém:** V příčné osově rovině podvozku jsou nad sebou umístěny dva příčné vzájemně vypružené trámce (horní a spodní kolébka). Na kolébku je uložen hlavní příčník vozové skříně prostřednictvím ploché torny (otočně a se zajištěním soudržnosti podvozku a skříně při jejím zvedání). Kolébka nesoucí vozovou skříň je zavěšena na podélnících rámu podvozku pomocí čtyř táhel na principu kyvadla. Příčné kolébkové pohyby horní kolébky jsou omezeny dosedáním na narážky na podélnících podvozku. Vhodné podélné vedení kolébky splňují podélná táhla mezi kolébkou a rámem podvozku umístěná na co nejširší základně.
- **bezkolébkový systém:** Ukládá vozovou skříň na podvozek prostřednictvím samotných pružin (tzv. pružin typu flexi-coil). Tyto jsou dimenzovány pro přenos příčných i podélných deformací a vycházejí značných průměrů a délek. Vyžadují proto podélník rámu podvozku ve střední části ponížený nebo případně mohou spočívat na bočních konzolách přivařených k podélníkům podvozku. Pro realizaci podélného vedení se rám podvozku váže k vozové skříně robustním podélným táhlem s pryžovými silentbloky v obou okách. Táhlo musí přenést vodorovným a svislým natáčením všechny vzájemné pohyby podvozek – skříně.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 23
---	-----------------	-----------

Ve smyslu zadání diplomové práce je z úvahy vyřazena bezkolébková koncepce s užitím pneumatických sekundárních pružin.

Konstrukčně jednodušší se jeví bezkolébková koncepce, která přináší i úsporu hmotnosti. Ponížený podélník rámu podvozku navíc příznivě řeší uchycení vnitřních ojníček od vedení dvojkolí. Z těchto dvou důvodů je předběžně přijata bezkolébková koncepce a následujícím výpočtem je ověřována její vhodnost. Pro konkrétní výpočet je předpokládán modelový příklad hmotností, který nemusí souhlasit s technickými parametry vozu podle oddílu 3.1.

Tabulka 7 Vstupní hodnoty

užitečné zatížení vozu	m	12 500	kg
hmotnost vozové skříně (prázdná)	$2m_{s0}$	29 600	kg
hmotnost vozové skříně (obsazená)	$2m_{s1}$	42 100	kg
hmotnost podvozku	m_p	3100	kg
statické sednutí vypružení	h_{st}	0,07	m
výsledná minimální tuhost vypružení	k_v	1751785,7	N/m
1. úhlová frekvence (prázdný vůz)	$\omega_{1,0}$	7,69	1/s
1. úhlová frekvence (obsazený vůz)	$\omega_{1,1}$	6,45	1/s
1. vlastní frekvence (prázdný vůz)	$f_{1,0}$	1,22	Hz
1. vlastní frekvence (obsazený vůz)	$f_{1,1}$	1,03	Hz
počet primárních pružin	n_I	8	---
počet sekundárních pružin	n_{II}	4	---
síla na sekundární pružinu (prázdný vůz)	$F_{2,0}$	72 594	N
síla na sekundární pružinu (obsazený vůz)	$F_{2,1}$	103 250	N

Cílem výpočtu je najít optimální parametry pružiny tak, aby vyhověla svou zástavbovou výškou, aby vykazovala příznivou hodnotu vlastní frekvence svislých kmitů a aby její příčná tuhost byla minimální. Byly počítány následující veličiny:

$$\text{Druhá vlastní frekvence: } f_2 = \frac{\sqrt{k_I + k_{II}}}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{m_p} \quad [\text{Hz}],$$

$$\text{tuhost sekundární pružiny: } k_2 = \frac{(k_I / k_{II}) \cdot k_v}{k_I / k_{II}} \cdot \frac{1}{n_{II}} \quad [\text{N/m}],$$

$$\text{volná délka pružiny: } H_0 = (n + 1) \cdot d + n \cdot \Delta n + (F_2 / k_2) \quad [\text{mm}],$$

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 24
---	-----------------	-----------

délka pružiny staticky zatížené prázdným vozem: $H_1 = H_0 - (F_2 / k_2)$ [mm],

příčná tuhost podle Waahla [4]: $k_{yW} = \frac{2,6 \cdot k_2}{1 + 0,77 \cdot \beta^2} \cdot \left(1 - \frac{F_2}{U \cdot H_0 \cdot k_2}\right)$ [N/m],

ekvivalentní délka závěsu [2]: $l = \frac{F_2}{k_{yW}} \cdot 1000$ [mm],

frekvence příčných kmitů: $f_y = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot g}{l}}$ [Hz].

Hodnoty těchto veličin byly zjišťovány pro různé průměry D_2 a různé poměry tuhostí k_I/k_{II} (Tab. 8) a na jejich základě byla posouzena vhodnost sekundární pružiny typu flexi-coil. Výpočet byl proveden v tabulkovém editoru Microsoft Excel.

Tabulka 8 Výsledné parametry pružiny typu flexi-coil v závislosti na jejím průměru a pro různě volené poměry tuhostí k_I/k_{II}

k_I/k_{II}	f_2 [Hz]	k_2 [N/m]	H_0 [mm]	H_1 [mm]	k_{yW} [N/m]	l [mm]	f_y [Hz]
<i>D = 260 mm</i>							
2,5	5,92	613125	754	636	213187	484	0,716
3	6,18	583928	798	674	183901	561	0,665
3,5	6,43	563073	805	676	174628	591	0,648
4	6,69	547433	846	713	155475	664	0,612
<i>D = 280 mm</i>							
2,5	5,92	613125	691	573	280108	368	0,821
4	6,69	547433	747	614	219571	470	0,727
5	7,18	525535	791	653	191182	540	0,678
6	7,65	510937	797	655	183467	563	0,664
7	8,09	500510	837	692	165084	625	0,630
<i>D = 300 mm</i>							
2,5	5,92	613125	625	507	367027	281	0,940
4	6,69	547433	719	586	262388	393	0,795
6	7,65	510937	732	590	237815	434	0,756
7	8,09	500510	773	628	212842	485	0,716
8	8,51	492689	776	629	208162	496	0,708

Z tabulky je patrné, že sekundární pružina typu flexi-coil není pro navrhovaný řídicí vůz vhodná, neboť nevyhovuje vlastní frekvencí a současně zástavbovou výškou a příčnou tuhostí. Příčná tuhost totiž závisí na tuhosti svislé, která z důvodu lehké vozové

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 25</p>
--	--	--

skříně s velkou obsaditelností nemůže být patřičně nízká. Pro příčnou tuhost se doporučuje ekvivalentní délka závěsu minimálně $l = 0,5 \text{ m}$. Druhá vlastní frekvence má být podkritická nebo nadkritická vůči svislým ohybovým kmitům vozové skříně a tedy mimo interval 8 – 10 Hz. A jako limitní hodnota staticky zatížené pružiny prázdným vozem byla vzata výška 600 mm, neboť pro $H_1 \geq 600 \text{ mm}$ je vyžadováno konstrukční přizpůsobení ve spodku vozu, se kterým v návrhu není počítáno.

Vazba podvozku s vozovou skříní bude tedy realizována kolébkou a svislým čepem.

4.1.3 Rám podvozku

Rám podvozku je zpravidla prutová svařovaná konstrukce ze skříňových profilů, vypruženě uložená na nápravových ložiskách a uzpůsobená k nesení a vedení vozové skříně. Celková koncepce podvozkového rámu závisí na jeho vazbě k dvojkolí i k vozové skříní.

Úvaha o rámu podvozku sleduje, zda použít rám tuhý či poddajný. Ukazuje se, že pro navrhovaný řídicí vůz je poddajný rám nevhodný a to z těchto důvodů:

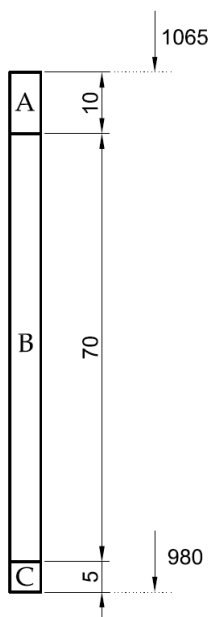
1. Stav kolejí se zlepšuje, a proto není nutné sledovat bezpečnost proti vykolejení touto cestou.
2. Kotvení tažných nebo brzdných sil způsobuje nesouměrné zatěžování rámu.
3. Jeden z podvozků bude doplněn zábranami, takže případný střet s překážkou by způsoboval nepříznivé předbíhání podélníků rámu.

Rám podvozku je tedy navržen jako tuhý; na základě předchozích úvah rovinný, se čtyřmi závěsy pro kolébkou, z důvodu dosazení kotoučové brzdy bezčelníkový a upravený přivařením konzol pro ojniczkové vedení dvojkolí.

4.2 Návrh vypružení

4.2.1 Teoretický předpoklad

Vycházíme z hodnoty celkového rozsahu výšky středů nárazníků $1060 - 980 = 85 \text{ mm}$. Z této hodnoty dále odvozujeme maximální využitelný rozsah statického sednutí obou stupňů vypružení. Obvyklá rovnováha svislých dispozic v poloze nárazníků je tato:



A – vrstva, ve které se nachází středy nárazníků u prázdného vozu po vyrobení. Její šířka je ovlivněna přesností výroby a dosažitelnou přesností výškového nastavení vozové skříň. Předepisuje se výška nárazníků 1060 ± 5 mm na temenem kolejnice a předpokládá se, že nejnižší umístěný nárazník má střed ve výši 1055 mm nad TK.

B – zdvih využitelný pro statické sednutí obou stupňů vypružení od proměnlivé složky zatížení vozu.

C – rezerva na ojetí kol a opotřebení částí majících vliv na výšku nárazníků v období do dalšího výškového stavění vozu.

Z této rozvahy vyplývá, že pro statické sednutí obou stupňů vypružení můžeme využít výšku maximálně $\Delta h_v = 0,070$ m. Přičemž prvotní stupeň vypružení by měl být více než 2x tužší než druhotný stupeň. Z hlediska užitečného klesnutí pružin se tedy uvažuje přibližně 20 mm na primární stupeň a 50 mm na sekundární stupeň [2].

4.2.2 Vstupní údaje pro návrh vypružení

Tabulka 9 Hmotnostní parametry vozu

Hmotnosti	poznámka	1 podvozek	vůz celkem	
prázdný vůz	---	---	40000	kg
podvozek	---	5634	11268	kg
dvojkolí	1050 (1 ks)	2100	4200	kg
pružina prvotního vypružení	18 (1 ks)	144	288	kg
ložisková skříň	60 (1 ks)	240	480	kg
kolébka + ½ druhotných pružin	330 (1 ks)	330	660	kg
1x vypružené části	---	2820	5640	kg
2x vypružené části	---	14696	29392	kg
maximální obsazení	152 x 80	---	12200	kg
voda + nafta + písek	400+200+200	---	800	kg
užitečné zatížení	12200+800	---	13000	kg
plně ložený vůz	---	---	53000	kg

Pozn.: je uvažováno souměrné zatěžování obou podvozků.

Z této hmotnostní bilance lze dále určit statické síly zatěžující jednotlivé pružiny.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 27
--	-----------------	-----------

Statická síla na pružinu primárního vypružení od prázdného vozu (16)

$$Q_{p1} = \frac{(2m_2 + 2m_1) \cdot g}{16} = \frac{(29392 + 5640) \cdot 9,81}{16} \quad (16)$$

$$Q_{p1} = 21479 \text{ N}$$

Statická síla na pružinu primárního vypružení od plně loženého vozu (17)

$$Q_{L1} = \frac{(2m_2 + 2m_1 + m_{už}) \cdot g}{16} = \frac{(29392 + 5640 + 13000) \cdot 9,81}{16} \quad (17)$$

$$Q_{L1} = 29450 \text{ N}$$

Statická síla na duplexní pružinu sekundárního vypružení od prázdného vozu (18)

$$Q_{p2} = \frac{2m_2 \cdot g}{8} = \frac{29392 \cdot 9,81}{8} \quad (18)$$

$$Q_{p2} = 36041 \text{ N}$$

Statická síla na duplex.pružinu sekundárního vypružení od plně loženého vozu (19)

$$Q_{L2} = \frac{(2m_2 + m_{už}) \cdot g}{8} = \frac{(29392 + 13000) \cdot 9,81}{8} \quad (19)$$

$$Q_{L2} = 51983 \text{ N}$$

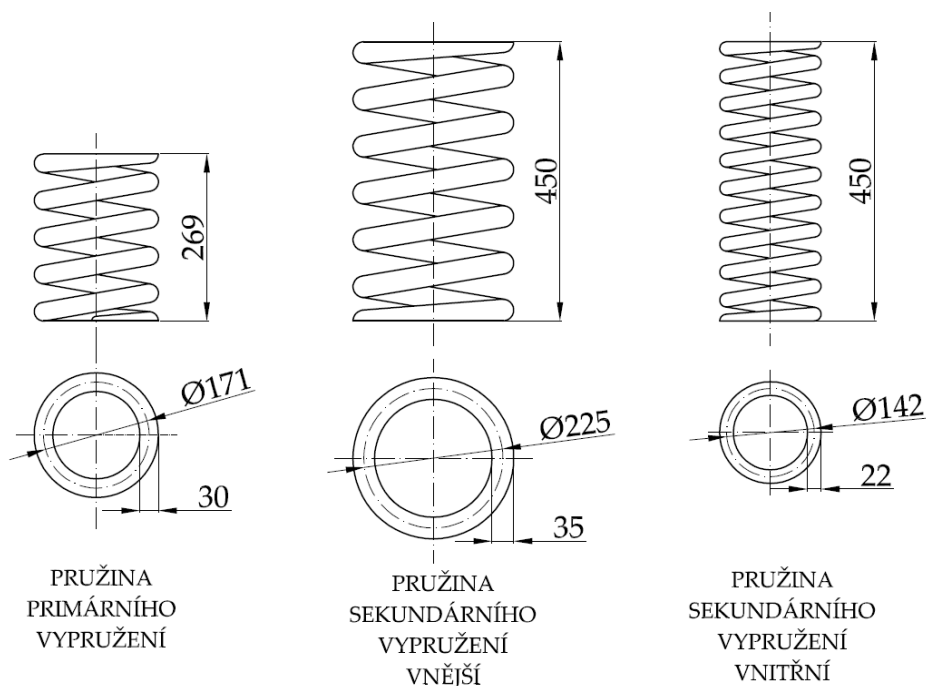
4.2.3 Parametry navržených pružin

Návrh vypružení byl získán postupným iterováním na základě omezujících podmínek:

- maximální využitelné sednutí obou stupňů vypružení, které vychází z tuhostí jednotlivých pružin,
- vyhovění požadavkům na vlastní frekvence svislých posuvných kmitů,
- vyhovění požadavkům rozměrovým a pevnostním.

Tímto způsobem byly navrženy pružiny (*obr. 3*) následujících parametrů (*tab. 10*)

Pozn.: řešení sekundárního vypružení si vyžádalo pružiny v duplexním provedení.



Obrázek 3 Navržené pružiny pro řídicí vůz

Tabulka 10 Parametry navržených pružin

Vypružení rámu podvozku			
pružina (8 ks/ podvozek)	materiál 14 260.8		
roztečný průměr	D	171	mm
průměr drátu	d	30	mm
volná výška	H_0	269	mm
výška pružiny na narážce	H_{KO}	181	mm
počet činných závitů	n	4	---
počet závěrných závitů	n_z	1,5	---
celkový počet závitů	n_c	5,5	---
osová tuhost	k_I	397389	N/m
celková tuhost primáru	k_I	6358231	N/m
Vypružení kolébky			
pružina vnější (4 ks/ podvozek)	materiál 14 260.8		
roztečný průměr	D_{out}	225	mm
průměr drátu	d_{out}	35	mm
volná výška	H_0	450	mm
výška pružiny na narážce	H_{KO}	265	mm
počet činných závitů	n_{out}	5,5	---
počet závěrných závitů	n_{zout}	1,5	---

celkový počet závitů	n_{cout}	7	---
osová tuhost	k_{2out}	235040	N/m
pružina vnitřní (4 ks/ podvozek)	materiál 14 260.8		
roztečný průměr	D_{in}	142	mm
průměr drátu	d_{in}	22	mm
volná výška	H_0	450	mm
výška pružiny na narážce	H_{KO}	265	mm
počet činných závitů	n_{in}	9,5	---
počet závěrných závitů	n_{zin}	1,5	---
celkový počet závitů	n_{cin}	11	---
osová tuhost	k_{2in}	84505	N/m
osová tuhost duplexní pružiny	k_2	319545	N/m
celková tuhost sekundáru	k_{II}	2556358	N/m

Tuhosti pružin jsou určeny podle vztahu (20):

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}; \quad \text{pro } G = 78500 \text{ MPa} \quad (20)$$

4.2.4 Statické deformace vypružení

Statická deformace primáru pod prázdným vozem (21):

$$z_{1p} = z_{ip} = \frac{Q_{1p}}{k_1} = \frac{21479}{397389} = 54 \text{ mm} \quad (21)$$

Statická deformace primáru pod plně loženým vozem (22):

$$z_{1L} = z_{iL} = \frac{Q_{1L}}{k_1} = \frac{29450}{397389} = 74 \text{ mm} \quad (22)$$

Statická deformace sekundáru pod prázdným vozem (23):

$$z_{2p} = z_{ip} = \frac{Q_{2p}}{k_2} = \frac{36041}{319545} = 113 \text{ mm} \quad (23)$$

Statická deformace sekundáru pod plně loženým vozem (24):

$$z_{2L} = z_{iL} = \frac{Q_{2L}}{k_2} = \frac{51983}{319545} = 163 \text{ mm} \quad (24)$$

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 30
---	-----------------	-----------

4.2.5 Dynamická přetížení

Svislé dynamické přetížení je parametr užívaný v dynamických pevnostních výpočtech částí kolejového vozidla, který slouží k vyjádření zrychlující síly vyvolané svislou nerovností kolejnicového pásu. Je to parametr empirický. Pro výpočet této konstanty je používán vzorec (25) [2].

$$h = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (V - 55)}{z} \quad (25)$$

kde:

a konstanta závislá na počtu vypružení;

$$a_0 = 0,15 \text{ pro části nevypružené}$$

$$a_1 = 0,10 \text{ pro části jednou vypružené}$$

$$a_2 = 0,05 \text{ pro části dvakrát vypružené}$$

b činitel zohledňující počet náprav podvozku;

$$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1$$

V maximální rychlost, pro kterou je vůz konstruován; $V = 120 \text{ km/h}$

z 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 sestavení pracovní charakteristiky pružiny postačuje znalost svislého dynamického přetížení pouze pro plně ložený vůz (26), (27).

Svislé dynamické přetížení pro primární stupeň vypružení (26):

$$h_{1L} = a_1 + b \cdot \frac{0,22 \cdot (V - 55)}{z_{L1} + z_{L2}} = 0,10 + 1 \cdot \frac{0,22 \cdot (120 - 55)}{74 + 163} \quad (26)$$

$$h_{1L} = 0,16$$

Svislé dynamické přetížení pro sekundární stupeň vypružení (27):

$$h_{2L} = a_2 + b \cdot \frac{0,22 \cdot (V - 55)}{z_{L1} + z_{L2}} = 0,05 + 1 \cdot \frac{0,22 \cdot (120 - 55)}{74 + 163} \quad (27)$$

$$h_{2L} = 0,11$$

Dynamická deformace primáru pod plně loženým vozem (28):

$$z_{1dyn} = z_{1L} \cdot (1 + h_{1L}) = 74 \cdot (1 + 0,16) = 86 \text{ mm} \quad (28)$$

Dynamická deformace sekundáru pod plně loženým vozem (29):

$$z_{2dyn} = z_{2L} \cdot (1 + h_{2L}) = 162 \cdot (1 + 0,11) = 179 \text{ mm} \quad (29)$$

4.2.6 Deformace vypružení v důsledku tolerance pružnosti

Deformace pružiny primárního vypružení dosednutím na narážku (30):

$$z_{1max} = H_0 - H_{KO} = 269 - 181 = 88 \text{ mm} \quad (30)$$

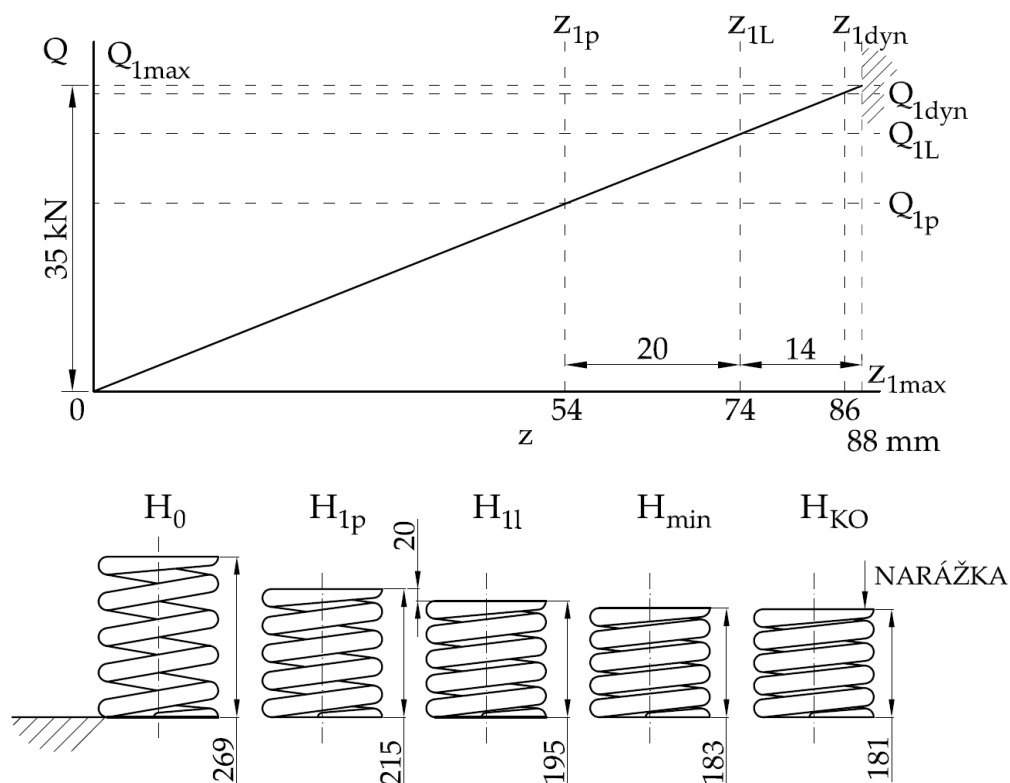
Deformace duplexní pružiny sekundárního vypružení dosednutím na narážku (31):

$$z_{2max} = H_0 - H_{KO} = 450 - 265 = 185 \text{ mm} \quad (31)$$

4.2.7 Pracovní charakteristika pružiny primárního vypružení

Tabulka 11 Vlastnosti pružiny zatížení – výška

	síla [kN]		výška [mm]	
prázdný vůz	Q_{1p}	21,5	$H_{1p} = H_0 - z_{1p}$	215
plně ložený vůz	Q_{1L}	29,5	$H_{1L} = H_0 - z_{1L}$	195
plně ložený vůz + dynamická přírážka	$Q_{1dyn} = k_1 \cdot z_{1dyn}$	34,1	$H_{min} = H_0 - z_{1dyn}$	183
na narážce	$Q_{1max} = k_1 \cdot z_{1max}$	35,0	H_{KO}	181



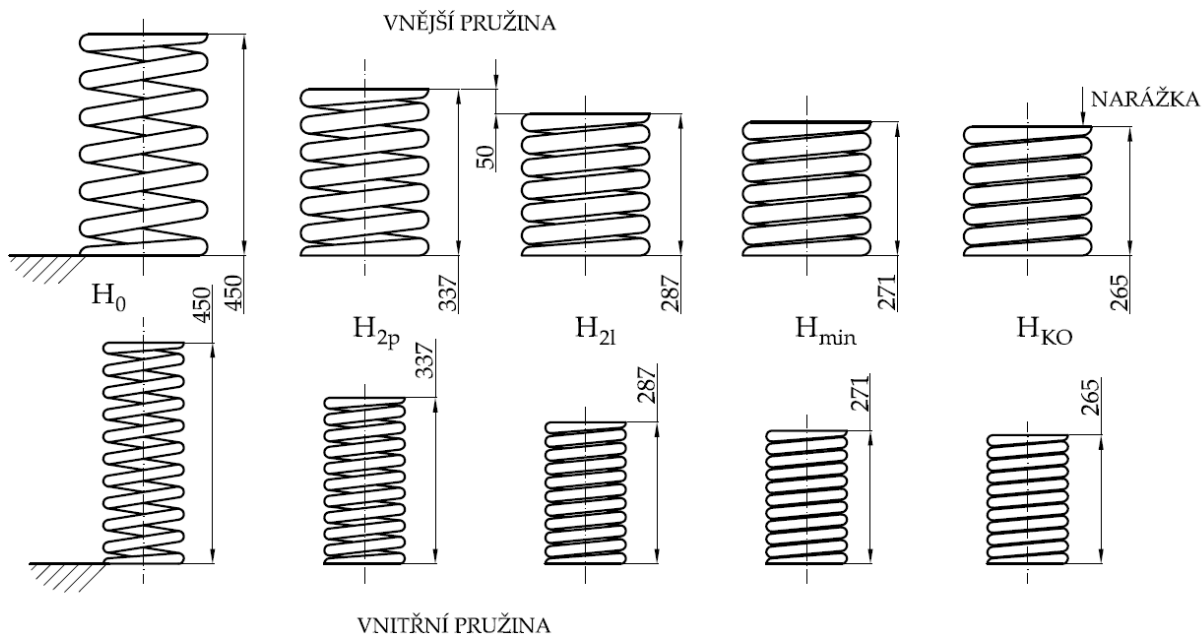
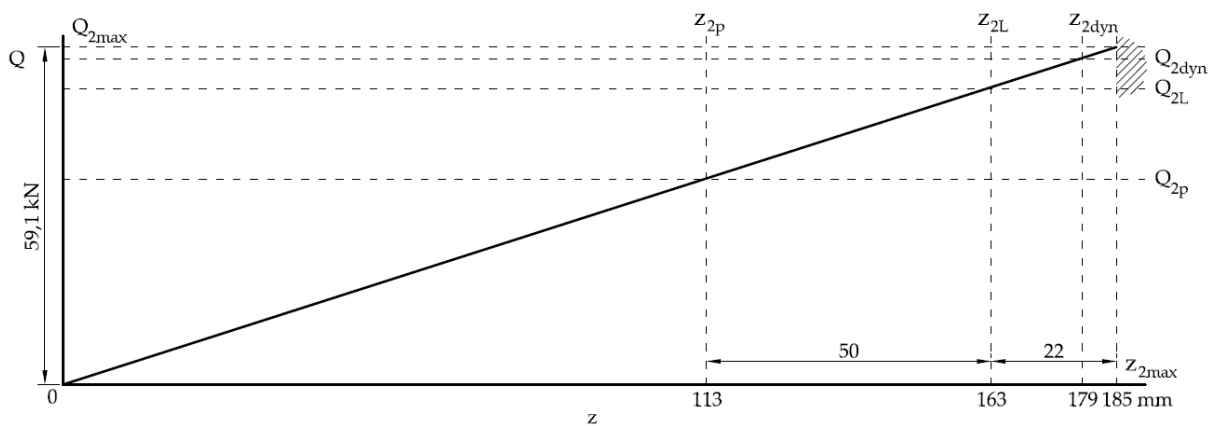
Obrázek 4 Grafická dokumentace pružiny primárního vypružení

4.2.8 Pracovní charakteristika duplexní pružiny sekundárního vypružení

Tabulka 12 Vlastnosti pružiny zatížení – výška

---	síla [kN]			výška [mm]	
	vnější	vnitřní	celkem		
prázdný vůz	26,5	9,5	36,0	$H_{2p} = H_0 - z_{2p}$	337
plně ložený vůz	38,3	13,7	51,9	$H_{2l} = H_0 - z_{2L}$	287
plně ložený vůz + dynamická přírážka	42,0	15,1	57,1	$H_{\min} = H_0 - z_{2dyn}$	271
na narážce	43,5	15,6	59,1	H_{KO}	265

$$Q_{2dyn\ out} = k_{2out} \cdot z_{2dyn}; Q_{2dyn\ in} = k_{2in} \cdot z_{2dyn}; Q_{2max\ out} = k_{2out} \cdot z_{2max}; Q_{2max\ in} = k_{2in} \cdot z_{2max}$$



Obrázek 5 Grafická dokumentace duplexní pružiny sekundárního vypružení

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 33
---	-----------------	-----------

4.2.9 Průkaz vyhovění navržených pružin

Že navržené pružiny vyhovují, je nutné prokázat z hlediska pevnostního, z hlediska rozsahu výšky nárazníků, z hlediska vlastních frekvencí svislých posuvných kmitů a z hlediska bezpečnosti proti vykolejení.

1. Pevnost pružin

Je kontrolováno mezní osově napětí pružiny, tedy napětí, které vznikne při deformaci pružiny na narážku.

Pružina primárního vypružení

Poměr vinutí (32):

$$i = \frac{D}{d} = \frac{171}{30} = 5,7 \quad (32)$$

Součinitel koncentrace namáhání (33):

$$K = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i} = \frac{4 \cdot 5,7 - 1}{4 \cdot 5,7 - 4} + \frac{0,615}{5,7} = 1,267 \quad (33)$$

Napětí v pružině při maximálním zatížení (34):

$$\tau = \frac{8 \cdot Q_{1\max} \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 35000 \cdot 0,171 \cdot 1,267}{\pi \cdot 0,030^3} = 715,4 \text{ MPa} \quad (34)$$

Dovolené napětí pro materiál 14 260.8 je $\tau_{dov} = 727 \text{ MPa}$ podle [2] strana 49.

Protože $\tau \leq \tau_{dov} \rightarrow 715,4 \text{ MPa} \leq 727 \text{ MPa}$, pružina vyhovuje.

Pružina sekundárního vypružení – vnější

Poměr vinutí (35):

$$i_{2out} = \frac{D_{2out}}{d_{2out}} = \frac{225}{35} = 6,43 \quad (35)$$

Součinitel koncentrace namáhání (36):

$$K_{2out} = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i} = \frac{4 \cdot 6,43 - 1}{4 \cdot 6,43 - 4} + \frac{0,615}{6,43} = 1,23 \quad (36)$$

Napětí v pružině při maximálním zatížení (37):

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 34
---	-----------------	-----------

$$\tau_{2out} = \frac{8 \cdot Q_{2max out} \cdot D_{2out} \cdot K_{2out}}{\pi \cdot d_{2out}^3} = \frac{8 \cdot 43500 \cdot 0,225 \cdot 1,23}{\pi \cdot 0,035^3} = 716,9 \text{ MPa} \quad (37)$$

Protože $\tau_{2out} \leq \tau_{dov} \rightarrow 716,9 \text{ MPa} \leq 727 \text{ MPa}$, pružina vyhovuje.

Pružina sekundárního vypružení – vnitřní

Poměr vinutí (38):

$$i_{2in} = \frac{D_{2in}}{d_{2in}} = \frac{142}{22} = 6,45 \quad (38)$$

Součinitel koncentrace namáhání (39):

$$K_{2in} = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i} = \frac{4 \cdot 6,45 - 1}{4 \cdot 6,45 - 4} + \frac{0,615}{6,45} = 1,23 \quad (39)$$

Napětí v pružině při maximálním zatížení (40):

$$\tau_{2in} = \frac{8 \cdot Q_{2max in} \cdot D_{2in} \cdot K}{\pi \cdot d_{2in}^3} = \frac{8 \cdot 15600 \cdot 0,142 \cdot 1,23}{\pi \cdot 0,022^3} = 654,5 \text{ MPa} \quad (40)$$

Protože $\tau_{2in} \leq \tau_{dov} \rightarrow 654,5 \text{ MPa} \leq 727 \text{ MPa}$, pružina vyhovuje.

2. Rozsah výšky nárazníků

Je kontrolováno statické sednutí obou stupňů vypružení od proměnlivé složky zatížení vozu. Toto sednutí lze určit z rozdílu statických deformací primárního stupně, resp. sekundárního stupně od stavu prázdný vůz do stavu plně ložený a následným součtem těchto hodnot.

Rozdíl statických deformací (prázdný-plný) primárního stupně vypružení (41):

$$\Delta z_1 = z_{1L} - z_{1p} = 74 - 54 = 20 \text{ mm} \quad (41)$$

Rozdíl statických deformací (prázdný-plný) sekundárního stupně vypružení (42):

$$\Delta z_2 = z_{2L} - z_{2p} = 163 - 113 = 50 \text{ mm} \quad (42)$$

Celkové statické sednutí vozu od stavu prázdný do stavu plně ložený (43):

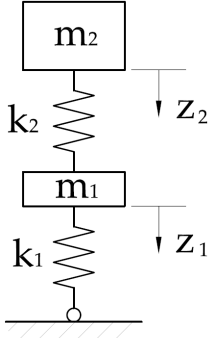
$$\Delta z_{st} = \Delta z_1 + \Delta z_2 = 20 + 50 = 70 \text{ mm} \quad (43)$$

Z rozvahy v kapitole 4.2.1 vyplývá, že pro statické sednutí obou stupňů vypružení můžeme využít výšku maximálně $\Delta h_v = 70 \text{ mm}$. Tomuto požadavku vypružení vyhovuje.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 35
---	-----------------	-----------

3. Vlastní frekvence svislých posuvných kmitů

Vlastní frekvence svislých posuvných kmitů je možno snáze vypočítat na základě zjednodušeného modelu kolejového vozidla jako dvouhmotové soustavy. Dále je přijat předpoklad hmotnostně i tuhostně souměrného vozu. Pro matematické vyjádření se používá například metoda podle d'Alemberta.



Pohybové rovnice (44):

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{z}_1 + (k_1 + k_2) \cdot z_1 - k_2 \cdot z_2 &= 0 \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + k_2 \cdot z_2 - k_2 \cdot z_1 &= 0 \end{aligned} \quad (44)$$

Řešení vyhovují funkce (45):

$$\begin{aligned} z_1 &= a_1 \cdot e^{i\omega t}, & z_2 &= a_2 \cdot e^{i\omega t} \\ \ddot{z}_1 &= -\omega^2 \cdot a_1 \cdot e^{i\omega t}, & \ddot{z}_2 &= -\omega^2 \cdot a_2 \cdot e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (45)$$

Výrazy dosadíme do pohybových rovnic a následnou úpravou získáme systém algebraických rovnic pro neznámé amplitudy a_1, a_2 (46):

$$\begin{aligned} (k_1 + k_2 - m_1 \cdot \omega^2) \cdot a_1 - k_2 \cdot a_2 &= 0 \\ -k_2 \cdot a_1 + (k_2 - m_2 \cdot \omega^2) \cdot a_2 &= 0 \end{aligned} \quad (46)$$

Jejich řešení bude nenulové při takové frekvenci ω , kdy determinant soustavy bude roven nule (47):

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_1 \cdot \omega^2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - m_2 \cdot \omega^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (47)$$

$$\begin{aligned} (k_1 + k_2 - m_1 \cdot \omega^2) \cdot (k_2 - m_2 \cdot \omega^2) - (k_2^2) &= 0 \\ k_1 \cdot k_2 - k_1 \cdot m_2 \cdot \omega^2 + k_2^2 - k_2 \cdot m_2 \cdot \omega^2 - k_2 \cdot m_1 \cdot \omega^2 + m_2 \cdot m_1 \cdot \omega^4 - k_2^2 &= 0 \end{aligned}$$

$$\omega^4 - \omega^2 \cdot \left[\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right] + \frac{k_1 \cdot k_2}{m_2 \cdot m_1} = 0 \quad (48)$$

Rovnice (48) je frekvenční rovnice, která je bikvadratickou rovnicí pro ω^2 .

$$\begin{aligned} \omega_{1,2}^2 &= \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \\ \omega_{1,2}^2 &= \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right] \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left[\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right]^2 - 4 \cdot \frac{k_1 \cdot k_2}{m_2 \cdot m_1}} \end{aligned} \quad (49)$$

Z rovnice (49) lze již vyčíslit hodnoty kruhových frekvencí ω_1 , ω_2 a z nich potom vlastní frekvence f_1 , f_2 podle vztahů (50):

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} \quad f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} \quad (50)$$

Pro úplnost jsou v následujícím výpočtu určeny vlastní frekvence svislých posuvných kmitů prázdného vozu i vozu plně obsazeného. Výpočet je pro názornost proveden tabulkově (**tab. 13**). Hodnoty tuhostí a hmotností jsou převzaty z (**tab. 9**) a (**tab.10**).

Tabulka 13 Výpočet vlastních frekvencí svislých posuvných kmitů

tuhost primárního vypružení		$k_I [N/m]$	6358231
tuhost sekundárního vypružení		$k_{II} [N/m]$	2556358
hmotnost jednou vypružených částí		$m_1 [kg]$	5640
hmotnost dvakrát vypružených částí		$m_2 [kg]$	---
Prázdný vůz		$m_2 = 29392 \text{ kg}$	
$\omega_1 [1/s]$	$\omega_2 [1/s]$	$f_1 [Hz]$	$f_2 [Hz]$
7,812	40,08	1,24	6,37
Plně obsazený vůz		$m_2 = 42392 \text{ kg}$	
$\omega_1 [1/s]$	$\omega_2 [1/s]$	$f_1 [Hz]$	$f_2 [Hz]$
6,521	39,97	1,04	6,36

Při první vlastní frekvenci (nižší) kmitají obě hmoty (skříň a podvozek) souhlasným směrem, v případě druhé vlastní frekvence kmitají tyto hmoty v protifázi. Na vlastní frekvence svislých posuvných kmitů vozidla jsou kladeny tyto požadavky:

f_1 ...pro člověka je z fyziologických důvodů nejvhodnější vlastní frekvence v rozsahu 1 – 1,3 Hz. Rozsah zhruba do 1,6 – 1,8 je pro kratší jízdy ještě přípustitelný, ale může vyvolat kinetózu (nevolnost z pohybu). Naopak frekvence nižší než 1 Hz mohou vyvolávat pocit mořské nemoci.

f_2 ... její hodnota se porovnává s vlastní hodnotou ohybových kmitů vozové skříně ve snaze vyhnout se rezonanci. Neměla by se nacházet v pásmu 8 – 10 Hz (podle [2], [4]).

Na základě porovnání skutečných hodnot s tímto doporučením lze konstatovat, že navržené pružiny v tomto směru vyhovují.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 37
--	-----------------	-----------

4. Bezpečnost proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení se prokazuje měřením sil Y/Q , vznikajících mezi kolem a kolejnicí, při jízdě (v rozsahu dovolených rychlostí) na kolejích, jejichž technický stav vyhovuje normě pro úpravu železničního svršku ČSN 73 6360. Ve fázi konstrukce se používá předběžných metod, například podle VÚKV popsané v [2]. Podle této metody je cílem výpočtu porovnat změnu kolové síly nejvíce odlehčeného kola na zborcené koleji s maximální dovolenou změnou svislé kolové síly. Metodika VÚKV považuje vozidlo za bezpečné, pokud zbytková síla na nejvíce odlehčeném kole je minimálně 50% původní, přičemž se bere v úvahu též povolená tolerance statické kolové síly při seřizování na kolové váze.

Cílem následujícího výpočtu je prokázat bezpečnost navrženého vozidla proti vykolejení na zborcené koleji podle metodiky VÚKV a na základě mezních zborcení, které uvádí zpráva ERRI B55/Rp8 (51, 52). Každé udává v promilích sklon kolejnice, na níž leží čtvrtý bod, jestliže tři vytvářejí základní rovinu.

$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2 \quad [‰] \quad (51)$$

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} \quad [‰] \quad (52)$$

kde $2a^*$ je vzdálenost otočných čepů, $2a^+$ je rozvor podvozku.

Z těchto mezních sklonů kolejnic lze přepočítat výškovou nerovnost p [mm] udanou výškou čtvrtého bodu nad rovinou zbývajících tří.

$$p^* = g^* \cdot 2a^* = \left(\frac{15}{2a^*} + 2 \right) \cdot 2a^* = 15 + 2 \cdot 2a^* \quad (53)$$

$$p^+ = g^+ \cdot 2a^+ = \left(7 - \frac{5}{2a^+} \right) \cdot 2a^+ = 7 \cdot 2a^+ - 5 \quad (54)$$

Podvozek na zborcené koleji

Tabulka 14 Vstupní hodnoty pro určení svislých kolových sil podvozku

rozvor podvozku	$2a^+$	2,3	m
vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1,5	m
příčná báze pružin prvotního vypružení	$2w$	2	m
gravitační zrychlení	g	9,81	m.s ⁻²

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 38
---	-----------------	-----------

hmotnost prázdného vozu	m_p	40000	kg
-------------------------	-------	-------	----

Podvozek na zborcené koleji se určuje pro prázdný vůz, kde je změna kolových sil méně příznivá.

Svislá kolová síla (55):

$$Q = \frac{m_p \cdot g}{8} = \frac{40000 \cdot 9,81}{8} = 49050 \text{ N} \quad (55)$$

Zborcení koleje (56):

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{2,3} = 4,826 \text{ ‰} \quad (56)$$

Výšková nerovnost koleje (57):

$$p_p = 7 \cdot 2a^+ - 5 = 7 \cdot 2,3 - 5 = 11,1 \text{ mm} \quad (57)$$

Výšková změna v místě pružiny (58):

$$\Delta z = \frac{p_p}{4} \cdot \frac{2w}{2s} = \frac{11,1}{4} \cdot \frac{2}{1,5} = 3,7 \text{ mm} \quad (58)$$

Změna osových sil v pružinách (59):

$$\Delta F = \frac{k_l}{8} \cdot z = \frac{6358,23}{8} \cdot 3,7 = 2940,7 \text{ N} \quad (59)$$

Změna svislých kolových sil (60):

$$\Delta Q_p = \Delta F \cdot \frac{2w}{2s} = 2940,7 \cdot \frac{2}{1,5} = 3921 \text{ N} \quad (60)$$

Změny svislých kolových sil mají u jednotlivých kol podvozku rozložení podle půdorysného schématu.

$Q - \Delta Q_p$	$Q + \Delta Q_p$	45129 N	52971 N
$Q + \Delta Q_p$	$Q - \Delta Q_p$	52971 N	45129 N

Svislé kolové síly jednotlivých kol podvozku

Podvozkový vůz na zborcené koleji

Tabulka 15 Vstupní hodnoty pro výpočet změny svislých kolových sil vozu

vzdálenost otočných čepů	$2a^*$	19	m
--------------------------	--------	----	---

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 39
---	-----------------	-----------

svislá kolová síla	Q	49050	N
vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1,5	m
příčná báze pružin prvotního vypružení	$2w$	2	m
příčná báze pružin druhotného vypružení	$2w_2$	2,5	m

Zborcení koleje (61):

$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2 = \frac{15}{19} + 2 = 2,789 \text{ ‰} \quad (61)$$

Výšková nerovnost koleje (62):

$$p_s = 15 + 2 \cdot 2a^* = 15 + 2 \cdot 19 = 53 \text{ mm} \quad (62)$$

Předpokládáme, že souměrný vůz, který má tuhost svislého vypružení v prvním stupni k_I a ve druhém stupni k_{II} a vzdálenost otočných čepů $2a^*$ se nachází v klidu na vzestupnici, jejíž strmost je dána výškovou změnou p_s na délce $2a^*$. Je-li 16 pružin v prvním stupni a 8 pružin ve druhém stupni, jsou tuhosti jednotlivých pružin $k_I/16$ v prvním stupni a $k_{II}/8$ ve druhém stupni. Jsou-li báze vypružení $2w$ v prvním stupni a $2w_2$ ve druhém stupni, lze tuhosti jednotlivých pružin redukovat do roviny styčných kružnic.

Redukované tuhosti prvotního stupně (63):

$$\overline{k}_1 = \frac{k_I}{16} \cdot \left(\frac{2w_1}{2s} \right)^2 = \frac{6358,2}{16} \cdot \left(\frac{2}{1,5} \right)^2 = 706,5 \text{ kN/m} \quad (63)$$

Redukované tuhosti druhotného stupně (64):

$$\overline{k}_2 = \frac{k_{II}}{8} \cdot \left(\frac{2w_2}{2s} \right)^2 = \frac{2556,3}{8} \cdot \left(\frac{2,5}{1,5} \right)^2 = 887,6 \text{ kN/m} \quad (64)$$

Celková tuhost vypružení vozové skříně vzhledem ke koleji na boku jednoho podvozku \overline{k} vyplývá z paralelního zapojení čtyř pružin prvotního stupně a ze sériového zapojení tohoto celku se dvěma pružinami druhotného stupně (65):

$$\overline{k} = \frac{4 \cdot \overline{k}_1 \cdot 2 \cdot \overline{k}_2}{4 \cdot \overline{k}_1 + 2 \cdot \overline{k}_2} = \frac{4 \cdot 706,5 \cdot 2 \cdot 887,6}{4 \cdot 706,5 + 2 \cdot 887,6} = 1090,3 \text{ kN/m} \quad (65)$$

Změna svislé kolové síly na jednom kole (66):

$$\Delta Q_s = \frac{1}{2} \cdot \overline{k} \cdot \frac{p_s}{4} = \frac{1}{2} \cdot 1090,3 \cdot \frac{53}{4} = 7223,3 \text{ N} \quad (66)$$

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 40
---	-----------------	-----------

Nejvíce odlehčené kolo má svistou kolovou sílu zmenšenou o hodnotu (67):

$$\Delta Q_C = \Delta Q_p + \Delta Q_s = 3921,3 + 7223,3 = 11144,5 \text{ N} \quad (67)$$

Maximální dovolená změna kolové síly je 50% z kolové síly Q . Avšak při uvážení dovolených tolerancí kolových sil zjišťovaných na kolové váze, je třeba počítat s trvalým statickým odlehčením daného kola, které u osobních vozů činí 10%. Potom se přijímá jako limitní změna kolové síly 40% z Q (68):

$$\Delta Q_{dov} = 0,4 \cdot Q = 0,4 \cdot 49050 = 19620 \text{ N} \quad (68)$$

Podle srovnání hodnot ze vztahů (67) a (68) je prokázáno, že změna kolové síly nejvíce odlehčeného kola je nižší než maximální dovolená změna kolové síly (69):

$$\Delta Q_C < \Delta Q_{dov} \rightarrow 11144,5 \text{ N} < 19620 \text{ N} \quad (69)$$

Bezpečnost proti vykolejení na základě metodiky VÚKV je zaručena.

4.3 Návrh brzdového účinku

Ze vzájemného porovnání špalíkové a kotoučové brzdy se jako výhodnější jeví brzda kotoučová: počítá s konstantním součinitelem tření, snáší vyšší brzdové výkony, její brzdové obložení vydrží déle a brzdění je oproti litinovým zdržím tiché a rovnoměrné. Řídící vůz bude tedy osazen kotoučovou brzdou.

4.3.1 Brzda pneumatická

Navrhovaný řídící vůz je konstruován na maximální rychlost 120 km/h a proto výpočet brzdy bude proveden pouze v osobním režimu „P“. Brzda vyhovuje, pokud jsou brzdící procenta prázdného vozu v intervalu: $\lambda_p = 105 \div 120 \%$.

Tabulka 16 Seznam vstupních veličin

parametry vozu			
hmotnost prázdného vozu	M_P	40000	kg
hmotnost loženého vozu	M_L	53000	kg
poloměr kola	r	420	mm
vozidlový odpor	w	0,01	
zpomalení	a_1	0,0981	m/s ²
součinitel rotačních hmot	ρ	1,05	
maximální rychlost	V	120	km/h
	v	33,33	m/s

parametry kotouče			
počet na dvojkolí		2	kotouče
počet na vůz		8	kotoučů
průměr kotouče	$2R$	590	mm
tloušťka kotouče	t	110	mm
třecí plocha	S	17500	mm ²
třecí poloměr	r_m	230	mm
vzdálenost působíště přitlač.síly	a	210	mm
parametry brzdy			
průměr brzdového válce	D_{BV}	10	palců
		254	mm
plocha brzdového válce	S_{BV}	0,050671	m ²
doba plnění BV	t_p	4	s
vratná pružina BV	F_{VPBV}	1000	N
déłky ramen pákovi (kótováno na výkrese)	a	170	mm
	b	170	mm
	c/d	1	
převod na kotouč	i	2,00	
účinnost	η	0,96	
součinitel tření	f	0,35	

Plocha válce z předpokládaného průměru BV (10“) je určena vztahem (70):

$$S_{BV} = \frac{\pi \cdot D_{BV}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (10 \cdot 25,4)^2 \text{ mm}}{4} = 0,050671 \text{ m}^2 \quad (70)$$

Převodový poměr na jeden kotouč (71):

$$i_c = 2 \cdot \frac{a}{b} = 2 \cdot \frac{170}{170} = 2 \quad (71)$$

Přítlačná síla čelistí na jeden kotouč (72):

$$F_{PK} = (p_{BV} \cdot S_{BV} - F_{VPBV}) \cdot i_c \cdot \eta \quad [N] \quad (72)$$

Tlak v brzdovém válci p_{BV} je zvolen v režimu osobní brzdy hodnotou $p_{BV} = 2,8 \text{ bar} = 280000 \text{ Pa}$.

Součet přítlačných sil čelistí na všechny brzdové kotouče vozu (73):

$$\sum F = 8 \cdot F_{PK} \quad [N] \quad (73)$$

Brzdná síla vozu (vztážená na jízdní plochy kol), (74):

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 42
---	-----------------	-----------

$$F_B = \sum F \cdot f \cdot \frac{r_m}{r} = 8 \cdot F_{PK} \cdot 0,35 \cdot \frac{230}{420} \quad [N] \quad (74)$$

Zpomalení vlivem vozidlového odporu a zpomalení celkové jsou určeny dle (75, 76)

$$a_1 = w \cdot g = 0,01 \cdot 9,81 = 0,0981 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (75)$$

$$a_c = \frac{F_B}{M \cdot \rho} + a_1 \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (76)$$

Teoretická zábrzdňá dráha (77):

$$L_{teor.} = \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{a_c} \quad [m] \quad (77)$$

Skutečná zábrzdňá dráha (78):

$$L_{skut.} = \frac{t_p}{2} \cdot v + L_{teor.} \quad [m] \quad (78)$$

Brzdící procenta (podle UIC 544-1), (79):

$$\lambda = \frac{83634}{L_{skut.}} - 19 \quad [\%] \quad (79)$$

Brzdící váha (80):

$$B_V = \frac{M \cdot \lambda}{100} \quad [t] \quad (80)$$

Součinitel využití adheze (81):

$$\mu = \frac{\frac{1}{8} \cdot F_B}{\frac{1}{8} \cdot M_{P,L} \cdot g} \quad (81)$$

Tabulka 17 Seznam výsledných parametrů pneumatické brzdy

	prázdný	obsazený
p_{BV} [bar]	2,8	
p_{BV} [Pa]	280000	
F_{PK} [N]	25 320,6	
suma F [N]	202 564,8	
F_B [N]	38 825	
a_c [m/s ²]	1,0225	0,8024
L_{teor} [m]	543	692
L_{skut} [m]	610	759

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 43
---	-----------------	-----------

λ [%]	118	91
B_v [t]	47,2	47,9
μ	0,0989	0,0753

Brzdící procenta pro prázdný vůz jsou v předpokládaném intervalu. Navrhovaná kotoučová brzda daných parametrů vyhovuje.

4.3.2 Brzda ruční

Je žádoucí, aby bylo možné zajistit vůz ruční brzdou ze stanoviště strojvedoucího. Na druhou stranu není vhodné, aby posunovač zabrzdňoval odstavený vůz z řídicího stanoviště. Proto jsou ruční brzdou vybaveny oba podvozky řídicího vozu. Dvě brzdové jednotky na podvozku (na každé nápravě jedna) jsou tedy upraveny pro připojení ruční brzdy bowdenem. Ruční brzda vyhovuje, pokud udrží prázdný vůz na spádu 35 ‰, přičemž by využití adheze μ nemělo překročit hodnotu 0,12. (Následující výpočet se vztahuje pouze na jednu ruční brzdou – jeden podvozek).

Tabulka 18 Seznam vstupních veličin

poloměr páky	R_{HB}	170	<i>mm</i>
stoupání závitu	s	10	
převodový poměr ozubení	z/z	1	
	c/d	1	
	a/b	1	
počet brzděných kotoučů	n	2	
účinnost	η_{HB}	0,19	
síla na páce	P	500	<i>N</i>
převod ruční brzdy	i_{HB}	427,2	

Převod ruční brzdy (82):

$$i_{HB} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{HB}}{s} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{a}{b} \cdot 2 \cdot 2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 170}{10} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 2 \quad (82)$$

$$i_{HB} = 427,0$$

Brzdná síla na kotouč (83):

$$F_{HB / kotouč} = P \cdot i_{HB} \cdot \eta_{HB} - F_{VPBV} \cdot i_C \cdot \eta$$

$$F_{HB / kotouč} = 500 \cdot 427 \cdot 0,19 - 1000 \cdot 2 \cdot 0,96 \quad (83)$$

$$F_{HB / kotouč} = 38\,669,4 \text{ N}$$

Brzdná síla na vůz (suma tečných brzdících sil na obvodu kol), (84):

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 44
--	-----------------	-----------

$$\sum F_t = 2 \cdot F_{HB/kotouč} \cdot f \cdot \frac{r_m}{r} = 2 \cdot 38\,669,4 \cdot 0,35 \cdot \frac{230}{420} \quad (84)$$

$$\sum F_t = 14\,823,3 \text{ N}$$

Maximální sklon, na kterém brzdný účinek ještě zamezí pohybu vozu (85):

$$s = \frac{\sum F_t}{M_p \cdot g} \cdot 1000 = \frac{14\,823,3}{40\,000 \cdot 9,81} \cdot 1000$$

$$\underline{s = 37,8 \text{ ‰}} \quad (85)$$

Součinitel využití adheze (86):

$$\mu = \frac{\frac{1}{4} \cdot \sum F_t}{\frac{1}{8} \cdot M_p \cdot g} = \frac{\frac{1}{4} \cdot 14\,823,3}{\frac{1}{8} \cdot 40\,000 \cdot 9,81} = 0,0755 \quad (86)$$

Ruční brzda udrží prázdný vůz na sklonu 37,8 ‰ a při využití adheze $\mu = 0,075$.
A proto vyhovuje předepsaným požadavkům.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 45
---	-----------------	-----------

5 TECHNICKÝ POPIS PODVOZKU

Navržený podvozek je dvounápravový o rozvoru 2300 mm, kolébkové koncepce, s tuhým rovinným rámem, s dvojitým svislým vypružením řešeným šroubovitými válcovými pružinami v obou stupních, s kotoučovou brzdou a je doplněn jednosměrným pískováním. Jeden z podvozků řídicího vozu je navíc opatřen zábranami.

Sestavný výkres podvozku je v příloze DP-Frank-02, popisu zábran a pískovacího zařízení jsou věnovány kapitoly 6 a 7 této práce.

5.1 Popis konstrukčních skupin

Podvozek sestává z těchto konstrukčních uzlů:

– Dvojkolí

Mají celistvá kola s průměrem styčné kružnice 840 mm a s křivkovým jízdním obrysem UIC-ORE (S1002). Průměr čepu nápravy je 130 mm, vzdálenost styčných kružnic 1500 mm, vzdálenost středů čepů 2000 mm, materiál nápravy 12 032. Na dříku jsou nalisovány dva brzdové kotouče o průměru 590 mm a šířce 110 mm.

– Ložiska

V ocelolitinové ložiskové skříni je uloženo dvouřadé válečkové ložisko. K axiálnímu zajištění ložiska slouží příložka přišroubovaná k čelu nápravy. Na vnitřní straně je ložisko těsněno labyrintem vytvořeným ve stěně ložiskové skříně a těsnícím kroužkem. Z čela je ložisková skříň uzavřena víkem, které je k ní přišroubováno šesti šrouby M20 a slouží k zajištění vnějšího kroužku ložiska. Ložisková skříň nese svými konzolami pružiny primárního vypružení a také úchyty čepů pro ojníčky.

– Vedení ložiskových skříní

Toto vedení je bez opotřebení, je tvořeno dvojicí excentricky umístěných ojníček délky 300 mm spojujících rám podvozku a ložiskovou skříň prostřednictvím pryžových silentbloků. Ojníčky realizují podélné a příčné vedení dvojkolí a při statickém zatížení pružin pod prázdným vozem jsou vychýleny z vodorovné polohy tak, aby se do této polohy dostaly při deformaci prvotního vypružení o 10 mm vyšší, než je jeho statická deformace pod prázdným vozem.

– Vypružení rámu podvozku

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 46
--	-----------------	-----------

Primární vypružení je tvořeno osmi šroubovitými válcovými pružinami o roztečném průměru 171 mm, o průměru drátu 30 mm a volné výšce 269 mm. Pružiny spočívají prostřednictvím izolačních podložek na konzolách ložiskových skříní a podpírají rám podvozku.

– **Rám podvozku**

Je tuhý, vytvořený ze skříňových nosníků svařených z ocelových plechů. Skládá se ze dvou podélníků a dvou příčníků. Na konzolách příčníků jsou nesené brzdové jednotky kotoučové brzdy, k podélníkům jsou přivařeny konzoly pro ojnicové vedení dvojkolí. Použitý materiál je ocel 11 378, která má zaručenou vrubovou houževnatost při nízkých teplotách.

– **Kolébka**

Je tvořena dvěma příčnými trámcí vzájemně vypruženými – horní a dolní kolébka. Horní kolébka je opatřena postranními kluznicemi a otvorem pro otočný čep ze spodku vozu. Spodní díl kolébky je zavěšen v rámu podvozku čtyřmi svislými závěsy s použitím pryžových prvků v kloubech. Závěsy kolébky mají délku 637 mm, lze je nastavit tak, aby bylo dosaženo předepsaných hodnot výšky nárazníků nad temenem kolejnice.

– **Vypružení kolébky**

Je provedeno čtyřmi duplexními šroubovitými pružinami. Vnější pružina má roztečný průměr 225 mm, volnou výšku 450 mm a průměr drátu 35 mm. Vnitřní pružina má roztečný průměr 142 mm, volnou výšku 450 mm a průměr drátu 22 mm. Pružiny jsou uloženy v nosiči pružin (v dolní kolébce) na pryžových podložkách.

– **Brzda**

Brzda v podvozku řídicího vozu je řešena čtyřmi jednotkami kotoučové brzdy. Na každý brzdový kotouč připadá jeden brzdový válec o průměru 10 palců. Válec je letmo uložený na pákách převodového mechanismu. Ramena převodového pákoví mají shodnou délku 170 mm směrem k brzdovým čelistem i směrem k válci. Spojnice pákoví je přišroubována k rámu podvozku a nese tak celou brzdovou jednotku. Na oba podvozky vozu působí brzda ruční, jejíž ovládání je realizováno pomocí bowdenů.

5.2 Funkční popis

Primární vypružení: Uskutečňuje pružné přenášení sil, jejich tlumení a omezuje vzájemné pohyby dvojkolí vůči rámu podvozku.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 47
--	-----------------	-----------

Ve svislém směru se síly přenášejí osmi pružinami s lineární charakteristikou; tlumení zajišťují čtyři hydraulické tlumiče. Omezení svislých pohybů tvoří nárazky mezi dolní pasnicí podélníku a ložiskovou skříní. Maximální stlačení pružin má hodnotu 34 mm.

Ve vodorovném příčném a podélném směru se síly přenášejí ojnicemi, v jejichž hlavách jsou pryžová pouzdra. Takto je zajištěno vedení dvojkolí s nižšími hodnotami prakticky používaných tuhostí. Vůle v příčném směru činí 2 mm.

Sekundární vypružení: Zprostředkovává pružné přenášení sil, jejich tlumení a omezuje vzájemné pohyby kolébky vůči rámu podvozku.

Ve svislém směru se síly přenášejí čtyřmi duplexními pružinami s lineární charakteristikou; jejich tlumení zajišťují dva teleskopické hydraulické tlumiče mezi rámem podvozku a kolébkou vně podélníků. Omezení svislých pohybů tvoří nárazky mezi horní kolébkou a horní pasnicí nosníků pružin. Maximální stlačení pružin má hodnotu 72 mm.

Ve vodorovném příčném směru se síly pružně přenášejí prostřednictvím výškově stavitelných svislých závěsů, jež tvoří spolu s pružnou nárazkou v kolébce příčné vypružení vozové skříně. Závěsy mají na horním a dolním konci pryžové prstence a uprostřed matici výškového stavění. Tlumení zajišťují dva vodorovné hydraulické tlumiče mezi kolébkou a příčníky rámu podvozku. Vůle v příčném vypružení na přímé koleji činí ± 58 mm a jejich velikost se mění v závislosti na poloměru oblouku lineárně a to nárazkami mezi podélníky podvozku a konzolami spuštěnými z vozové skříně.

Ve vodorovném podélném směru síly pružně přenášejí táhla s pryžovými bloky. Omezení pohybů je zabezpečováno jen pro havarijní případ nárazkami mezi kolébkou a příčníky rámu podvozku. Podélná vazba se také používá k omezování sinusového pohybu podvozku. Kolébka, která je třením v kluznicích jakoby fixována k vozové skříní, tvoří oporu pro dvojici táhel, které dovolují natáčení podvozku jen při současném vzniku vratných sil. Táhlo je pevně uloženo do konzoly na kolébce a nastavitelně je přišroubováno ke konzole podélníku podvozku. Obě táhla jsou orientována stejným směrem, aby podélná složka pohybu při sednutí kolébky nevedla k natočení podvozku.

5.3 Tabulka parametrů podvozku

Maximální konstrukční rychlost	120 km/h
Rozchod podvozku	1435 mm
Rozvor náprav	2300 mm

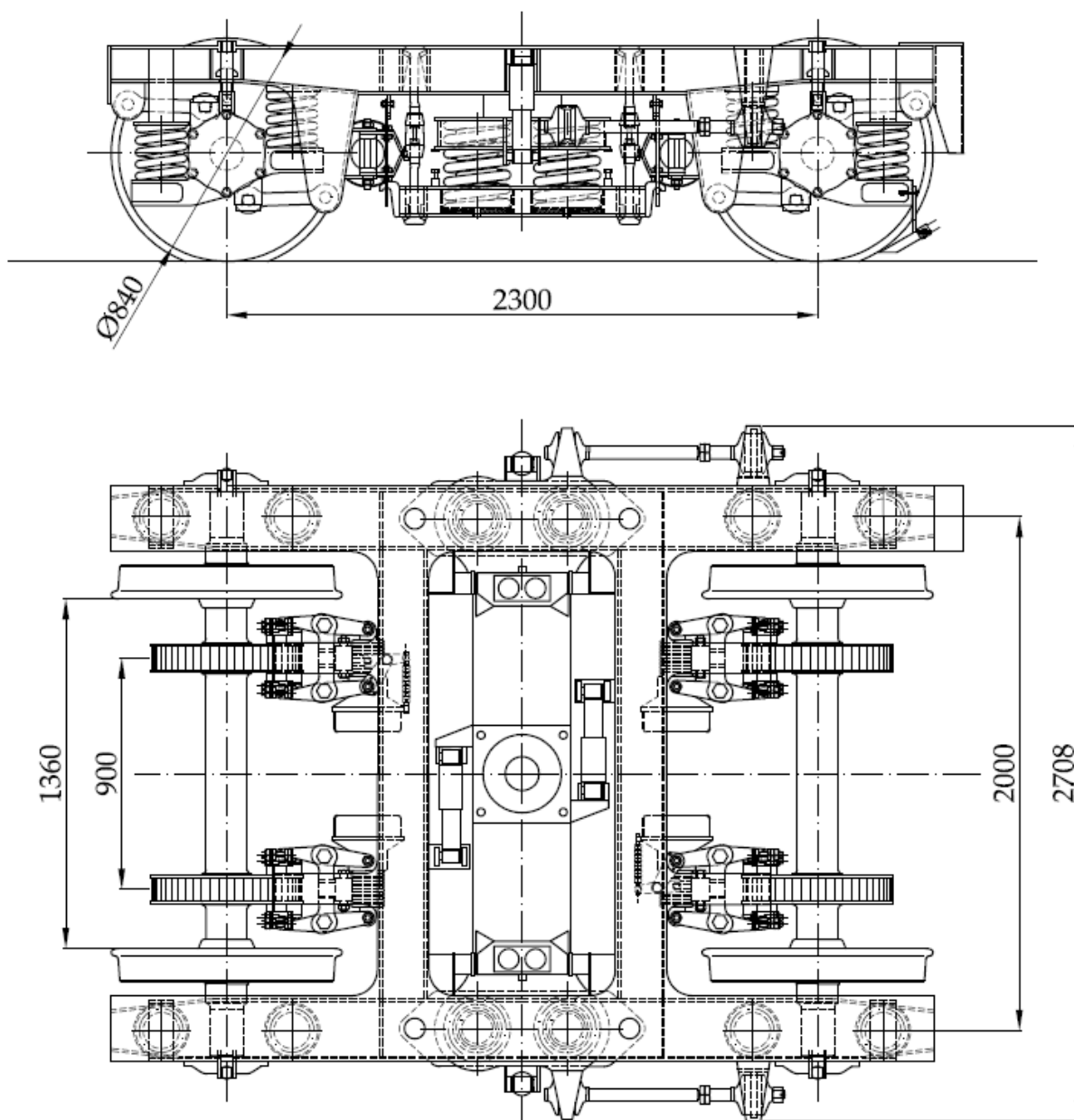
Průměr kol nová/ opotřebená 840 / 780 mm

Hmotnost podvozku 5634 kg

Výška přenosu podélných sil S-P 550 mm

Tuhost primárního vypružení 3179 kN/m

Tuhost sekundárního vypružení 1278 kN/m



Obrázek 6 Typový výkres podvozku

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 49</p>
--	--	--

6 ZÁBRANY

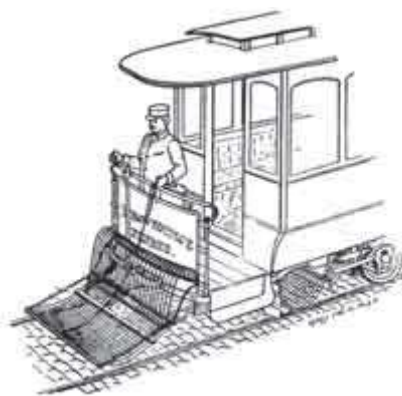
Zábrana (pluh, smetadlo) je konstrukční díl kolejového vozidla, který brání vnikání cizích těles pod jeho kola a zároveň chrání před poškozením ty části vozidla, která jsou uložena v nízkých polohách nad temenem kolejnice (snímač zabezpečovacího zařízení, trakční motory, brzdová výstroj, nápravová ložiska atd.). Jedná se o prvek pasivní ochrany hlavových vozidel (lokomotivy a řídicí vozy).

6.1 Historický vývoj

Potřeba zábran vychází ze samotného principu kolejového vozidla. Toto vozidlo se pohybuje po koleji a není tedy schopné vyhnout se překážce. Zábrana vlastně vznikla jako určitá reakce na střet kolejového vozidla s nízkou překážkou, která by mohla způsobit jeho vykolejení. V historickém vývoji zábran lze rozeznat dva proudy, které jsou blíže specifikovány:

Městská dráha

Od počátku provozu městských drah řešili jejich provozovatelé otázku, jak zabránit těžkým úrazům chodců, kteří se nepozorností či jinou náhodou dostali pod vůz. Ve světě se objevila celá řada různých vynálezů, jejichž úkolem bylo zachytit nepozorného chodce do jakýchsi naběradel či ochranných sítí. Jejich nevýhodou byl nezřídka i fakt, že buď se jednalo o zařízení pevné, nebo uváděné v činnost řidičem vozu (*obr. 7*) a tedy závislé na lidské reakci.



Obrázek 7 Vynález, který měl zachraňovat chodce před přejetím tramvají

Jednou z prakticky vyzkoušených aplikací byl tzv. ochranný rám Svoboda-Jirgl-Charvát (*obr. 8*). Zařízení spočívalo v následujícím principu: Při najetí čelní mřížky, tvořené

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 50</p>
--	--	--

drátěným pletivem v kovovém rámu, na překážku došlo k automatickému uvolnění šípovitých proutěných smetadel v dřevěném rámu, která zabránila, aby se upadnuvší osoba dostala pod kola vozu. Prostě ho tlačila před sebou, případně (s ohledem na jejich šikmé uložení) takovou osobu „odmetla“ stranou mimo vůz [14].



Obrázek 8 Ochranný rám Svoboda-Jirgl-Charvát

Od těchto složitých mechanismů zábran se časem upustilo. Dnešní tramvaje jsou z hlediska pasivní bezpečnosti dopracovány na velmi vysokou úroveň. S použitím magnetické kolejnicové brzdy jsou často schopny zastavit před překážkou, případně mají možnost spustit smetadla až na vozovku. Jejich vysoký brzdný účinek je do značné míry určen pouličním provozem.

Klasická železnice

Zábrany vozidel na železnici zaznamenaly v průběhu dějin vývoj, který byl odezvou na obecný vývoj v dopravě. Od počátku železnice byly podél tratí stavěny strážní domky a trať zůstávala pod dohledem. Počet případných nehodových událostí se tak minimalizoval. Taktéž snaha zvyšovat účinnost zábran byla minimální, neboť chyběl motiv. Po začátku 20. století dochází k nástupu automobilismu. Jeho důsledkem zůstává až dodnes častá nehodovost na úrovnových kříženích. Přibližně po druhé světové válce se rozvíjí snaha zavádět do běžného provozu vyšší rychlosti a postupně se přechází na motorovou a elektrickou trakci. Při všech těchto změnách jsou tvůrci kolejových vozidel nuceni zachovat jistou úroveň pasivní bezpečnosti cestujících. Takto se zábrany vyvíjejí až k dnešním pluhům s řízenou deformací a se schopností pohltit maximum nárazové energie.

Následný výčet dokumentuje praktická řešení zábran na kolejových vozidlech historických i současných. Zajímavou aplikaci představují tzv. košťata parních lokomotiv. Jedná se o dřevěné proutí napěchované v ocelových trubkách na čele lokomotivy a zametající kolejnicové pásy před projíždějícím vlakem.

Dnešní lokomotivy jsou zpravidla vybaveny robustním pluhem pod čelníkem spodku vozu. Mohou to být skříňové konstrukce, na nichž je zepředu přišroubován výškově stavitelný plech (např. lokomotiva řady 753 ČD) nebo se jedná o výškově stavitelná smetadla na čtyřech samostatných profilech vyvedených ze spodku vozu (lokomotivy řady 150, 163, 363). Zajímavým řešením je zábrana posunovací lokomotivy řady 719, která je tvořena vodorovným U profilem s dřevěným trámecem, přičemž výškové stavění je realizováno vkládáním podložek do šroubového spojení tohoto celku s vozovou skříňí (*obr. 9*).



Obrázek 9 Smetadlo lokomotivy CZ Loko

Pro lokomotivu 109e navrhla ŠKODA TRANSPORTATION originální řešení pluhu (*obr. 10*), které je předmětem patentu. Upevnění pluhu je řešeno tak, aby v případě jakéhokoliv nárazu došlo k minimálním škodám, a to jak na lokomotivě, tak na překážce i na trati. Mezi konzolami, které jsou nedílnou součástí skeletu a pluhem (radlicí) jsou demontovatelné deformační elementy, které se mohou v případě poškození snadno vyměnit. Lokomotiva tak může být velmi rychle vrácena zpět do provozu, což je žádané u každého provozovatele.



Obrázek 10 Pluh lokomotivy 109e od firmy ŠKODA TRANSPORTATION

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 52</p>
--	--	--

U nejnovějších vozidel bývá pluh sestrojen z jednoho kusu plechu, v půdorysu ve tvaru „V“ profilu (obr. 11). Toto řešení je vůbec nejrozšířenější.



Obrázek 11 Obvyklé řešení pluhu z jednoho kusu plechu

Zábrany u motorových a řídicích vozů jsou navíc montovány i na rám podvozku, neboť tato vozidla počítají s velkou proměnlivou hmotností a tedy se značným poklesem vozové skříně vlivem vypružení. Na rámu podvozku je možno instalovat zábranu v nižší poloze, avšak na menší nárazové síly (*obr. 12*).



Obrázek 12 Zábrana na rámu podvozku u řídicího vozu 954 ČD

U vysokorychlostních jednotek dotváří pluh aerodynamiku čelních partií. Protože se vysokorychlostní jednotky pohybují obvykle po vysokorychlostních tratích, kde je minimalizováno nebezpečí střetů s nízkými překážkami, přejímá absorpci deformační energie patřičně dimenzované čelo (*obr. 13*).

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 53</p>
--	--	--



Obr. 13 Pohledy na čela vysokorychlostních jednotek

6.2 Současné požadavky na zábrany

Ochrannými prvky kolejových vozidel se nejnověji zabývá evropská norma EN 15 227, *Požadavky na odolnost kolejových vozidel proti nárazu*. Plnění tohoto předpisu je nezbytnou podmínkou homologace vozidla a jeho uvedení do provozu z hlediska jeho pasivní bezpečnosti.

Požadavky na pasivní bezpečnost nezahrnují všechny možné situace havárií, ale zajišťují úroveň odolnosti proti nárazu, která zaručí příslušnou úroveň ochrany ve většině eventualitách. Norma popisuje kolizní situace, které je nutné brát v úvahu při posuzování odolnosti proti nárazu. Požadavek je kladen na zajištění úrovně ochrany odpovídající nebezpečí pravděpodobné kolize. Popsané kolizní situace představují jednak pravděpodobné a dále nejběžnější situace, při kterých došlo k úmrtím. Jmenovitě jsou to tyto:

1. čelní náraz dvou stejných vlakových souprav,
2. čelní náraz dvou rozdílných vlakových souprav,
3. čelní náraz vlakové soupravy do velkého silničního vozidla na úrovněovém křížení,
4. náraz vlakové soupravy do nízké překážky (např. auto na úrovněovém křížení, člověk, zvíře, odpad, atd.).

Opatření uvedená v tomto dokumentu představují poslední prostředek ochrany posádky, cestujících a nákladu v případě, kdy všechny prevence havárie selhaly. K těmto opatřením patří omezení nebezpečí šplhání, absorbování kolizní energie řízeným způsobem, zachování prostoru pro přežití a zachování strukturální integrity prostoru pro cestující,

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 54
--	-----------------	-----------

omezení decelerace, omezení nebezpečí vykolejení a omezení následků srážky s překážkou na trati. Protože je práce věnována konstrukci zábran (pluhu), je další výčet ustanovení zaměřen pouze na tuto oblast.

6.2.1 Požadavky na pluh podle EN

Pluh bývá montován na vedoucí vozidlo, jestliže hlavní konstrukce vozidla není dostatečně nízká, aby poskytovala stejnou funkci. Velikost pluhu musí být dostatečná, aby byl schopen zamést překážky z cesty podvozku, které by mohly způsobit vykolejení. Pluh na čele hlavového vozidla je koncipován podle následujících zásad:

- nepříjde do styku s tratí a jinými komponentami, když je deformován vlivem nárazu,
- v případě deformace musí být zajištěna jeho snadná vyměnitelnost,
- parametry hmotnosti předmětů, které mají být z trati odstraněny a rychlost nárazu bude odpovídající aplikaci podle *Tab. 12* [10],

Tabulka 19 Požadavky na pevnost pluhu

Hlavová vozidla – kategorie P-I až P-IV					
Provozní rychlost ¹⁾	≥ 160 km/h	140 km/h	120 km/h	100 km/h	≤ 80 km/h
Statické zatížení střední čáry ^{2) 3)}	300 kN	240 kN	180 kN	120 kN	60 kN
Absorpce energie na střední čáře ^{4) 5)}	36 kJ	29 kJ	22 kJ	14 kJ	7 kJ
Statické zatížení ve stranové vzdálenosti 750 mm od střední čáry	280 kN	200 kN	150 kN	100 kN	50 kN
Absorpce energie ve stranové vzdálenosti 750 mm od střední čáry	30 kJ	24 kJ	18 kJ	12 kJ	6 kJ

- pluh a jeho připojení k tělesu vozidla nebude vykazovat žádné trvalé deformace po každém statickém zatížení,
- jestliže bude pluh přetížen, zdeformuje se plasticky takovým způsobem, že se neoddělí a nezpůsobí nebezpečí vykolejení i jiné,
- je vyžadováno, aby plasticky zdeformovaný pluh absorboval přinejmenším energetické hodnoty dané výše uvedenou tabulkou,
- může být navržen s takovou geometrií, aby mohl fungovat jako sněhová radlice.

6.2.2 Další požadavky

Evropská norma se nezabývá řešením zábran komplexně. Definuje především pevnostní nároky na čelní pluh, které vycházejí z možných kolizních situací. Po zkušenostech místních drah lze očekávat velmi nízké překážky těsně nad temenem kolejnice. Mohou to být větve nebo kmen stromu v případě polomu, špatně upravená úroveň svršku,

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 55</p>
--	--	--

na tratích ve vyšších nadmořských výškách není vyloučena jízda hlubokým sněhem, v úvahu přichází též sabotáž v podobě kamenů urovnaných na kolejnici nebo otázka sebevražedných úmyslů. Všechny tyto možnosti vedou konstruktéry ke snaze minimalizovat výšku zábran.

6.3 Analýza možností řešení zábran

Cílem analýzy je hledat vhodnou koncepci zábran tak, aby byla zajištěna jejich maximální účinnost. Měřítkem účinnosti zábran budiž schopnost odstraňovat z cesty vlaku maximum nejrůznějších překážek. Jinými slovy: aby zábrany plnily svoji funkci, musejí být instalovány v nejnižší možné výšce nad temenem kolejnice a musejí být maximálně odolné proti nárazovým silám. Z hlediska možných výškových poloh se pro umístění zábran na kolejovém vozidle nabízejí tři varianty:

- vázat zábranu na dvakrát vypruženou hmotu (vozová skříň),
- vázat zábranu na jedenkrát vypruženou hmotu (rám podvozku),
- vázat zábranu na nevypruženou hmotu (ložisková skříň).

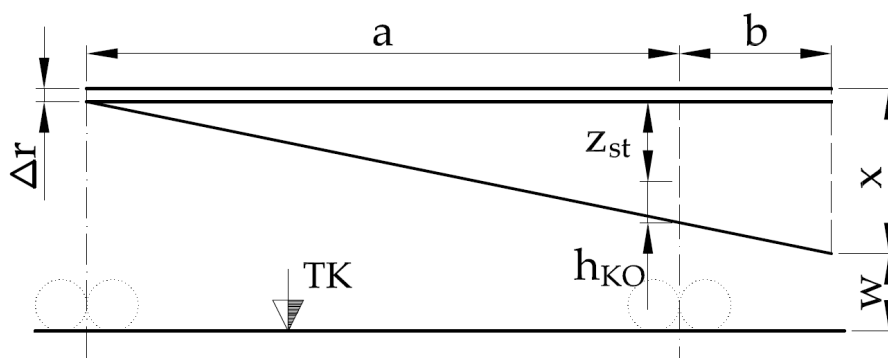
V závislosti na umístění zábran je pak řešena otázka, jakým nárazovým silám je možné konkrétní zábranu vystavit, aniž by docházelo k poškození či deformaci dalších částí kolejového vozidla.

6.3.1 Zábrana na skříni vozidla

Při hledání její minimální výšky nad temenem kolejnice se vychází ze svislých posunů vozové skříně podle ČSN 28 0312 a sice tímto způsobem:

- paralelní snížení polohy vozové skříně vlivem opotřebení kol,
- snížení polohy vozové skříně na podvozku blíže k vyšetřované zábraně a to vlivem deformace vypružení pod statickým zatížením od plně obsazeného vozu,
- snížení polohy vozové skříně na podvozku blíže k vyšetřované zábraně a to poklesem v důsledku tolerance pružnosti (dosednutí na narážku).

Vypružení na podvozku vzdálenějším vyšetřované zábraně zůstává ve stavu deformovaném staticky od prázdného vozu. Situaci dokumentuje obrázek 14.



Obrázek 14 Vyšetření polohy zábrany na skříni vozidla

kde

- a je vzdálenost otočných čepů podvozků,
- b je vzdálenost nejvzdálenějšího bodu zábrany od otočného čepu v podélném směru,
- Δr je paralelní pokles vozu vlivem ojetí kol,
- z_{st} je pokles vozu na podvozku bližším k zábraně vlivem statické deformace obou stupňů vypružení pod plně loženým vozem,
- h_{KO} je pokles vozu na stejném podvozku vlivem maximální dovolené deformace vypružení zmenšený o hodnotu z_{st} ,
- w je výška vztážné linie kinematického obrysu nad TK (viz obr. 1),
- x je výška nejnižše položeného bodu zábrany nad obrysovou linií u prázdného vozidla ve vodorovné poloze a s novými koly.

Pro maximální účinnost zábrany je žádoucí, aby výška x byla minimální. Podle obrázku XX lze tuto výšku vyjádřit matematicky na základě podobnosti trojúhelníků (87):

$$\frac{x}{a+b} = \frac{h_{KO} + z_{st} + \Delta r}{a} \tag{87}$$

$$x = \frac{a+b}{a} \cdot (h_{KO} + z_{st} + \Delta r) = \left(1 + \frac{b}{a}\right) \cdot (h_{KO} + z_{st} + \Delta r) \quad [mm]$$

Analýzou jednotlivých veličin je možné najít způsob, jak výšku x vhodně minimalizovat:

- a : S rostoucí vzdáleností otočných čepů klesá výška x . Tento efekt je velmi příznivý u navrhovaného řídicího vozu. Avšak příznivou hodnotu vzdálenosti otočných čepů nelze diktovat požadavkem na nízkou polohu zábran. Proto je tato veličina při návrhu zábrany zpravidla neovlivnitelná.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 57
---	-----------------	-----------

- b : S rostoucí vzdáleností zábrany od otočného čepu vozidla roste i výška x . Možnost jak minimalizovat výšku x touto cestou je omezena využitelným prostorem pod předstávkem spodku vozu.
- Δr : S rostoucím opotřebením kol roste i výška x . Tento pokles lze částečně eliminovat výškovou stavitelností zábrany.
- h_{KO} : S rostoucím výškovým rozdílem mezi deformací vypružení na narážku a deformací vypružení od statického zatížení plným vozem roste i výška x . Sednutí vozidla na narážku závisí na svislém dynamickém přetížení, které je závislé na rychlosti jízdy.
- z_{st} : S rostoucí statickou deformací vypružení roste i výška x . Statické sednutí je proměnlivé s typem vozidla a závisí na užitečné hmotnosti vozové skříně. Tento parametr je dále analyzován podrobněji.

Úvaha sleduje, jak se mění statická deformace vypružení kolejových vozidel od proměnlivého zatížení. U vozidel určených pro přepravu cestujících statická hmotnost velmi kolísá. Zvláště pak u vozidel v regionální dopravě. Jejich proměnlivé zatížení může činit až 40% ze jmenovité hmotnosti. Naopak lokomotivy vykazují relativně stabilní statickou hmotnost, neboť rozdíl mezi jejich hmotností v „prázdném“ stavu a ve stavu „plně loženém“ je dán pouze provozními hmotami (voda, nafta, písek). Takže i pokles jejich vozové skříně vlivem vypružení bude relativně nízký.

Situaci demonstruje názorný příklad: Po dosazení obvyklých hodnot do vztahu (87) lze zjistit minimální výšku x pro lokomotivu a osobní (řídící či motorový) vůz. Pro lokomotivu je uvažována třetinová statická deformace vypružení oproti osobnímu vozu, neboť i její proměnlivé zatížení bývá přibližně třetinové.

Tabulka 20 Vyšetření polohy zábrany na lokomotivě a na osobním voze

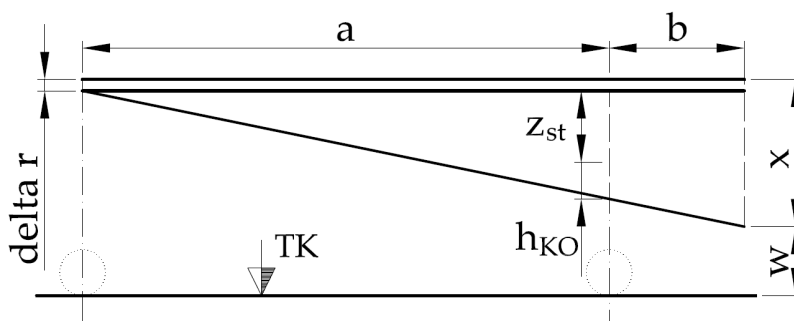
	a	b	Δr	z_{st}	h_{KO}	x	$x+w$
lokomotiva	8300	3600	5	25	15	64,5	144,5
osobní vůz	19000	3200	5	70	50	146	226

Na osobním voze je nutné umístit zábranu téměř do dvojnásobné výšky než u lokomotivy. Jednou z možností, jak částečně eliminovat tento nedostatek je použít v sekundáru vzduchové vypružení. U něj probíhá statická deformace pouze v rozsahu necitlivosti stavění (přibližně ± 10 mm).

6.3.2 Zábrana na rámu podvozku

Vyšetřování polohy zábrany na rámu podvozku vychází ze stejných principů jako v předchozím případě. Situace je analyzována na základě obrázku 15.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 58</p>
--	--	--



Obrázek 15 Vyšetření polohy zábrany na rámu podvozku

kde

- a je rozvor podvozku,
- b je vzdálenost nejvzdálenějšího bodu zábrany od osy bližší nápravy v podélném směru,
- Δr je paralelní pokles podvozku vlivem ojetí kol,
- z_{st} je pokles podvozku na dvojkolí bližším k zábraně vlivem statické deformace vypružení pod plně loženým vozem,
- h_{KO} je výškový rozdíl mezi deformací primárního vypružení na narážku a deformací primárního vypružení od statického zatížení plným vozem,
- w je výška vztahné linie kinematického obrysu nad TK (viz *obr. 1*),
- x je výška nejnižše položeného bodu zábrany nad obrysovou linií u podvozku vodorovně ustaveného s novými koly a pod prázdným vozem.

Matematickým zápisem podle vztahu (87) lze vyjádřit závislost výšky x na ostatních veličinách. Z hlediska minimalizace výšky zábrany je možné konstrukčně ovlivnit zvláště veličiny b a Δr .

b : Pro nízkou polohu zábrany je vhodné ji umístit co nejbližše k dvojkolím. Většinou však mezi dvojkolím a touto zábranou musí zůstat dostatečný prostor pro pískovače a případně pro snímač zabezpečovacího zařízení.

Δr : Paralelní pokles podvozku vlivem ojetí kol nutně vyžaduje řešit zábrany výškově stavitelné. Záleží totiž na celkovém způsobu výškového stavění nárazníků. Pokud se bude realizovat pouze v sekundáru zkrácením délky závěsu, bude podvozek klesat se stále větším opotřebením kol a to až do okamžiku, kdy zkrácení závěsu nebude možné z důvodu kolize horní kolébky s rámem podvozku. V tom případě dochází k jednorázovému podložení primárního vypružení. Doporučuje se tedy, aby výškové nastavení zábrany dokázalo eliminovat opotřebením kol až do jejich minimálního provozního průměru.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 59
---	-----------------	-----------

Řešit zábranu na rámu podvozku lze prakticky dvěma způsoby, a to s ohledem na výšku w vztážné linie kinematického obrysu pro vozidla (*obr. 1*).

1. $w=30$

V tomto provedení bývají zábrany řešeny jako dva samostatné celky, připevněné k podélníkům podvozku a spuštěné nad kolejnicové pásy. Šířka této zábrany je zúžena na nejnужnější míru, neboť obrysová linie vymezuje nad temenem kolejnice pouze úzký prostor pro ústrojí nacházející se v bezprostřední blízkosti kol (lapače kamenů, pískovače) [16].

2. $w=80$

V tomto provedení lze navrhnout zábranu i v celé šířce podvozku. Na tuto zábranu je možno připevnit snímač zabezpečovacího zařízení.

Pro názornost jsou do vztahu (87) dosazeny obvyklé hodnoty běžného podvozku a je tak určena minimální přípustná výška x (88):

$$x = \left(1 + \frac{b}{a}\right) \cdot (h_{KO} + z_{st} + \Delta r) = \left(1 + \frac{600}{2500}\right) \cdot (15 + 20 + 5) \doteq 50 \text{ mm} \quad (88)$$

Světlá výška zábrany nad temenem kolejnice je pak dána (89):

$$\text{pro } w = 30 \text{ mm: } \quad x + w = 50 + 30 = 80 \text{ mm}$$

$$\text{pro } w = 80 \text{ mm: } \quad x + w = 50 + 80 = 130 \text{ mm} \quad (89)$$

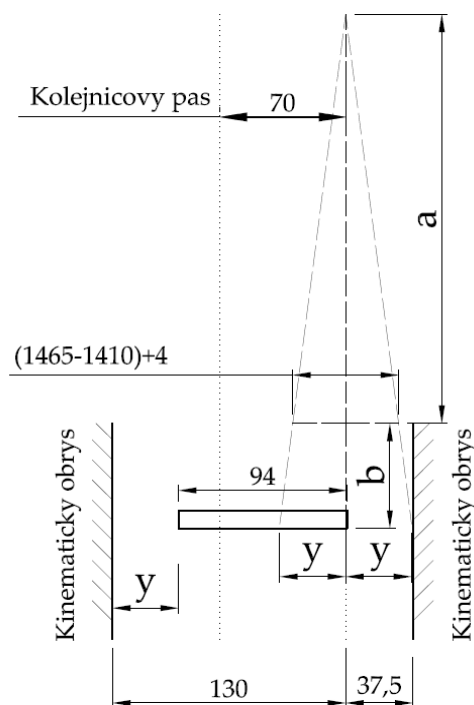
Při návrhu zábrany situované do úzkého prostoru nad temenem kolejnice je potřeba znát její maximální šířku a to s ohledem na to, zda bude splňovat svoji funkci. Podle obr. 16 je provedena analýza možných příčných posuvů zábrany, kde:

- a je rozvor podvozku;
- b je vzdálenost zábrany od osy bližší nápravy v podélném směru;
- y je maximální příčná výchylka zábrany;
- hodnota $(1465-1410)+4$ je součet příčných vůlí, které vymezují příčné posuvy rámu podvozku: 1465 mm – maximální rozchod koleje, 1410 mm – rozchod dvojkolí při jeho největším opotřebení, ± 2 mm – příčné vůle ve vedení dvojkolí;
- hodnoty 130 mm a 37,5 mm vymezují šířku prostoru pro ústrojí nacházející se v bezprostřední blízkosti kol [16], (*obr. 1*).

Neznámou příčnou výchylku y lze zjistit podle vztahu (90):

$$\frac{y}{a+b} = \frac{(1465-1410)+4}{2 \cdot a} \rightarrow y = \frac{(1465-1410)+4}{2 \cdot a} \cdot (a+b) \quad (90)$$

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 60</p>
--	--	--



Obrázek 16 Vyšetření příčných posuvů zábrany a stanovení její šířky

Po dosažení obvyklých hodnot do vztahu (90) je možné určit výchylku y a z ní pak žádanou maximální šířku zábrany s .

$$y = \frac{(1465 - 1410) + 4}{2 \cdot a} \cdot (a + b) = \frac{(1465 - 1410) + 4}{2 \cdot 2500} \cdot (2500 + 600) = 36,6 \text{ mm} \quad (91)$$

$$s = (130 + 37,5) - 2 \cdot y = 167,5 - (2 \cdot 36,6) \doteq 94 \text{ mm} \quad (92)$$

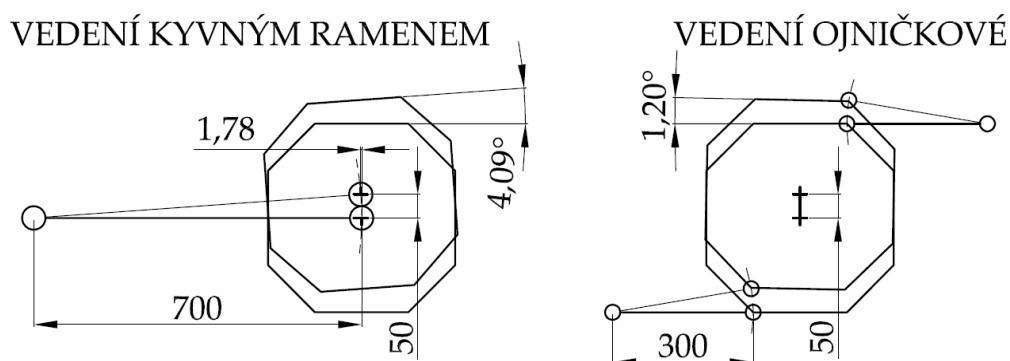
Maximální šířka zábrany je 94 mm. Je zřejmé, že minimalizace výšky zábrany je v tomto případě na úkor její šířky. V podstatě nepokrývá ani šířku kola (130 mm). Z tohoto důvodu se jako vhodnější ukazuje zábrana koncipovaná pro výšku vztažné linie $w = 80$ mm.

6.3.3 Zábrana na ložiskové skříni

Ložisková skříň je již nevypružená hmota, takže její pokles je způsoben pouze vlivem rostoucího opotřebení kol. V závislosti na způsobu vedení dvojkolí v rámu podvozku, vykonává ložisková skříň také přidavné pohyby, které bude sledovat i případná zábrana. Prakticky lze tyto pohyby vyšetřit následujícím způsobem: Rám podvozku je považován za nehybný a ložisková skříň vykonává vůči němu svislé posuny a to v celém rozsahu tolerance primárního vypružení. Je možné sledovat trajektorii, kterou ložisková skříň při tomto pohybu opisuje. Zpravidla se jedná o výškový zdvih a dva pohyby na něj vázané: podélný posuv a natočení.

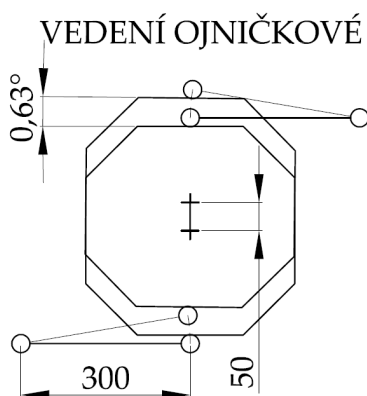
Na obrázku 16 je proveden geometrický rozbor pohybů ložiskové skříně u dvou typů vedení dvojkolí, které byly uvažovány pro navrhovaný řídicí vůz:

- vedení dvojkolí kyvným ramenem – délka kývačky 700 mm, posun ložiskové skříně na narážku 50 mm;
- ojníčkové vedení dvojkolí – užití dvou excentricky umístěných ojníček, délka ojníčky 300 mm, posun ložiskové skříně na narážku 50 mm.



Obrázek 16 Vyšetření úhlových natočení ložiskových skříní

Jako výhodnější se ukazuje vedení ojníčkové, neboť při stejném výškovém zdvihu vykazují ložisková skříně menší natočení. U vedení dvojkolí kyvným ramenem je možné úhel natočení zmenšit prodloužením samotného ramene. To však s sebou nese problém s přenosem příčných sil – ohybový moment silně namáhá ložiska. Naopak u ojníčkového vedení lze vhodným umístěním ojníček a jejich délkou úhel natočení ložiskové skříně dále minimalizovat (*obr. 17*).



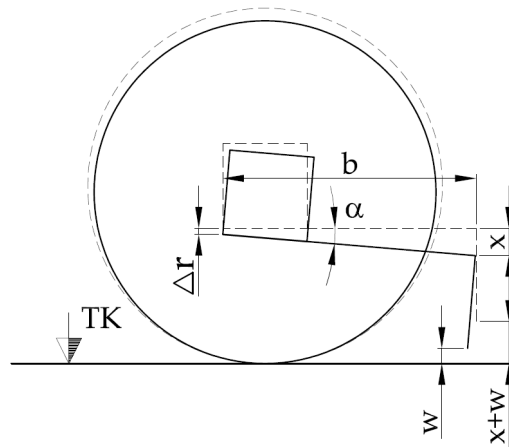
Obrázek 17 Minimalizace úhlového natočení ložiskové skříně u ojníčkového vedení

V analýze pohybů ložiskové skříně je třeba uvažovat také způsob umístění pružin primárního vypružení. Například použití dvou pružin po stranách ložiskové skříně může působit její další natočení, a to v situaci, kdy není rám podvozku ve vodorovné poloze

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 62</p>
--	--	--

(v podélném směru). Pružiny primárního vypružení totiž vyvozují sílu, která je úměrná jejich vlastní deformaci. Pokud se rám podvozku nakloní kolem příčné osy (např. osy jednoho z dvojkolí), získávají pružiny každá jinou výchylku. A tedy vyvozují i jinou sílu.

Na základě předchozích úvah je možno vyjádřit výškovou polohu zábrany matematickým zápisem (93) podle obrázku 18.



Obrázek 18 Vyšetření výšky zábrany na ložiskové skříni

kde

- b je vzdálenost nejvzdálenějšího bodu zábrany od ložiskové skříně v podélném směru,
- α je úhlové natočení ložiskové skříně v jeho maximální hodnotě (pozn. nemusí být při dosednutí rámu podvozku na narážku),
- Δr je pokles ložiskové skříně vlivem opotřebení kol,
- w je výška vztažné linie kinematického obrysu nad TK,
- x je výška nejnižše položeného bodu zábrany nad obrysovou linií u ložiskové skříně ve vodorovné poloze na dvojkolí s novými koly.

$$x = \Delta r + b \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (93)$$

Způsob, jakým minimalizovat výšku x , vyplývá ze vztahu (93): Na nejnutnější míru zkrátit vzdálenost b a zvolit vedení dvojkolí, které dostatečně stabilizuje ložiskovou skříň proti otáčení. Pro obvyklé hodnoty $b = 500$ mm a $\Delta r = 5$ mm, jsou vypočteny výšky x a $x+w$ v závislosti na proměnlivém úhlu α (tab. 22). Pro výšku obrysové linie je přijata varianta $w = 30$ mm nad TK.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 63
---	-----------------	-----------

Tabulka 21 Vyšetření výšky zábrany na ložiskové skříně

úhlové natočení ložiskové skříně (α)	0,5	1	2	3	4	[°]
výška zábrany nad obrysovou linií (x)	9,5	14	22,5	31	40	mm
světla výška zábrany nad TK (x+w)	39,5	44	52,5	61	70	mm

Z výsledků je patrné, že při malých úhlových výchylkách ložiskové skříně, lze případnou zábranu umístit až do polovičních výšek oproti zábranám na rámu podvozku.

6.3.4 Zhodnocení analýzy

Podle výsledků z tab. 20, 21 a ze vztahů (89) je prokázáno, že je vhodné vozidla s vysokou deformací vypružení vlivem proměnlivého zatížení opatřit zábranami i na rámu podvozku popřípadě na ložiskové skříně. Minimální výška zábrany na skříně vozidla pro obvyklé hodnoty osobních vozů vychází 226 mm nad temenem kolejnice. To by znamenalo, že případné překážky až do výšky 226 mm by pluh na čele vozidla nebyl schopen odstranit. Proto je vhodné použít zábranu také na rámu podvozku. Tu je možno řešit dvěma způsoby: Jako dvě samostatné menší zábrany situované do úzkého prostoru nad kolejnicovým pásem, které by plnily funkci lapače kamenů; jejich minimální výška pro obvyklé hodnoty osobních vozů vychází 80 mm nad TK. Nebo je možné řešit zábranu na rámu podvozku sice ve vyšší poloze, ale s větší funkční šířkou; její minimální světla výška pro obvyklé hodnoty osobních vozů činí 130 mm nad TK. Poslední možnost jak dále minimalizovat výšku zábrany nad temenem kolejnice poskytuje ložisková skříň nebo obecně nevypružená hmota.

Na základě provedené analýzy byla zvolena koncepce s čelním pluhem na skříně vozidla doplněného dvěma zábranami na rámu předního podvozku. Tyto zábrany budou řešeny s ohledem na výšku vztažné linie $w = 80$ mm. Zábran na ložiskové skříně nebude užito, neboť ložisková skříň samotná není způsobilá přenášet velké nárazové síly. Obecně platí, že čím je větší hmotnost tělesa, na které je zábrana vázána, tím větší síle je možno zábranu vystavit. Vazba zábrany na ložiskovou skříň však přináší ještě další problém s přidavným zatěžováním ložisek. V tomto směru nabízí určitou výhodu užití podvozku se jhy (pensylvánský podvozek), která představují nevypruženou hmotu vyšších hmotností než ložiskové skříně.

Konstrukční řešení zábran se tedy bude ubírat dvojí cestou:

6.4 Návrh pluhu na skříní vozidla

Konkrétní návrh pluhu vychází z výše zmíněných požadavků, ale také z existujících a v praxi osvědčených koncepcí.

6.4.1 Pozice pluhu a jeho rozměry

Tabulka 22 Vstupní údaje

a	19 000	mm
b	3 205	mm
Δr	5	mm
z_{st}	70	mm
h_{KO}	36	mm
w	80	mm

Uvažuje se situace, kdy na jednom podvozku spočívá hmotnost prázdného vozu, na druhém podvozku spočívá vůz v pozici na narážce (viz. předchozí analýza). Z podobnosti trojúhelníků (*obr. 28*) lze určit neznámý pokles zábrany x podle (94).

$$x = \left(1 + \frac{b}{a}\right) \cdot (h_{KO} + z_{st} + \Delta r) = \left(1 + \frac{3205}{19000}\right) \cdot (36 + 70 + 5) \doteq 130 \text{ mm} \quad (94)$$

Minimální světlá výška pluhu nad TK je potom dána vztahem (95):

$$h_z = x + w = 130 + 80 = 210 \text{ mm} \quad (95)$$

Dále je kontrolován pluh z hlediska vyhovění kinematickému obrysu pro vozidla. Výpočty zúžení pro průřezy nacházející se vně otočných čepů jsou uvedeny v ČSN 28 0312 na straně 26. Na základě těchto vztahů byly stanovovány příčné rozměry čelního pluhu a to pro vzdálenost $n_a = b = 3205 \text{ mm}$ od otočného čepu. Výpočet je pro názornost uveden tabulkově (*tab. 23*).

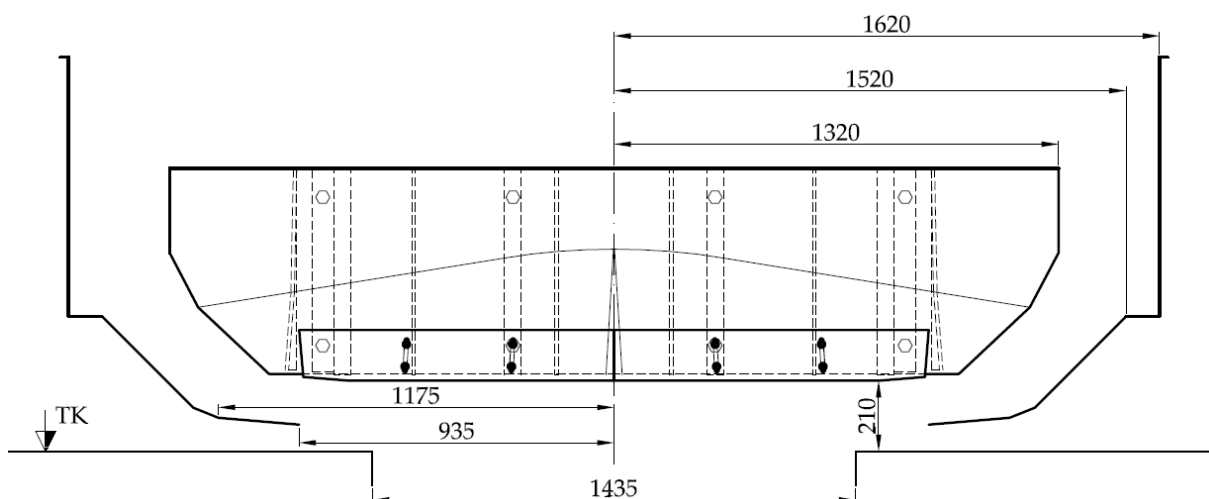
Tabulka 23 Výsledky vnějších zúžení a konstrukčních šířek pluhu

výška nad TK h_i [m]	kinematické zúžení z [m]	vnější zúžení E_i [m]	$\frac{1}{2}$ šířky kinematického obrysu [m]	šířka pluhu [m]
0,08	0,0056	0,150535	0,935	1,568
0,1	0,0053	0,150235	1,175	2,049
0,13	0,0049	0,149835	1,25	2,200
0,15	0,0047	0,149635	1,27	2,240
0,2	0,004	0,148935	1,32	2,342
0,25	0,0033	0,148235	1,37	2,443

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 65
---	-----------------	-----------

0,3	0,0027	0,147635	1,42	2,544
0,35	0,002	0,146935	1,47	2,646
0,4	0,0013	0,146235	1,52	2,747

Čelní pohled na pluh i s příslušnou obrysovou linií ukazuje obrázek 19.



Obrázek 19 Pluh na čele řídicího vozu s obrysovou linií

6.4.2 Dimenzování pluhu

Sestava čelního pluhu bude třídílná. Základem jsou čtyři svislé nosníky přivařené ke spodku vozu. Vlastní pluh je pak tvořen robustním svařencem z plechů tloušťky 10 mm a výškově stavitelným plechem šípovitého tvaru. Svislé nosníky vyvedené ze spodku vozu ponесou konstrukci pluhu šroubovým spojením, čímž je zajištěna případná demontáž zdeformovaného pluhu. Na této představě je založeno následné dimenzování.

Pro dimenzování bylo přijato doporučení EN 15 227, avšak podle nejvyšších hodnot statického zatížení (tedy 300 kN). Této síle musí odolat konstrukce pluhu, ale svislé nosníky přivařené ke spodku vozu by měly snést sílu ještě větší. Je totiž žádoucí, aby se nejdříve deformoval pluh s jistým pohlcením nárazové energie a teprve pak došlo ke zborcení nedemontovatelných částí. Svislé nosníky budou tedy dimenzovány na sílu o 33% vyšší, tj. 400 kN. Tato síla bude přenášena čtyřmi konzolami, takže každá z konzol bude i s rezervou dimenzována na 100 kN.

Při délce konzoly $R = 672 \text{ mm}$ (zjištěno dle kapitoly 5.3.1 a známé výšky nosníků spodku vozu), a síle $F = 100 \text{ kN}$ působí na konzolu ohybový moment (96):

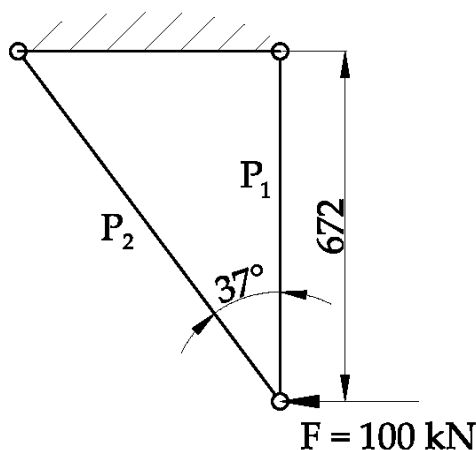
$$M_o = F \cdot R = 100000 \cdot 672 = 67\,200\,000 \text{ Nmm} \quad (96)$$

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 66
--	-----------------	-----------

Podle meze kluzu běžné konstrukční oceli (11 373) lze určit minimální modul průřezu v ohybu daného nosníku (97):

$$W_o = \frac{M_o}{\sigma} = \frac{67\,200\,000}{240} = 280\,000 \text{ mm}^3 \quad (97)$$

Takovému modulu průřezu v ohybu by odpovídaly například profily U 240, UE 270, případně skříňový profil 200x100x12. K získání lehčích konzol i s pevnějším svarovým spojem k nosníkům spodku vozu, je vhodné řešit tyto konzoly jako jednoduché prutové soustavy (obr. 29), ve kterých jsou nosníky namáhány pouze tahovým a tlakovým napětím.



Obrázek 20 Schéma konzoly nesoucí pluh

Silový tok v této soustavě lze určit pomocí goniometrických funkcí (98):

$$\operatorname{tg} 37^\circ = \frac{F}{P_1} \quad \text{a} \quad \sin 37^\circ = \frac{F}{P_2} \quad (98)$$

$$P_1 = \frac{F}{\operatorname{tg} 37^\circ} = \frac{100\,000}{0,753} = 132\,705 \text{ N} \quad (99)$$

$$P_2 = \frac{F}{\sin 37^\circ} = \frac{100\,000}{0,6018} = 166\,164 \text{ N} \quad (100)$$

Při užití stejných profilů obou prutů budeme dále dimenzovat nosník P_2 , neboť je namáhán větší silou. Opět vyjdeme ze známé meze kluzu $\sigma = 240 \text{ MPa}$ a budeme zjišťovat potřebný minimální průřez nosníku (101):

$$A = \frac{P_2}{\sigma} = \frac{166\,164}{240 \cdot 10^6} \doteq 700 \text{ mm}^2 \quad (101)$$

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 67
--	-----------------	-----------

Takovému průřezu odpovídá například skříňový nosník 100x50x3 ($A = 864 \text{ mm}^2$). Tento byl také použit pro sestavu navrhovaných konzol.

Další výpočet je již závislý na použití metody konečných prvků, neboť chování konstrukce pluhu při jednotlivých zatěžovacích silách nelze jednoduchým výpočtem postihnout. Cílem práce však není podrobná studie deformací pluhu a proto byla tato partie stanovena odhadem.

6.4.3 Technický popis pluhu

Konzoly nesoucí pluh vytvářejí s konstrukcí spodku vozu nedělitelný celek. Prostřední dvě konzoly jsou přivařeny k centrálním podélníkům U300, krajní dvě k šikmým výztužným nosníkům U260. Každá z konzol je vždy tvořena svislým a opěrným nosníkem skříňového profilu o rozměrech 100x50x3. Krajní svislé pruty jsou navíc vyztuženy přivařenými nosníky průřezu L 100x65x6.

Konstrukce pluhu je ke konzolám vázána osmi šroubovými spoji. Je svařená z plechů tloušťky 10 mm a v případě nárazu by měla roznášet pokud možno rovnoměrné zatížení do všech konzol. Při nadlimitních nárazových silách funguje tento díl jako deformační zóna. Čelní plech této konstrukce je ve své dolní části opatřen čtyřmi oválnými otvory pro šroubové spojení výškově stavitelného plechu. Ten má tloušťku 8 mm a v půdorysu tvar „V“. Je připevněn k nosné části pluhu čtyřmi dvojicemi šroubů M10.

Výkres pluhu je v příloze DP-Frank-03.

6.5 Návrh zábrany na rámu podvozku

6.5.1 Pozice zábrany a její rozměry

Tabulka 24 Vstupní údaje

a	2 300	mm
b	650	mm
Δr	5	mm
z_{st}	20	mm
h_{KO}	14	mm
w	80	mm

Opět je uvažována situace, kdy na vzdálenějším dvojkolí je podvozek na pružinách ve stavu staticky zatížených prázdným vozem a na bližším dvojkolí spočívá podvozek na

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 68
--	-----------------	-----------

narážce (viz. předchozí analýza). Z podobnosti trojúhelníků (*obr. 15*) lze určit neznámý pokles zábrany x podle (102):

$$x = \left(1 + \frac{b}{a}\right) \cdot (h_{KO} + z_{st} + \Delta r) = \left(1 + \frac{650}{2300}\right) \cdot (14 + 20 + 5) \doteq 50 \text{ mm} \quad (102)$$

Minimální světlá výška zábrany nad TK je potom dána vztahem (103):

$$h_z = x + w = 50 + 80 = 130 \text{ mm} \quad (103)$$

Kontrola zábrany z hlediska vyhovění kinematickému obrysu je provedena na základě možných příčných posuvů podle obrázku 16. Dosazením do vztahu (90) lze zjistit maximální příčnou výchylku zábrany a dále konstruovat zábranu tak, aby ani při této výchylce nepřesáhla obrysovou linii.

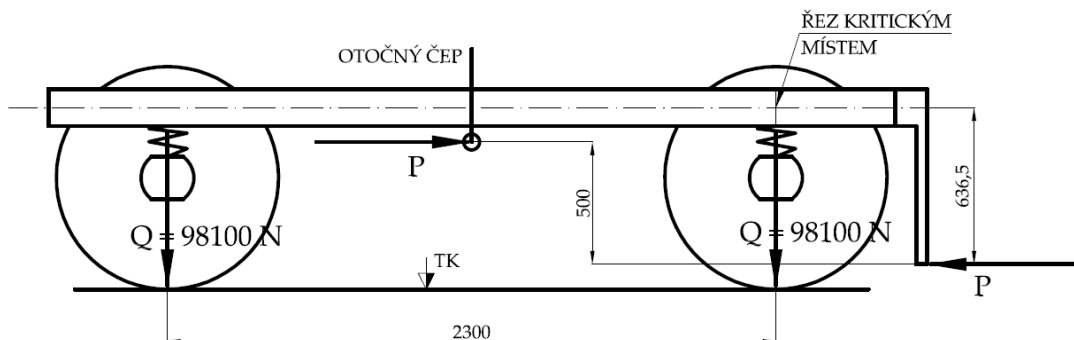
$$y = \frac{(1465 - 1410) + 4}{2 \cdot a} \cdot (a + b) = \frac{(1465 - 1410) + 4}{2 \cdot 2300} \cdot (2300 + 650) = 38 \text{ mm} \quad (104)$$

6.5.2 Dimenzování zábrany

Koncepce těchto zábran se řídí nižšími hodnotami nárazových sil, ale jinak stejnými zásadami jako v případě čelního pluhu:

- dimenzování na maximální přípustnou sílu tak, aby v žádném případě nedocházelo k plastickým deformacím na rámu podvozku,
- v případě deformace zábrany musí být umožněna její snadná demontáž,
- pro eliminaci poklesu vozu vlivem opotřebení kol je zábrana výškově stavitelná.

Při hledání limitní síly, kterou zábrana ještě musí zvládnout, se nabízí dva mezní stavy. Jedním z těchto stavů je stoprocentní odlehčení zadního dvojkolí při působení silového momentu $P - P$ (*obr. 21*). K takové situaci za provozu nesmí dojít, neboť by mohla způsobit vykolejení podvozku. Druhým mezním stavem je plastická deformace podélníku podvozku v místě nad otočným čepem (*obr. 21*). I tento stav je nepřijatelný. Následující výpočet zjišťuje, které z obou hledisek lze přijmout pro návrh zábrany.



Obrázek 21 Schéma podvozku s rozborem sil

Síla, která by způsobila nadzvednutí zadního dvojkolí, musí vytvářet na rameni 500 mm takový moment, který vyrovná nápravovou tíhu $Q = 10000 \cdot 9,81 = 98100 \text{ N}$ na rameni 2300 mm (105):

$$2P \cdot 0,5 = Q \cdot 2,3$$

$$2P = Q \cdot \frac{2,3}{0,5} = 98100 \cdot \frac{2,3}{0,5} = 451260 \text{ N} \quad (105)$$

Síla na jednu zábranu je pak poloviční $P \doteq 225 \text{ kN}$.

Zjištění síly, která by způsobila plastickou deformaci podélníku, je následující (106):

$$P = \frac{M_o}{R}; \quad R = 636,5 \text{ mm} \quad (106)$$

Příslušný ohybový moment je určován z materiálové a průřezové charakteristiky daného podélníku. Mez kluzu běžné konstrukční oceli 11 373 je $\sigma = 240 \text{ MPa}$ a modul průřezu v ohybu je dán vztahem (107):

$$W_o = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{255 \cdot 142^3 - 235 \cdot 118^3}{6 \cdot 142} = 403786,3 \text{ mm}^3 \quad (107)$$

Ohybový moment je pak dosazen do rovnice (106) a je stanovena mezní síla (108):

$$P = \frac{\sigma \cdot W_o}{R} = \frac{240 \cdot 403786}{636,5} = 152 \text{ kN} \quad (108)$$

K deformaci rámu podvozku stačí tedy síla 152 kN. Tato síla bude rovněž limitní pro dimenzování zábrany.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 70
--	-----------------	-----------

Vlastní zábrana je tvořena lomeným nosníkem ve tvaru L a je přišroubována ke konzole podélníku podvozku. Postupnou iterací se dospělo k výsledné zábraně, která má v kritickém řezu tyto průřezové charakteristiky:

Tabulka 25 Průřezové charakteristiky nosníku (zábrany)

h	80	mm
b	255	mm
t	10	mm
A	6300	mm ²
W_k	408 000	mm ³
W_o	166 250	mm ³

Pozn.: $W_k = 2 \cdot h \cdot b \cdot t$

Nosník je ve vyšetřovaném místě namáhán kombinovaným napětím: ohybem na rameni $R_1 = 500$ mm a kroucením na rameni $R_2 = 250$ mm. Podle hypotézy HMH bylo počítáno ekvivalentní napětí pro různé zatěžující síly F. Maximální síla, která ještě nezpůsobí plastickou deformaci v nosníku je $F = 75\,000$ N.

$$\sigma = \frac{F \cdot R_1}{W_o} = \frac{75000 \cdot 500}{166250} = 225,5 \text{ MPa} \quad (109)$$

$$\tau = \frac{F \cdot R_2}{W_k} = \frac{75000 \cdot 250}{408000} = 45,9 \text{ MPa} \quad (110)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau)^2} = \sqrt{225,5^2 + (\sqrt{3} \cdot 45,9)^2} = 239 \text{ MPa} \quad (111)$$

Mez kluzu konstrukční oceli 11 373 je 240 MPa. Síla 75 kN je tedy výsledná maximální síla, kterou zábrana přenesne bez deformací.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 71</p>
--	--	--

7 PÍSKOVÁNÍ

Pískojem neboli písečník je nádrž s pískem, která hadicí vyústuje ke styčným bodům dvojkolí a kolejnic. Posyp kolejí před dvojkolími se nazývá pískování a zlepšuje adhezní vlastnosti lokomotivy při prudkém zvýšení výkonu nebo brzdění na vlhkých kolejích, aby nedošlo k prokluzu kol.

Princip pískování spočívá v usměrněném vrhání písku proudem vzduchu do klínu tvořeného oběžnou plochou kola a hlavou kolejnice. Hlavní částí je pískovací koleno, do něhož je přiváděn spádem suchý písek ze zásobníku a tlakový vzduch. Písek unášený proudem vzduchu je prostřednictvím hadice a trysky usměrňován do místa kontaktu kolo – kolejnice. Aktivaci zařízení provádí buď strojvedoucí prostřednictvím sepnutí elektropneumatického ventilu na základě své úvahy, nebo může být pískovací zařízení spínáno automaticky v součinnosti s některým typem protiskluzové ochrany [4].

7.1 Problematika celku

Použití pískování je stanoveno evropskou normou, která pískování v železničním provozu blíže specifikuje: *Rozhodnutí komise o technické specifikaci pro interoperabilitu 2006/679/ES a 2006/920/ES*. Podmínky použití písku pro trakční účely dále řeší *Pokyn provozovatele dráhy pro zajištění plynulé a bezpečné drážní dopravy č.1/2008*.

7.1.1 Pravidla použití písku [17]

Jako média pro zvýšení tření se používá suchý křemičitý písek těchto parametrů:

- střední velikost zrna 0,82 mm,
- rozsah zrnitosti 0,3 mm – 1,6 mm,
- obsah SiO₂ větší než 95%,
- vlhkost do 8%.

Maximální povolené množství písku na písečník za 30 sekund je:

- pro rychlosti $V < 140$ km/h: 400 g + 100 g;
- pro rychlosti $V \geq 140$ km/h: 650 g + 150 g.

Maximální množství písku na písečník nesmí překročit množství, které je poměrné k výše uvedeným hodnotám času a množství (tj. například pro rychlosti $V < 140$ km/h nesmí množství písku na písečník za 3 sekundy překročit hodnotu 50 g).

Písek je zakázáno použít:

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 72
--	-----------------	-----------

- v prostoru výhybek a kolejového křížení,
- v prostoru spádoviště (od vrcholu svážného pahrbku po poslední rozřadovací výhybku),
- v místě, které nebude dále pojížděno dalšími vozidly téže soupravy,
- během brzdění při rychlosti nižší než 20 km/h.

7.1.2 Problémy spojené s pískováním

Pískování provází také několik úskalí. Sypání písku by mělo být vždy preventivní, tedy aby zabránilo prokluzu kol. Sypání písku pod protáčeující se kola totiž vede k velkým momentovým rázům, které silně namáhají celý pohonný mechanismus. Písek by též neměl padat na pohyblivé části výhybek a v silné vrstvě neprospívá jistotě identifikace vozidla kolejovými obvody železničních zabezpečovacích zařízení. Dobré fungování pískovacího zařízení je velmi závislé na dodržení zrnitosti písku a seřízeném tlaku vzduchu do trysky v pískovacím koleně. Častou závadou je nadměrné zhutnění písku v písečníku vlivem vlhkosti a tím nemožnost jeho použití. Snaha uchovávat písek suchý je důležitá už z toho důvodu, že účinkem jízdy dochází k pěchování písku, takže se v zásobnících mohou vytvářet tzv. vzpěrné klenby. Takto se písek přestává sypat do pískovacího kolene a pískování nelze použít.

7.2 Přehled dosavadních řešení

Prostředky k zajištění a zlepšení adhezních vlastností vozidel se hledaly již od počátku železnice. Pískovací zařízení časem vytvořilo nedílný konstrukční celek každého hnacího kolejového vozidla. Následující přehled uvádí několik vybraných řešení, která analyzují danou problematiku z praktického hlediska.

Potřeba pískování byla velmi naléhavá již u parních lokomotiv, které často zdaleka nedisponovaly stoprocentní adhezní tíhou. Na parních lokomotivách byly zpočátku používány pískovače gravitační: po otevření šoupátka se písek ze zásobníku se šikmým dnem sypal trubkou na kolejnice. Po zavedení pneumatických brzd byl na lokomotivě k dispozici stlačený vzduch a bylo jej možno použít i k ovládní pískování. To umožnilo tlakovým vzduchem písek kypřit a dopravovat. Pískovací trubky již nemusely být z obav před ucpaním svislé a mohly být nasměrovány blíže ke styku kola s kolejnicí, aby byla úspěšnost sypání písku větší. Zásobníky písku byly obvykle situovány vysoko na válcovém kotli parní lokomotivy, kde byly pro písek vytvořeny ideální teplotní podmínky, avšak bylo znesnadněno plnění písečníků. Pískování pro jízdu oběma směry bylo výsadou jen nemnoha

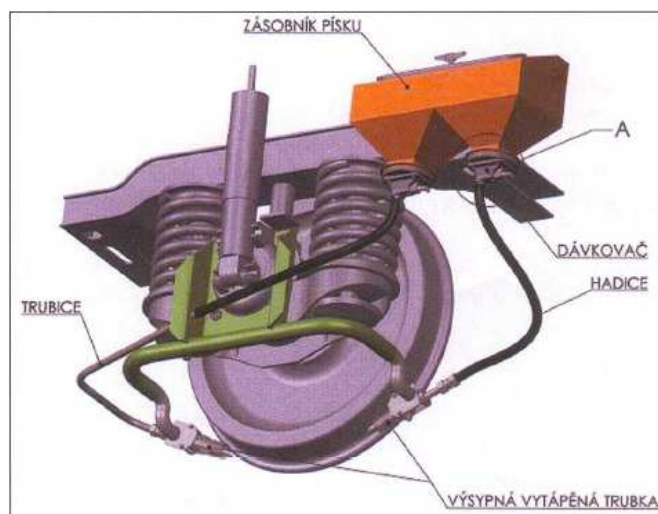
<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 73
--	-----------------	-----------

řad parních lokomotiv. Ty se již velmi přibližují standardu elektrických a motorových lokomotiv současných, které používají pískování takzvaně směrově závislé.



Obrázek 22 Obvyklé řešení pískování většiny čtyřnápravových lokomotiv

Motorové a elektrické lokomotivy tedy sypou písek vždy pod první dvojkolí podvozku, která jsou při tahu nejvíc odlehčována (*obr. 22*). Dnešní nejmodernější vozidla disponují funkčně dokonalými pískovači s řízením intenzity toku písku úměrně rychlosti jízdy a s elektricky vyhřívanými hubicemi. Příkladem může být nové pískovací zařízení typu KOVA-03D. Pískovací zařízení se skládá ze zásobníků písku, dávkovacího zařízení připojeného ke každému zásobníku, dále ze soustavy výsypných hadic a ocelových trubek s vytápěnou koncovkou. Zásobníky písku jsou po celou dobu aktivovaného vozidla vytápěny topným tělesem umístěným uvnitř zásobníku a písek je přerušovaně profukován teplým vzduchem ohřátým od topného tělesa. Vytápění zásobníků písku snižuje jeho vlhkost a v nepříznivých klimatických podmínkách zabraňuje zamrznutí písku v zásobnících. Topné těleso ovládané teplotním čidlem ve výsypné koncovce zabraňuje tvorbě námrazků na konci pískovací trubice. Takto je dosaženo vysoké provozní spolehlivosti zařízení v nepříznivých nebo extrémních klimatických podmínkách [12].



Obrázek 23 Pískovací zařízení typu KOVA-03D – celkový pohled

Jen velmi málo trakčních vozidel pískovací zařízení nemá. Ale jsou i taková: například elektrické jednotky řady 451, u kterých jejich tvůrci usoudili, že vozidlo s pohonem 50% dvojkolí a jezdící bez přivěšené zátěže pískování nepotřebuje. Pískování se z důvodu provozu v téměř pokojových podmínkách zpravidla nepoužívá u vozidel podzemních drah, navíc by pískový prach v tunelu proudem vzduchu nepříjemně vířil [11].

Zajímavý koncept pískování představuje motorový vůz řady 810 a od něj odvozené (812, 814). Vůz má dva zásobníky písku poblíž hnací nápravy (na každé straně jeden) (*obr. 24*). Ze zásobníku je samospádem přiváděn písek do dvou pískovacích kolen, z nichž jsou vyvedeny pískovací hadice do obou stran styku kola s kolejnicí. Tak je zajištěno pískování pro jízdu oběma směry.



Obrázek 24 Pískovací zařízení na motorovém voze řady 814 ČD

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 75
--	-----------------	-----------

7.3 Pískovací zařízení řídicích vozů

Co se týká řídicích vozů, rozeznáváme dvě koncepční linie: řídicí vozy pro ucelené jednotky a řídicí vozy samostatné. U řídicích vozů v lehkých ucelených jednotkách není pískování nutné a v praxi se většinou nepoužívá. U samostatných řídicích vozů a takových, které jedou v čele těžké vlakové soupravy, je použití pískování velmi vhodné (např. Railjet).

Z provozu Českých drah jsou známy tři řady samostatných řídicích vozů: 943, 954 a 912. Ani jeden z nich pískování nepoužívá. Zřejmým důvodem bude nasazování těchto vozů do krátkých souprav regionálních vlaků.

7.4 Návrh vlastního řešení

Pískování na řešeném řídicím voze vychází z potřeby zajistit bezpečné zastavení vlaku i ve velmi nepříznivých podmínkách (extrémní podélný sklon trati + vlhká kolej + těžká vlaková souprava v čele s řídicím vozem). Prvotní úvaha o řešení pískování na daném řídicím voze směřuje k otázce, zda použít pískování jednosměrné či obousměrné a kolik dvojkolí je vhodné pískovat. Aby mělo pískování na vozidle smysl a dostatečný účinek, bylo zvoleno následující řešení:

- Protože se nejedná o hnací vozidlo je použito pískování jednosměrné a to pro jízdu vpřed řídicím stanovištěm,
- pískováno bude vždy první dvojkolí v každém podvozku směrem k řídicímu stanovišti (tedy dvojkolí první a třetí),
- každému ze čtyř pískovaných kol bude příslušet jeden zásobník písku.

Další návrh již přistupuje k problematice pískování především z těchto dvou hledisek:

1. Jak zajistit polohu pískovací hubice co nejnižší nad temenem kolejnice a jak řešit její upevnění i s případným výškovým stavěním?
2. Jak nejlépe umístit písečníky, aby v nich nedocházelo k vlhnutí písku a byl tak zajištěn samovolný spád písku do pískovacího kolene?

7.4.1 Upevnění pískovací hubice

Pro přesné vrhání písku je žádoucí, aby koncovka pískovacího zařízení byla co nejbližší styku kola s kolejnicí a měla pokud možno stabilní výšku. Proto je důležité hledat její vhodné uchycení. Jako nejvýhodnější se ukazuje uchycení k ložiskové skříni, neboť takto je výšková pohyblivost vymezena pouze opotřebením kol. Vázat pískovací hubici na

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 76</p>
--	--	--

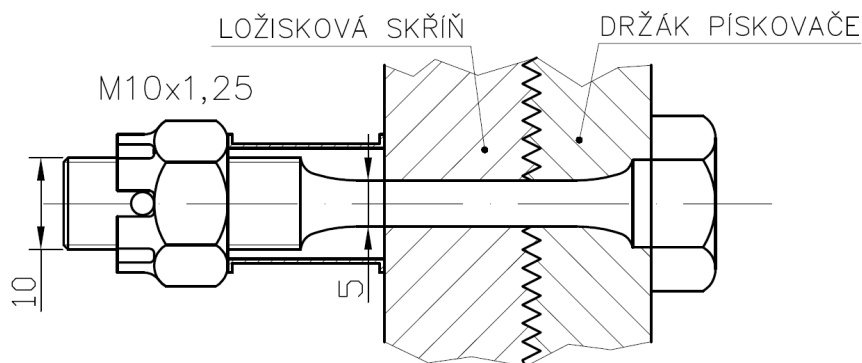
vypruženou hmotu vozidla není u navrhovaného řídicího vozu reálné. Statický zdvih vypružení činí totiž 20 mm v prvním stupni a dokonce 70 mm na dvakrát vypruženou hmotu. Řešení tímto způsobem lze tak prakticky uvažovat pouze u lokomotiv.

S uchycením pískovací hubice na ložiskovou skříň bylo počítáno již ve fázi návrhu vedení dvojkolí. Zvolené ojnicové vedení nabízí především dvě výhody. Vhodné umístění ojnic na ložiskové skříni minimalizuje její otáčivý pohyb při svislých posunech rámu podvozku a samotná ložisková skříň umožňuje uchytit držák pískovací hubice na jednu z konzol nesoucích primární vypružení a vyhnout se tak oblasti víka, kde by bylo přídavné zatížení nežádoucí.

Jistou nevýhodou ve vazbě pískovací hubice k ložiskové skříni jsou vibrace. I při rychlostech do 120 km/h lze na ložiskové skříni naměřit takové hodnoty svislého zrychlení, které jsou desetinásobkem tíhového. Je tudíž zapotřebí náležitě promyslet šroubové spojení držáku s ložiskovou skříni. Tyto dynamicky zatěžované spoje (vystavené otřesům) nejsou vhodné pro běžné normalizované šrouby. Jejich silným utažením může dojít k trvalým plastickým deformacím celého šroubového spoje, které během provozu může pokračovat (až k otlacení stykových ploch), a tím se spoj uvolní. Toto uvolnění je způsobeno vysokou tuhostí těchto šroubů, které reagují na provozní sílu ztrátou předpětí. Proto je vhodné použít šrouby poddajné.

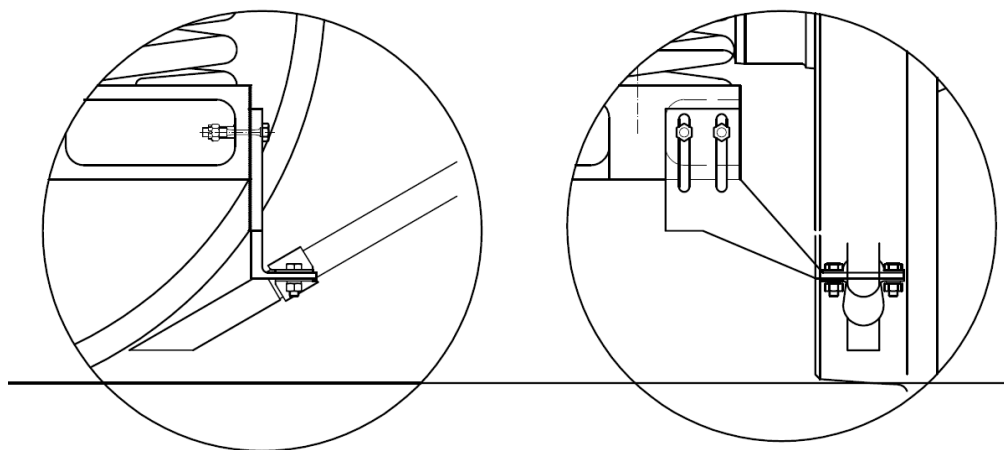
U šroubových spojů s pružným sevřením přírub se provádějí různé konstrukční úpravy, které slouží hlavně k rovnoměrnějšímu rozdělení napětí ve spoji:

- úprava dřívku šroubu jeho zeslabením (průměr dřívku až dvakrát menší než průměr závitové části, ve které je až čtyřikrát větší tvarový součinitel α ,
- zvětšení přechodového poloměru z hlavy do dřívku šroubu,
- nepoužívat šrouby velkých průměrů (lépe dva menší než jeden velký),
- lepší rozložení napětí v závitech (použití tažné matice nebo matice s odlehčovacím vrubem).



Obrázek 25 Poddajný šroub ve spojení držáku pískovače s ložiskovou skříní

Na základě těchto doporučení bylo spojení držáku pískovací hubice s ložiskovou skříní navrženo v tomto provedení: Konzola ložiskové skříně je zakončena svislým nálitkem opatřeným dvěma otvory (*obr. 26*). Držák pískovací hubice je k nálitku přišroubován dvěma poddajnými šrouby s pružnou podložkou (*obr. 25*), které jsou tvarově pojištěny korunovou maticí se závlačkou. Oba přiložené povrchy jsou drážkované, takže šrouby jsou namáhány pouze osovým zatížením. V přiložené desce držáku jsou oválné otvory pro možnost jeho výškového nastavení, čímž se reguluje poloha pískovací hubice.



Obrázek 26 Detaily uchycení pískovací hubice

7.4.2 Poloha písečníků

Problematika polohy písečníků na kolejovém vozidle vyplývá z otázky, jak zajistit pro písek v zásobníku příhodné teplotní podmínky a současně umožnit jeho snadné doplňování. Touto otázkou se zabývali již konstruktéři parních lokomotiv: písečníky na válcovém kotli lokomotivy nebo na ochozu vedle něj. U dnešních lokomotiv je situace podobná. Zásobníky písku se nacházejí ve skříní vozidla a jejich doplňování je možné ze

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	<p style="text-align: center;">Diplomová práce</p>	<p style="text-align: center;">Strana 78</p>
--	--	--

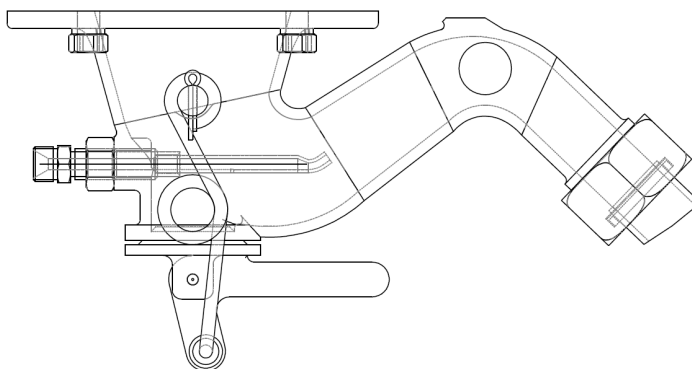
střechy, nebo jsou zásobníky instalovány pod vozovou skříní na jejím spodku či na rámu podvozku a písek je možno snadno doplňovat ze země. Velmi výhodné je v poslední době používání vyhřívaných písečníků (viz např. KOVA-03D). Takto lze písečník dosadit na dobře přístupné místo a písek je uchováván suchý a sypký.

Ukazuje se, že spolehlivé pískování je důležitější, než způsob doplňování písku do zásobníků. Pokud není použito vyhřívaných písečníků a je pro ně prostor ve vozové skříní, zůstává jediné vhodné řešení: instalovat písečníky dovnitř vozu. Zásobníky písku jsou tedy na řešeném řídicím voze umístěny ve vozové skříní. Dva jsou umístěny v prostoru řídicího stanoviště, další dva v prostoru poblíž zadního podvozku, kde spodek vozu přechází v nízkopodlažní část.

7.4.3 Popis částí pískovacího zařízení

Písečníky jsou provedeny jako plechový svařenec s vypouštěcím otvorem. Shora na písečník navazuje plnicí trubka vyvedená ke střeše vozu, odkud je možné doplňování písku. Každý ze čtyř písečníků pojme 50 kg písku.

Pískovací koleno standardizovaného provedení používaného u hnacích vozidel ČD, (*obr. 27*) bude navazovat v systému pískování na spodní část písečníku v místě vypouštěcího otvoru. Pro případ ucpání je umožněno jeho otevření ve spodní části kontrolním otvorem a jeho pročištění.



Obrázek 27 Pískovací koleno

Spojovací hadice navazuje na pískovací koleno a spojuje jej s tryskou. Tato pryžová hadice vlastně izoluje trysku od všech pohybů, které za jízdy vykonává vozová skříní. Tryska slouží k usměrnění proudu písku do místa styku kola s kolejnicí. Je umístěna na držáku fixovaném k ložiskové skříní (viz 7.4.1).

Výkresy pískovačů jsou uvedeny na výkrese DP-Frank-04 v příloze práce.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 79
---	-----------------	-----------

8 ZÁVĚR

V diplomové práci je proveden návrh řídicího vozu na základě současných potřeb přepravy na regionálních tratích. Závažnou potřebou regionálních kolejových vozidel je jejich nízkopodlažnost. Ukazuje se, že samostatné nízkopodlažní vozy je optimální řešit s maximální možnou vzdáleností otočných čepů, neboť takto lze dosáhnout vysokého podílu nízkopodlažní části i nízké hmotnosti na sedadlo. Jiné způsoby koncepcí vedou na ucelené jednotky, u kterých spočívají dva sousední vozy na společném podvozku.

V návrhu podvozku byl přijat předpoklad dle zadání práce řešit oba stupně svislého vypružení kovovými pružinami. Cílem úvodní analýzy bylo zvolit vhodnou koncepci podvozku, co se týká uzlu vedení dvojkolí a způsobu uložení vozové skříně. Výpočtem bylo prokázáno, že bezkolébková koncepce není pro vůz s velkou užitečnou hmotností vhodná. Případné pružiny typu flexi-coil totiž vycházejí značně tuhé v příčném směru. Naopak zvolená koncepce kolébková výhodně realizuje příčnou tuhost i výškovou stavitelnost.

V tematickém celku, který se věnuje zábránám, byla provedena podrobná analýza možností umístění zábran na kolejovém vozidle. Na základě této analýzy i současných požadavků byl pak proveden vlastní návrh zábran na řídicím voze, který se ubíral dvojí cestou: na vozové skříně pod čelníkem spodku vozu byl navržen robustní pluh ve světlé výšce 210 mm nad temenem kolejnice (pro nárazovou sílu 300 kN). Tento byl doplněn menšími zábranami vázanými na rám podvozku (pro nárazovou sílu 75 kN), jejichž světlá výška nad temenem kolejnice činí 130 mm.

Pískování řídicího vozu je určeno pro adhezní přenos brzdných sil. Vůz byl osazen čtyřmi písečníky, z kterých jsou pískována čtyři kola. Hlavním cílem v otázce pískování bylo vyřešit vhodné uchycení pískovací hubice tak, aby nedošlo k uvolnění tohoto spoje a zároveň byla zajištěna jeho výšková stavitelnost. Námětem do budoucna zůstává, zdali není výhodnější zvyšovat brzdný účinek kolejového vozidla neadhezní cestou.

UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová	Diplomová práce	Strana 80
---	-----------------	-----------

SEZNAM VÝKRESŮ

DP-Frank-01	Typový výkres řídicího vozu
DP-Frank-02	Typový výkres podvozku
DP-Frank-03	Výkres pluhu na skříni vozidla
DP-Frank-04	Výkres pískování

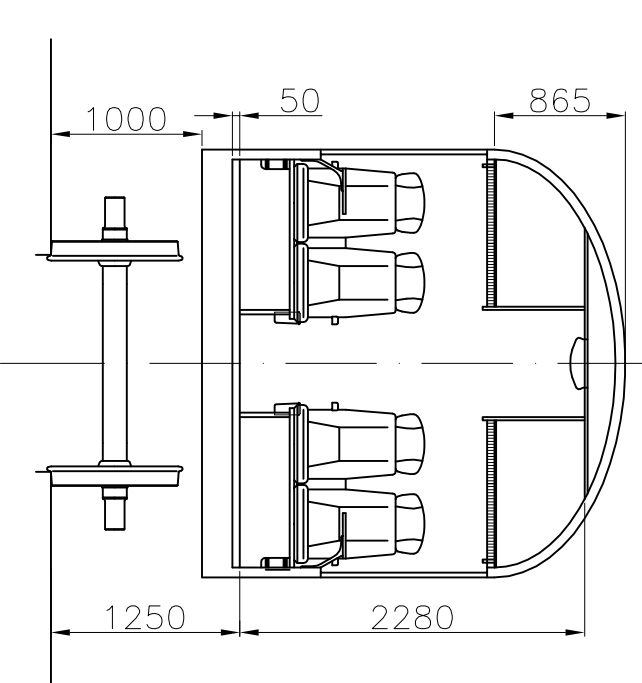
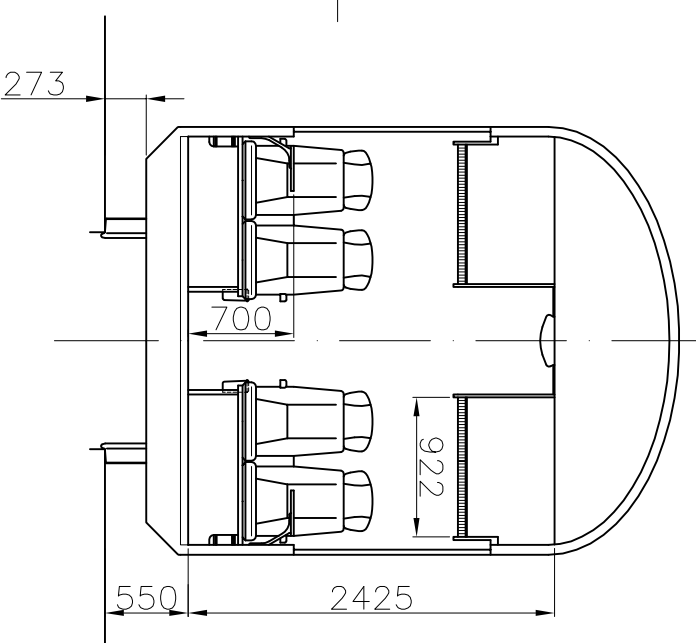
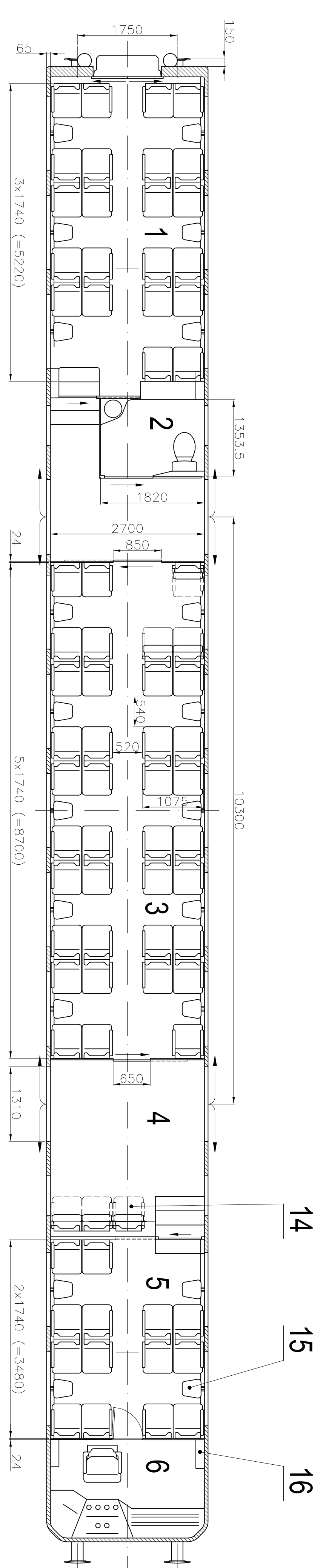
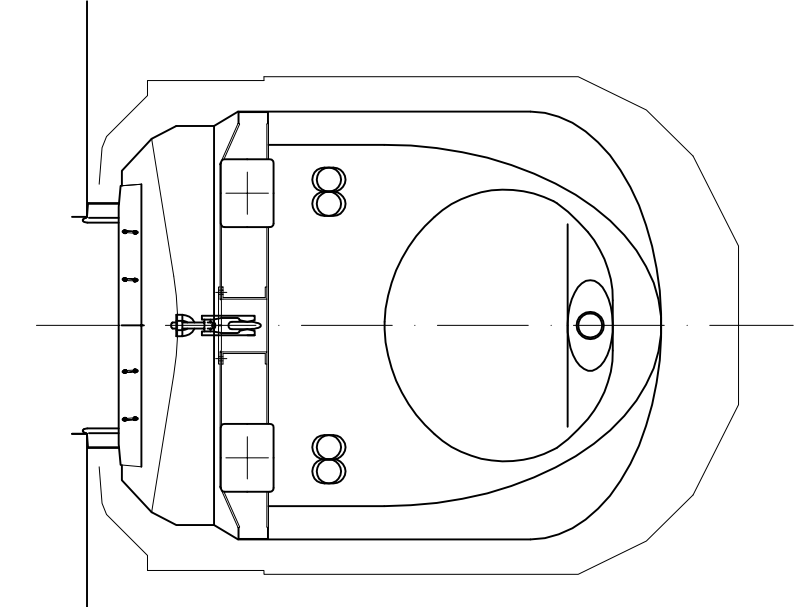
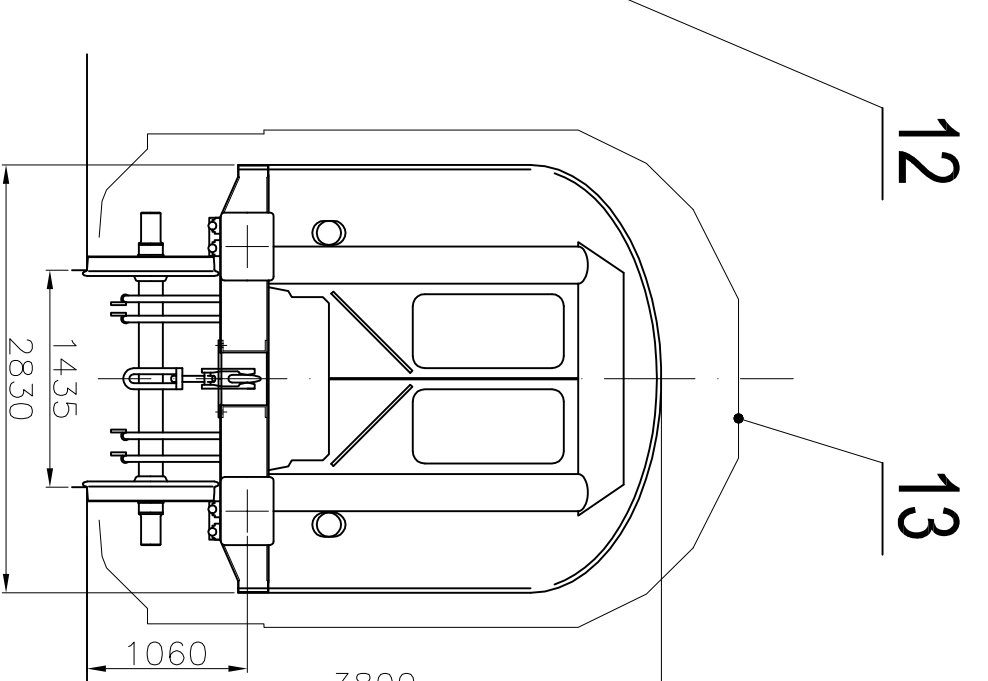
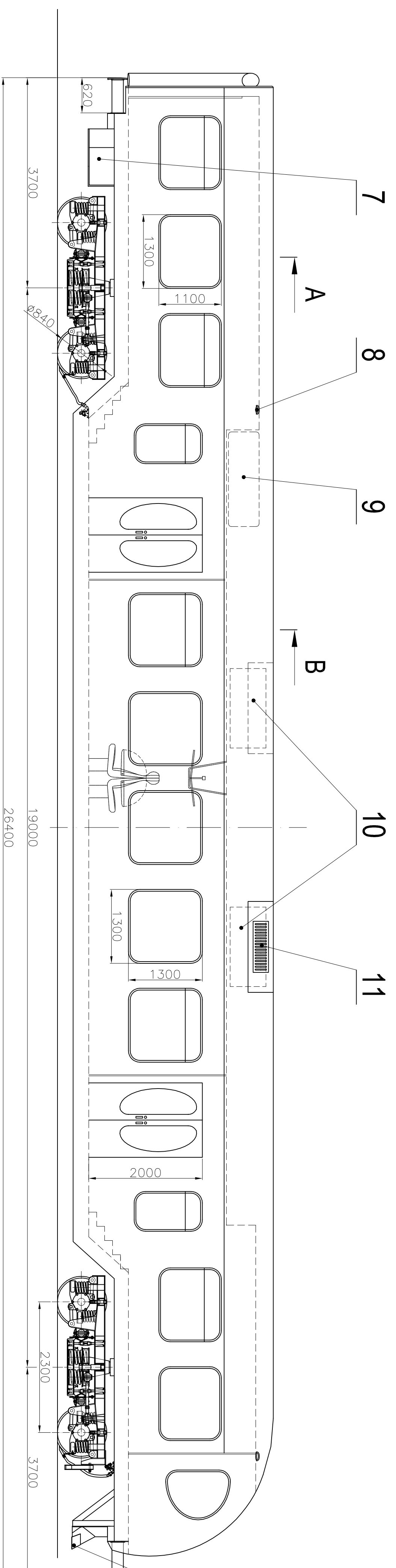
<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 81
--	-----------------	-----------

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: Kolejové vozy. Alfa, Bratislava 1986, 380 s., ISBN 63-870-84
- [2] MARUNA Z., HOFFMANN V., KOULA J.: Metodika konstruování kolejových vozidel. ČVUT, Praha 1988, 164 s.
- [3] ŠVEJNOCH V. a kol. : Teorie kolejových vozidel. ČVUT, Praha 1991, 251 s., ISBN 80-01-00622-0
- [4] LATA M.: Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004, 206 s., ISBN 80-7194-696-6
- [5] POHL R., NOVOTNÝ C.: Železniční vozidla I. ČVUT, Praha 2002, 288 s., ISBN 80-01-02622-1
- [6] POHL R., NOVOTNÝ C.: Železniční vozidla II. ČVUT, Praha 2003, 360 s., ISBN 80-01-02690-6
- [7] IZER J.: Kolejové vozy – dodatek. Alfa, Bratislava 1988, 88 s., ISBN 063-742-88
- [8] LEINVEBER J., VÁVRA P.: Strojnické tabulky. ALBRA, Úvaly 2008, 914 s., ISBN 978-80-7361-051-7
- [9] BŘEČKA R.: Řada Dm12 pro Finské železnice. Železniční magazín 8/2004, s. 24 – 31
- [10] POHL J.: Rychlá železniční osobní doprava. Železniční magazín 7/2008, s. 14 – 19
- [11] MATOUŠEK P., POHL J.: Jak si ochočit parní lokomotivu. Dráha 5/2006, s. 6 - 11
- [12] KOTRBA A., VAŠÍČEK J.: Nové pískovací zařízení na hnacích vozidlech typu KOVA-03D. Nová železniční technika 1/2009, s. 24 – 26
- [13] HAMPLOVÁ J.: Řídicí vozy v provozu Českých drah. Nová železniční technika 4/2009, s. 5 – 6
- [14] FOJTÍK P.: Z pod vozu vytáhl neporušenou stařenu MUDr. Fr. Kašpar. DP kontakt 10/2005, s. 2
- [15] UIC 567-1. Unifikované osobní vozy typu X a Y.
- [16] ČSN 28 0312. Obrisy pro kolejová vozidla s rozchodem 1435 mm – Technické předpisy.

<p style="text-align: center;">UNIVERZITA PARDUBICE Dopravní fakulta Jana Pernera Dislokované pracoviště Česká Třebová</p>	Diplomová práce	Strana 82
--	-----------------	-----------

- [17] EN 15 227. Požadavky na odolnost kolejových vozidel proti nárazu.
- [18] Pokyn provozovatele dráhy pro zajištění plynulé a bezpečné drážní dopravy č.1/2008.
- [19] DUPAL J., VIMMR J.: Překlad návrhu normy [online]. [cit. 2009-05-19]. Dostupné z: www.sntcz.cz/Content.Node/is/16.pdf
- [20] Lexikon [online]. [cit. 2009-05-19]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-lexikon.html>
- [21] Internetové stránky o univerzálních třísystemových lokomotivách [online]. [cit. 2009-05-19]. Dostupné z: <http://109-e.wgz.cz/skrin/odolnost-skrine-lokomotivy-109-e-2.html>
- [22] HOIFMANN V.: Osobní vůz řady Btn [online]. [cit. 2009-05-19]. Dostupné na www: <http://www.vagony.cz>
- [23] ZLINSKÝ Z.: Řídící vozy na našich kolejích [online]. [cit. 2009-05-19]. Dostupné z: <http://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/001768-Ridici-vozy-na-nasich-kolejich-rada-954.asp>

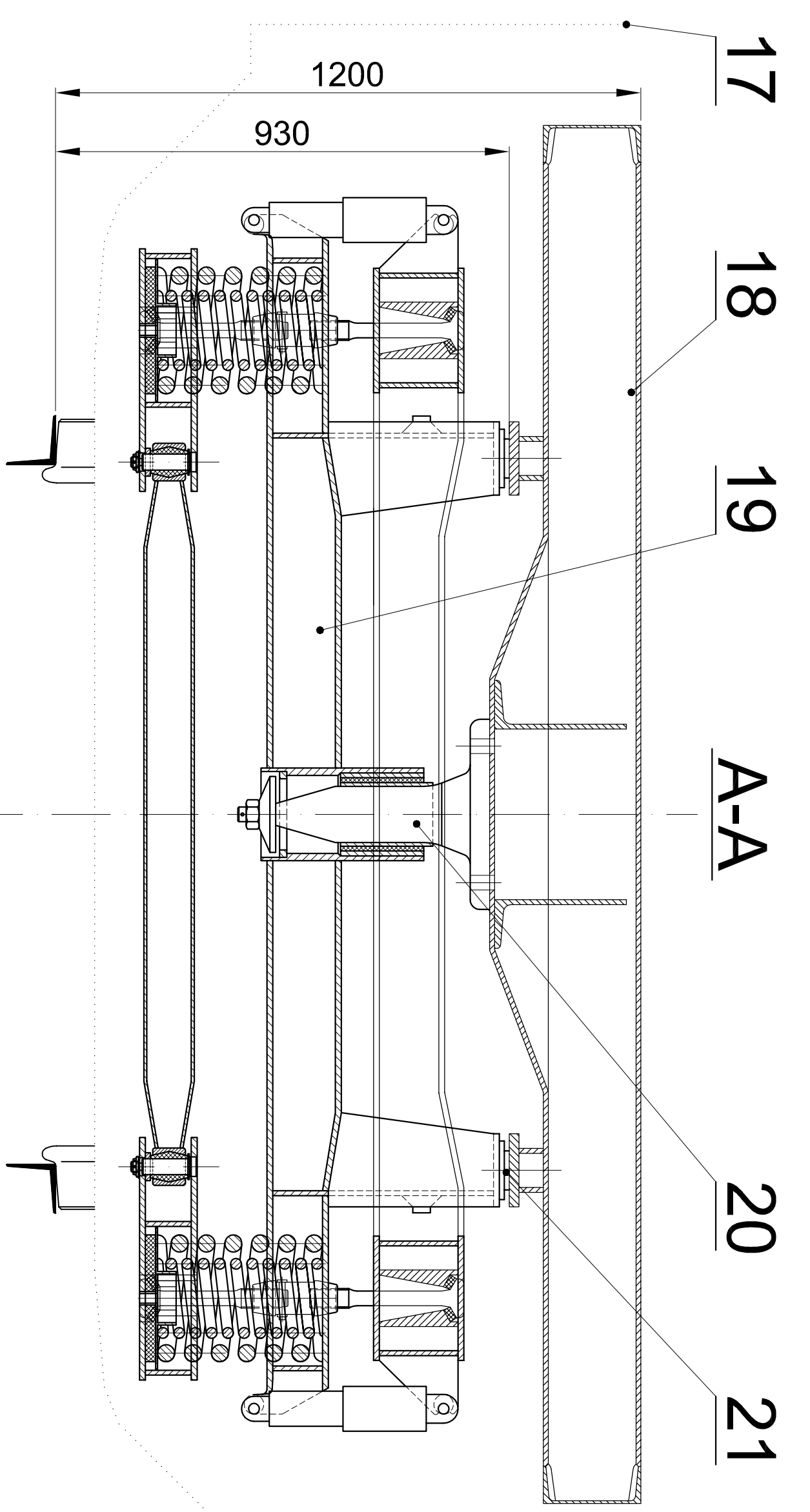
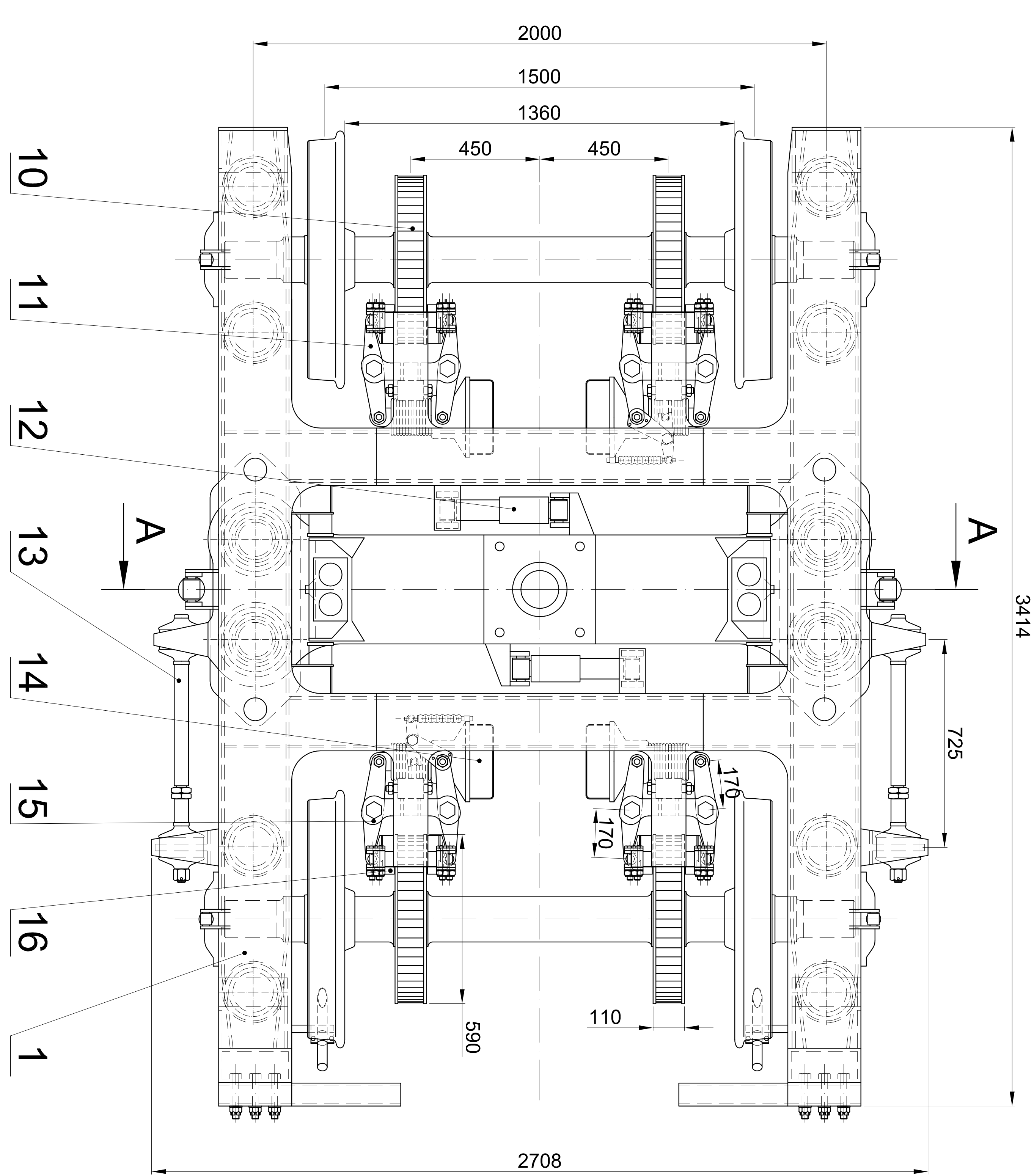
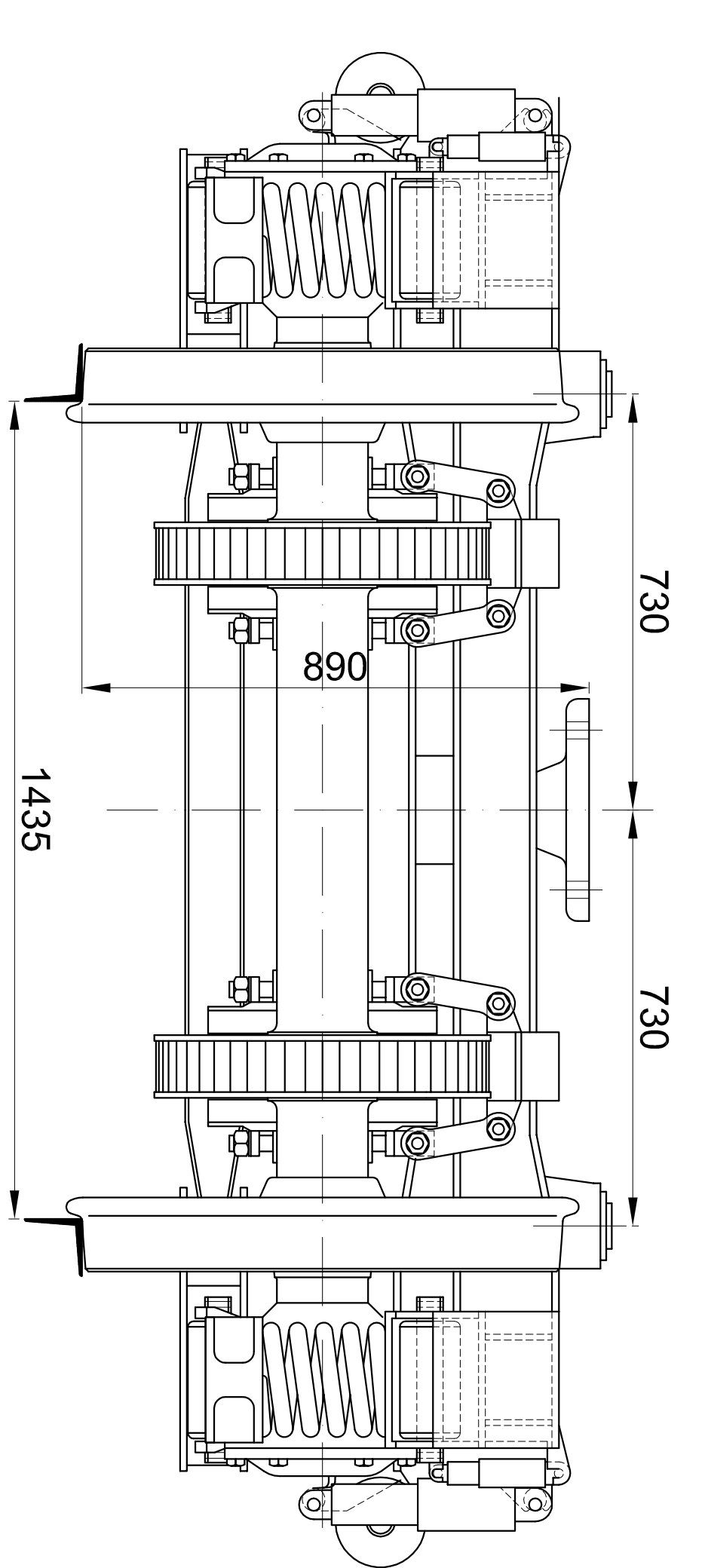
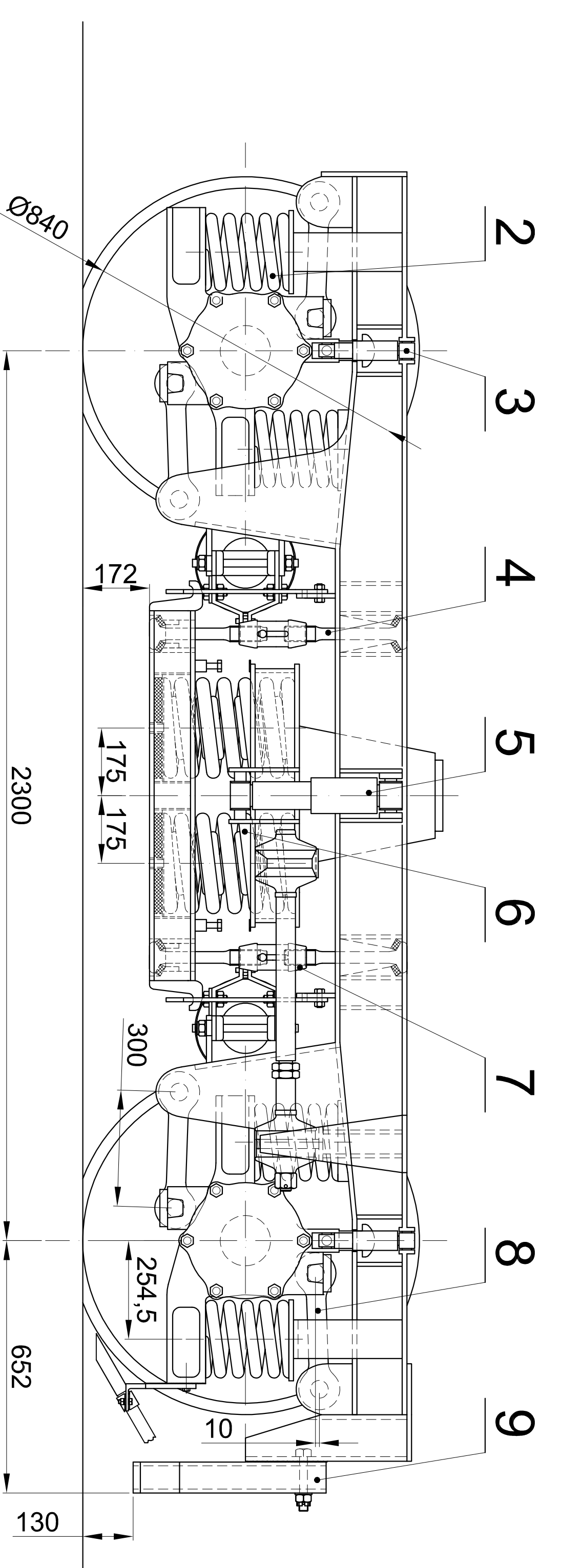


TECHNICKÉ ÚDAJE

VŮZ VYHOVUJE KINEMATICKÉMU OBRYSU PODLE UIC 505-1
 VŮZ NESMÍ PROUŽÍDĚT PŘES SVÁŽNÉ PAHRBKY
 ROZCHOD 1435 mm
 MAXIMÁLNÍ RYCHLOST 120 km/h
 DÉLKA VOZU PŘES NÁRAZNIKY 26400 mm
 VZDALENOST OTOČNÝCH ČEPŮ 19000 mm
 VNĚJŠÍ ŠÍŘKA VOZU 2830 mm
 VÝŠKA SKŘÍNĚ NAD TK 3800 mm
 ROZVOR PODVOZKŮ 2300 mm
 PRŮMĚR KOL 840 mm
 HMOTNOST PRAZDNĚHO VOZU 40000 kg
 POČET MÍST K SEDĚNÍ 77

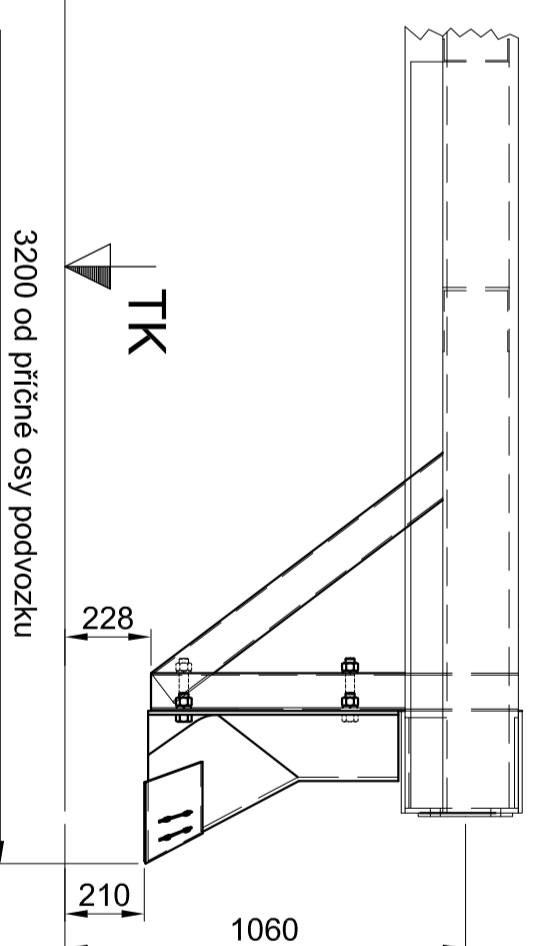
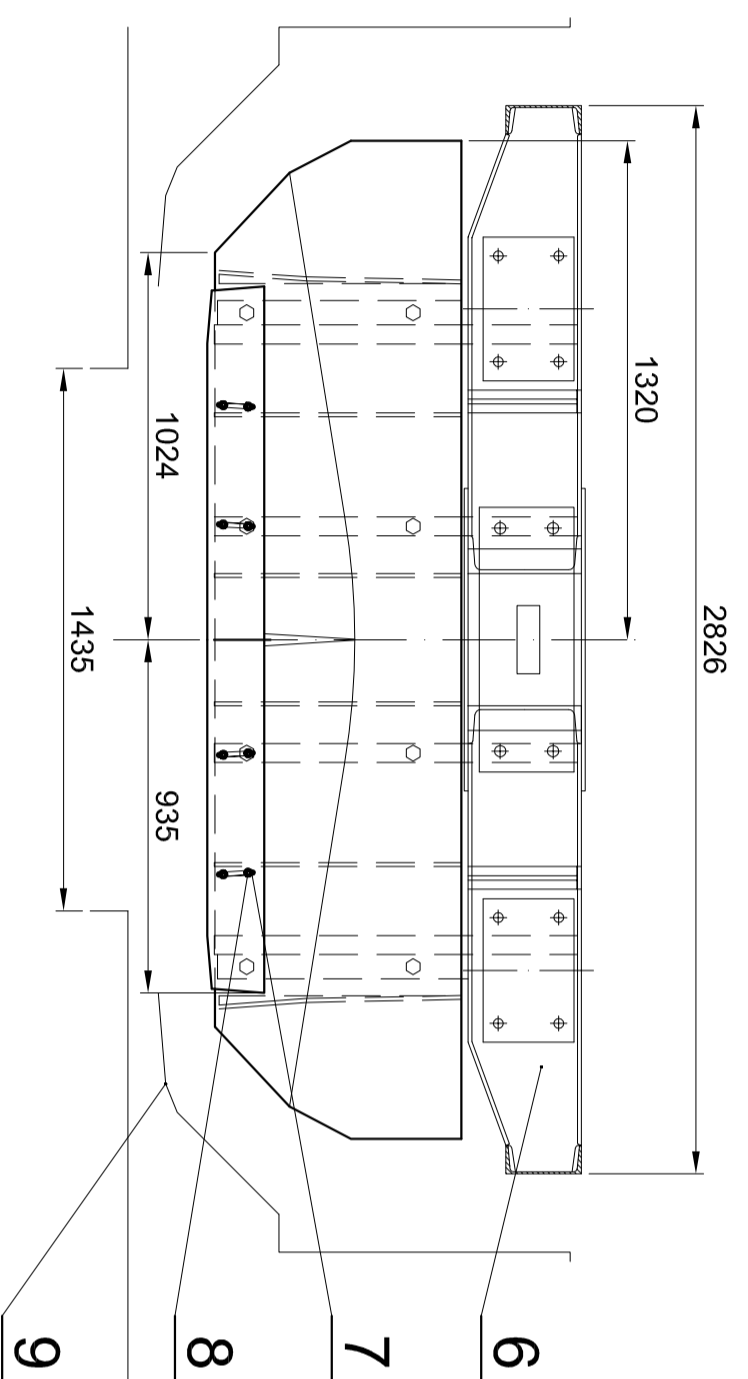
- 1 ODDIL PRO CESTUJÍCÍ – 22 sedadel
- 2 MODUL WC
- 3 ODDIL PRO CESTUJÍCÍ – 38 sedadel
- 4 NÁSTUPNÍ PROSTOR
- 5 ODDIL PRO CESTUJÍCÍ – 14 sedadel
- 6 STANOVŠTĚ STROJVEDOUČIHO
- 7 NÁDRŽ NA NAFTU
- 8 NÁSPYŇŮ OTVOR PÍSEČNÍKU
- 9 NÁDRŽ NA VODU
- 10 KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY
- 11 MŘÍŽKA
- 12 SEDADLO SKLOPNÉ
- 13 PLUH
- 14 VZTAŽNÁ LINIE KINEMATICKÉHO OBRYSU
- 15 ODKLADACÍ STOLEK
- 16 PÍSEČNÍK

UNIVERZITA PARDUBICE	
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA	
INŽENÝRSKÁ FAKULTA	
INŽENÝRSKÉ PŘEDMĚTY	
IND. PR. ZEMĚNA	IND. PR. PŘEDPIS
ROZMĚRY	2830x865
ČÍSLO ZÁK.	1:50
VYPRAC. B. ČUDOVANEC	NORMLR.
PŘEK. TĚŠNÝ	SOŠVALL
NAČEV	ŠARF V.
PROJEKTANT	Č.Č.
PROJEKT	DP-Frank-01
LISTOVÁNÍ	LIST 1

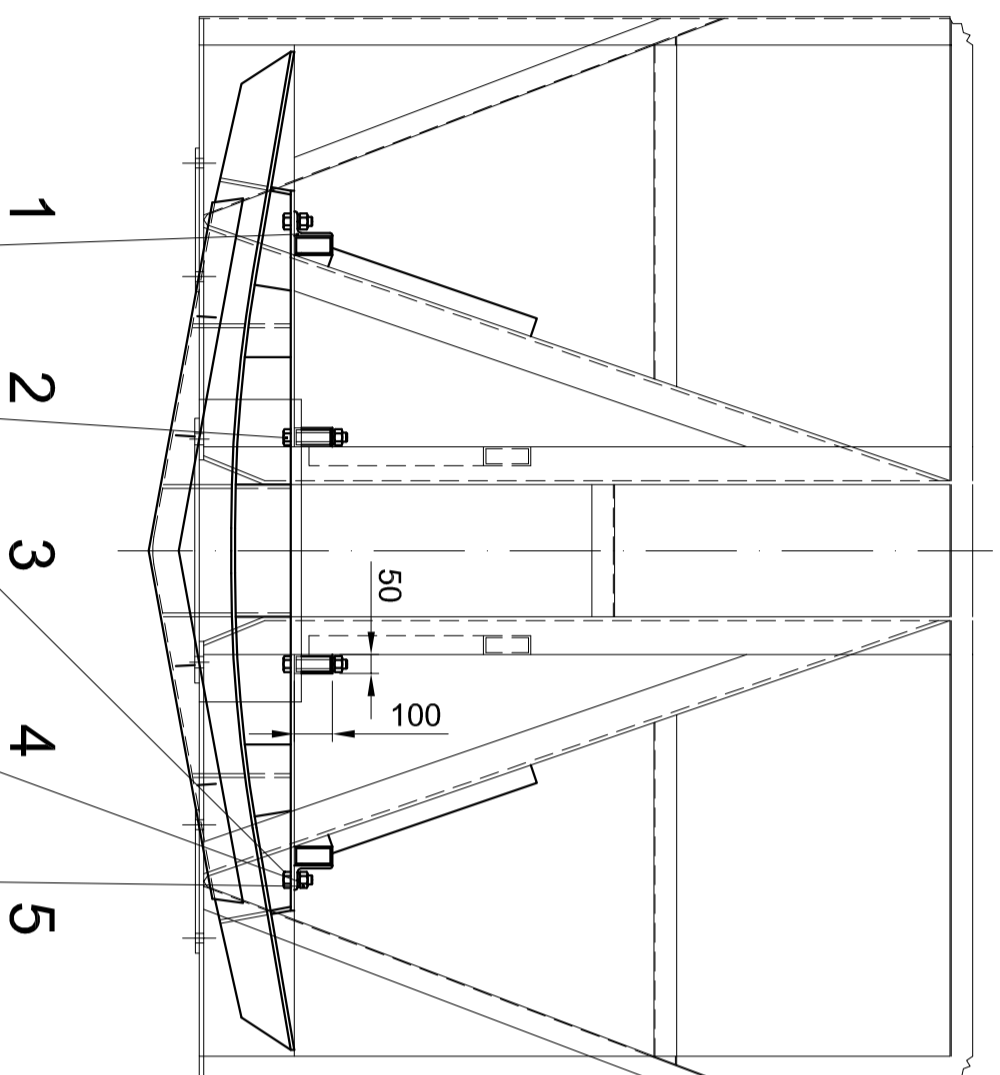


21	KLIZNICE	2	
20	OTOČNÝ ČEP	1	
19	KOLEBKA	1	
18	HLAVNÍ PŘÍČNÍK SPODKU VOZU	1	
17	LINE KINEMATICKÉHO OBRYSU	1	
16	BRZDOVÉ OBLOŽENÍ	8	
15	SPOJNICE PŘEVODOVÉHO PAKOVÍ	4	
14	BRZDOVÝ VALEC	4	
13	TÁHLO VEDENÍ KOLEBKY	2	
12	TLUMIČ PŘÍČNĚHO VYPRUŽENÍ	2	
11	BRZDOVÉ PAKOVÍ	4	
10	BRZDOVÝ KOTOUČ	4	
9	ZABRANA	2	
8	ONICKÁ VEDENÍ DVOJKOULÍ	8	
7	MATICE VÝŠKOVÉHO STAVĚNÍ	4	
6	DUPLEK PRUŽINA SEKUNDÁRU	14 260,8	
5	TLUMIČ SEKUNDÁRNÍHO VYPRUŽENÍ	2	
4	ZAVĚS KOLEBKY	4	
3	TLUMIČ PRIMÁRNÍHO VYPRUŽENÍ	4	
2	PRUŽINA PRIMÁRNÍHO VYPRUŽENÍ	14 260,8	
1	RAM PODVOZKU	8	
	POZ. SOUČÁST - NDRMA	1	
	YKRES	MATERIÁL	KS. Hmotnost

UNIVERZITA PARDUBICE			
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA			
INŠTITUT PRO VOZIDLOVÉ PRŮMYŠLENÍ A TRANSPORTNÍ PRŮMYŠLENÍ			
IND. ZEMĚNA	IND. ZEMĚNA	PODPIS	POZN. KRESLENÍ
ROZMĚRY	25.8.2009	1.0.	1:10
ČÍSLO ZÁK.	VP/PAK. F. C. Č. 02	NORMÁL.	Č. KUSOVN.
PŘEK.	TEŠNÝ	SCHVAL.	STARÝ V.
VERZE	DP-Frank-02	Č. V.	
PODVOZEK	1811		

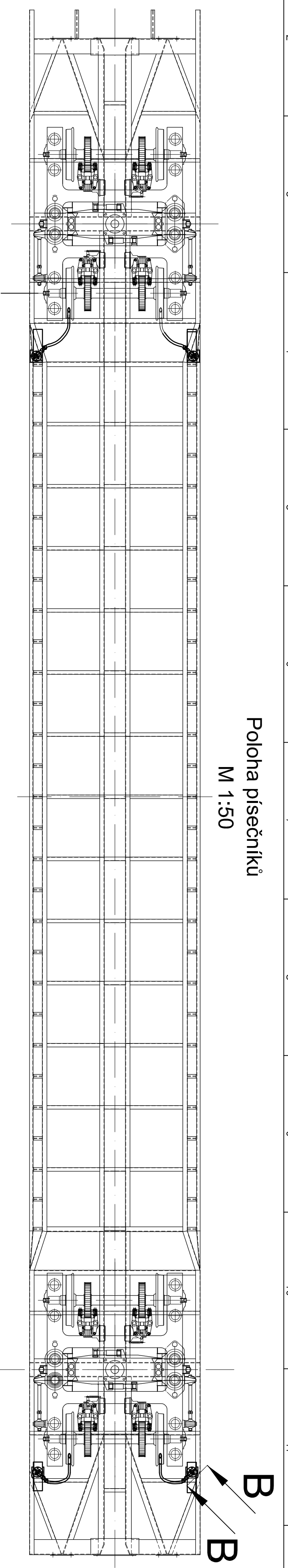


9	LINE KINEMATICKÉHO OBRYSU			
8	MATICE M10x1 ČSN EN ISO 4032		8	
7	ŠROUB M10x30 ISO 4017		8	
6	ČELNIK SPODKU VOZU		1	
5	MATICE M24x2 ČSN EN ISO 4032		8	
4	PODLOŽKA 24 ČSN 02 1741		8	
3	ŠROUB M24x60 ISO 4017		4	
2	ŠROUB M24x150 ISO 4017		4	
1	TYČ L 100x65x6		2	
POZ.	SOUČÁST-NORMA	VÝKRES	MATERIÁL	KS. HMOTNOST

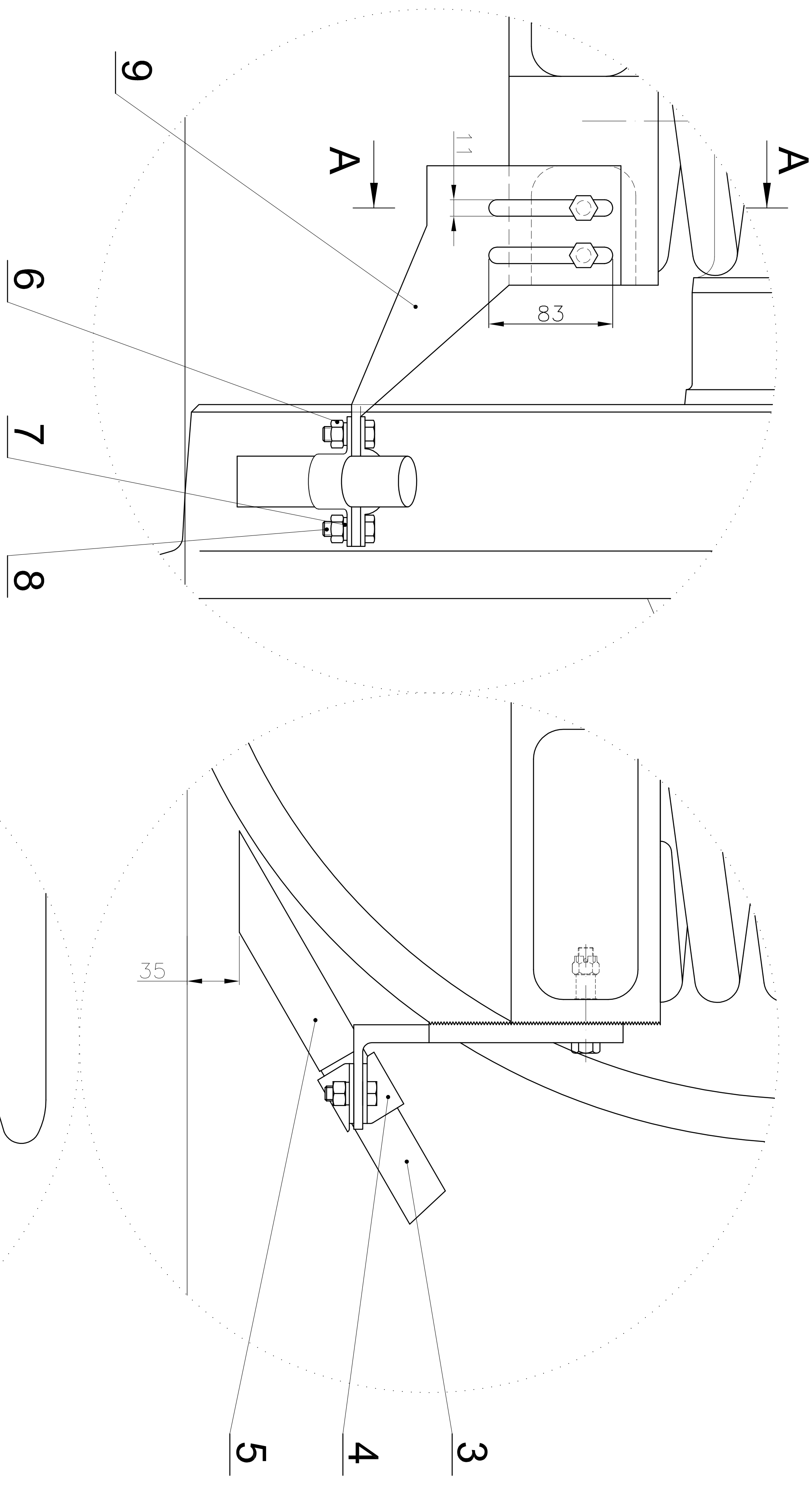
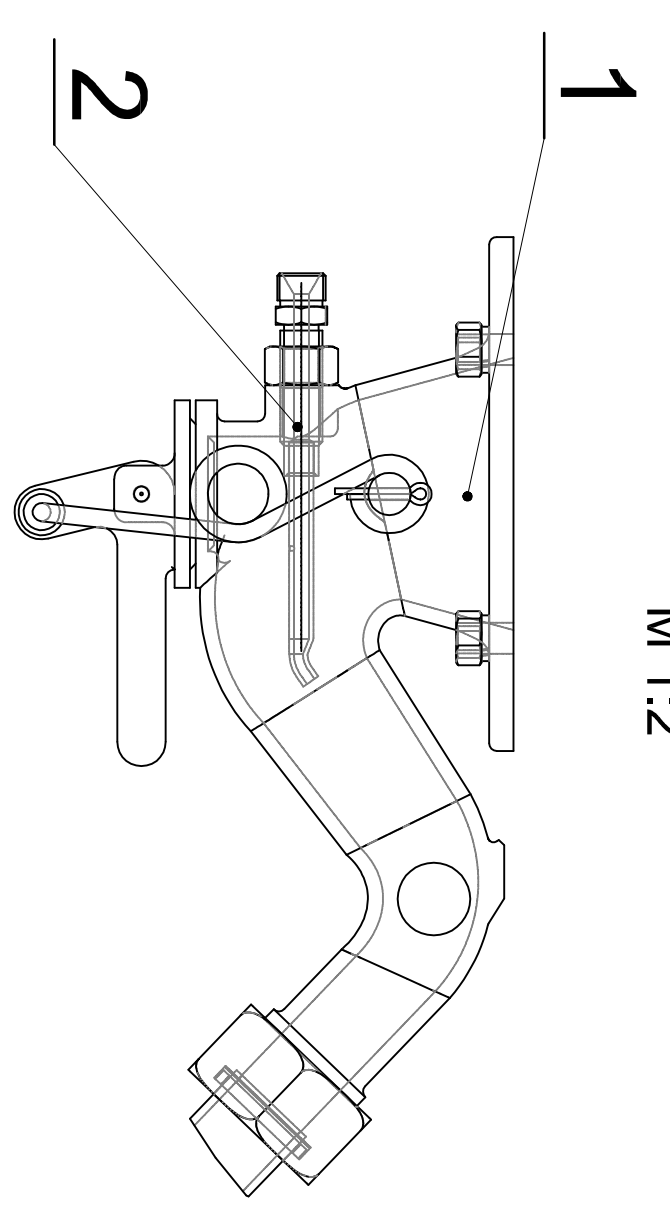


UNIVERZITA PARDUBICE			
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA			
DISLOKOVANÉ PRACOVIŠTĚ ČESKÁ TRŽBOVÁ			
IND.	ZMĚNA	DAT.	PODPIS
ZN.MAT.		25.05.2009	T.O.
ROZM.FOLIO			HMOTNOST kg
C.POM.ZAR.			MĚR. 1:20
VYPRAC.	Fr. Chovanec	NORM.R.	
PREZK.		POZN.	
TECHN.	SCHVALIL	STARÝ V.	Č.KUSOVN.
NAZEV	PLUH	TPP:	
			DP-Frank-03
			List 1

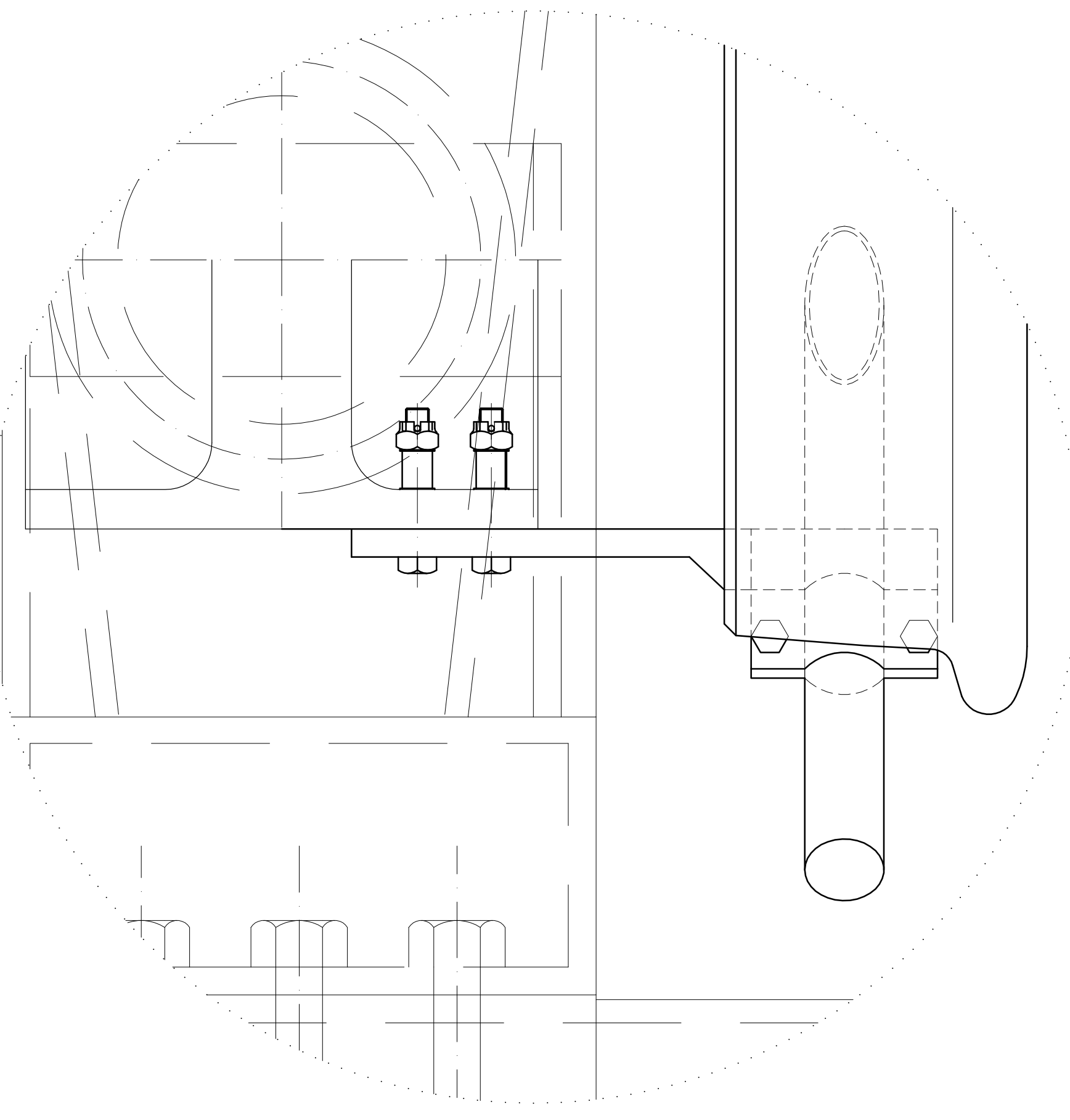
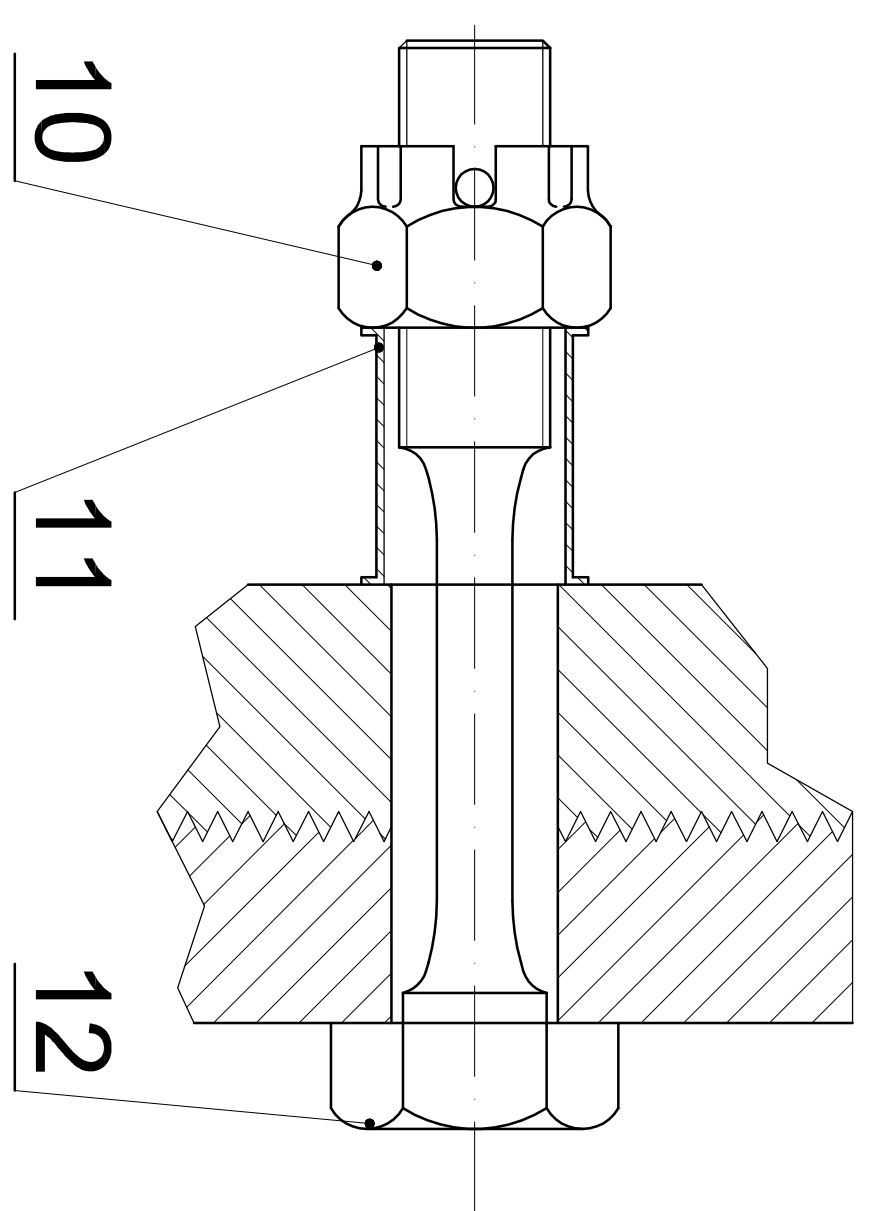
Poloha písečníků
M 1:50



B-B
M 1:2



A-A
M 2:1



12	ŠROUB M10x65	8	
11	PRUŽNA PODLOŽKA	8	
10	MATICE M10x1,25 ČSN 021411,20	8	
9	DRŽÁK	4	
8	ŠROUB M10x28 ČSN EN ISO 4017	8	
7	PODLOŽKA 10 ČSN 021740	8	
6	MATICE M10x1 ČSN EN ISO 4032	8	
5	HADICE ČSN EN ISO 5774	4	
4	PRÍCHOYTKA	4	
3	TRUBKA PÍSEČNÍKU	4	
2	TRYSKA PÍSKOVÁNÍ	4	
1	PÍSEČNÍKOVÉ KOLENO DAKO	4	
	POZ. SOUČÁST-NORMA		
	YKRES	MATERIÁL	KS, HĚRNOST

UNIVERZITA PARDUBICE	
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA	
BISKUPSKÉ PRAKONICE PŘESNÁ TERÉNOVÁ	
IND. PRÁCE	DATA
ROZV. POLIČ	PROJEKT
ČÍSLO ZÁK.	ZÁK. 2009/01
VYPRAC. Bc. Chvojenc	NORMLR.
TESEŇ	SCHVALL
NAZEV	STAVĚ V.
	ČTY.
	DP-Frank-04
	LISTO 1
	LIST 1