

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001-0 Dopravní a manipulační technika

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Konstrukční návrh podvozku nákladního železničního vozu Y27,  
pro rychlost 120 km/h

Autor: **Aleksei IVANNIKOV**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Akademický rok 2015/2016

# Obsah

Úvod.....	5
1. Pojezdy nákladních vozů.....	7
1.1. Vypružení pojezdu pružnicemi.....	7
1.2 Vypružení pojezdu šroubovitými pružinami s tlumiči .....	8
1.3 Podvozky nákladních vozů.....	9
1.3.1 Podvozek 26.2.8.....	9
1.3.2 Třínápravový podvozek BA 714 3.....	10
1.3.3 Podvozek UIC 30.....	11
1.3.4 Podvozek typu 131-2 .....	11
1.3.5 Podvozek typu 42-2 .....	12
1.4 Vypružení podvozku šroubovitými pružinami .....	13
1.4.1 Podvozky typu Y25.....	13
1.4.2 Podvozek typu Y 27.....	16
1.4.3 Podvozek typu Y 31.....	17
1.4.4 Podvozek typu Y 37.....	18
1.4.5 Podvozek typu Diamond.....	18
1.4.6 Podvozek DRRS .....	19
1.4.7 Podvozek TF 25 (Track Friendly).....	19
1.4.8 Podvozek Leila DG.....	20
1.4.9 Podvozek AMI III.....	22
1.4.10 Podvozek. P25.140.....	23
2. Zatížení.....	24
2.1.1 Provozní zatížení.....	26
2.2 Vnější zatížení od příčných sil.....	26
2.2.1 Mimořádné zatížení .....	26
2.2.2 Provozní zatížení.....	26
2.3 Vnější smykové zatížení od podélných sil .....	26
2.3.1 Mimořádné zatížení .....	26
2.3.2 Provozní zatížení.....	27
2.4 Vnější torzní zatížení vyvolané zborcením koleje.....	27
2.4.1 Mimořádné zatížení .....	27

2.4.2 Provozní zatížení.....	27
2.5 Vnitřní zatížení od brzdění .....	27
2.5.1 Výpočet brzdné síly z kinetické energie .....	29
2.5.2 Výpočet brzdné síly z maximální síly brzdové jednotky.....	29
2.5.3 Adhezní limit .....	32
2.5.4 Mimořádné zatížení .....	32
2.5.5 Provozní zatížení.....	32
2.6 Zatížení od setrvačných sil .....	32
2.7 Kombinace jednotlivých zatížení .....	32
2.7.1 Kombinace statického zatížení .....	32
2.7.2 Kombinace dynamického zatížení .....	32
2.8 Tabulka zatěžujících stavů.....	33
2.8.1 Tabulka zatěžujících sil při mimořádném zatížení .....	33
2.8.2 Tabulka zatěžujících sil při normálním, provozním zatížení.....	33
3. Návrh koncepčního řešení.....	34
3.1 Zadané parametry .....	34
3.1.1 Koncept firmy Legios a.s Louny .....	35
3.2 Vlastní návrhy příčnicku a konzoly brzdové jednotky.....	35
3.2.1 Návrh příčnicku podvozku .....	35
3.2.2 Návrh konzoly brzdové jednotky .....	37
3.2.3 První varianta .....	38
3.2.4 Druhá varianta.....	39
3.2.5 Třetí varianta .....	40
3.3 Vyhodnocení variant.....	41
4. Výpočtový model příčnicku a brzdové konzoly .....	42
4.1 Příprava výpočtového modelu .....	42
4.1.1 Geometrické parametry modelu.....	42
4.1.2 Síly působící na rám podvozku.....	43
4.1.3 Vytvořená síť .....	45
4.2 Zpracování výsledků z MKP analýzy.....	46
4.2.1 Výsledky redukováného napětí– celkové pohledy na poloviční výpočtový model. 47	
4.2.2 Výsledky redukováného napětí dle HMM – detailní pohledy.....	48
4.3 Vyhodnocení únavové pevnosti svařovaných spojů v konstrukci podvozku.....	50
4.3.1 Příklad výpočtu únavové pevnosti .....	52

5. Závěr.....	56
6. Seznam použité literatury.....	57
7. Internetové stránky.....	57
8. PŘÍLOHA-1 .....	58
9. PŘÍLOHA-2 .....	62

## PŘEHLED FYZIKÁLNÍCH VELIČIN A JEJICH JEDNOTEK

Název veličiny	Značka veličiny	Jednotky
Délka	$l$	mm.
Šířka	$b$	
Výška	$h$	
Tloušťka	$t$	
Poloměr	$r, R$	
Průměr	$d, D$	
Hmotnost	$m, M$	kg
Rychlost	$v$	km/h
Vzdálenost	$s$	m
Zrychlení	$a$	m/s <sup>2</sup>
Gravitační zrychlení	$g$	m/s <sup>2</sup>
Vzdálenost kluznic	$b_g$	m
Rozvor podvozku	$a$	m
Statická síla	$Q$	kN
Svislá síla	$F_z, F_{zMAX}$	kN
Svislá síla působící na čep	$F_{z1}, F_{z2}$	kN
Součinitel kolébaní	$\alpha$	1
Příčná síla	$F_y, F_{yMAX}$	kN
Příčná síla na nápravu	$F_{y1}, F_{y2}$	kN
Tuhost	$k$	N/mm
Předpětí vypružení	$F_p$	kN
Součinitel tření	$f$	1
Součinitel adheze	$\mu$	1
součinitel účinků rotačních hmot	$k$	1
Kinetická energie	$E$	kJ
Výkon	$N$	kW
Brzdná síla	$F_K$	kN
Podélná síla	$F_X$	kN
Napětí kolmě ke svaru	$\sigma_I$	Mpa
Napětí rovnoběžně ke svaru	$\sigma_{II}$	
Smykové napětí	$\tau$	
Maximální dovolené napětí kolmě ke svaru	$\sigma_{zul I}$	
Maximální dovolené napětí rovnoběžně se směrem svaru	$\sigma_{zul II}$	
Maximální dovolené smykové napětí	$\tau_{zul}$	
Součinitel asymetrie cyklu pro normálové napětí	$R_{\sigma I}$	
Součinitel asymetrie cyklu pro smykové napětí	$R_{\tau}$	1

## Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh podvozku nákladního vozu Y27 vybaveného kotoučovou brzdou s konstrukční rychlostí do 120 km/hod a hmotností na nápravu 22,5 t. Při této práci jsem spolupracoval s firmou Legios a.s. Louny, která mi poskytla pro účely této práce jejich koncept nového podvozku Y27. První část diplomové práce jsem zpracoval rozdělením všech pojezdů a podvozků nákladních vozů, které jsou v dnešní době provozovány. Dále se budu zabývat výpočtem zatížení pro následnou pevnostní analýzu. Následující část je věnována konstrukčnímu návrhu řešení brzdové konzoly a příčnicku. Jedna z hlavních částí je věnována návrhu brzdové konzoly s ověřením pevnosti výpočtem MKP a následnému zpracování výrobního výkresu konzoly, příčnicku a výkresu sestavy celého podvozku Y27.

V současné době se v moderní železniční nákladní dopravě používá mnoho konstrukčně různých nákladních podvozků. Každé řešení má své výhody a nevýhody, v důsledku působení rozličných provozních a ekonomických faktorů. Současným trendem ve vývoji podvozků je zvyšování užitečných vlastností podvozku, tj. zlepšování technických parametrů, snižování výrobních i provozních nákladů a prodlužování doby životnosti podvozku. Nelze zanedbat ani požadavky na snížení vlivu železniční dopravy na okolí, v našem případě se jedná hlavně o hlučnost podvozků v provozu. Pro vývoj nových konstrukcí si můžeme vzít za vzor některé úspěšné konstrukce používané v Evropě i ve světě. Podvozky kolejových vozidel se vyznačují poměrně dlouhou dobou provozuschopnosti (v řádech desítek let). Proto je dobré, udělat stručný přehled o starších a současných podvozků, porovnat jejich užitečné vlastnosti a technické parametry.

Podvozky nákladních vozů se dají rozdělit podle dvou hlavních linií na podvozky evropského a amerického typu. Pro evropské podvozky je typické primární vypružení bez použití sekundárního vypružení. Taková koncepce je výhodná z hlediska nižší neodpružené hmoty podvozku. Americké podvozky se naopak vyznačují konstrukcí se sekundárním vypružením bez použití primárního vypružení.

Důležitým faktorem v konstrukci podvozku je maximální povolená rychlost, na kterou je podvozek navržen. U nákladních vozů jsou běžně podvozky rozděleny podle konstrukční rychlosti do 100 km/hod a do 120 km/hod, ale v moderní době jsou podvozky navrhované pro 140 a 160 km/hod. Vysokorychlostní podvozky používají jako brzdné zařízení kotoučové brzdy, na základě toho důvodu, že špalíková brzda má omezení své účinnosti již při brzdění z rychlosti 140-160 km / h. Z toho důvodu, že je příliš vysoké tepelné zatížení na dvojkolí. Kromě toho, kotoučová brzda má značné výhody, jako jsou:

- Způsobnost pro vyšší brzdné výkony
- Absence extrémního zatěžování kol dvojkolí
- Rovnoměrné a tiché brzdění
- Mnohem delší životnost
- Konstrukční jednoduchost a nižší hmotnost brzdové soustavy

### Výhody a nevýhody rychlostní dopravy

#### Výhody:

Jízdní doby mezinárodních nákladních vlaků se výrazně zkracují. Železniční nákladní doprava se tak stane bezkonkurenčně nejrychlejším pozemním způsobem nákladní dopravy. Náklad bude tedy výhodnější přepravovat po železnici než po silnici. V důsledku toho se sníží

počet nákladních automobilů, které často nadměrně zatěžují silniční komunikace. Přeprava zboží a materiálů bude ekologičtější. Ušetří se pracovní síla, přepraví se více materiálu a zboží najednou. Doprava bude bezpečnější. Lépe se využije potenciál železnice a může také dojít k dalšímu rozvoji železniční dopravy. Dopravci budou schopni přepravit větší objem zboží a materiálu za určitý čas.

Dále se zvýší propustnost tratí. Nákladní vlaky jezdí po železničních koridorech nebo vysokorychlostních tratích pomalu. Aby jejich pomalá jízda nebrzdila rychlé osobní vlaky, nákladní vlaky jsou často odstavovány a předjížděny. Pokud by nákladní vlaky jezdily stejně rychle jako osobní, mohly by na trati jezdit za sebou a bez vzájemného omezování. Tento způsob dopravy je výhodnější i z ekonomického hlediska. Čím plynulejší bude jízda vlaků, tím menší budou náklady na energii.

Nevýhody:

Výroba vozů pro vyšší rychlost bude finančně náročnější než výroba stávajících vozů. Prvky obsažené v pojezdu vozu budou mít vysoké pořizovací náklady, budou vyžadovat častější kontroly a jejich oprava bude také nákladnější než oprava stávajících vozů.

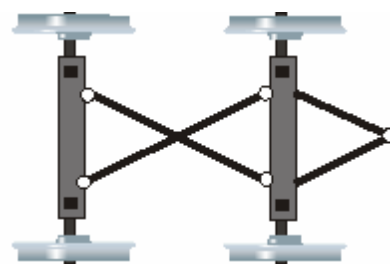
Aby zvýšení rychlosti působilo efektivně, musí se náklad přepravovat na dlouhé vzdálenosti. Trati musí být konstruovány na vysokou rychlost v celé své délce. Pro vedení těchto nákladních vlaků musí být použita hnací vozidla odpovídající svými parametry požadavkům pro rychlou jízdu.

## 1. Pojezdy nákladních vozů

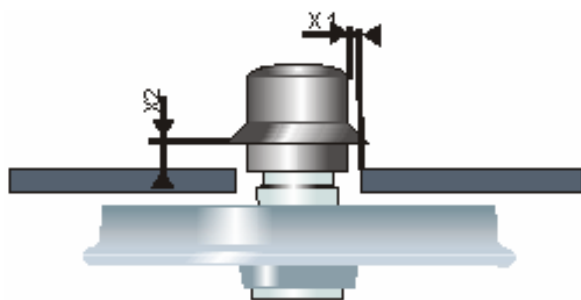
Pojezd je zařízení zabudované mezi kolejí a vozovou skříní, které slouží k nesení a vedení vozidlové skříně v koleji. Tento typ nemá svůj vlastní rám. Toto pevné uspořádání je limitovalo délku vozu, neboť zvětšováním délky vozu docházelo k nevýhodnému postavení náprav v oblouku koleje. Pro pohyb vozu v oblouku je nutné, aby dvojkolí měla možnost zaujímat radiální polohu, kdy osa směřuje do středu oblouku. Prvním řešením bylo zavedení rejdových náprav u kterých docházelo k natáčení díky jejich vzájemnému vázání. Novějším řešením je volné uložení rejdových náprav, kdy je ponechána vůle mezi vodícími příložkami rozsoch a osazením ložiskové skříně (vzdálenosti  $X_1$  a  $X_2$  na obrázku 3). Toto umožňuje natáčení dvojkolí v oblouku v podélném i příčném směru.



Obr. 1.1 Nevýhodné postavení náprav v oblouku[12]



Obr. 1.2 Rejdové nápravy s vzájemným vázáním [12]



Obr. 1.3 Vůle mezi vodícími příložkami rozsoch a osazením ložiskové skříně [12]

### 1.1 Vypružení pojezdu pružnicemi



Obr. 1.4 Pojezd vozidla s pružnicemi [12]

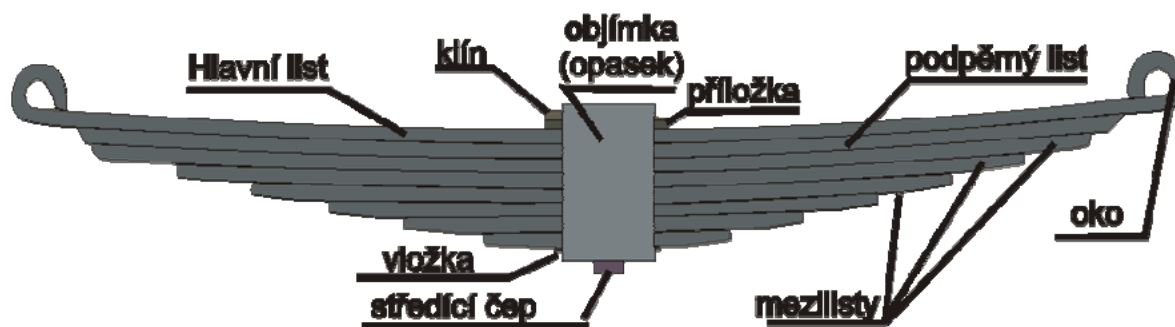
1. Pružnice
2. Závěs pružnice
3. Rozsocha
4. Rozsochová spona
5. Koník
6. Podélník vozu
7. Ložisková skřín



Jednotlivé části rámového pojezdu jsou vázány k podélníku spodku vozu, k tomuto jsou připevněny i rozsochy, samostatně pomocí přivařených či přinýtovaných koníků je pak vázáno vypružení a brzda. Vypružení rámového pojezdu tvoří listová pružnice, která se opírá spodní plochou své objímky o horní plochu ložiskové skříně. Čep objímky je zakotven do ložiskové skříně. Dvojitý závěs pružnice je upnut mezi spodní částí koníku a okem pružnice. Nad objímkou pružnice je k podélníku spodku skříně navařena narážka zabraňující přetížení a poškození pružnice dosednutím na horní plochu objímky. Celé dvojkolí s nápravovými ložisky je vedeno pomocí rozsoch přivařených k podélníku vozu, které jsou ve spodní části svázané přišroubovanou rozsochovou sponou.

Rozsochy umožňují vedení dvojkolí jak v podélném, tak i příčném směru. Mezi vodítky rozsoch se pohybuje ložisková skříně. Rozsochy jsou opatřeny vodítky, která vymezují vůli mezi rozsochami a osazením ložiskové skříně. Tato vodítka musí být pravidelně mazána. Rozsochy jsou vyráběny lisováním nebo obráběním z plechu, svařováním z ocelových pásů či jako jednodílné rozsochové vedení.

Listová pružnice je vlastně svazek jednotlivých obdélníkových pružin odstupňované délky, který je upevněn v objímce a zajištěn klínem. Na koncích nejdelší listové pružiny jsou upevňovací oka. Ve středu listů pružnice je půlkruhová drážka a pero zabraňující příčnému posunu listů. Hlavní výhodou listových pružin je to, že nemusí být do soustavy řazeny tlumičí prvky.



Obr. 1.5 Listová pružnice[12]

Vypružení má zajistit rovnoměrné rozdělení svislých kolových sil na nerovnosti koleje a snížit dynamické účinky na vozidlo i trať, slouží to především pro zvýšení komfortu cestování a ochranu konstrukce i nákladu před dynamickými rázy.

Tento typ vypružení se využívá pouze u nákladních vozů, pro přepravu osob bylo využíváno v minulosti pružné zavěšení pružnic, v současnosti u podvozkových uspořádání je nutné dvojitě a příčně vypružení.

## 1.2 Vypružení pojezdu šroubovitými pružinami s tlumiči

Toto řešení pojezdu pro nákladní vozy se využívá minimálně. Jedná se o pojezd, který je opatřen po obou stranách ložiskové skříně dvojicí souosých šroubovitých pružin. Pro svislé a příčné tlumení je použit hydraulický tlumič, který umožňuje nápravové zatížení až 25,5t a rychlost do 160 km/h.

## 1.3 Podvozky nákladních vozů

Podvozky s jednoduchým vypružením, jednoduchá levná konstrukce nosných částí s maximálním počtem unifikovaných dílů pro snadnou vyměnitelnost. Rozvor dvojkolí se pohybuje v rozmezí 1800 mm až 2000mm, brzda je i u nových konstrukcí až na výjimky špalíková. Pro provoz nákladních vlaků postačuje nejvyšší konstrukční rychlost mezi 100 až 120 km/h, výjimečně až 160 km/h. Podvozky jsou konstruovány pro hmotnost vozidla na nápravu v rozmezí 20 až 22,5 tun.

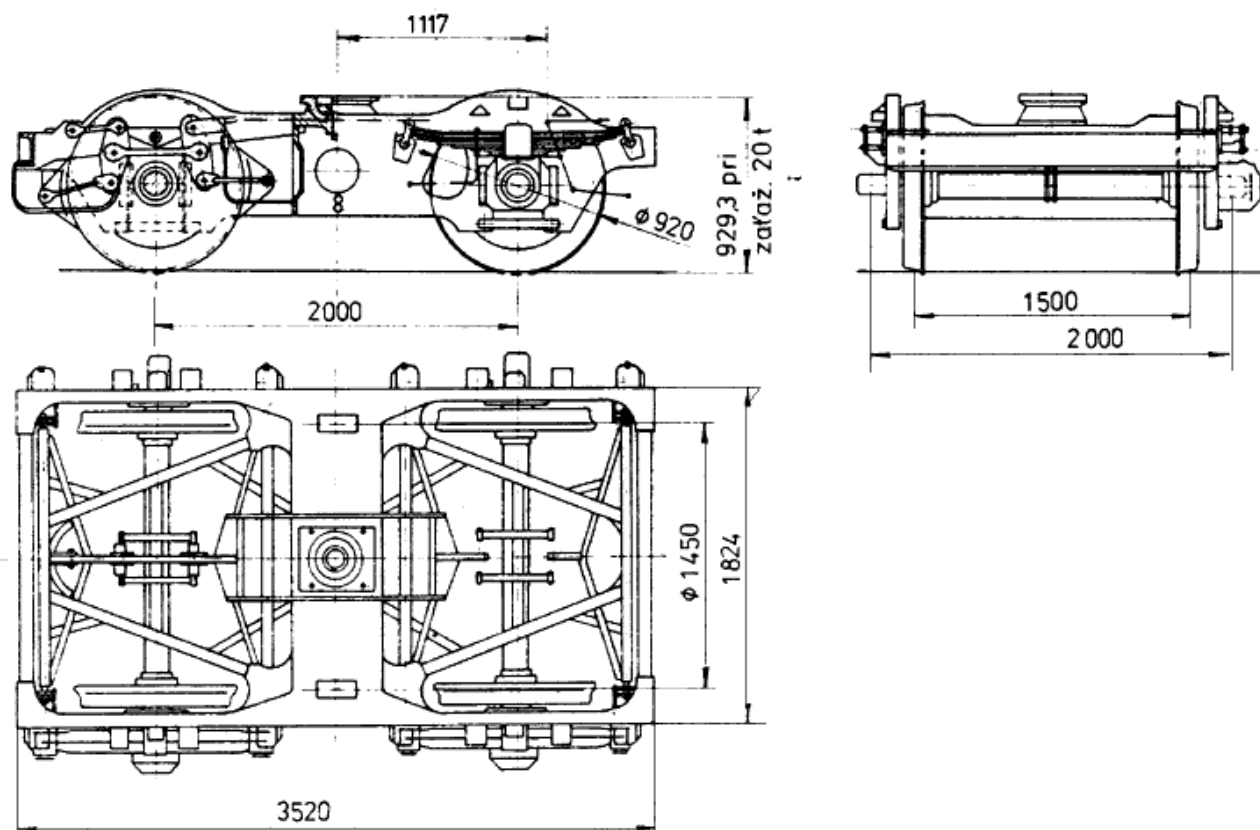
### 1.3.1 Podvozek 26.2.8

Středoevropský nákladní podvozek je postupně zdokonalovaným základním typem nákladního podvozku 26-2, používaného u ČSD po roce 1947. Existovala vývojová řada podvozků: 26-2.4; 26-2.5; 26-2.6; 26-2.7; 26-2.8. Od svého vývojového předchůdce 26-2.7 se podvozek 26-2.8 liší zvýšením torny a kluznic o 10 mm, zkrácením spojnice převodních pák brzdy o 10 mm, snížením nosníku brzdy o 3 mm a zkrácením závěsek převodnic brzdy o 30 mm.

V šedesátých letech se vyrábělo několik variant podvozků typu 26-2. Typ 26-2.8 vznikl rekonstrukcí typu 26-2.7 v souvislosti s přechodem průměru dvojkolí 940 na 920 mm podle vyhlášky UIC 510.

Podvozek je určen pro čtyřnápravové nákladní vozy s hmotností na nápravu do 21 t, jež mají přípravu pro zabudování automatického spřáhla.

Z důvodu rozlišení v provozu a při udržovacích pracích je typ 26-2.8 na obou podélnících pod kruhovým otvorem označen číslicí 8 provedenou svarovou housenkou. Rám podvozku je celosvařovaný, uložený na ložiskových skříních vzoru 59 V prostřednictvím osmilitých pružnic, které jsou zavěšeny na rámu plochými závěskami. Hlavní příčnick rámu podvozku je opatřen kulovou tornou a postranními kluznicemi.



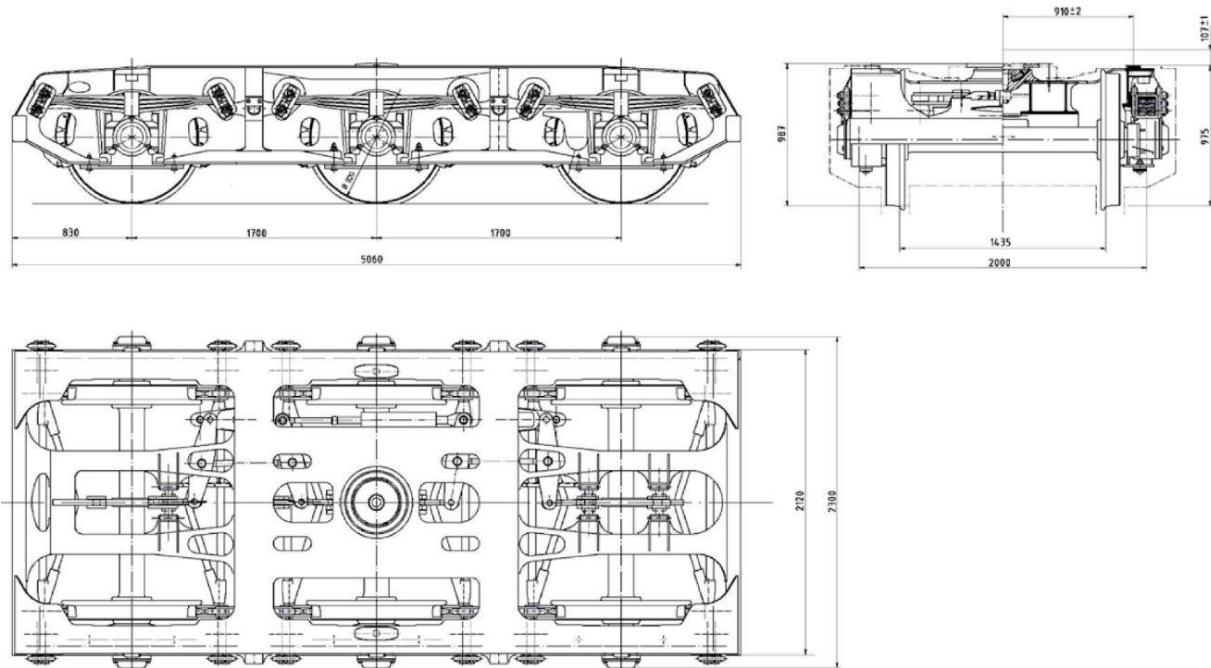
Obr. 1.6 Podvozek typu 26-2.8 [14]

#### Parametry podvozku

- |                    |   |
|--------------------|---|
| 1. Rám podvozku    | Svařované konstrukce se dvěma podélníky, čelníky a hlavním příčnickem |
| 2. Vypružení       | Listovými pružnicemi na plochých závěškách                            |
| 3. Vedení dvojkolí | Rozsochové  |

### 1.3.2 Třínápravový podvozek BA 714 3

Vícenápravové podvozky jsou nasazovány především kvůli vyšší únosnosti a u vozů, kde je požadavek velmi nízké podlahy a tím pádem i malých průměrů dvojkolí. Používají se na plošinové a hlubinové vozy a vycházejí z koncepce dvojnápravových podvozků. K vyrovnání zatížení kol je užito provahadlování některých sousedních závěsů pružnic tak, aby bylo docíleno čtyřbodového, nebo třibodového uložení rámu na podvozku. Pro zajištění průjezdnosti malými poloměry oblouků bývají větší příčné vůle v rozsochách nebo se zeslabují okolky. Tento podvozek má rozvor 2 x 1700 mm, zatížení na nápravu 22,5 t, hmotnost 7,8 t a příčnou vůli ve vedení 2 x 25 mm.



Obr. 1.7 Třínápravová verze podvozku diamond s označením 18-522 [14]

### 1.3.3 Podvozek UIC 30

Dalším typem nákladního podvozku je podvozek typu UIC 30 s rozvorem 2000mm. Ten byl odvozen z podvozku DB 931. Používal se u kotlových vozů Zas a je opatřen dlouhými závěsy pružnic neboli hraníky. Ve vývoji byl i podvozek o rozvoru 1800mm, který se však nikdy nedostal do výroby.



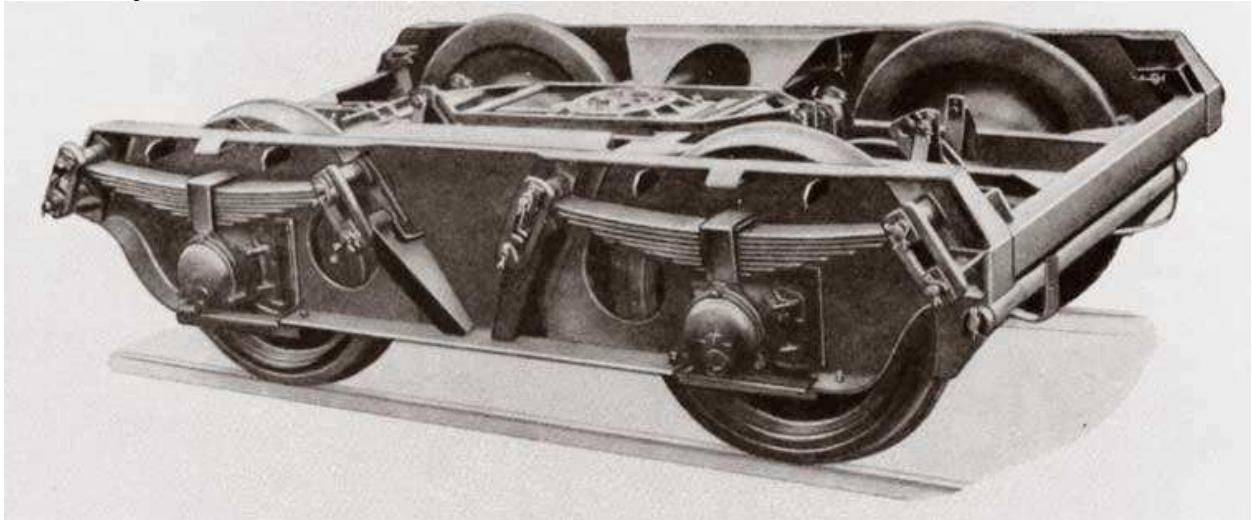
Obr. 1.8 Podvozek UIC 30 [14]

### 1.3.4 Podvozek typu 131-2

V 50. letech byla hledána náhrada za podvozek typu 26-2.5. Vznikl podvozek 131-2, který byl odvozen od podvozků vyráběných v cizině s dlouhými závěskami a většími příčnými vůlemi. Podvozek měl rozchod 2000mm, dvojkolí o průměru 1000mm a ložiskovou skříň 59V. Rám podvozku se skládá z dvou podélníků, dvou čelníků a skříňového příčnicku.



Listové pružnice byly zavěšeny na dlouhých hranicích. Jednou z hlavních nevýhod tohoto podvozku byla vysoká hmotnost. Podvozek mohl dosahovat rychlosti až do 120km/h. V 60. letech došlo ke změně typu na 133-2 díky změně dvojkolí na průměr 940mm, ale opět nedošlo k jeho realizaci.



Obr. 1.9 Podvozek typu 131-2 [14]

### 1.3.5 Podvozek typu 42-2

Pro výrobu šestinápravových plošinových vozů Px byl vyvinut podvozek typu 42-2. Vůz je konstrukčně shodný s vozy řady Pao, pouze došlo k zesílení kostry spodku pro větší únosnost vozu. Vozy byly stavěny pro přepravu strojních zařízení, ocelových polotovarů a vojenské pásové techniky. Rám podvozku se skládá ze dvou podélníků, dvou čelníků, hlavního příčnicku a z výztuh. Rozvor tohoto podvozku je 2x1500mm a je uložen na kulových tornách. Pro rovnoměrné zatížení kol se používá provahadlování sousedních závěsů pružnic. Došlo tím k tříbodovému uložení rámu podvozku na ložiskových skříních typu 45V.



Obr. 1.10 Podvozek typu 42-2 [14]

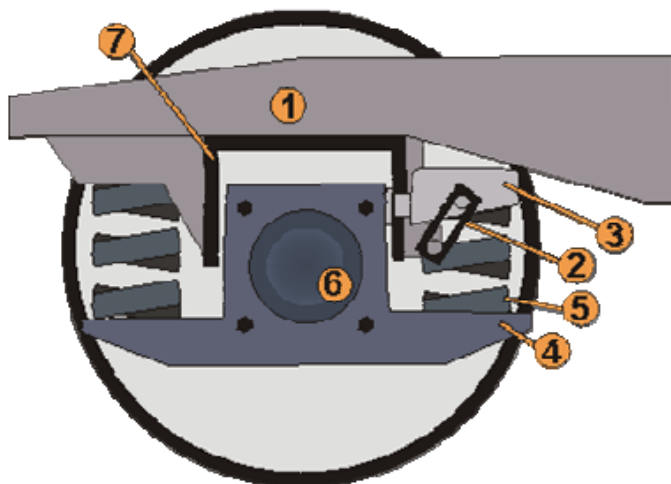
## 1.4 Vypružení podvozku šroubovitými pružinami

Původní vypružení podvozků pružnicemi bylo ve velké míře nahrazeno vypružením pomocí dvojic šroubovitých pružin. Na základě rozhodnutí Mezinárodní železniční unie (UIC) na přelomu šedesátých a sedmdesátých let 20. století byl za standardní typ podvozku pro nákladní vozy přijat francouzský podvozek typ Y25 Cs, jehož standardní parametry byly stanoveny vyhláškou UIC 510-1. První vozy s těmito podvozky k nám byly dovezeny ze zahraničí a to z Maďarska a z Rumunska. Koncem 70. let se pak začala montáž podvozků Y25 Cs z jednotlivých komponentů dovezených z Jugoslávie ve Vagónce Česká Lípa.

Zároveň bylo započato s přípravou výroby těchto podvozků ve Vagónce Poprad, kde byly vyrobeny první kusy na počátku 80. let. Nejprve se vyráběly podvozky typu Y25 Cs, později Rs. Výroba se postupně zvyšovala a Vagónka Poprad se nakonec stala největším výrobcem podvozků Y25 v Evropě.

### 1.4.1 Podvozky typu Y25

Rám podvozku Y25 je svařen ze dvou podélníků, na které jsou navařeny rozsochy, hlavního příčnicku a dvou čelníků. Dvojkolí je složeno ze dvou celistvých kol a nápravy, na jejíž koncích jsou ložiskové skříně. Podvozek je vypružen dvojicí vinutých pružin, které jsou umístěny mezi ložiskovou skříní a rozsochou podvozku. Intenzita tlumení se mění v závislosti na zatížení vozu a to pomocí šikmé závěsky, na kterou působí hmotnost vozu. Závěska působí silou přes talíř tlumiče na bok ložiskové komory, která se opírá o třecí příložku rozsochy. Vizualní kontrola dotykové plochy mezi talířem tlumiče a ložiskové komory je umožněna otvorem v odlitku rozsochy. Tento způsob tlumení je chráněn patentem, jakož i napojení příčnicku na podélník rámu. Oba tyto patenty jsou pro členské železnice bezplatné. [13]



Obr. 1.11 Tlumení třecími rozsochami a šikmou závěskou[9]

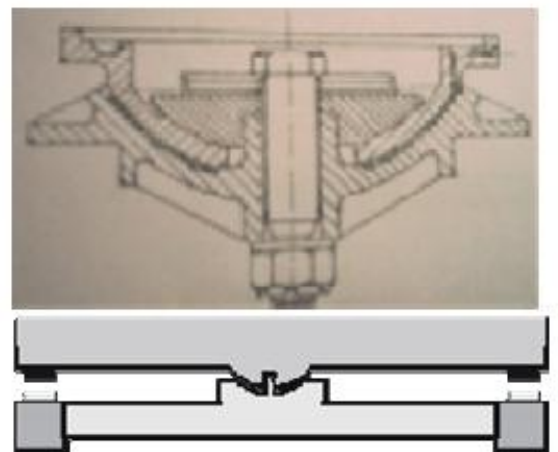
1. Rám podvozku
2. Šikmá závěska
3. Talíř tlumiče
4. Ložisková komora
5. Pružina vypružení
6. Víko ložiska
7. Třecí příložka rozsochy

Rám podvozku je vypružen skupinou šroubovitých válcových pružin, které jsou uloženy po stranách ložiskové skříně. Svislé a příčné pohyby rámu podvozku vůči ložiskovým skříním jsou tlumeny třecími tlumiči.[10] Ložiskové skříně mají na styčných plochách s rámem přivařeny třecí příložky z manganové oceli.[10] Pomocí otočné kulové torny se přenáší vodorovné a svislé síly ze skříně vozu na podvozek. Horní část kulové torny je přišroubovaná k hlavnímu příčniku zespodu, spodní část je přivařená na rám podvozku. Mezi tyto části je vložen samomazný materiál a jsou spojeny svorníkem zajištěným třmenovou pojistkou. Stabilita skříně je zajištěna pomocí odpružených postranních kluznic.

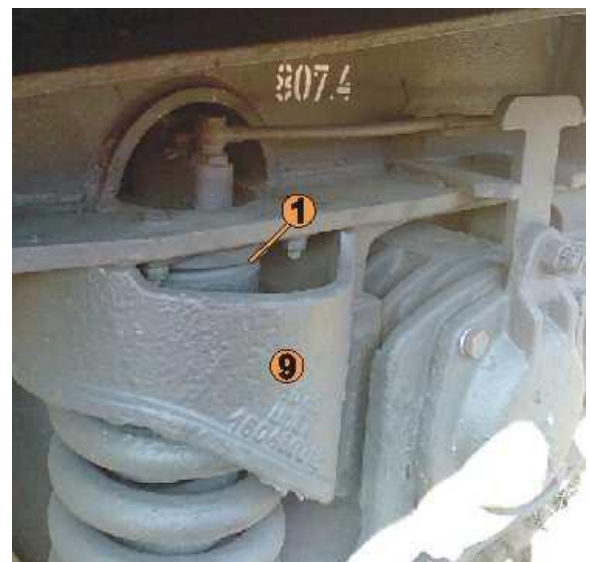
Podvozky Y25 mohou být vybaveny snímacím zařízením firmy DAKO nebo KNORR, které zajišťují samočinné nastavení brzdového účinku podle hmotnosti nákladu. Pro montáž jednoho ze snímačů musí být upravena jedna rozsocha i rám podvozku. Na obrázku 1.13 je vidět rozsocha 9 se snímacím zařízením 1. Při brzdění podvozku je v činnosti osm brzdových špalíků nebo dochází k brzdění pomocí brzdových kotoučů nalisovaných na nápravě.

Podvozek Y25 prodělal poměrně dlouhý vývoj. Nejprve se vyráběl podvozek Y25 Cs s rozvorem 1800mm s dvojkolím typu 428, s čepem o průměru 130mm a celistvými koly z materiálu R7T o průměru 920mm, s ložiskovými skříněmi 80V umístěnými na koncích nápravy. Čelníky byly z tvarovaného profilu U120. Při nápravovém zatížení 20t dosahoval tento maximální rychlosti 100 km/h. Podvozek Y25 Rs se od předchozího lišil možností zabudovat snímací zařízení, větším průměrem drátu pružnic a dalšími drobnými detaily. Rozvor podvozku zůstal 1800mm. Pouzdra a čepy použité na brzdě se od tohoto typu používaly kalené a došlo též ke snížení nákladů na údržbu, maximální rychlost a nápravové zatížení zůstalo stejné.

Dalším podvozkem byl Y25 Lss, který měl brzdové kotouče průměru 590mm nalisované na nápravě a čelníky vyrobené z trubek. Byla zvýšena únosnost na 22.5t na nápravu při rychlosti do 120 km/h. Došlo též ke změně rozvoru na 2000mm.

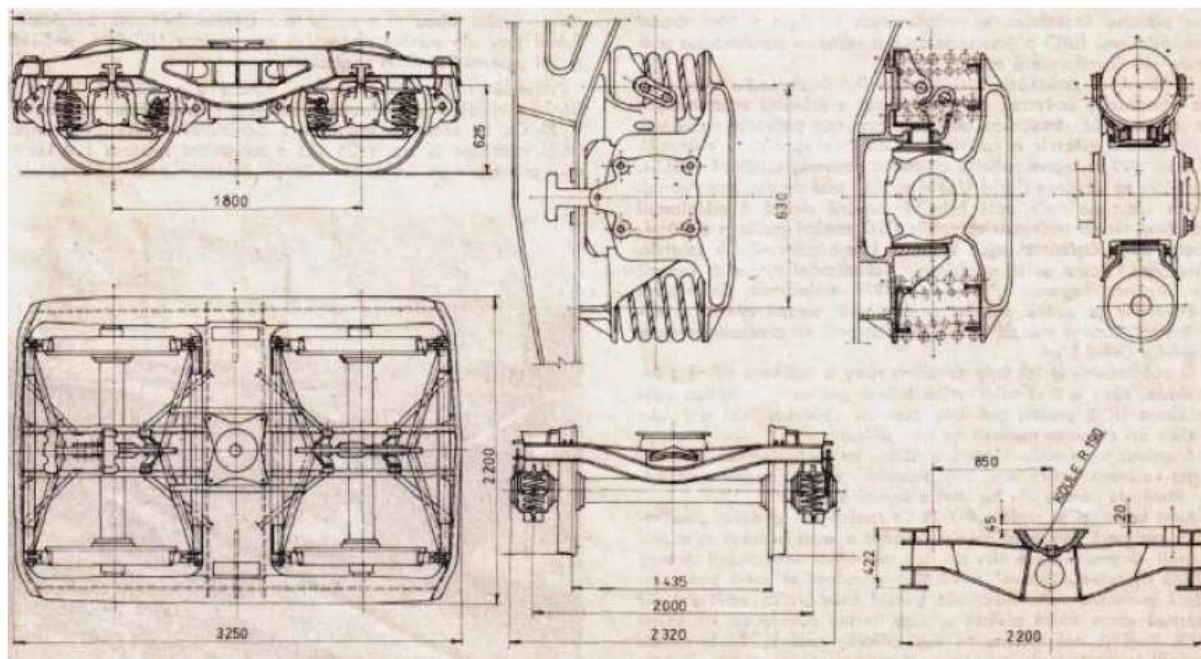


Obr. 1.12 Uložení skříně vozu na podvozek [9]



Obr. 1.13 Pneumatický snímač [9]





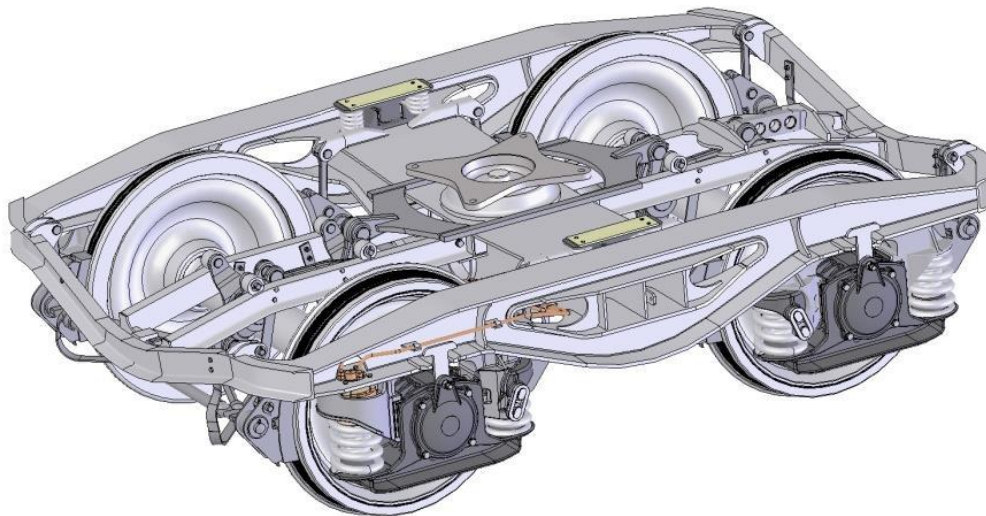
Obr. 1.14 Typový výkres podvozku Y25 [9]

Typ podvozku	Max.hmotnost na nápravu (t)	Max. rychlost v zatíženém stavu (km.h <sup>-1</sup> )	Brzdové zdrže	Snímač zatížení DAKO-SL 2	Brzdové přístroje zabudované v podvozku
Y 25 Cs	20	100	jednošpaliková	ne	ne
Y 25 Css	20	120	dvoušpaliková	ano	ne
Y 25 Rs	20	100	jednošpaliková	je možno zabudovat	ne
Y 25 Rss	20	120	dvoušpaliková	ano	ne
Y 25 Rsi	20	100	jednošpaliková	je možno zabudovat	1x brzdový válec 12", stavěč zdrží
Y 25 Rssi	20	120	dvoušpalikové	ano	2x brzdový válec 12", stavěč zdrží
Y 25 Lsd	22,5	100	dvoušpalikové	je možno zabudovat	ne
Y 25 Lsdi	22,5	100	dvoušpalikové	je možno zabudovat	1x brzdový válec 12", stavěč zdrží
Y 25 Lssd	22,5	120	dvoušpalikové	ano	ne

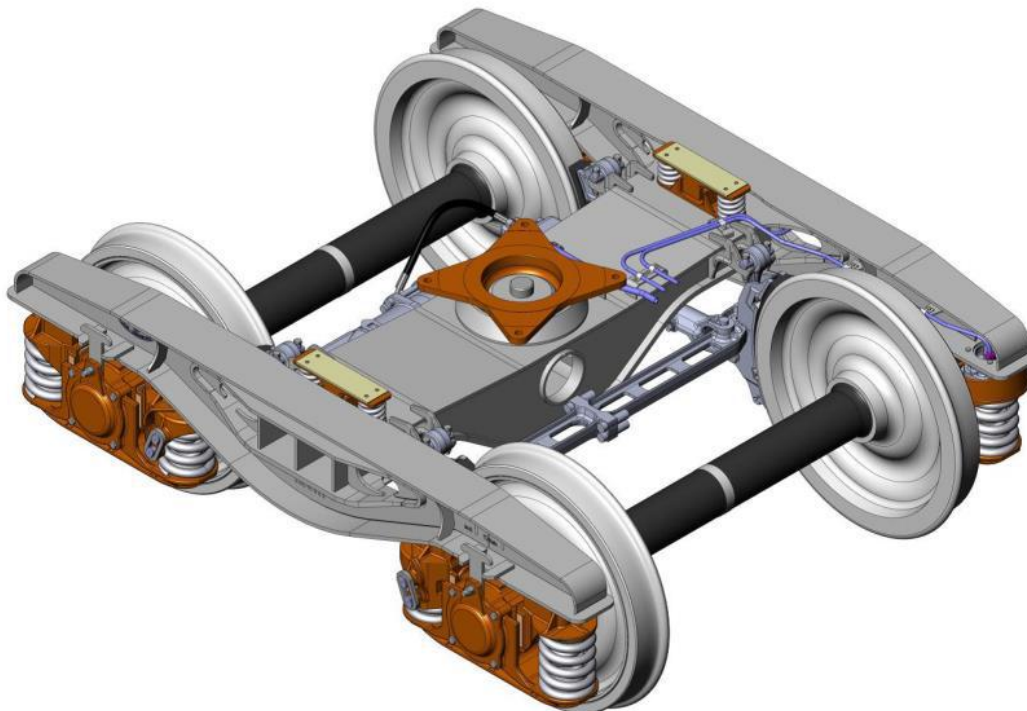
Tab. 1.1 Další varianty podvozků Y25 používaných pod vozy ČD [9]

R rámy podvozků typu Y 25 jsou charakteristické poddajnou svařovanou konstrukcí. Tato poddajnost je výhodná protože se podvozek dobře přizpůsobí křížovým propadům trati. Rám tvoří dva podélníky z profilů „I“, příčník skříňového průřezu, dva čelníky profilu „U“ a čtyři výstuhy také z profilu „U“.





Obr. 1.15 Uzavřený rám podvozku Y25 [3]



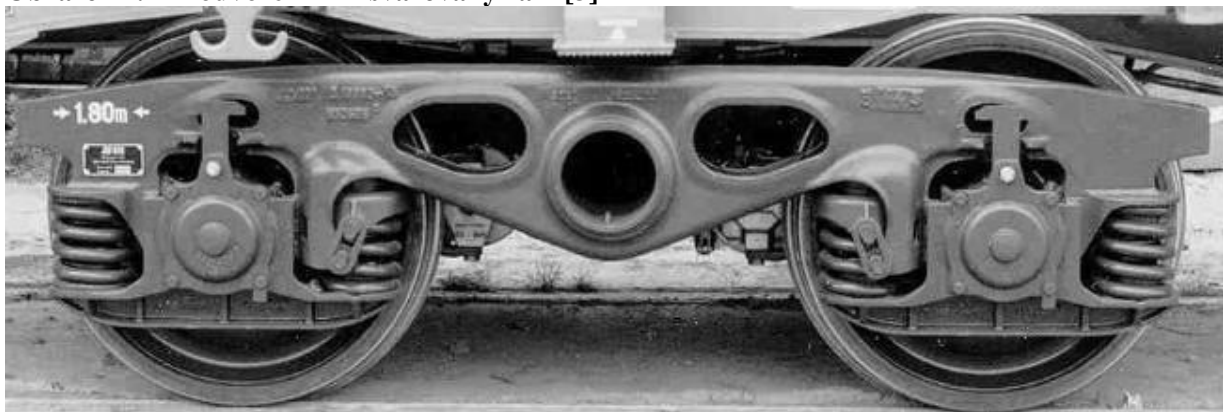
Obr. 1.16 Otevřený rám podvozku Y25 [3]

#### 1.4.2 Podvozek typu Y 27

Po základním typu Y 25 s čelníkem následovala varianta bezčelníková s rozvorem 1800 mm. Maximální rychlost: 120 km/h a maximální přípustné zatížení na nápravu 20 t. Základem zůstává H rám podvozku bez čelníků, podélných výztuh a nosičů brzdového pákoví. Modifikacemi podvozku Y 27 jsou rámy odlévané a svařované s brzdovým pákovím ovládaným brzdou z vozu, s integrovanou brzdou, s ruční brzdou v podvozku, s kotoučovou brzdou nebo kombinací kotoučové a špalíkové brzdy. Nyní je možné k nim přiřadit i modifikaci podvozku Y 27 s brzdovou jednotkou od firmy Knorr, Faiveley nebo v blízké budoucnosti i DAKO-CZ.



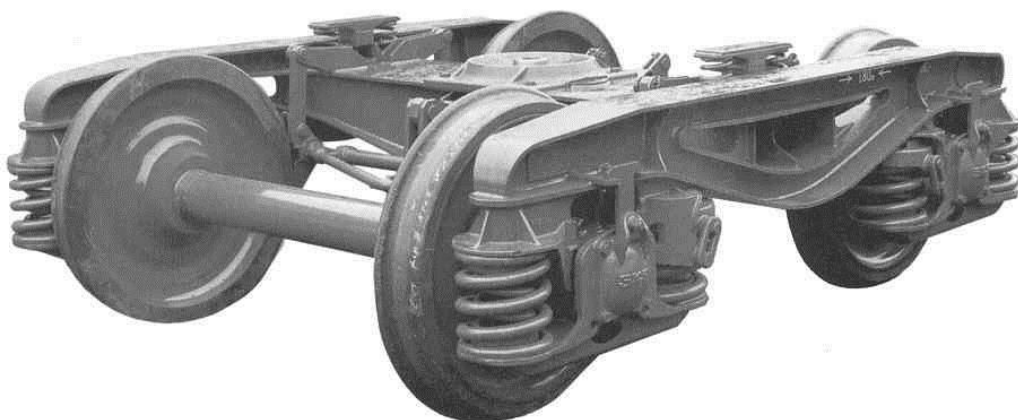
Obrázek 1.17 Podvozek Y27-svařovaný rám [3]



Obrázek 1.18 Podvozek Y27-odlévaný rám [3]

### 1.4.3 Podvozek typu Y 31

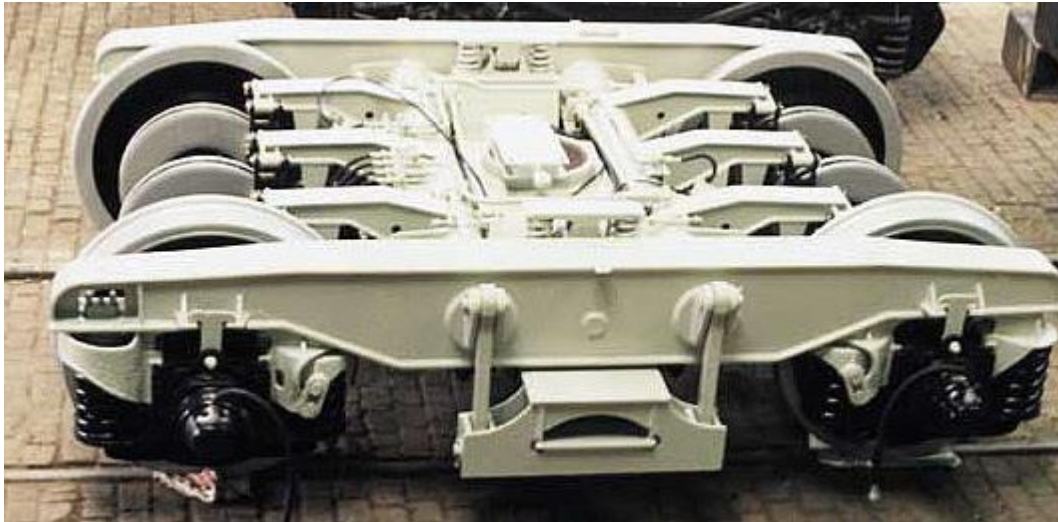
Jedná se o další variantu podvozku typu Y s otevřeným „H“ rámem vyráběného firmou Tatravagónka Poprad. Průměr kol je 730 mm. Zatímco klasické provedení Y 31 L je se špalíkovou brzdou (hmotnost 3660 kg), provedení Y 31 LSSI je vybaveno kotoučovou brzdou (hmotnost 4500 kg). Tím je umožněna maximální rychlost 120 km/h při 18 t zatížení na nápravu.



Obrázek 1.19 Otevřený rám podvozku Y31 [3]

#### 1.4.4 Podvozek typu Y 37

Tento podvozek je určen pro vysoké rychlosti. Rozvor náprav je 2300 mm, průměr kol 920 mm. Verze Y 37 PR pro rychlosti do 140 km/h, je vybavena čtyřmi jednotkami špalíkové, nebo čtyřmi jednotkami kotoučové brzdy, snímačem zatížení a protismykovým zařízením. Y 37 VVR je vybaven šesti jednotkami kotoučové brzdy a je vhodný pro rychlosti do 160 km/h při 16 t zatížení na nápravu. Hmotnost podvozku je 5,8 t.

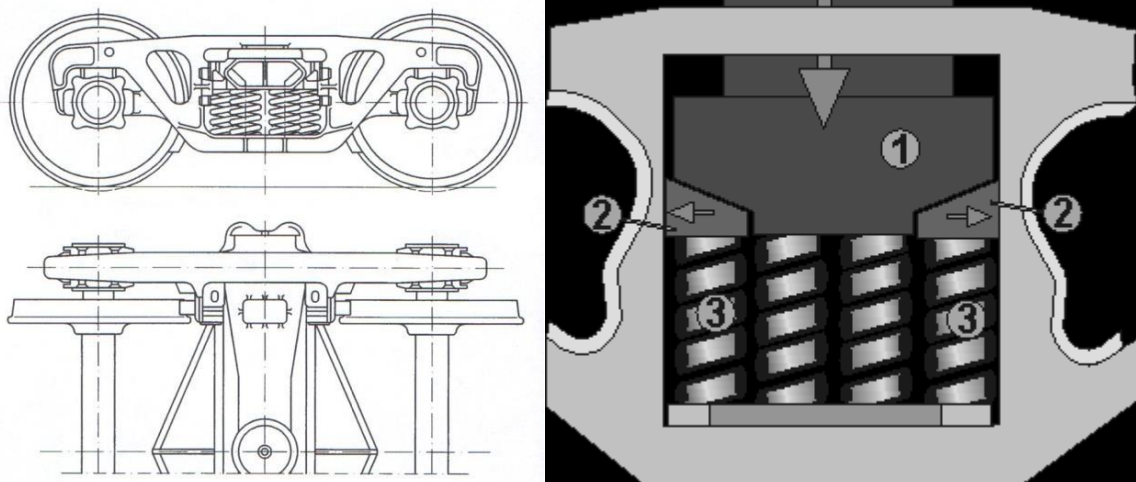


Obrázek 1.20 Podvozek Y37 se dvěma a třemi brzdovými kotouči na nápravě [3]

#### 1.4.5 Podvozek typu Diamond

U tohoto typu jde jednoznačně o americký směr. Vypružení je pouze sekundární. Konstrukce je založena na principu provahadlovaných neodpružených dvojkolí a odpruženého rámu vozu.

Tento podvozek není patentově chráněn. Díky této skutečnosti je provozován v různých modifikacích po celém světě. Je zřejmě nejrozšířenějším podvozkem pro nákladní vozy na světě. Je nasazován především do extrémních podmínek dálkových tratí v Kanadě, USA, Rusku, Číně zejména kvůli velmi jednoduché, spolehlivé a robustní konstrukci. Odlévaný rám podvozku tvoří dvě příhradové postranice.

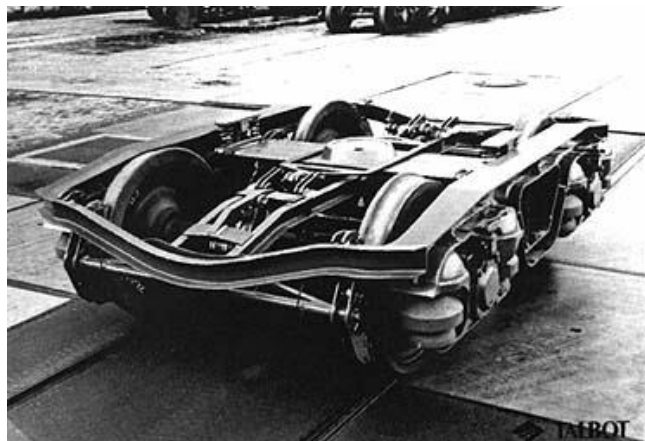
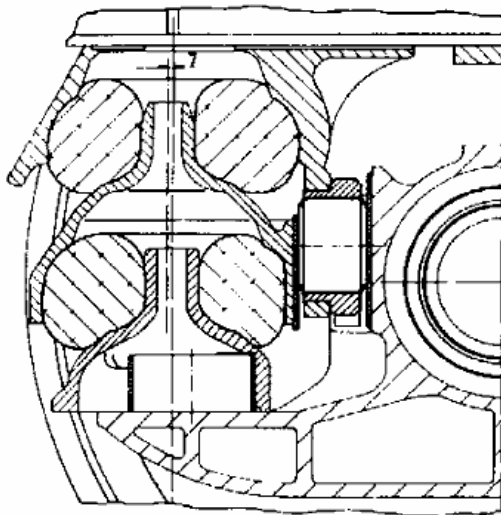


Obr. 1.21 Podvozek Diamond, detail vedení vypružení a tlumení [3]

Nejsou zde čelníky ani klasický příčník (který je obvykle pevně svázan s podélníky). Tento rám je velmi výrobně a montážně jednoduchý. Postranice jsou mezi sebou vázány pevnou vazbou dvojkolímí. Vypružený příčník (pozice **1**) je protažen skrz vodící otvory v postranicích a je uložen na soustavě šroubových pružin **3** (dříve dvojitých pružnic). Díky tomuto uložení se může příčník naklápět ve svislé rovině vůči podélníkům. Na příčníku je uložena kulová torna a kluznice. Uvnitř vodících otvorů jsou třecí tlumiče **2**. Princip tlumení Výhodou tohoto podvozku je, že se dokáže skvěle přizpůsobit nerovnostem koleje. Tato vlastnost je však vykoupena nízkou provozní rychlostí. Další nevýhodou je velká neodpružená hmota podvozku, která negativně působí jak na trať, tak na vůz samotný.

#### 1.4.6 Podvozek DRRS

V roce 1988 firma Talbot vyrobila podvozek DRRS se zatížením 22.5t na nápravu. Tento podvozek pro nákladní vozy splňuje vyhlášku UIC 510. Podvozek je vypružen dvojitými gumovými kroužky. Byl vyvíjen především pro vysokorychlostní nákladní vozy.

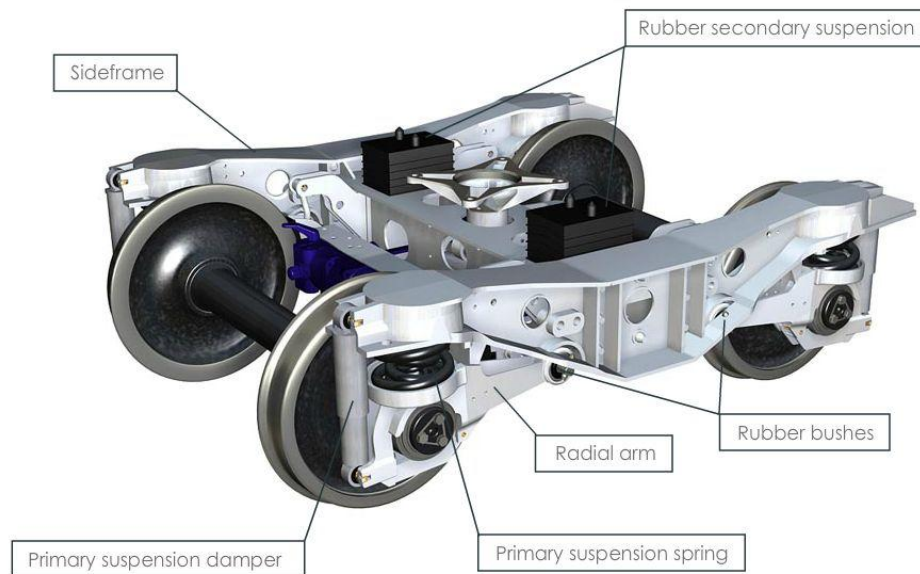


Obr. 1.22 Řez vypružení podvozku DRRS[15] Obr. 1.23 Podvozek DRRS firmy Talbot [15]

#### 1.4.7 Podvozek TF 25 (Track Friendly)

Provedením se tento podvozek, britské společnosti Axiom Rail, řadí mezi pojezdy s vyššími užitkovými parametry, které byly uvedeny v úvodu rešerše. Typ TF25 je určen pro provoz na tratích Velké Británie a Skandinávie a Typ TF25E je určen pro tratě Evropského kontinentu. Pro provoz ve Velké Británii jsou podvozky osazeny dvojkolímí s koly o průměru 840 mm, pro EU jsou dvojkolí s průměry kol 920 mm. Rozvor je v obou případech 2000 mm. Podvozek prošel úspěšným programem testování v Německu a ve Francii v souladu s normou EN 14363 (UIC518/UIC518-2) a rychlostí až 120 km / h při zatížení náprav až 25 tun. To dovoluje užít podvozek TF25E v kombinaci s celou řadou typů vozu bez nutnosti dalšího dynamického zkoušení.



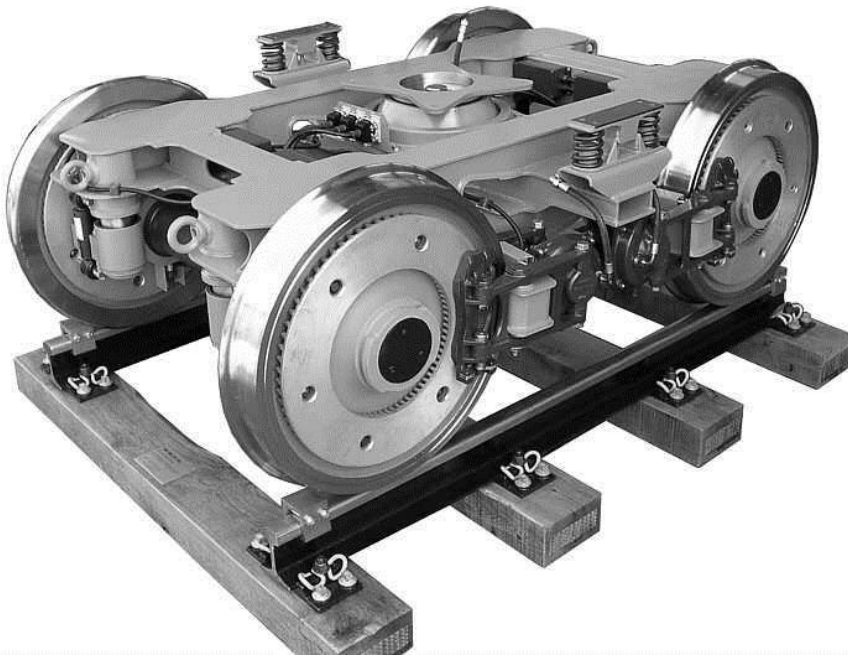


**Obrázek 1.1.24 Podvozek TF25 s kývačkovým vedením a hydraulickým tlumením [17]**

Konstrukce otevřeného rámu je tvořena svařencem tvaru „H“. Na koncích podélníků jsou vytvořeny misky pro uložení páru sousých šroubových pružin a konzoly pro uchycení hydraulických tlumičů primárního vypružení. Vedení dvojkolí a přenos brzdné síly zajišťují radiální vodící ramena, který jsou k rámu připojena pomocí pryžokovových kloubů. Toto provedení vedení zajišťuje tuhé vedení dvojkolí v přímé koleji a umožňuje radiální stavění dvojkolí v obloucích. Ve srovnání s podvozky typu Y 25 (se systémem vedení a tlumení Lenoir) má podvozek TF 25 s kývačkovým vedením a hydraulickým tlumením řadu výhod. Například: Měkčí primární vypružení, lepší hydrodynamické tlumení, než třecí tlumič, který při propružení pracuje jen při pohybu podvozku směrem dolů. Ve chvíli kdy stlačené pružiny opětují reakci směrem vzhůru, je třecí tlumič zcela vyřazen z funkce, protože dochází k odlehčení. Dalšími výhodami jsou pryžokovové bloky s funkcí přídavného, sekundárního vypružení doplněné příčně uloženým hydraulickým tlumičem. Tyto pryžokovové bloky mají výhodu oproti klasickým vypruženým kluznicím v tom, že lineárně reagují na krouticí moment od skříně vagonu. U klasických vypružených kluznic dochází při nájezdu do oblouku k nežádoucímu „stick and slip“ efektu. Brzda je integrována do podvozku, kola jsou bržděna jednostranně ze strany příčnicku rámu podvozku.

#### **1.4.8 Podvozek Leila DG**

Spolkové ministerstvo dopravy, výstavby a bydlení (BMVBW) předpokládá nárůst nákladní dopravy v Německu o 63% do roku 2015. Do té doby by se měl zdvojnásobit počet nákladních vagonů. Aby bylo možné produktivně řídit takový provoz nákladních vlaků, je nezbytné nasazovat do provozu vagony s podvozky s vyššími užitkovými parametry.



Obrázek 1.25 Podvozek Leila DG [3]

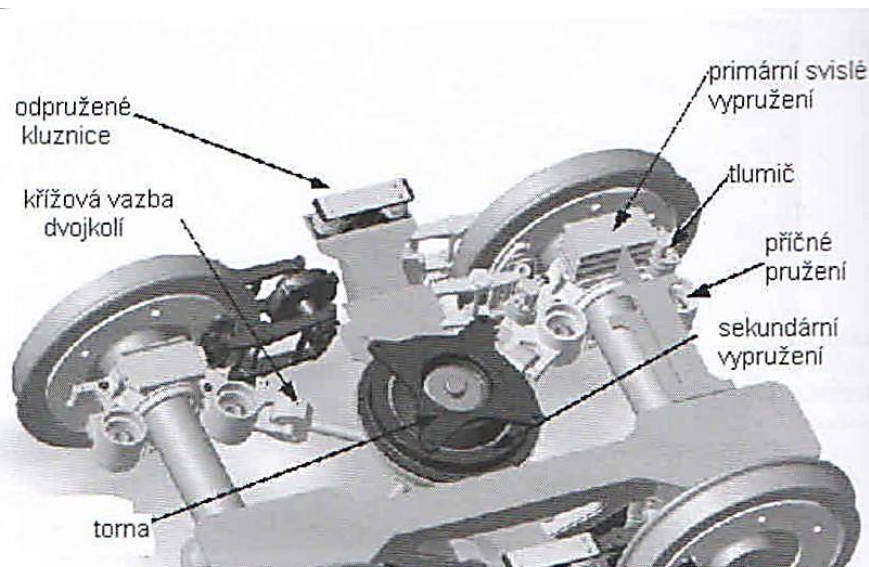


Obrázek 1.26 Leila DG křížová vazba [3]

Zkratka "LEILA" (Abkürzung für "Leichtes und lärmarmes Güterwagen-Drehgestell") znamená v překladu lehký a málo hlučný nákladní podvozek. To je hlavním cílem tohoto projektu. Jedná se o vývojový podvozek vyvinutý švýcarskými a německými odborníky. Konkrétním cílem projektu Leila-DG je snížení hladiny hluku o 18 dB, snížení hmotnosti podvozku pod 4t, zvýšení spolehlivosti a dostupnosti použitím telematických prvků a senzorů na každém podvozku, které tvoří energeticky nezávislý diagnostický systém, zvýšení pasivní a aktivní bezpečnosti (detektory spouštějící alarmy v případě vykolejení). Podvozek lze údajně montovat bez dalších úprav na nákladní vozy, kde byl původně použit běžný podvozek Y25 (připojovací rozměry otočného řepu a kluznic jsou zachovány).

Nevýhodou tohoto podvozku spatřuji v jeho technické a elektronické složitosti. Z toho vyplývá vysoká pořizovací cena, nákladnější servis a nutnost školit servisní pracovníky. Velmi netradiční koncepci hlavního rámu tvoří svařenec dvou bočnic, dvou čelníků umístěných nad nápravami a hlavního příčnicku, který přesahuje přes bočnice. Na koncích příčnicku jsou

umístěny odpružené kluznice odpovídající standardu UIC. Dvoukolí jsou mezi sebou vázána křížovou vazbou.



**Obrázek 1.27** Uspořádání podvozku Leila DG [3]

Vedení a zároveň primární příčné vypružení je zajištěno pryžokovovými pružinami, které jsou vsazeny do masivních ocelových misek. Tyto válcové misky zachycují příčné a podélné rázy a také svislé přetížení. Primární svislé vypružení představují třívrstvé pryžové jednotky. Primární pružení je doplněno hydraulickými, svisle uspořádanými, tlumiči. Sekundární vypružení představuje pryžový kroužek, který je umístěn pod tornou ležící v prohlubni hlavního příčnicku.

Brzda je elektronicky řízená v závislosti na nápravovém zatížení. Toto zatížení snímají senzory poklesu světlé výšky. Brzdové kotouče s tvrzeným povrchem z hliníkové slitiny jsou integrovány do kol. [3]

#### 1.4.9 Podvozek AMI III

Tyto podvozky firmy Axiom Rail jsou v současné době provozovány v UK a ve Finsku. Jsou určeny pro hmotnost na nápravu až 30 t a rychlost do 140 km/h. Pro provoz v EU je tento podvozek, podle TSI, homologován na maximální hmotnost na nápravu 25t při rychlosti 100 km/h a na hmotnost 22,5 t při rychlosti 120 km/h. Průměr kol je 920 mm a rozvor 2000mm Masivní svařenec tvaru „H“ tvořený z příčnicku, středních dílů podélníků a litých krajních dílů podélníků zajišťuje velikou tuhost i při velkém zatížení. Vedení dvojkolí je rozsochové s třecími tlumiči. Po stranách nápravových ložisek se nachází dva páry souosých šroubových pružin. Vazba podvozku se skříní je tvořena tornou a dvojicí postranních kluznic. Brzda je špalíková jednostranná.



Obrázek 1.28 Verze podvozku AMI III pro nápravové zatížení 25t[3]

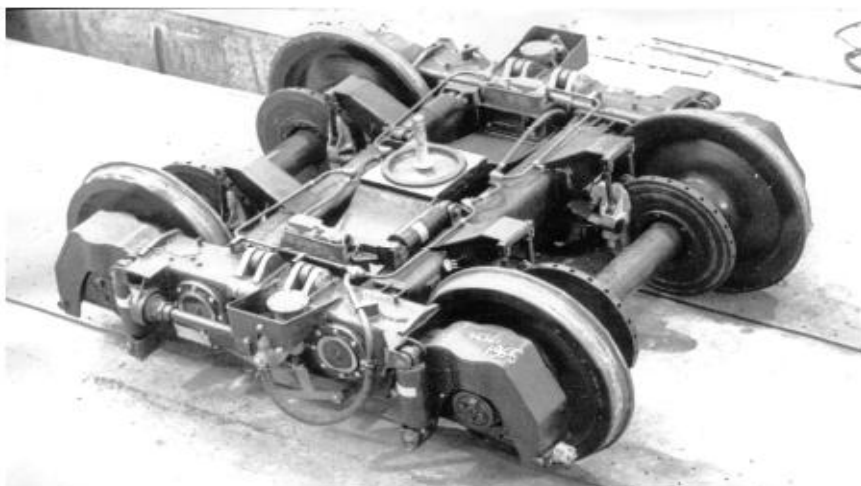


Obrázek 1.29 Verze podvozku AMI III pro nápravové zatížení 30t [3]

#### 1.4.10 Podvozek. P25.140

Tento podvozek vyrobený „VNIITTransmash“ je určen pro hmotnost na nápravu až 20 t a rychlost do 140 km/h. Svařenec tvaru „H“ tvořený z příčnicků, středních dílů podélníků. Primární vypružení realizováno pryžokovovými pružinami u každého kola, primární vypružení zajišťuje tuhé vedení dvojkolí v přímé koleje, tlumení zajišťuje hydraulické tlumiče na vodících ramenech.

Kotoučova brzda umístěna na nápravě. Vazba skříně s podvozkem zajišťuje otočný cep a pár hydraulických tlumičů umístěných na příčnicku ve příčném směru.



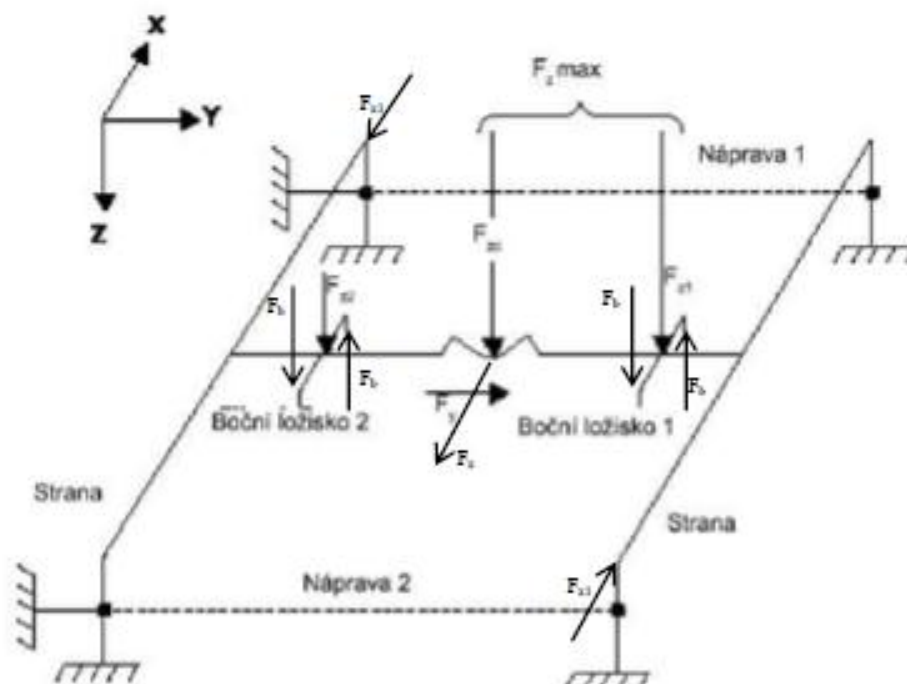
Obrázek 1.30 Podvozek. P25.140 [1]



## 2. Zatížení

Rám podvozky v reálných provozních podmínkách zatížen širokým spektrem zatížení, odvíjejících se od okamžitého stupně ložení, kvality tratě, vyjádřené odchylkami od její ideální geometrické polohy, případně zborcení koleje. Výsledkem je proměnlivé provozní zatížení, které není možno popsat jednoduchými zatěžovacími závislostmi. Z toho důvodu bylo pro zatížení rámu podvozků stanovené náhradní spektrum zatížení a v souladu s ním se nové podvozky zkouší. Uvedené zatížení je stanovené legislativou na bázi vyhlášek UIC, evropských norem nebo vnitřními směrnici provozovatele. [3]

Na obrázku číslo 2.1 je vidět skica dvounápravového podvozku s tabulkou. Umístění a směr sil je zřejmé ze skici. Velikost těchto sil budu dále počítat.



Obr. 2.1 Schéma zatěžujících sil

V Evropě se od roku 2005 používá norma EN 13749, která má i českou verzi. ČSN EN 13749 dělí podvozky do kategorií, jejich zařazení závisí zejména od požadavků kladených na jejich rámy. Dle normy ČSN EN 13749 [1] jsou podvozky rozděleny do sedmi kategorií. Podvozky nákladních vozů s jedním stupněm vypružení připadají do kategorie B-V.

Cílem statických výpočtů je ověření, že při daném zatížení podvozku nebyla překročena mez pružnosti materiálu.

Rozhodl jsem se jednotlivé varianty porovnat z mechanického hlediska. Tj. vybrat variantu s optimálním, nerovnoměrnějším, rozložením napětí a tím optimálně využít materiál, ze kterého je rám vyroben. Jedině tím zaručím, že na danou konstrukci nebylo použito zbytečných kilogramů oceli. Abych mohl takto jednotlivé varianty testovat a následně porovnávat, musím nejprve stanovit působící zatížení. Zatížení rámu podvozků lze rozdělit na vnější a vnitřní.

### Vnější zatížení podvozku

Vnější zatížení podvozku představuje zatížení související s jízdou podvozku po trati, kdy musí přenášet jednak síly tíhové, jednak síly dynamické působící ve svislém, podélném i příčném směru. [1]

Vnější zatížení podvozku jsou:

1. Hmotnost neseného, plně zatíženého, vozidla.
2. Zatížení spojené se změnami v užitečné hmotnosti.
3. Zatížení způsobené nerovnostmi koleje.
4. Zatížení vlivem jízdy v obloucích.
5. Zatížení od zrychlení a brzdění.
6. Zatížení nárazem vozu (při posunu)
7. Zatížení způsobené drobným vykolejením (při malé rychlosti)

#### Vnitřní zatížení podvozku

Zahrnuje zatížení způsobené přítomností a činností výstroje podvozků jako je brzda, tlumiče, torzní stabilizátory, trakční motory a všechny hmoty připojené k rámu podvozku. [1]

Vnější zatížení od svislých sil

Zadané parametry

Ložená hmotnost.....	M= 90 [t]
Hmotnost podvozku.....	m = 4,5 [t]
Vzdálenost kluznic.....	bg=1,7 [m]
Rozvor podvozku.....	2a= 1,8 [m]

Statická síla na i-té kolo:

$$Q = \frac{M}{8} \cdot 9.81 = 110.4 [kN] \quad (1.1)$$

Zjišťované síly

Fz.....svislá síla působící na čep

Fzmax.....mimořádná svislá síla působící na čep

Fz1,Fz2.....svislé síly působící na kluznice

$\alpha$ .....součinitel představující účinek kolébání (pro kluznice vzdálené 1700mm je  $\alpha=0,3$ )

Svislé zatížení torny:

$$F_{z \max} = 4 \cdot Q_i - m \cdot 9.81 = 4 \cdot 110,4 - 4,5 \cdot 9,81 = 397,3 [kN] \quad (1.2)$$

## 2.1 Mimořádné zatížení

Dle ČSN EN 13749 [1] a TSI normy [2] se velikost mimořádného zatížení určí pro svislý směr podle následujících vztahů:

Případ 1: Síla působí pouze na čep

$$F_{z \max} = 2 \cdot F_z = 2 \cdot 397,3 = 794,6 [kN] \quad (1.3)$$

Případ 2: Síla působí jak na čep, tak na jednu kluznici (kolébání)

$$F_{z1 \max} (\text{nebo } F_{z2 \max}) = 1.5 \cdot F_z \cdot \alpha = 1.5 \cdot 397,3 \cdot 0.3 = 178,8 [kN] \quad (1.4)$$

$$F_{zpmax} = 1.5 \cdot F_z \cdot (1 - \alpha) = 1.5 \cdot 397,3 \cdot (1 - 0.3) = 141,2 \text{ [kN]} \quad (1.5)$$

$F_{zmax}$  se v případě zatěžujícího stavu, kdy je rám zatížen současně maximální svislou silou a maximální brzdou silou vypočítá:

$$F_{zmax} = 1,2 \cdot F_z = 1,2 \cdot 397,3 = 476,8 \text{ [kN]} \quad (1.6)$$

### 2.1.1 Provozní zatížení

Případ 1: Síla působí pouze na čep

$$F_{zp} = F_z = 397,3 \text{ [kN]} \quad (1.7)$$

Případ 2: Síla působí jak na čep, tak na jednu kluznici (kolébání)

$$F_{z1}(\text{nebo } F_{z2}) = F_z \cdot \alpha = 397,3 \cdot 0.3 = 119,2 \text{ [kN]} \quad (1.8)$$

$$F_{zp} = F_z \cdot (1 - \alpha) = 397,3 \cdot (1 - 0.3) = 278,1 \text{ [kN]} \quad (1.9)$$

## 2.2 Vnější zatížení od příčných sil

Fy.....příčná síla[kN]

Fy1, Fy2.....Příčné síly působící na každou nápravu[kN]

Fy max.....mimořádná příčná síla[kN]

Fy1max, Fy2max.....mimořádné příčné síly působící na každou nápravu[kN]

### 2.2.1 Mimořádné zatížení

$$F_{y1max} = F_{y2max} = \frac{F_{y2max}}{2} = 10 + \frac{2 \cdot Q_i}{3} \text{ [kN]} \quad (1.10)$$

$$\Rightarrow F_{ymax} = 2 \cdot \left(10 + \frac{2 \cdot Q_i}{3}\right) = 2 \cdot \left(10 + \frac{2 \cdot 110,4}{3}\right) = 167,2 \text{ [kN]} \quad (1.11)$$

### 2.2.2 Provozní zatížení

$$F_y = 0.4 \cdot 0.5 \cdot (F_z + m \cdot g) = 0.4 \cdot 0.5 \cdot (397.3 + 4.5 \cdot g) = 119,2 \text{ [kN]} \quad (1.12)$$

## 2.3 Vnější smykové zatížení od podélných sil

Působí na každé kolo na opačných stranách rámu podvozku v opačném směru.

### 2.3.1 Mimořádné zatížení

$$F_{x1max} = 0,1 \cdot (F_z + m \cdot g) = 0,1 \cdot (397,3 + 4,5 \cdot g) = 44,1 \text{ [kN]} \quad (1.13)$$

### 2.3.2 Provozní zatížení

$$F_{x1max} = 0,05 \cdot (F_z + m \cdot g) = 0,05 \cdot (397,3 + 4,5 \cdot g) = 22,1 \text{ [kN]} \quad (1.14)$$

### 2.4 Vnější torzní zatížení vyvolané zborcením koleje

Najetí na zborcenou kolej se projeví v podobě deformace primárního vypružení s odpovídajícím nárůstem předpětí v pružině. Pro simulaci tohoto zatěžujícího stavu na výpočetním modelu je nutné stanovit tuhost pružin ve směru osy pružiny. Vycházím z požadavků na plně ložený vůz dle normy předepisující zatěžující stavy 2006/861/ES [2]. Hmotnost dvojkolí (s brzdovými kotouči) a ložiskového domku nepůsobí svou tíhou na pružiny, proto je od hmotnosti naloženého vozu odečítáme.

#### Celková osová tuhost primárního vypružení

$$k_{zcel} = \frac{\frac{M}{2} - (2 \cdot M_{dv})}{l_p} \cdot g = \frac{9000}{2} - (2 \cdot 1603) \cdot 9,81 = 1242,4 \text{ [N/mm]} \quad (1.15)$$

#### 2.4.1 Mimořádné zatížení

V případě mimořádného zatížení má podvozek vydržet zatížení vyvolané zborcením koleje o 10‰.

Předpětí v primárním vypružení jednoho kola:

$$F_{pmax} = 2a \cdot 0,01 \cdot \frac{k_{zcel}}{4} = 1,8 \cdot 0,01 \cdot \frac{1242,4}{4} = 5,6 \text{ [kN]} \quad (1.16)$$

Kde je:  $k_z$  výsledná tuhost jednoho primárního vypružení dvojkolí ve svislém směru.

#### 2.4.2 Provozní zatížení

V případě mimořádného zatížení má podvozek vydržet zatížení vyvolané zborcením koleje o 5‰.

Předpětí v primárním vypružení jednoho kola:

$$F_{pmax} = 2a \cdot 0,005 \cdot \frac{k_{zcel}}{4} = 1,8 \cdot 0,005 \cdot \frac{1242,4}{4} = 2,8 \text{ [kN]} \quad (1.17)$$

### 2.5 Vnitřní zatížení od brzdění

Třením brzdového obložení o brzdový kotouč vznikají brzdné síly a také setrvačné síly vyvolané zpomalením vozu (včetně komponentů podvozku). Výpočet brzdných sil působících na konzolu, potřebný pro návrh rámu podvozku, je odvozen od konkrétní koncepce použité brzdy. Toto zatížení je stěžejní především pro návrh brzdové konzoly. Stanovuje se mimořádné zatížení jako 1,3 násobek brzdných sil působících při nouzovém brzdění. Za normální provozní zatížení se pokládá 1,1 násobek sil působících při nouzovém brzdění.

Zadané parametry:

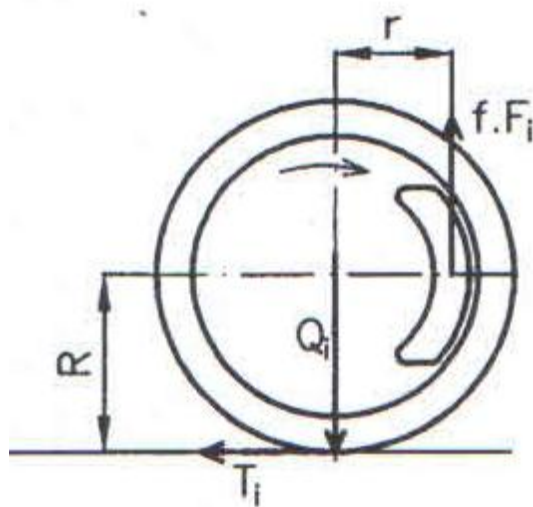
Ložená hmotnost.....	M= 90 [t]
Rychlost jízdy.....	v= 120 [km/h]
Požadovaná zábrzdňá vzdálenost.....	s= 700 [m]
Brzdící procento.....	$\lambda= 100$ [%]
Brzdňý režim.....	SS
Poloměr kola.....	R= 0,460 [m]
Poloměr styčné kružnice brzdová destička/kotouč.....	r <sub>m</sub> = 0,225[m]
Součinitel tření ve funkčních plochách brzd.....	f= 0,35[-]
součinitel adheze ve styku kol s kolejnicemi.....	= 0,3[-]

Hlavním parametrem pro návrh brzdové soustavy je zábrzdňá vzdálenost označována v normách písmenem s= f(v,λ) [m] a brzdící procento λ. Výpočty brzdňé síly se zabývá zejména UIC norma 544-1 a TSI norma . Brzdňím se maří kinetická energie E [kJ] jedoucího vozidla nebo vlaku.

Rovnováha sil na brzdňém kole kotoučovou brzdou

$$f \cdot F_i \cdot r_m = T_i \cdot R \leq \mu \cdot Q \cdot R \quad (1.18)$$

$$T_i = F_k \cdot \mu \quad [kN] \quad (1.19)$$



**Obr.2.2** Rovnováha sil na brzdňém kole

Kde jsou:

T<sub>i</sub>....adhezní síla i-tého kola [kN]

F<sub>i</sub>....brzdňá síla i-tého kola [kN]

μ.....součinitel adheze [-]

F<sub>k</sub>....síla na obvodu kola [kN]

### 2.5.1 Výpočet brzdné síly z kinetické energie

$$E = \frac{M \cdot v^2}{2} \cdot (1 + k) = \frac{90 \cdot \left(\frac{120}{3,6}\right)^2}{2} \cdot (1 + 0,04) = 52000 \text{ [kJ]} \quad (1.21)$$

Kde jsou: M.....hmotnost vozidla (vlaku) [t]

v.....rychlost vozidla (vlaku) [m/s]

k.....přídavný součinitel účinků rotačních hmot (pro nákladní vozy je k=0,04)

Pro zastavení jedoucího vozu nebo vlaku mající kinetickou energii E [kJ] na zábrzdě dráze s[m], je zapotřebí vyvodit střední brzdící sílu F [kN] tj. střední brzdící výkon N [kW].

$$F = \frac{E}{s} = \frac{52000}{700} = 74,3 \text{ [kN]} \quad (1.22)$$

Z vypočtené střední brzdící síly potřebné pro zastavení vozu na zábrzdě dráze s [m] dopočítám brzdnu sílu pro každé kolo potřebnou pro zastavení vozu na předepsané vzdálenosti. Brzdná síla je důležitý parametr pro návrh brzdové jednotky, která musí být schopná vyvodit dostatečnou brzdnu sílu. Čím je větší síla, kterou generuje brzdová jednotka, tím větší je reakce v brzdové konzoly i na příčníku podvozku. [3]

Výpočet brzdné síly pro 1 kolo:

$$F_k = \frac{F}{8} = \frac{74,3}{8} = 9,3 \text{ [kN]} \quad (1.23)$$

Z rovnováhy sil brzdná síla:

$$F_k \cdot R = F_i \cdot r_m \quad (1.24)$$

$$\Rightarrow F_i = \frac{F_k \cdot R}{r_m} = \frac{9,3 \cdot 0,460}{0,225} = 19,0 \text{ [kN]} \quad (1.25)$$

### 2.5.2 Výpočet brzdné síly z maximální síly brzdové jednotky

Je zadána pneumatická brzdová jednotka Dako 90026-238\_1145\_AAEC.

Průměr pracovního válce.....D = 0,254 [m]

Délka páky A.....A = 0,191 [m]

Délka páky B.....B = 0,149 [m]

Poloměr styčné kružnice brzdová destička/kotouč.....r<sub>m</sub> = 0,225 [m]

Účinná plocha pístu.....S<sub>p</sub> = 506,7 \* 10<sup>-4</sup> [m<sup>2</sup>]

Maximální tlak ve válci.....p = 3,8 \* 10<sup>5</sup> [Pa]

Síla na brzdovou destičku.....F<sub>V1</sub> [kN]

Maximální síla na oku vřetena.....F<sub>V2</sub> [kN]

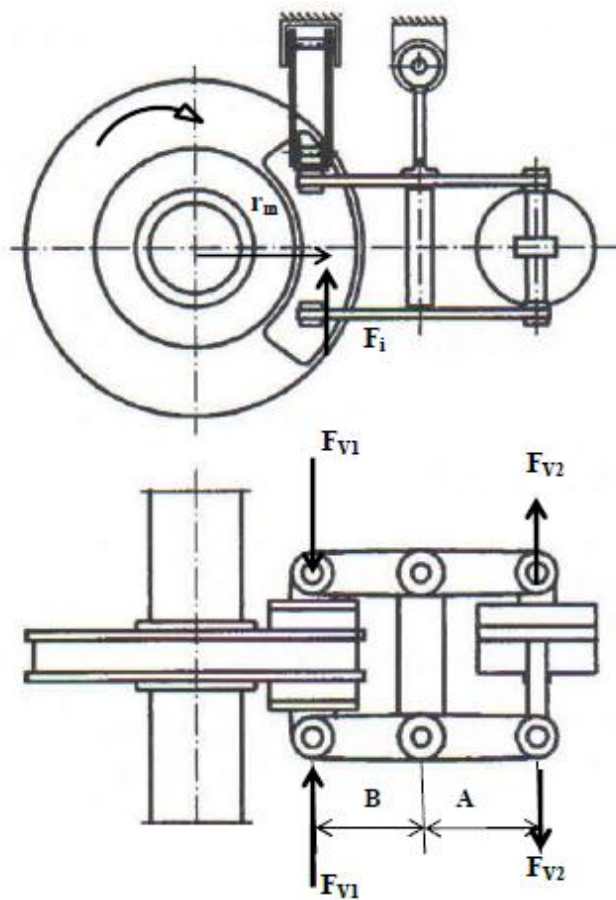
Síla vratné pružiny.....F<sub>VP</sub> = 1,3 [kN]

Síla mechanické ruční brzdy.....F<sub>RB</sub> = 5 [kN]

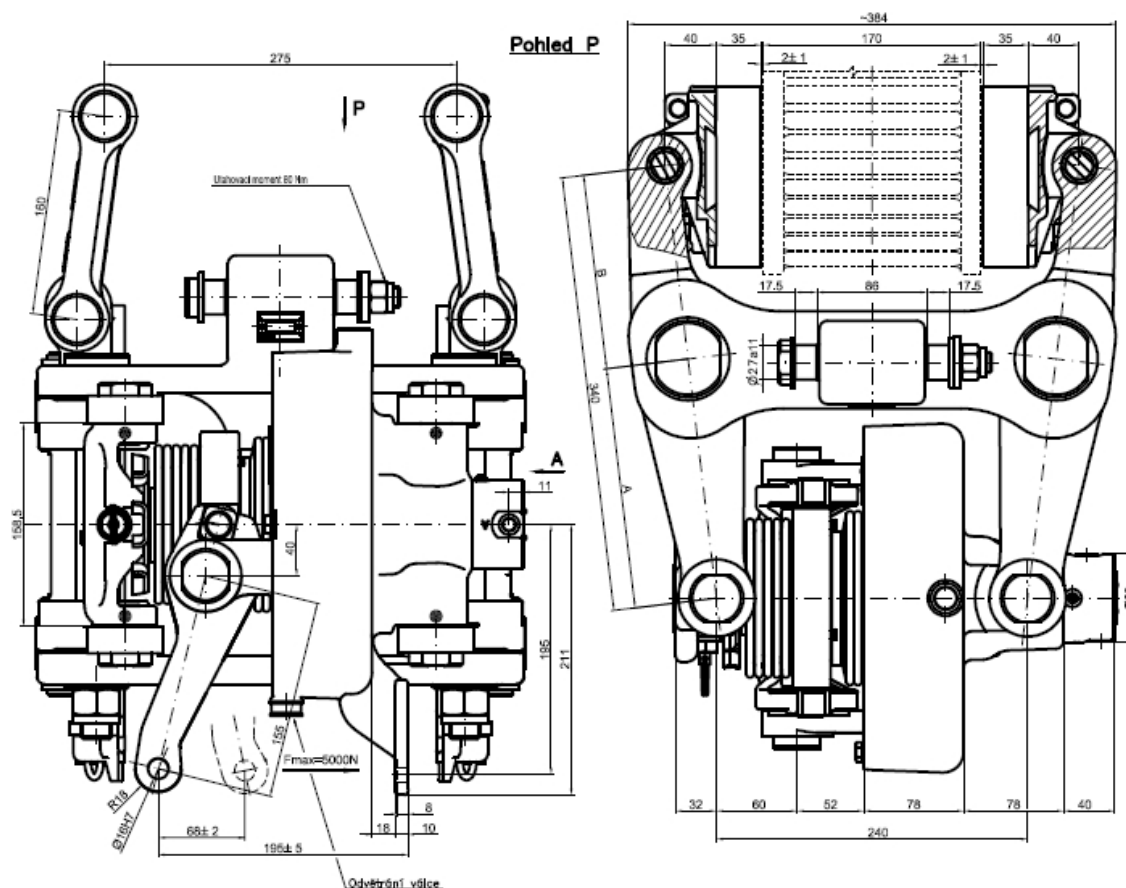
Účinnost pákové jednotky .....	= 0,97[-]
Účinnost pákové ruční brzdy.....	= 0,85[-]
Součinitel tření ve funkčních plochách brzd.....	*f = 0,4 [-]
Převod páky ruční brzdy.....	irb = 3,86[-]
Hmotnost jednotky.....	mj = 90[kg]

\*dle informací z Dako-cz.a.s. a výsledků brzdových zkoušek s obložením Becorit BN41NTse pro výpočty používá koeficient tření  $f= 0.4$ .

### Rozložení sil v uchycení jednotky kotoučové brzdy



Obr. 2.3 Rozložení sil v brzdové jednotce



Obr. 2.4 Výkres brzdové jednotky Dako 90026-238\_1145\_AAEc

Vypočet maximální síly na brzdové konzole

$F_{V2}$  = síla od pneumatické brzdy - síla vratné pružiny + síla mechanické brzdy

$$\begin{aligned}
 F_{V2} &= \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \right) - F_{VP} + (F_{RB} \cdot i_{RB} \cdot \eta_{rb}) \\
 &= \frac{\pi \cdot 0,254^2}{4} \cdot 4 \cdot 10^5 - 1300 + (5000 \cdot 3,86 \cdot 0,85) \\
 &= 35373,3 [N] = 35,4 [kN]
 \end{aligned}
 \tag{1.26}$$

$$F_{V1} \cdot B = F_{V2} \cdot A \cdot \eta_p
 \tag{1.27}$$

$$\Rightarrow F_{V1} = \frac{F_{V2} \cdot A \cdot \eta_p}{B} = \frac{35,4 \cdot 0,191 \cdot 0,97}{0,149} = 44,0 [kN]
 \tag{1.28}$$

$$F_i = 2 \cdot F_{V1} \cdot A \cdot f = 2 \cdot 44 \cdot 0,4 = 35,2 [kN]
 \tag{1.29}$$



Z rovnováhy sil:

$$F_k \cdot R = F_i \cdot r_m \quad (1.30)$$

$$\Rightarrow F_k = F_i \cdot \frac{0,23}{0,46} = 17,6 [kN] \quad (1.31)$$

### 2.5.3 Adhezní limit

Výpočtem stanovené hodnoty brzdného zpomalení jsou reálné, pokud odpovídající brzdné síly ve styku kol s kolejnicemi nepřekračují hodnoty odpovídající mezi adheze.

$$F_k = Q_i \cdot \mu = 110,4 \cdot 0,3 = 33,1 [kN] \quad (1.32)$$

### 2.5.4 Mimořádné zatížení

$$F_b = F_{imax} \cdot 1,3 = 35,2 \cdot 1,3 = 45,8 [kN] \quad (1.33)$$

### 2.5.5 Provozní zatížení

$$F_b = F_{imax} \cdot 1,1 = 35,2 \cdot 1,1 = 38,7 [kN] \quad (1.34)$$

## 2.6 Zatížení od setrvačných sil

Pod pojmem zatížení od setrvačných sil rozumíme zatížení přenášené tornou v podélném směru. Vycházím z výpočtu síly na obvodu kola celého podvozku vyvolané při působení maximální brzdné síly  $F_B$  [m]. Zanedbáme záporné zrychlení podvozku.

$$F_x = 4 \cdot F_k = 4 \cdot 17,6 = 70,4 [kN] \quad (1.35)$$

## 2.7 Kombinace jednotlivých zatížení

Jednotlivá zatížení působí současně, v různých kombinacích a v různé intenzitě. Norma ČSN EN 13749 a další dokumenty UIC 510-3, UIC 615-4 stanovují několik kombinací, které je nutno respektovat při návrhu podvozku. Na základě předepsaných kombinací zatížení se rámy podvozků nejen pevnostně dimenzují, ale také zkoušejí na zkušebních stendech. Kombinace zatížení se dělí na statické a dynamické. [3]

### 2.7.1 Kombinace statického zatížení

Toto zatížení je aplikováno na konstrukci jako statické. Dle TSI normy pro kolejová vozidla [2] nesmí být překročena mez pružnosti materiálu při žádném zatížení. V případě zkoušek nesmí po odstranění zkušebního zařízení zůstat žádné stopy trvalé deformace.

### 2.7.2 Kombinace dynamického zatížení

Podvozky kolejových vozidel se dimenzují na trvalou životnost tj. mez únavy větší než  $10E7$  cyklů. Provádí se série statických zkoušek s různými kombinacemi provozních zatížení. Odečtou se střední, maximální a minimální hodnoty napětí a výsledky se vynesou do Smithova

diagramu. K výsledkům se přihlíží jako by byla konstrukce zatěžována pouze jedním cyklickým zatížením o těchto parametrech. [5]

## 2.8 Tabulka zatěžujících stavů

Tabulku zatěžujících stavů jsem sestavil podle normy TSI [2]. Tato norma se zabývá konkrétně nákladními vozy na rozdíl od české normy ČSN EN 13749[1] která se zabývá všeobecně všemi kategoriemi podvozků. K daným zatěžovacím stavům dle TSI normy [2] jsem přidal zatížení podélnými silami dle předpisu normy ČSN EN 13749. Podélná síla  $F_x$  představuje zatížení od setrvačných sil a síly  $F_{x1}$  působící v silové dvojici, představují smykové namáhání.

### 2.8.1 Tabulka zatěžujících sil při mimořádném zatížení

Případ	Svislé					Příčné	Podélné	
	$F_{z2}$	$F_{zc}$	$F_{z1}$	$F_p$	$F_b$	$F_y$	$F_x$	$F_{x1}$
1		794,6						
2		417,2	178,8	5,6				
3		417,2	178,8			167,2		
4	178,8	417,2				-167,2		
5		476,8			45,8		70,4	
6		397,3						44,1

Tabulka 2.1 Mimořádná zatížení

### 2.8.2 Tabulka zatěžujících sil při normálním, provozním zatížení

Případ	Svislé					Příčné	Podélné	
	$F_{z2}$	$F_{zc}$	$F_{z1}$	$F_p$	$F_b$	$F_y$	$F_x$	$F_{x1}$
7		397,3						
8		516,5						
9		278,1				88,3		
10	103,3	413,2						
11		413,2	103,3			88,3		
12	103,3	222,5						
13		222,5	103,3			-88,3		
14		397,3			38,7		70,4	
15		397,3			-38,7		70,4	
16		397,3		2,8		88,3		22,1

Tabulka 2.2 Provozní zatížení

### 3. Návrh koncepčního řešení

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout koncepční řešení na základě konstrukce podvozku Y27 s rovným příčnickem firmy Legios, upravenou konstrukci podvozku nákladního vozu s konstrukční rychlostí do 120 km/hod se stejnými přípojovacími parametry, pokud možno s nižšími výrobními a materiálovými náklady než podobné výrobky.

Mnou navrhované konstrukční řešení podvozku Y27 vychází z různých konstrukčních řešení podvozků s podobnými parametry, ze kterých nejdůležitější je kotoučová brzda. Na základě konkurenčních výrobků jsem navrhnul tři možné varianty příčnicku s brzdovou konzolí. Detailně jsem prozkoumal modely podvozků s rovným příčnickem, díky tomu jsem vytvořil celkově optimální konstrukci tvaru příčnicku, která se skládá z jednotlivých svařovaných plechů různých tloušťek, samozřejmě pracnost i technologičnost výroby byly pro mě důležitým údajem pro tento návrh, a také konečné umístění příčnicku do vstávající sestavy podvozku.

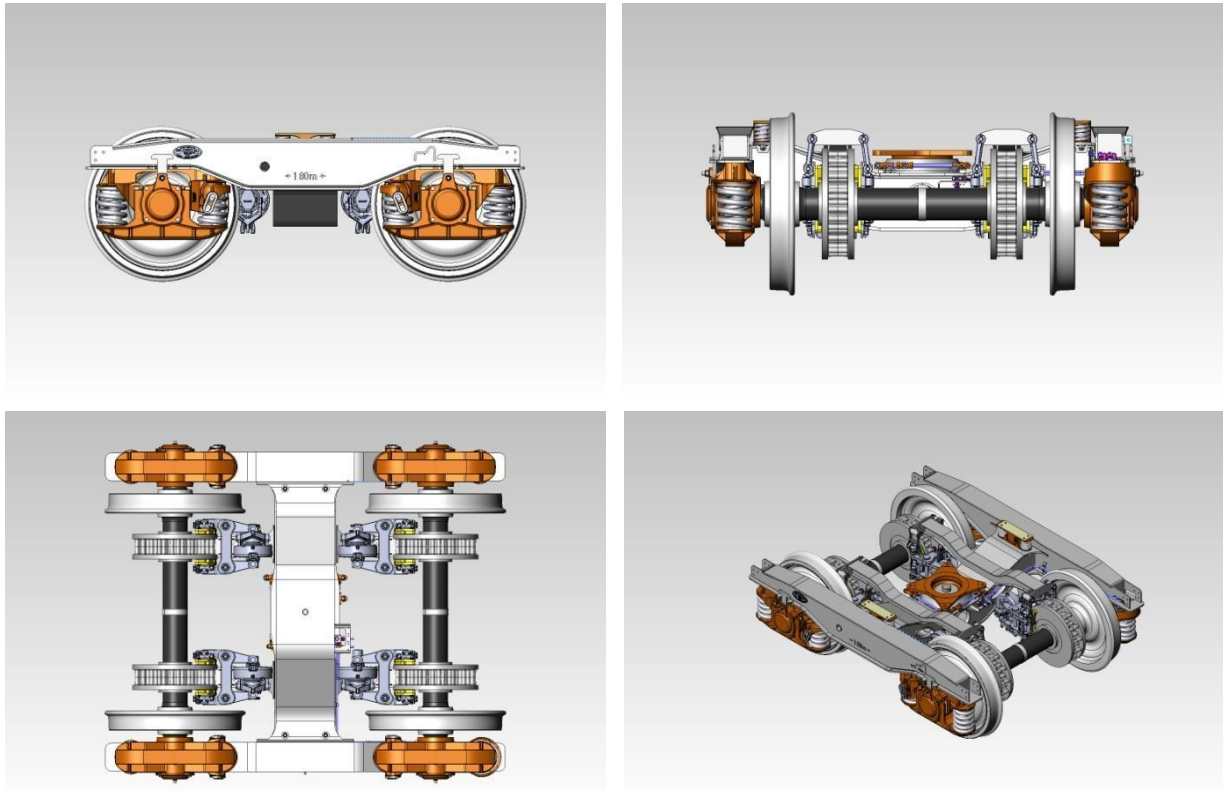
Část práce je věnovaná návrhu brzdové konzoly nesoucí jednotku kotoučové brzdy. Pro tuto konzolu byl vytvořen kompletní pevnostní výpočet dle zadání mé práce. Nejprve bylo zásadně zjistit síly vznikající při brždění vozu. Podklady pro tyto výpočty jsem čerpal z ČSN EN 13749 [1] a nadřazené evropské normy 2006/861/ES o technické specifikaci pro interoperabilitu nákladních vozů [2]. Výpočet brzdové síly a vzniklého zatížení brzdové konzole jsem provedl na základě parametrů zadané brzdové jednotky Dako 90026-238\_1145\_AAEc, kterou mi pracovníci této firmy ochotně poskytli. Konečnou kontrolou jsem srovnal vypočtené hodnoty brzdné síly pro zastavení na předepsané vzdálenosti a vypočtené síly jednotky s vypočtenou teoretickou maximální adhezní silou přenositelnou na kolejnici. Zároveň jsem bral v úvahu, že stejná konzola nese brzdové elementy přední i zadní nápravy, a pak dochází k tomu, že na jedné konzole brzdná reakční síla působí nahoru a na jiné straně stejná síla působí v opačném směru. Zároveň jsem bral v úvahu i opravitelnost, tj. možnost výměny konzoly při opravě, například po nehodě nebo při pravidelném servisu. Také jsem chtěl odstranit kritická místa, která by se těžko protikorozně ošetřovala a mohla způsobit poškození konstrukce korozí. Vytvořil jsem tři různé návrhy příčnicku s brzdovými konzolami a z nich jsem vybral ten jediný, který podle mého názoru splňuje všechny tyto podmínky. Tento návrh jsem zapracoval do upravené koncepce rámu podvozku, a jako celek jsem spočítal metodou konečných prvků pro statickou pevnostní kontrolu.

#### 3.1 Zadané parametry

Rozchod.....	1435 mm
Rozvor náprav.....	1800 mm
Vzdálenost kluznic.....	1700 mm
Zatížení na nápravu.....	22,5 t
Provozní rychlost.....	120 km/h
Brzdný režim.....	ss
Materiál konstrukce rámu.....	ocel S355J2

### 3.1.1 Koncept firmy Legios a.s Louny

Příčník a brzdová konzola podle původního návrhu, příčník je prohnutý a brzdová konzola je vyrobena s celku a navařena na horní plech příčinka. Podle zadání diplomové práce musím vytvořit vodorovný příčník s brzdovou konzolou pro stejný typ podvozku.

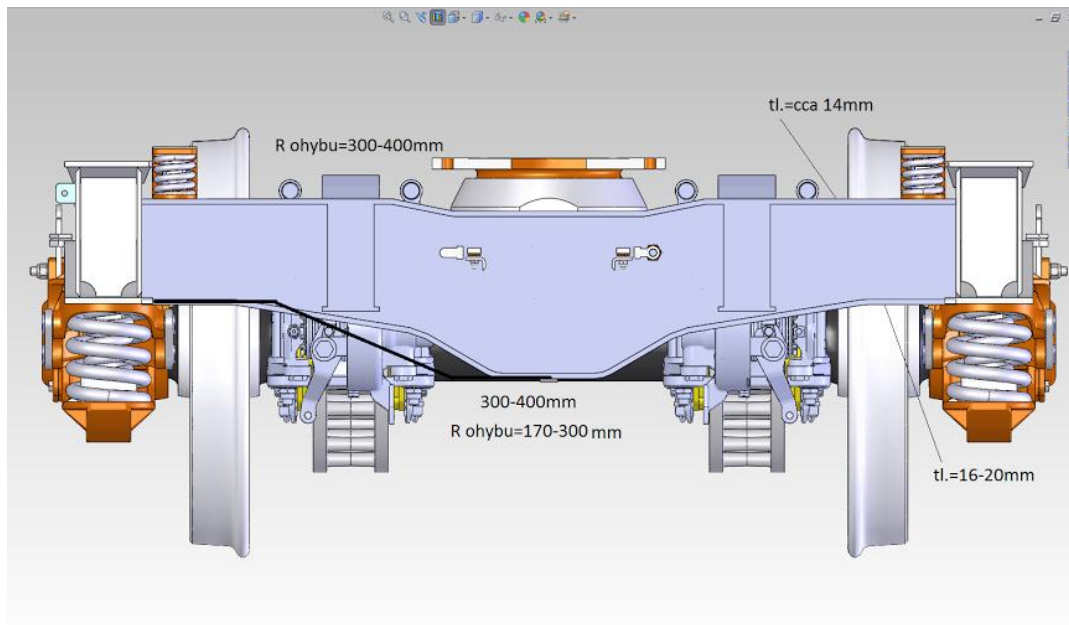


Obr. 3.1 Koncept firmy Leios

## 3.2 Vlastní návrhy příčníku a konzoly brzdové jednotky.

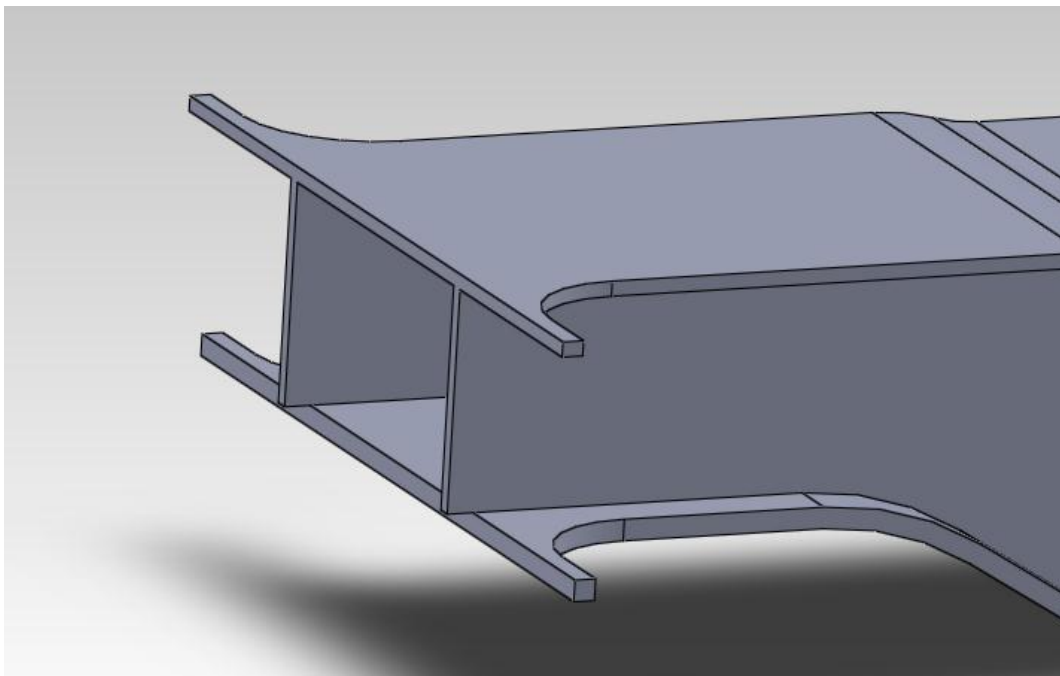
### 3.2.1 Návrh příčníku podvozku

Na začátku jsem se rozhodl věnovat příčníku. Musel jsem zabudovat mnou vytvořený příčník do vstávající konstrukce podvozku Y-27. Příčník je představován jako svařovaná konstrukce jednotlivých plechů různých tloušťek. Tloušťky plechů podle doporučené informace vypadá takhle: dolní pásnice 16 mm., horní pásnice 14 mm., stojiny 12 mm. Návrh horní pásnice příčníku jsem musel udělat ze zahloubané střední části. Dolní část se zakládá ze čtyř ohybů, což představuje jednodušší výrobu. Pro představu jsou na obrázku napsány i poloměry ohybu horní a dolní pásnice a délka rovné části dolní pásnice, které v současnosti používá Legios pro výrobu.



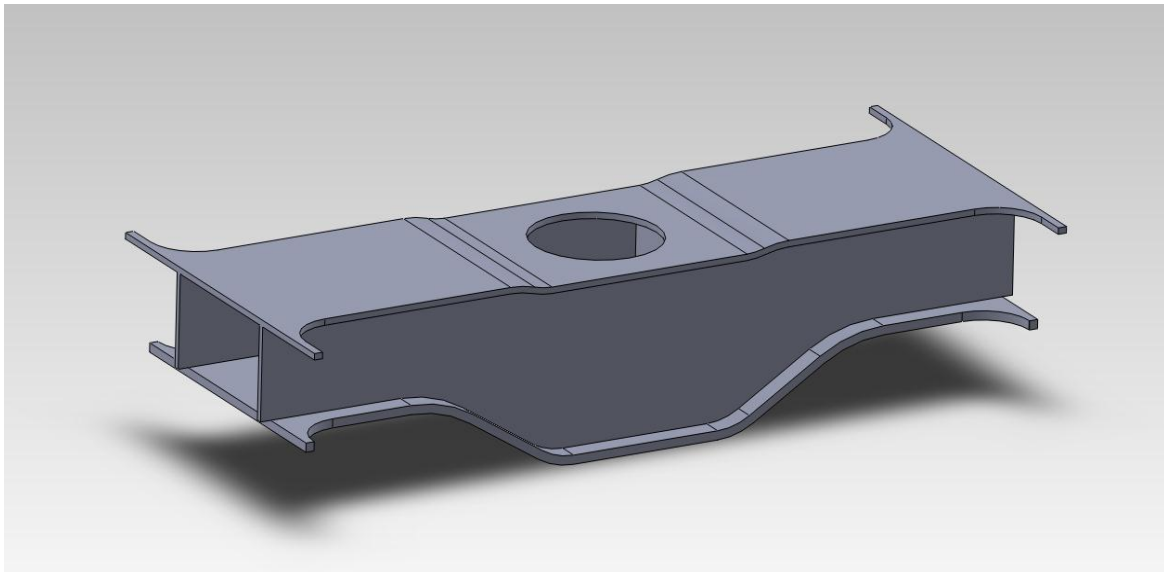
Obr. 3.2 Návrh příčnicku podvozku Y27

Pro zajištění únavové pevnosti a životnosti rámu podvozku jsou důležité spoje příčnicku s podélníkem podvozku. V dnešní době existuje několik variant tohoto připojení. Osobně jsem vybral i zpracoval osvědčené spojení podélníku s příčnickem, kde je stojina podélníku rovná do příčnicku.



Obr. 3.3 Spojení příčnicku s podélníkem

Středová část příčnicku, kvůli umístění v podvozku, musí být trochu prohnutá. Na obrázku 3.4 lze vidět, že je o 15 mm níž než horní plech. Celá konstrukce vypadá jako docela nenáročná na výrobu a na přípravu plechů, ke svařování a obrábění.



**Obr. 3.4 Celkový pohled příčníku**

### **3.2.2 Návrh konzoly brzdové jednotky**

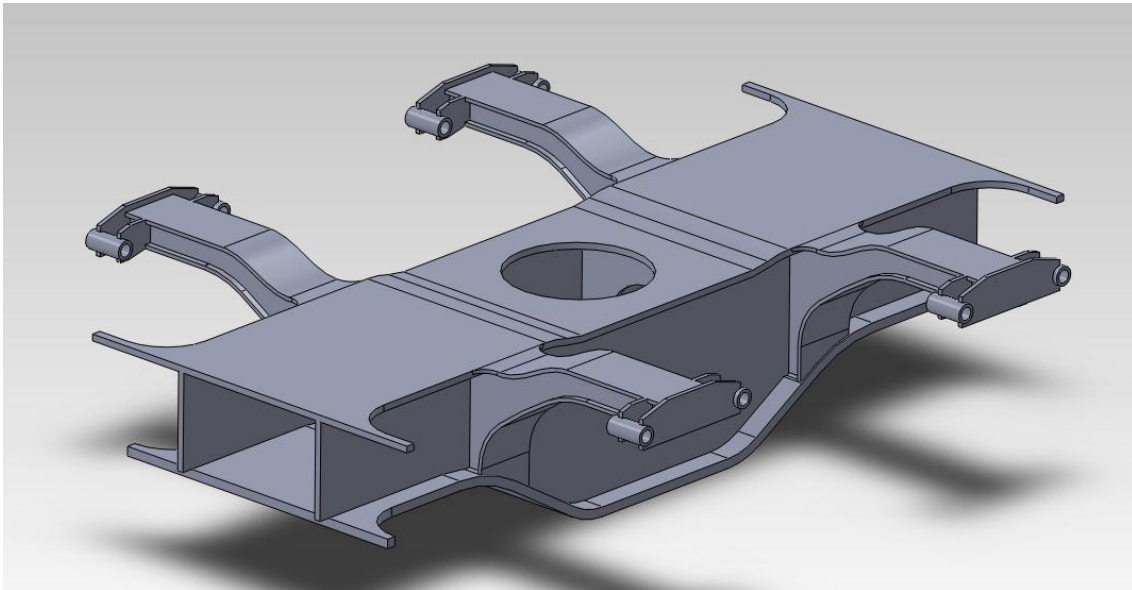
Návrhy jednotlivých variant jsem modeloval jako 3d modely. Každý plech konzoly má odpovídající tloušťku 8 mm, která je pro všechny varianty stejná.

Varianty jsem mezi sebou porovnával na základě provedených FEM analýz. Tyto analýzy simulovaly zatížení při zatěžovacím stavu číslo 5 (viz. tabulka zatěžovacích stavů č. 2.1). Tento stav představuje mimořádné statické zatížení svislými a podélnými silami na tornu a silami vznikajícími při brždění plně naloženého vozu a působícími na brzdové konzoly. Okrajové podmínky byly definovány u všech variant stejné. Okrajové podmínky jsou vazba flexi pružiny, pevná vazba, která simulují případ styky kola s kolejnicí, vazba symetrie a svisle zatížení v oblasti torny, brzdná síla a síly které působí na brzdovou konzolu.

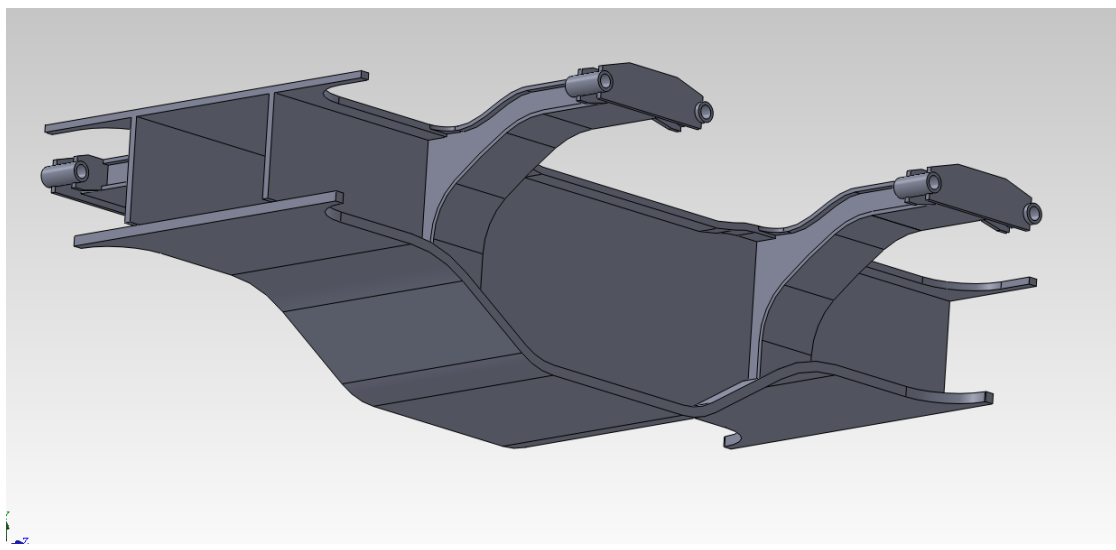
Hlavním sledovaným parametrem pro vyhodnocení vhodnosti dané varianty bylo působení konzoly v místě napojení na příčník. Sledoval jsem tedy průběhy napětí v místech napojení.

Dalšími důležitými hodnotícími parametry byla tuhost konzoly (v ohybu a krutu), vhodnost z hlediska svařovacího postupu a náročnost na přípravu výroby (svařovací přípravky, lisovací formy, atd.)

### 3.2.3 První varianta



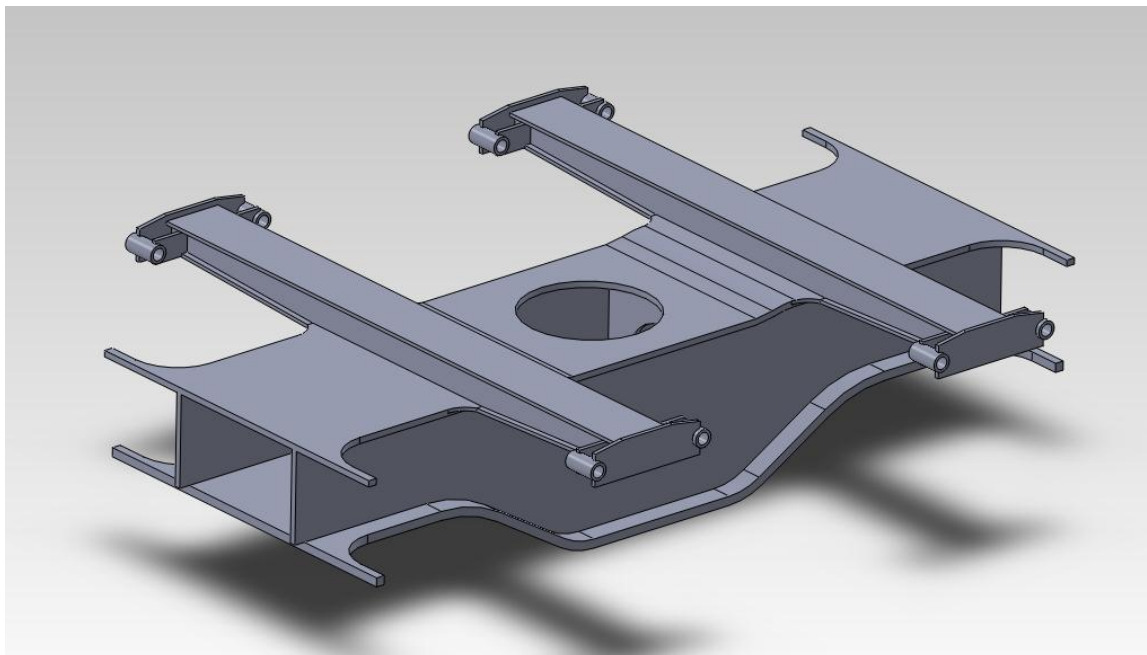
Obr. 3.5 První varianta



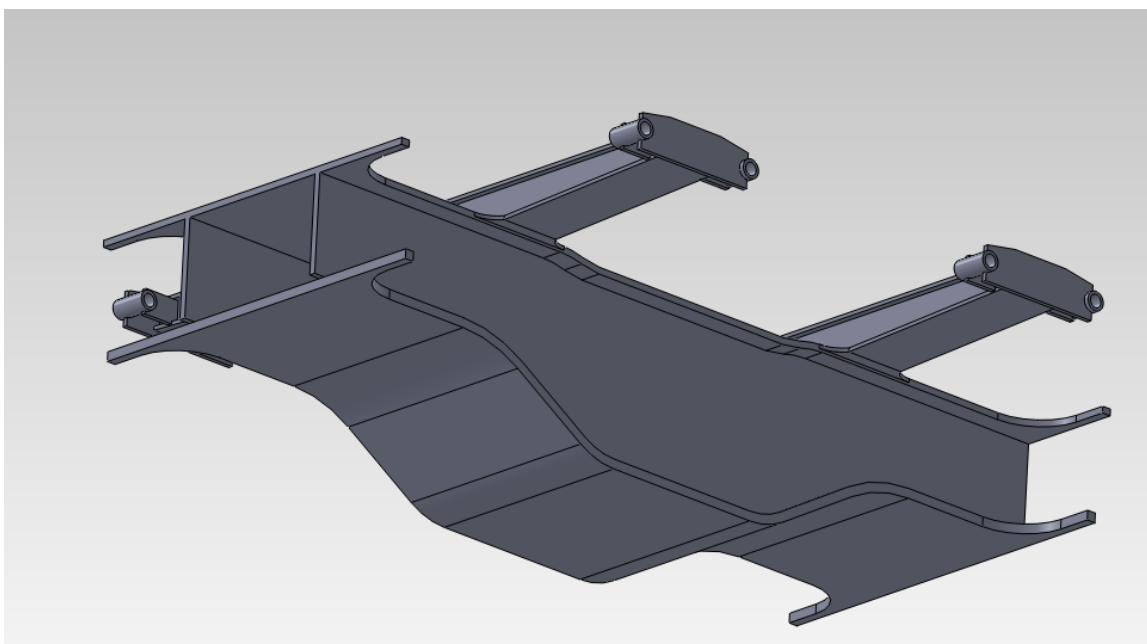
Obr. 3.6 První varianta

V této variantě je přímé napojení konzoly na horní a dolní pásnice příčnicků. Důležitým prvkem této varianty je jednoduchý postup při montáži konzoly do příčnicku. Výrobní postup v tomto případě musí zahrnovat prolisování horní pásnice konzoly do požadovaného prostorového tvaru. Svařovací postup bude zcela jednoduchý, kdy se svaří celý profil příčnicku a následně se k němu přivaří brzdové konzoly. Z hlediska napětového ovlivnění příčnicku konzolou vyšla tato varianta velmi dobře, po optimalizaci tvaru by mohla dosáhnout také dobrých hodnot tuhosti. Další výhodou je možnost snadné výměny poškozené konzoly za novou, jednoduchým odříznutím a navařením nového dílu. Za nevýhodu lze označit složitější výrobu jednotlivých dílů konzoly.

### 3.2.4 Druhá varianta



Obr. 3.6 Druhá varianta



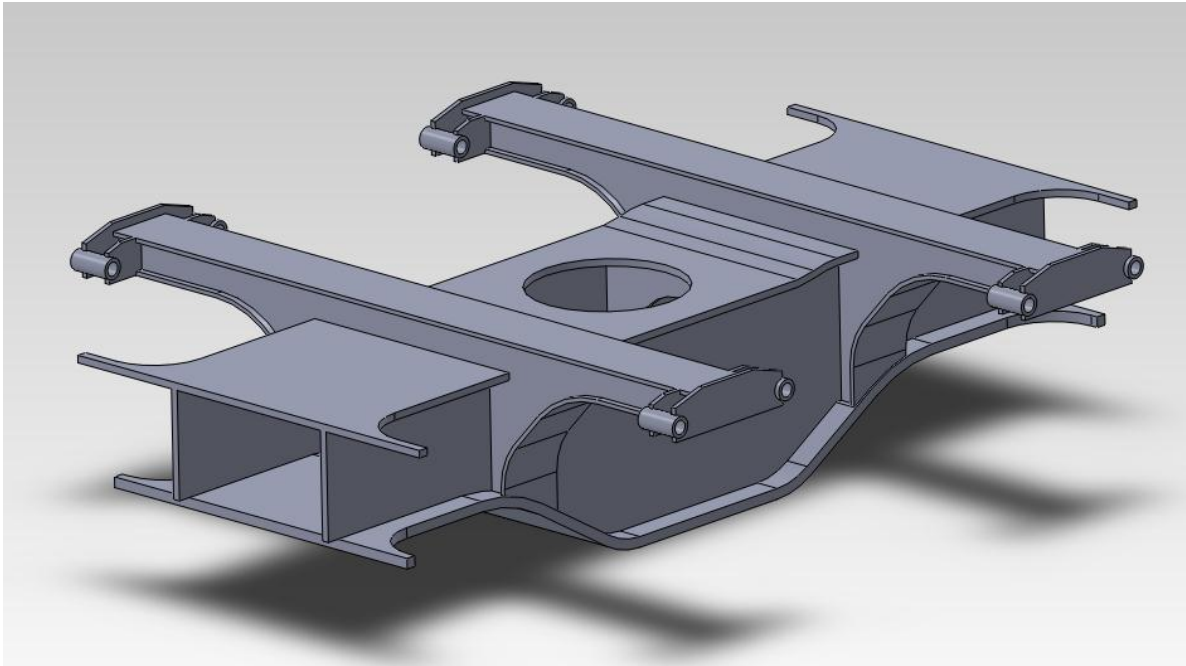
Obr. 3.7 Druhá varianta

V této variantě jsem chtěl zjednodušit tvar brzdové konzoly a změnit umístění a typ připojení konzoly. Brzdová konzola vypadá jako jeden celek, jsou tu pouze plechy, a je připojena na boční hranu horního plechu. Ještě jsou přidány svary až po celý profil konzoly a horní plech příčnicku. Výhodou této varianty je jednoduchý tvar konzoly, ve které jsou pouze rovné plechy. Ale kvůli tvarovým změnám došlo k zbytečnému namáhání příčnicku v oblasti připojení konzoly, a malé tuhosti samotné konzoly. Brzdová konzola s nízkou tuhostí v krutu by se mohla při brzdění nevhodně rozkmitat. Krouticí moment by mohl vzniknout při

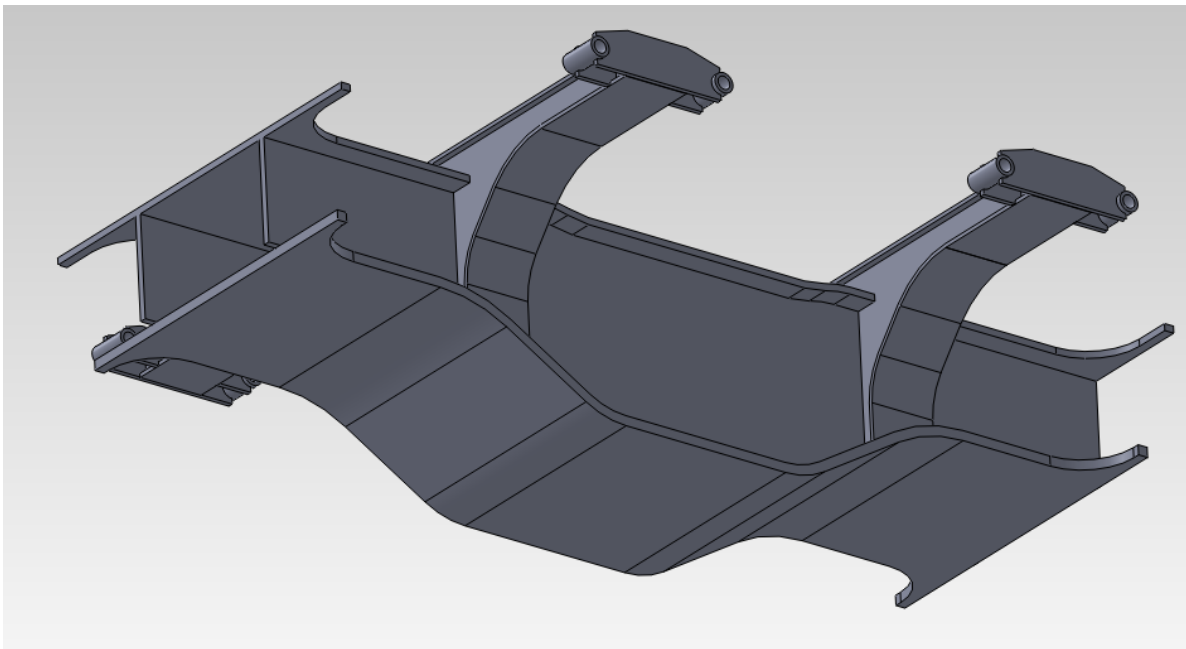


nestejném provozním opotřebení jedné z brzdových destiček. Mohlo by tak dojít k rozdílnému koeficientu tření a tím i k rozdílným třecím silám vyvolávajícím kroučící moment. Dále je třeba zohlednit příliš velkou plochu svaru v otevřeném prostoru, kde může docházet ke korozi.

### 3.2.5 Třetí varianta



Obr. 3.8 Třetí varianta



Obr. 3.9 Třetí varianta

Tuto variantu tvoří pouze různé plechy. Montážní postup je stejný jako u 1 a 2. varianty. Třetí varianta vizuálně vypadá jako symbióza předchozích verzí. Tím bylo dosaženo větší tuhosti ve

svislém směru a v krutu. Z hlediska napětového ovlivnění tato varianta vychází nejlíp, namáhání vlastní konzoly a v místech připojení na příčnící jsou nejmenší ze všech ostatních.

### 3.3 Vyhodnocení variant

U konstrukčního návrhu příčniců a brzdové konzoly je třeba konkretizovat požadavky a kritéria, podle kterých je možné racionálně a správně posoudit technické řešení. První co je třeba zohlednit je příčnic spolu s brzdovou konzolou. Jsou to svařované výrobky z oceli, důležité pro konstrukci kolejových vozidel, které musí být konstruované s ohledem na bezpečnost, funkčnost, hmotnost konstrukce, ekonomičnost výroby a údržby.

Mnou navrhované varianty byli zatěžované podle stavu číslo 5 (viz. Tabulka mimořádného zatížení 2.1). Výsledkem této analýzy je mapa napětí brzdové konzoly a příčnic. Druhá varianta se vyznačuje nejmenší hmotností a také docela jednoduchým připojením brzdové konzoly k příčnic. Jednoduchý tvar jednotlivých plechů snižuje celkovou pracnost konstrukce, ale zároveň tato varianta má větší napětí v samotné konzole a také v místech připojení na horní pásnice příčnic. Třetí varianta má mapu napětí mnohem lepší, ale také má větší hmotnost a více svařovaných spojů, tím pádem větší cenu, pracnost a klade vyšší nároky na údržbu a servis. Zvyšuje se ale pravděpodobnost vzniku koroze, jelikož má více svárů. Nejvhodnější variantou je tedy varianta číslo jedna, dělená uzavřená konzola. Při montáži a výrobě zůstává zachován současný svařovací postup s optimálním počtem svárů a spojů.

Při výběru nejvýhodnější varianty jsem hodnotil každou variantu jako konstrukční návrh svařovaných spojů, aby nejlepší varianta podle požadavků byla:

- v souladu s výrobou. Konstrukce v souladu s výrobou předpokládá, že proces svařování bude přístupný a méně pracný.
- v souladu s materiálem. Vybraná varianta bude seskládaná ze standartních dotovaných profilů s ohledem na provedení spolehlivého sváření.
- v souladu s kontrolou a servisem. Návrh brzdové konzoly musí být použitelný pro všechny potřebné zkoušky a také mít spolehlivé spojení plechů různých tloušťek s ohledem na údržbu.
- hmotnost konstrukce. Samozřejmě hmotnost má jednu z největší priorit při konstruování podvozku.

Pro vyšší transparentnost jsem vytvořil tabulku, která obsahuje popsání kritéria a priority sestupně podle kvality I až III.

Kritéria	První varianta	Druhá varianta	Třetí varianta
Pracnost	II	I	III
Mapa napětí	III	II	I
Hmotnost	I	II	III
Servis	II	I	III

Konečně jsem zvolil variantu číslo 2 a zapracoval do vlastního konstrukčního návrhu rámu podvozku Y27, včetně MKP analýzy.

## 4. Výpočtový model příčnicku a brzdové konzoly

Pro tvorbu výpočtového modelu je nutno upravit skutečný model podvozku, protože skutečný model byl vytvořen zejména za účelem tvorby výkresové dokumentace a model určený pro simulaci se částečně se od skutečného liší. Model určený pro výpočty je nutně vhodným a správným způsobem zjednodušit zejména kvůli dlouhému času výpočtu. Dalším důvodem pro tvorbu výpočtového modelu je složitost některých konstrukčních prvků skutečného modelu. Skutečný model obsahuje mnoho elementů a konstrukčních prvků například různé úkopy a svařovací mezery, plochy s malým zaoblením. Ve výpočtovém modelu musí být všechny elementy jednotlivých dílů těsně spojeny, jinak by výpočet selhal. Přesnost a správnost výpočtu metodou konečných prvků je závislá na správné volbě okrajových podmínek a diskretizaci výpočtového modelu na elementy.

### 4.1 Příprava výpočtového modelu

Před vytvářením výpočtového modelu jsem musel zvážit, jaký typ elementů z hlediska tvaru a rozměrů konstrukce bude vhodně použít. Výpočtový model mohou tvořit objemové (solid), nebo plošné (shell) elementy, případně 1D (beam) elementy. Objemové elementy tvoří trojrozměrnou část modelu s odpovídajícími vlastnostmi, plošné elementy jsou určeny jako nekonečně tenké a třetí rozměr je nutné jim dodat pomocí parametru. Při transformaci skutečného modelu na výpočtový model jsem zvolil různou velikost elementů sítě konstrukčních uzlů, protože jsem musel řešit celkový model podvozku včetně podélníků a vypružení. Nestejnoměrné rozložení velikosti elementů sítě má několika výhod. Usnadňuje a urychluje výpočet z hlediska času, pak je velmi důležité, že je možné do detailu sledovat výsledky v kritických místech modelu, kde je potřebná hustější síť.

#### 4.1.1 Geometrické parametry modelu

Před návrhem konkrétních rozměrů konstrukce jsem vycházel ze zadaných hodnot pro tento typ podvozku a jeho provedení včetně kotoučové brzdy. Parametry jsou například: rozchod, rozvor dvojkolí, průměr kol, vzdálenost kluznic, výška otočného čepu nad temenem kolejnic a další. Prováděl jsem měření tloušťek různých plechů a jednotlivých elementů na 3D modelu podvozku, který mi poskytli za účelem vypracování této diplomové práce v Legios Louny a.s. Pokusil jsem se konstrukci příčnicku co možná nejvíce zoptimalizovat z hlediska hmotnosti, přitom jsem vytvářel spoje plechů různých tloušťek včetně přechodu mezi jednotlivými díly, abych minimalizoval výrobní účinky na konstrukci. Velikou část pozornosti jsem věnoval vlastnímu tvaru brzdové konzoly a jejímu napojení na horní a dolní pásnice příčnicku. To je otázka spojení příčnicku s podélníkem, která je popsána v předchozí kapitole. Samotný příčník byl snížen o 80 mm v místě připojení torny. Brzdové konzoly jsou jednostranně vetknuté nosníky s působišťem maximální síly o velikosti 45,8 kN na volném konci nosníku. Vzdálenost mezi vetknutím hlavního příčnicku a působišťem maximální síly je 511 mm. Během životnosti podvozku je tato konzola výrazně dynamicky namáhána cyklickým zatížením od proměnné brzdící síly. V závislosti na směru jízdy podvozku Y-27 jsou brzdové konzoly po jedné straně zatěžovány brzdící silou v opačném směru, u jedné konzoly brzdící síla působí nahoru a u druhé dolů. Toto zatížení se přenáší i do hlavního příčnicku, který tak namáhá na krut. Další zatěžující silou brzdových konzol je hmotnost brzdové jednotky cca. 90 kg. Jedná se tedy pouze o statické zatížení.

Zvolené a původní tloušťky plechů jednotlivých částí rámu jsou zobrazeny v tabulkách 4.1 a 4.2

### Hlavní příčník

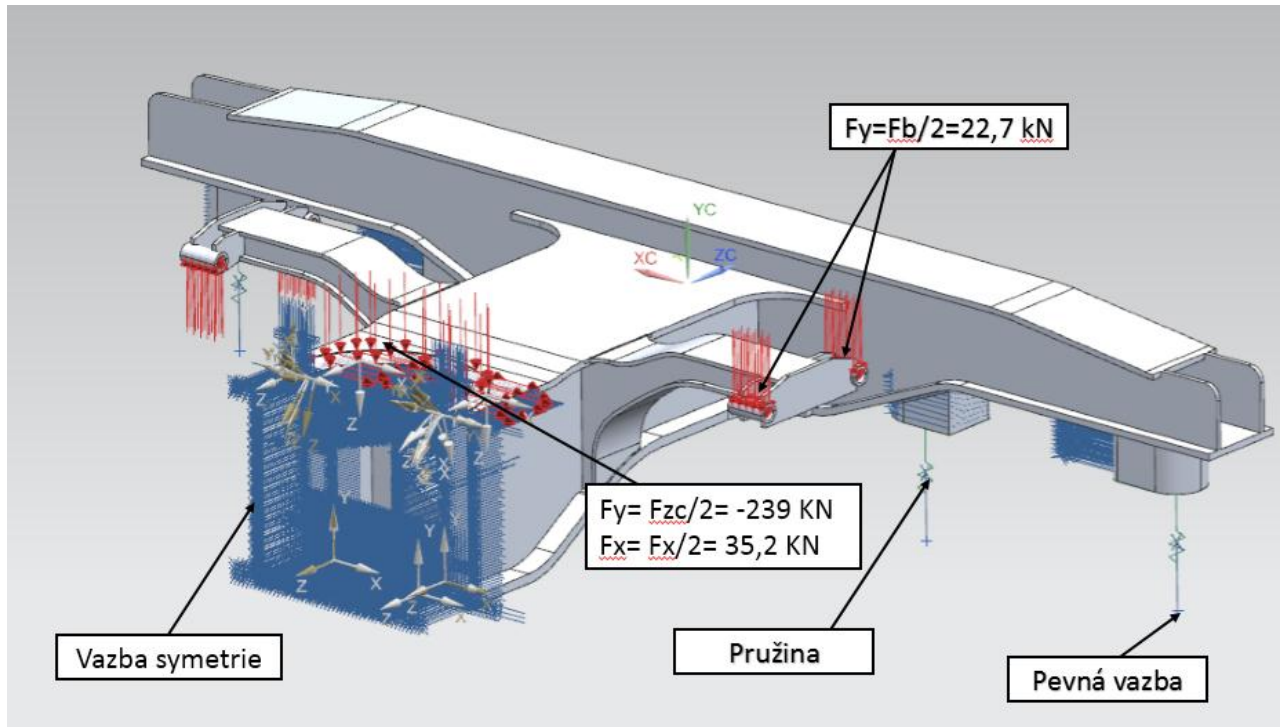
Díl	Zvolená tloušťka plechu [mm]	Původní tloušťka plechu [mm]
Horní pásnice	14	14
Dolní pásnice	14	16
Stojiny	12	12
Výztuhy příčníku	10	12

### Brzdová konzola

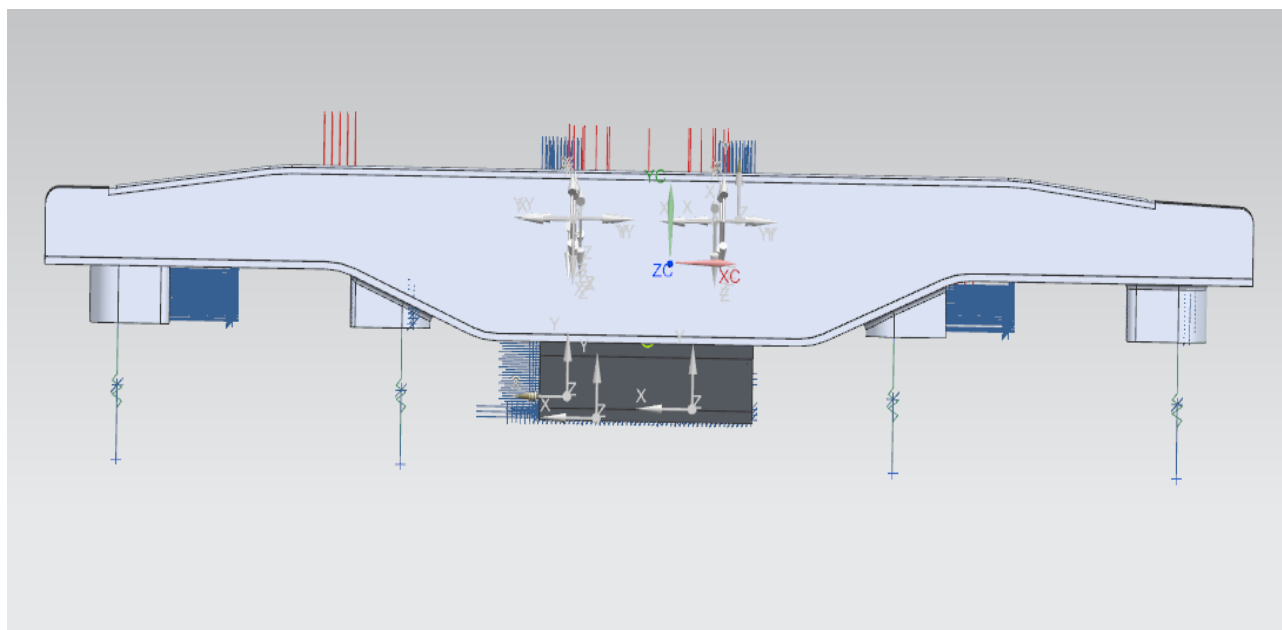
Díl	Zvolená tloušťka plechu [mm]	Původní tloušťka plechu [mm]
Horní pásnice	8	10
Dolní pásnice	8	12
Stojiny	8	6

#### 4.1.2 Síly působící na rám podvozku

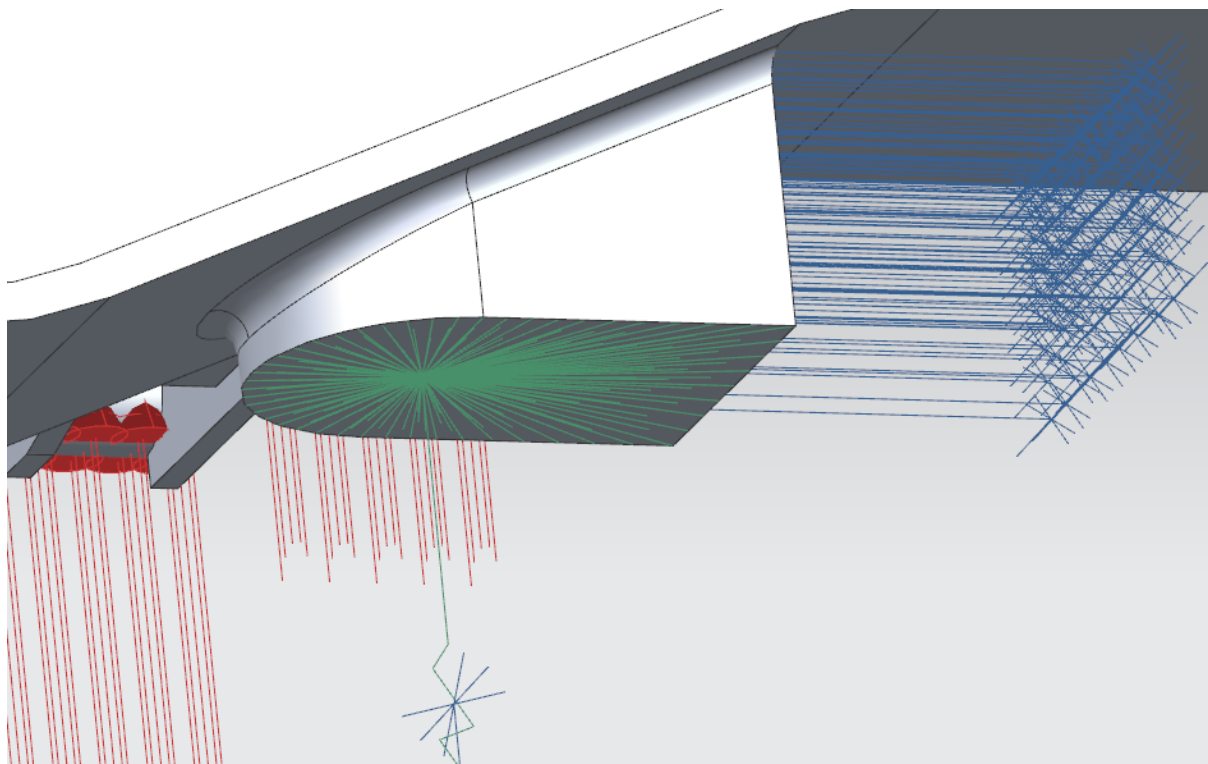
Okrajové podmínky do výpočtového modelu jsem doplňoval podle tabulky zatěžujících stavů a dle schématu působící sil, viz Obrázek 3.1. Z důvodu zjednodušení modelu jsem vytvořil poloviční výpočtový model rámu s použitím vazby symetrie. Zatěžující sílu působící na kulovou tornu jsem zadal s poloviční hodnotou a vytvořil plochu, na kterou působí síla od torny. V rámci výpočtu bylo nutné stanovit způsob uchycení rámu. V provozu je rám uložen na primárních pružinách s danou tuhostí, které mu umožňují jisté pružné deformace ve všech směrech. Použitím obecné tuhé vazby, která v sobě nemá možnost jakéhokoliv posunutí, není možné dosáhnout správných výsledků odpovídajícím skutečnému chování podvozku. Vytvořil jsem proto vazbu pomocí pružin o požadované délce s definovanou hodnotou osově a příčně tuhosti při loženém vozu s nápravovou hmotností 22,5 t. Těmito pružinami jsem propojil body mezi rámem podvozku a body pod rámem ve vzdálenosti 330 mm. Body na dosedajících plochách podélníku rámu jsem definoval s pomocí 1D prvků (1D point). Další okrajové podmínky jsou brzdě síly, které vznikají při aktivaci brzdové jednotky, na každé konzole mají opačný směr. Pro více reálný výpočet jsem se rozhodl přidat dynamickou složku k brzdě síle, tím pádem jsem zvětšil vypočtenou hodnotu o 30%.



Obrázek 4.1 Okrajové podmínky výpočtu



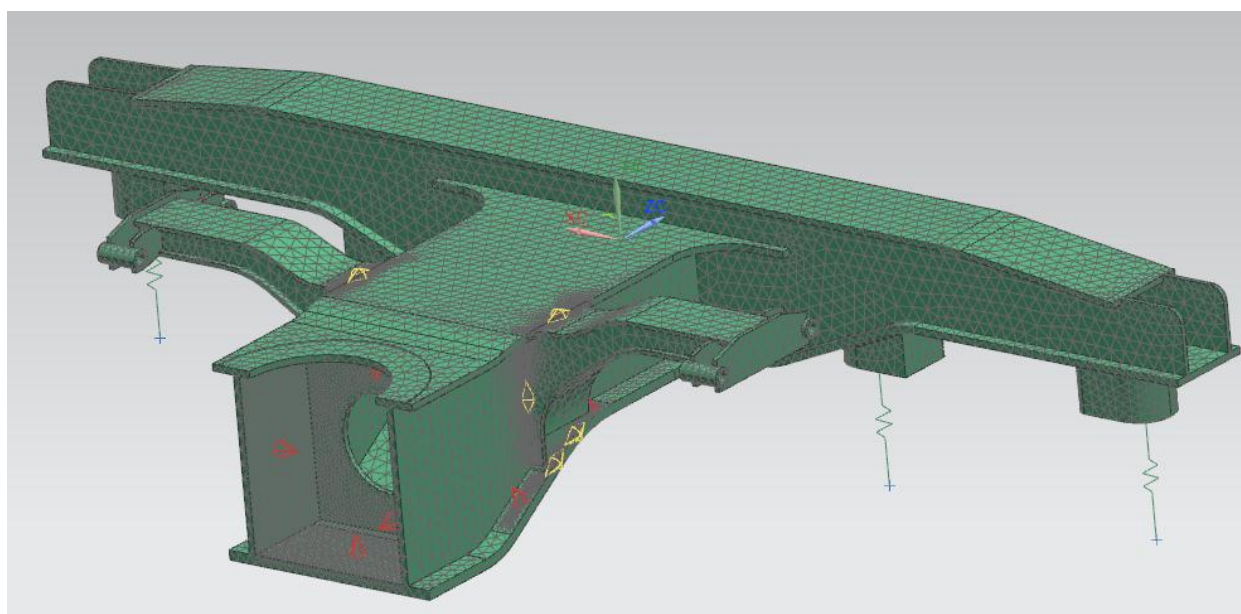
Obrázek 4.2 Okrajové podmínky výpočtu - celkový pohled



**Obr. 4.3 Vazba pružiny s podélníkem, 1D prvek**

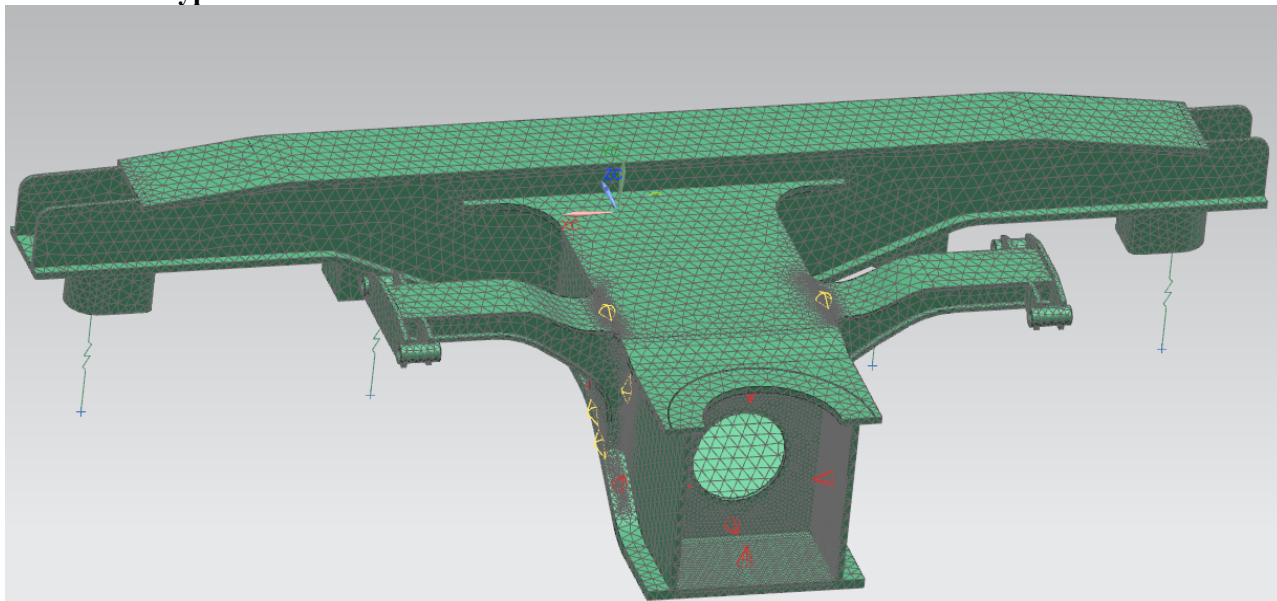
#### 4.1.3 Vytvořená síť

MKP analýza je hodně závislá na kvalitě hustotě sítě. Tyto parametry mají obrovský vliv na výsledek. Rozloženy elementů ve výpočtovém programu Siemens NX 10 se generuje automaticky. Síť lze upravit, což právě bylo nutné udělat pro snadný a více informativní výpočet. Úpravy byly především v místech připojení brzdové konzoly na horní, dolní pásnice a stojiny.





Obr. 4.4 Síť výpočtového modelu



Obr. 4.5 Síť výpočtového modelu

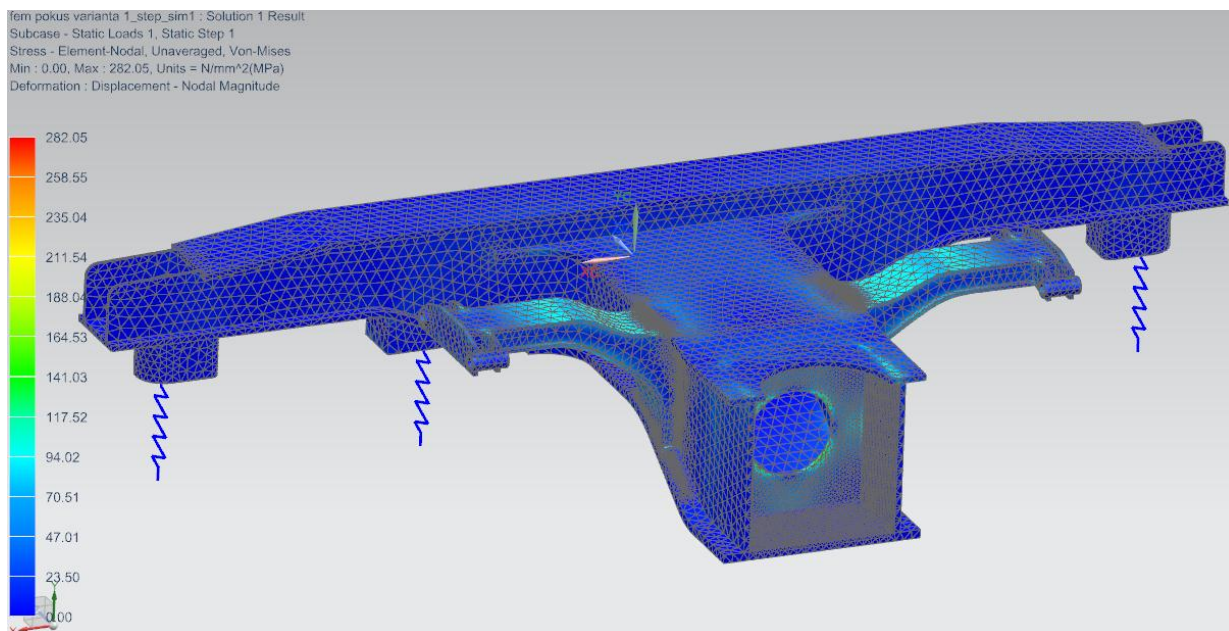
Parametry vytvořené sítě:

Typ použitých elementů.....	objemové tetragonální elementy
Celkový počet elementů.....	196523
Celkový počet nodů.....	86695
Maximální velikost elementů.....	18 mm
Maximální velikost elementů č.1.....	5 mm
Maximální velikost elementů-místní zahuštění č.2.....	3 mm

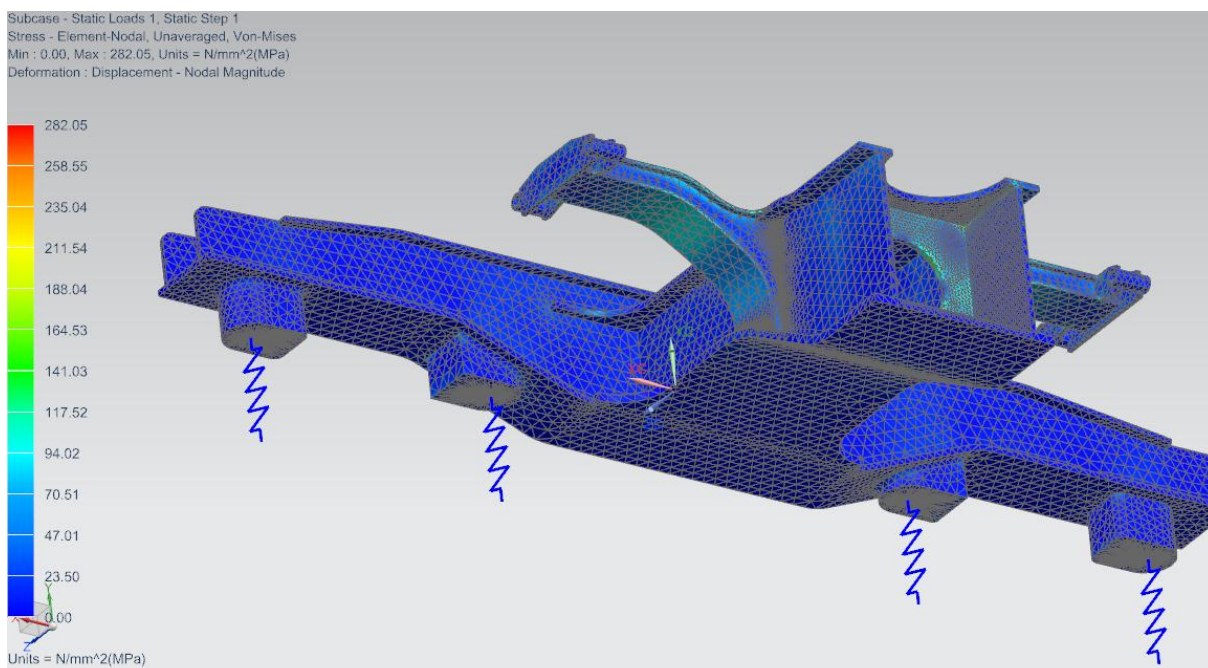
## 4.2 Zpracování výsledků z MKP analýzy

Výsledky reprezentují statickou analýzu zatížení mnou navržené konstrukce rámu mimořádným zatížením podle stavu číslo 5 (viz tabulka mimořádného zatížení 2.1). Zatěžující stav důkladně prověřuje konstrukční návrh brzdové konzoly, příčnicku a jejich připojení. Cílem této diplomové práce je ale jen analýza vybraného dílu (brzdové konzoly). Podvozek a jeho rám jsou v reálných provozních podmínkách zatíženy širokým spektrem zatížení. Brzdová konzola jako součást tohoto systému musí být ověřena pevnostním výpočtem jako součást celé konstrukce, proto nemá smysl kontrolovat pevnost konzoly zvlášť. Tento mimořádný zatěžující stav do jisté míry umožňuje rámcové posouzení konstrukce rámu, a pak bude sloužit jako vstupní údaj pro výpočet únavové pevnosti nejkritičtějšího místa.

#### 4.2.1 Výsledky redukováného napětí– celkové pohledy na poloviční výpočtový model



**Obr. 4.6 Pohled 1. Rozložení redukováného napětí v rámu dle hypotézy HMM [MPa]. Legenda zobrazení nastavena na rozsah od 0 do 282 [MPa]**



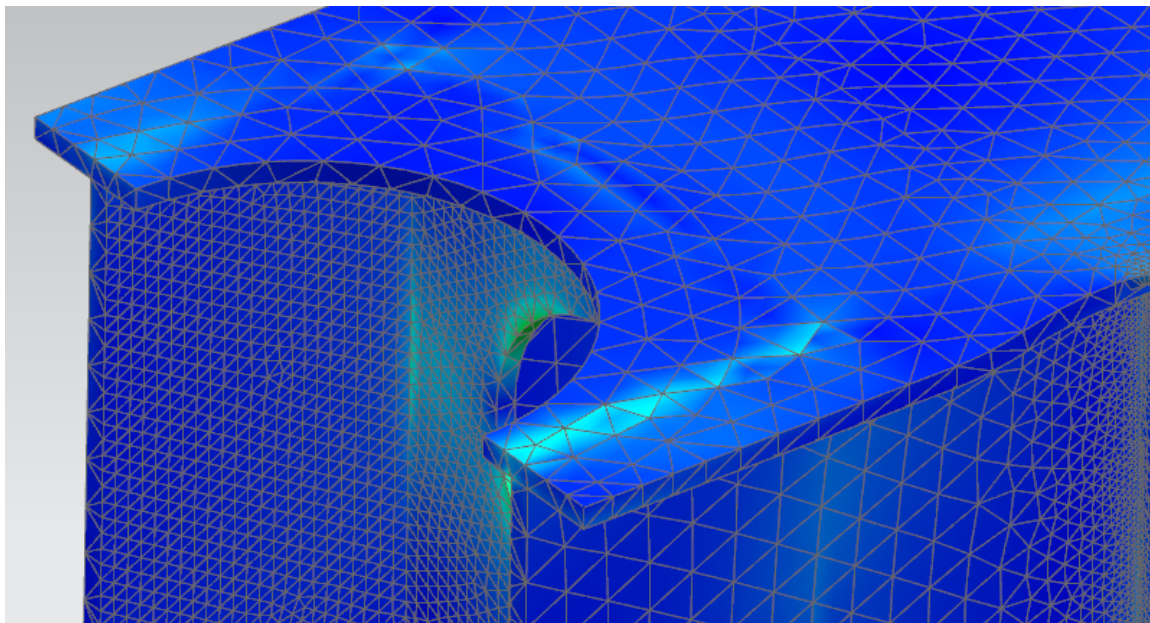
**Obr. 4.7 Pohled 2. Rozložení redukováného napětí v rámu dle hypotézy HMM [MPa]. Legenda zobrazení nastavena na rozsah od 0 do 282 [MPa]**

Na obrázcích 4.6 a 4.7 lze vidět napětí v rámu podvozku, maximální hodnota napětí v rámu je v místě napojení výztuhy příčnicku. Tato hodnota je menší než mez kluzu, a tak k překročení mezní hodnoty nedošlo v celém rámu podvozku. Na Obr. 4.6 je jasně vidět průběh napětí v brzdové konzole, a jak se postupně zvyšují hodnoty v místech připojení na horní plech



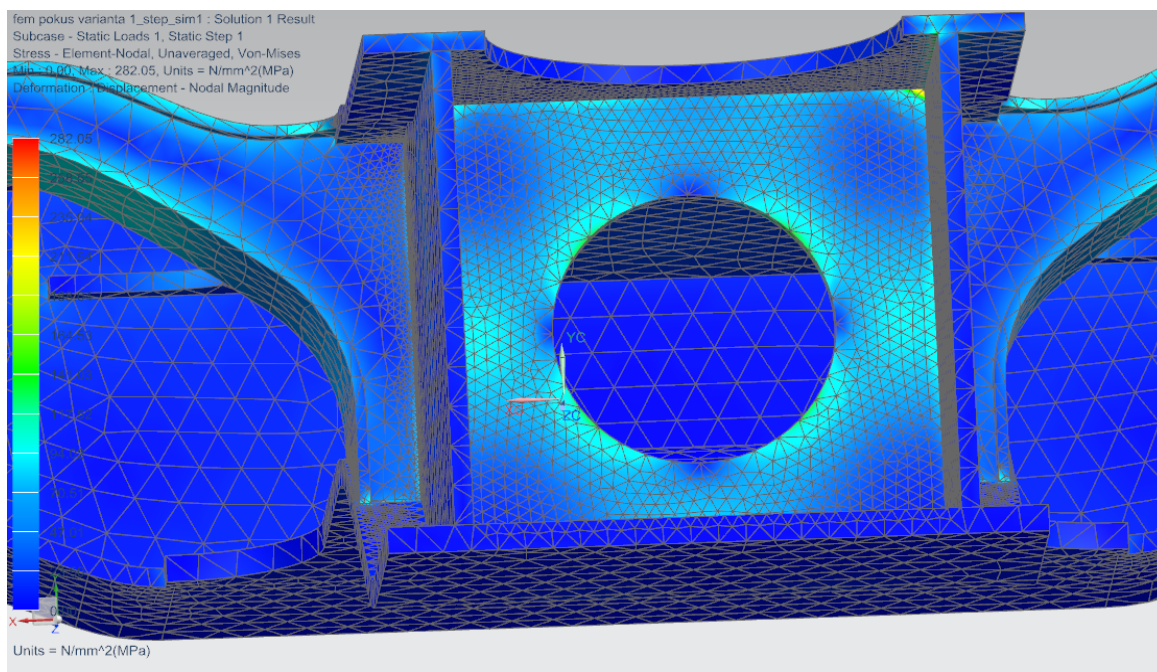
příčnicku. Na každém obrázku lze vidět průběh napětí v místě připojení torny. Při modelování okrajových podmínek jsem vyznačil sektor na horním plechu příčnicku, ve kterém bude umístěna kulová torna, která přenáší síly ve svislém a vodorovném směru.

#### 4.2.2 Výsledky redukováného napětí dle HMM – detailní pohledy



**Obr. 4.8 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukováného napětí cca 94 MPa.**

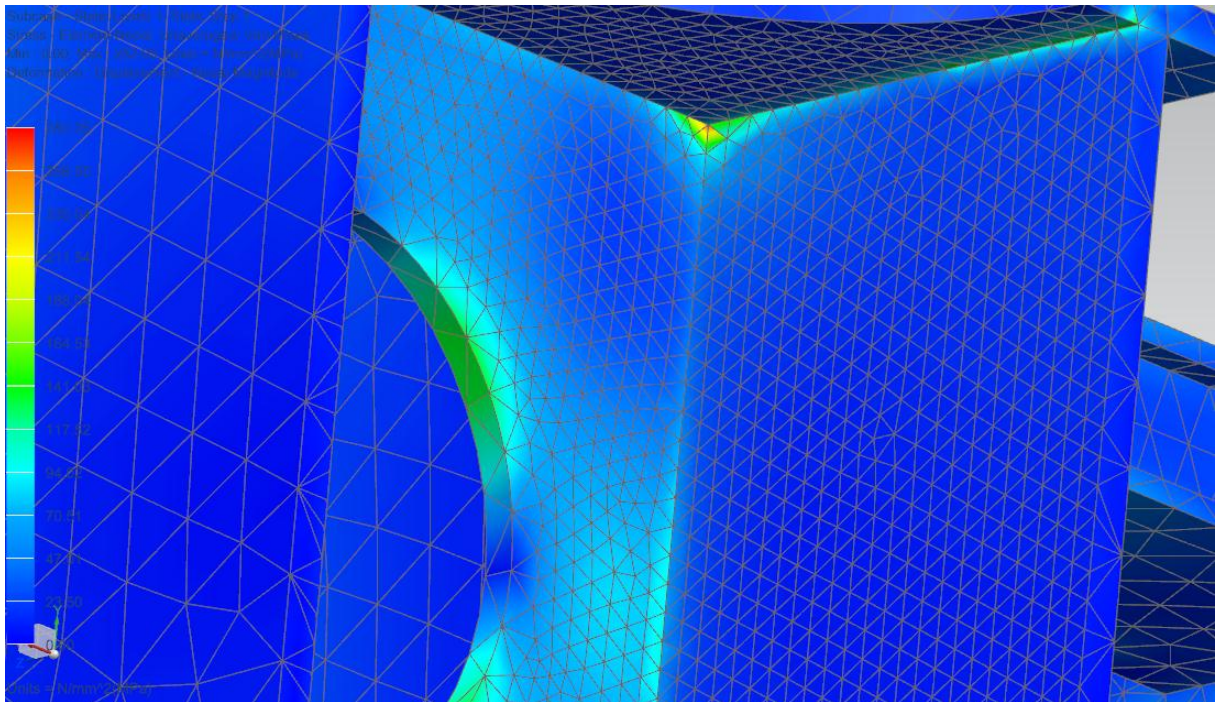
Na obrázku číslo 4.8 je zobrazen detailnější pohled na oblast připojení kulové torny na příčník. Jedná se zřejmě o špičku napětí ve vrubové oblasti přechodu kulové torny do horní pásnice příčnicku. Špičky napětí jsou rozloženy v místě spojení horní pásnice se stojinami.



**Obr. 4.9 Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukováného napětí 294 MPa.**

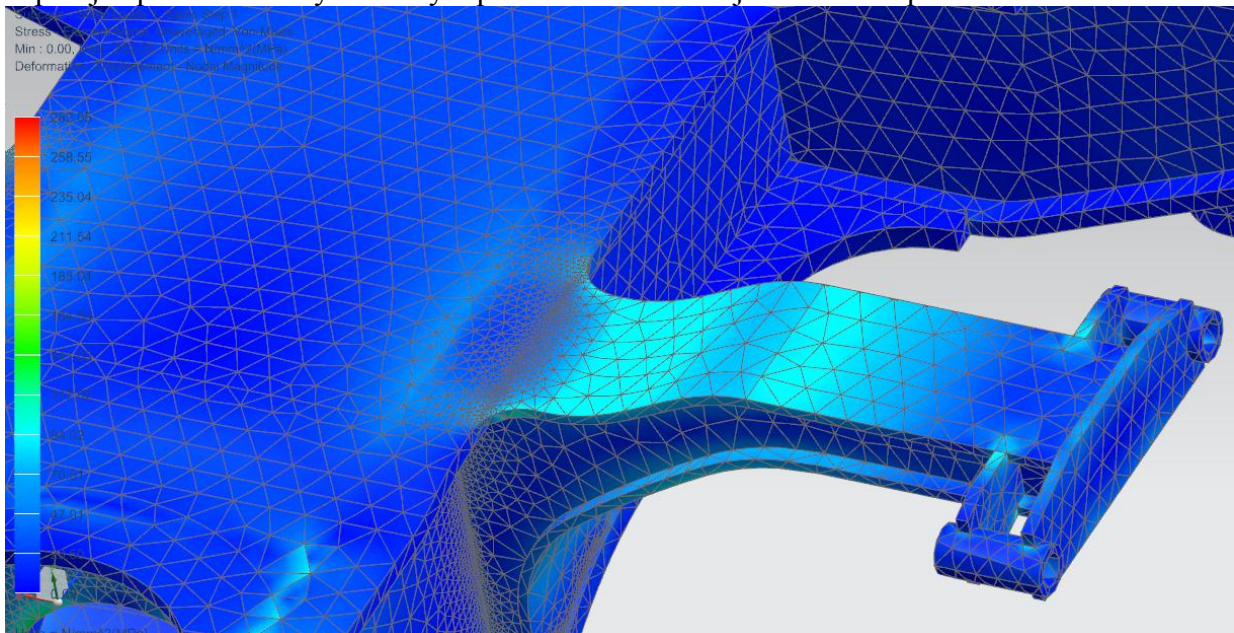
Na obrázku číslo 4.9 je zobrazen detail oblasti napojení výztuhy hlavního příčnicku do horní pásnice příčnicku pod kulovou tornou. Jedná se zde převážně o napětí v tlaku, tudíž nepředstavuje pro konstrukci větší nebezpečí.





**Obr. 4.10** Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí cca 294

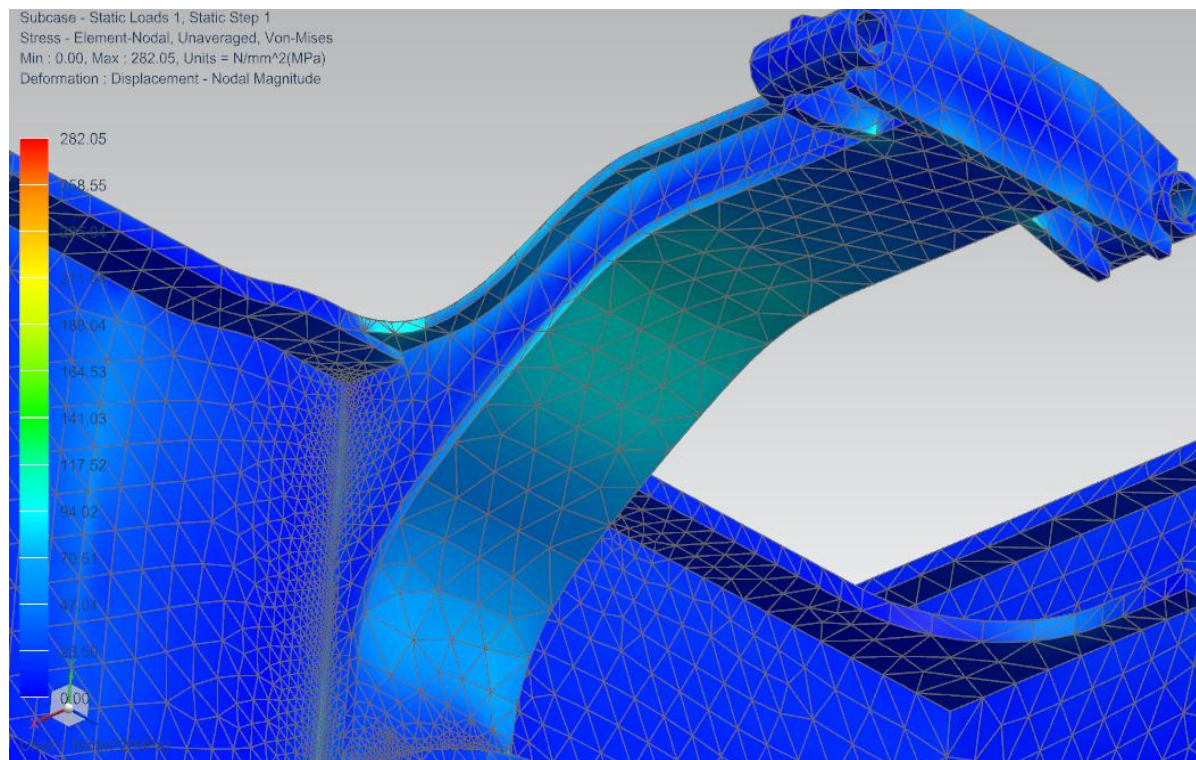
Na obrázku číslo 4.10 je zobrazen detail oblasti napojení výztuhy hlavního příčnicku do horní pásnice příčnicku pod kulovou tornou. Maximální hodnota napětí je 282 MPa. Tato špička napětí je způsobena ostrým kolmým přechodem mezi stojinou a horní pásnicí.



**Obr. 4.11** Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí cca 112 MPa.

Na obr. 4.11 je zobrazena brzdová konzola, její horní plech a místo napojení na příčník. Z hlediska provozu a vlastní funkce konzoly toto místo bude jedním z nejkritičtějších z pohledu namáhání.





**Obrázek 4.12** Detail namáhaného místa s maximální hodnotou redukovaného napětí cca 98 MPa.

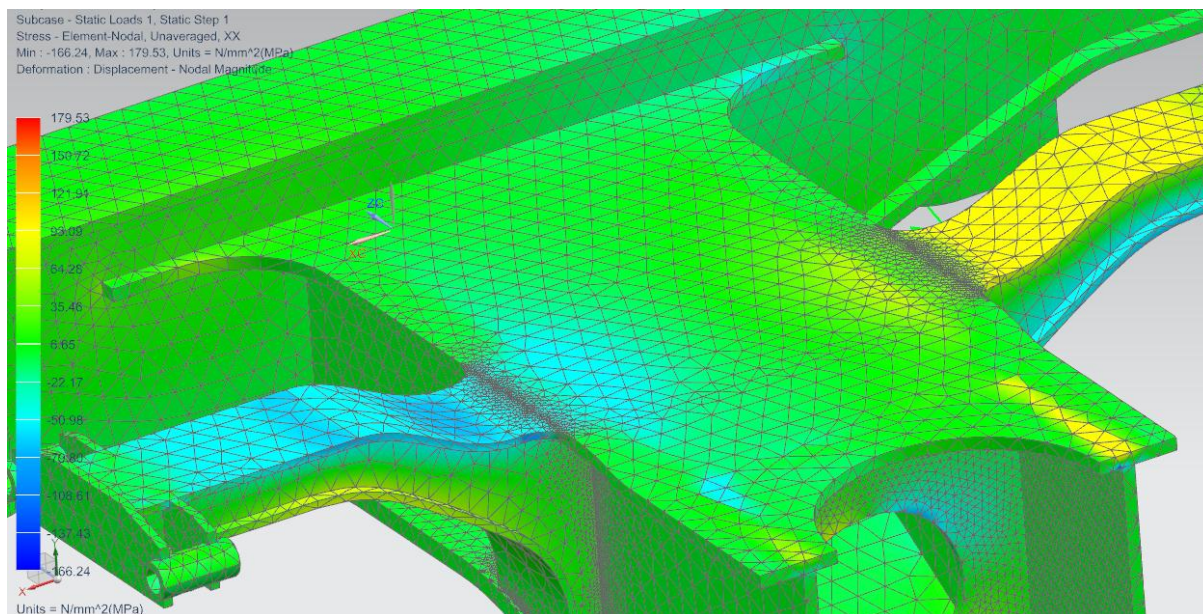
Z obrázků MKP analýzy vyplývá, že samotná brzdová konzola skoro není namáhána. Samozřejmě má v sobě napětí a přenáší namáhání, ale vyjádřit se k tomu, že tato analýza je rozhodující pro další postup tohoto modelu do výroby nemůžeme. Konstrukce příčnicku včetně brzdové konzoly bude svařovaná konstrukce, výsledky z MKP analýzy jsou vstupní údaje pro další velmi důležitý výpočet únavové pevnosti svařovaných spojů oceli. Tento výpočet udělám pro nejdůležitější místo: napojení horní pásnice a brzdové konzoly. S ohledem na funkčnost celé konstrukci nemůžeme říct, že v místě svařovaných spojů nebude překročena mez kluzu oceli S355.

### **4.3 Vyhodnocení únavové pevnosti svařovaných spojů v konstrukci podvozku**

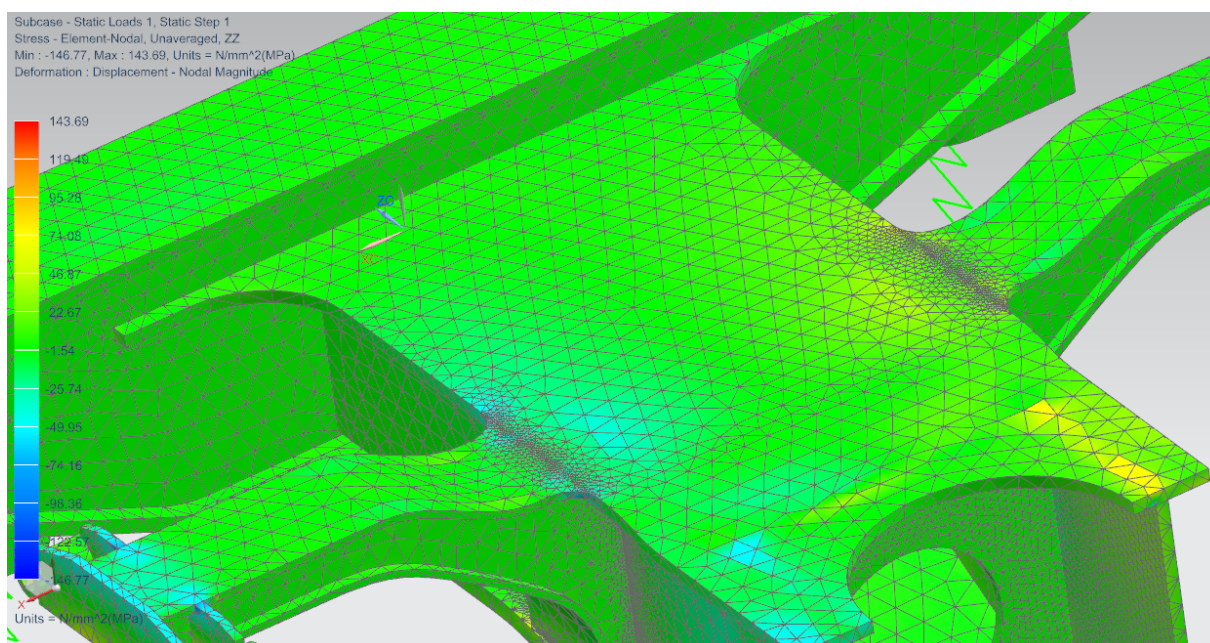
Návrh a výpočet únavové pevnosti je proveden podle směrnice DVS 1612. Tato směrnice platí pro návrh a výpočet svařovaných spojů oceli aplikovaných v konstrukci kolejových vozidel na trvalou pevnost.

Při prokazování únavové pevnosti je nutno zohlednit normálové napětí kolmé a napětí rovnoběžně se směrem svaru ( $\sigma_{II}$  a  $\sigma_I$ ) a smykové napětí ( $\tau$ ).

Na obrázcích 4.13 až 4.15 jsou zobrazeny složky napětí v různých směrech vzhledem ke svaru. Je vidět, že jedna konzola je namáhána na tlak a druhá na tah.

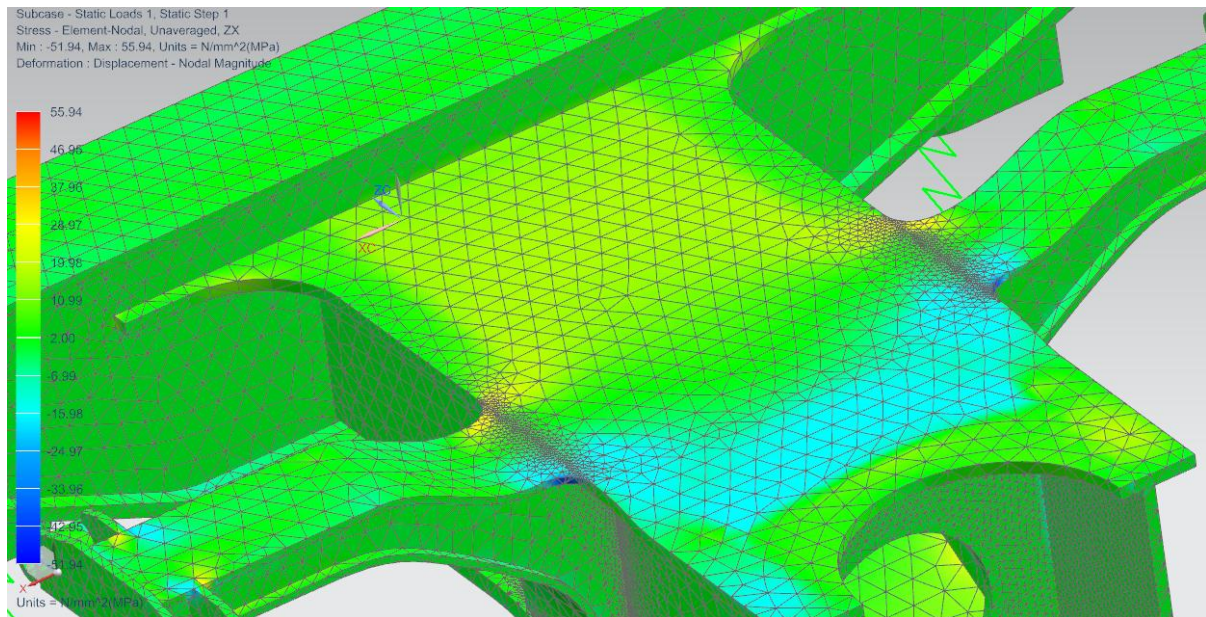


**Obr. 4.13** Napětí kolmě ke směru svaru.



**Obr. 4.14** Napětí rovnoběžně ke směru svaru.





Obr. 4.15 Smykové napětí podélně ke směru svaru.

Vstupní údaje pro výpočet jsou napětí v elementu № 76154, které byly získány s pomocí úpravy výpočtového modelu. Pro přesnost výpočtu jsem postupně získal hodnoty pro vybrané elementy v oblasti tlaku, a pak jsem musel změnit směr brzdné síly na opačnou a znovu získat hodnoty pro stejné elementy, ale už v oblasti tahu. Zkusil jsem získat výsledky maximálně přiblížené realitě, a proto jsem z MKP modelu vybral elementy ve vzdálenosti od svaru 15-20 mm, protože v provozu při reálných zkouškách není možné nalepit senzor tenzometru na svařovaný spoj.

Element číslo 76154

- Hodnoty napětí kolmě ke svaru osa XX  $\sigma_{\min} = -40,9$  MPa,  $\sigma_{\max} = -44,0$  MPa;
- Hodnoty napětí rovnoběžně ke svaru osa ZZ  $\sigma_{\min} = -15,7$  MPa,  $\sigma_{\max} = 18,7$  MPa;
- Smykové napětí v oblasti svaru  $\tau_{\min} = -17,365$ ,  $\tau_{\max} = 19,5$ ;

#### 4.3.1 Příklad výpočtu únavové pevnosti

Pro vybraný element № 76154 musím vypočítat součinitel asymetrie cyklu pro normálové napětí  $R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \geq -1$  a pro smykové napětí  $R_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq -1$  součiniteli asymetrie cyklu vyplývá s poměru minimálního k maximálnímu napětí. [8]

Součinitel asymetrie cyklu pro napětí kolmě ke směru svaru osa XX

$$R_{\sigma I} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-40,9}{44} = -0,94 \quad (4.1)$$

Součinitel asymetrie cyklu pro napětí rovnoběžně se směrem svaru osa ZZ

$$R_{\sigma II} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-15,7}{18,7} = -0,83 \quad (4.2)$$



Součinitel asymetrie cyklu pro smykové napětí ke svaru

$$R_{\tau} = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} = \frac{-17,36}{19,5} = -0,89 \quad (4.3)$$

Dovolenou hodnotu únavové pevnosti lze vypočítat podle rovnice 4.4, exponent  $x$  se zvolíme z tabulky 4.2 [8]. Pro volbu exponenty  $x$  je důležitý zvolit správný typ svaru. V dodatcích směrnice DVS 1612 jsou příklady různých svařovaných spoj. mnou zvolen byl typ 6.15, viz obrázek. Tento typ spoje odpovídá vybrané variantě pro výpočet únavové pevnosti. Jako druh zkoušky jsem zvolil: 10%NDTV. Třída jakosti svařovaných spojů je CPC1

č.	Podoba přípravy a svaru					Druh a rozsah zkoušky	Třída jakosti svařovaných spojů podle DIN EN 15085-3	Vrubová linie	Poznámky
	Znázornění V originálu směrnice	Popis	Druh svaru	č. svaru podle DIN EN 15085-3	Zpracovat svar povrchově				
6.14		Svar podélně ke směru síly v místech připojení profilů s přivařenými rohovníky. Opracovat bezvrubové konce svarů	V- svar, svařování kořene s WIG V-svar podložený HV- svar s protisvarem	2a s kořenem WSG- 2c 3c	ano)	100%NDT-V	CPA	D+	svařováno s WIG v oblasti stojín, přivařeno k součásti, iniciace trhliny u rohovníku
6.15					ne	10%NDT-V	CPB CPC1	D-	
6.16					ne	Vizuální kontrola	CPC2	E1 +	
6.17					ne	Vizuální kontrola	CPC2	E4	
	Stejně tloušťky plechů $R/b > 1/2$		V- svar	2a					

**Obr. 4.16 Tabulka vybraného spoje. [8]**

Tabulka 4.2 Exponent  $x$  v rovnicích. (4) až (5) pro vrubkované mezní křivky vrubů E1 až F3.

Linie	E+1	E1	E1-	E4+	E4	E4-	E5+	E5	E5-	E6+	E6	E6-	F1+	F1	F1-	F2	F3
S355	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	33,7	41
S235																	

**Obr. 4.17 Tabulka exponenty  $x$  [8]**

Z toho vyplývá, že rovnice 4.4 vypadá:

$$\sigma_{zul}(R_{\sigma}) = 150 \text{ Mpa} \cdot 1,04^{-16} \cdot \frac{2 \cdot (1-0,3 \cdot R_{\sigma})}{1,3 \cdot (1-R_{\sigma})} \quad (4.4)$$

Jako exponent  $x$  pro ocel S355 zvolena linie E1+, kde  $x = 16$ .

Dovolené hodnoty únavové pevnosti pro smykové napětí dopočítá se podle vzorečku:

$$\tau_{zul}(R_{\tau}) = \frac{2 \cdot (1-0,17 \cdot R_{\tau})}{1,17 \cdot (1-R_{\tau})} \cdot \tau_{zul,R=-1} \quad (4.5)$$

Kde je  $\tau_{zul,R=-1}$ , zvolíme typ G, který platí pro tupé svařované spoje s plným průvarem podle tabulky 4.3 [8]. Viz obrázek níže.

Tabulka 4.3 Hodnoty pro  $\tau_{max,R} = -1$  v rovnici (6).

Mezní křivky	G+	G	G-	H+	H	H-
$\tau_{max,R=-1}$ [MPa]	93	82	73	65	59	53

Obr. 4.18 Tabulka hodnoty  $\tau_{zul,R=-1}$  [8]

Maximální dovolené napětí kolmě ke směru svaru

$$\sigma_{zul I}(R_{\sigma I}) = 150 \text{ Mpa} \cdot 1,04^{-16} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0,3 \cdot R_{\sigma I})}{1,3 \cdot (1 - R_{\sigma I})} = 150 \cdot 1,04^{16} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0,3 \cdot (-0,94))}{1,3 \cdot (1 - (-0,94))} = 81,7 \text{ Mpa} \quad (4.6)$$

Maximální dovolené napětí rovnoběžné se směrem svaru

$$\sigma_{zul II}(R_{\sigma II}) = 150 \text{ Mpa} \cdot 1,04^{-16} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0,3 \cdot R_{\sigma II})}{1,3 \cdot (1 - R_{\sigma II})} = 150 \cdot 1,04^{16} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0,3 \cdot (-0,839))}{1,3 \cdot (1 - (-0,839))} = 83,6 \text{ Mpa} \quad (4.7)$$

Maximální dovolené smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru

$$\tau_{zul}(R_{\tau}) = \frac{2 \cdot (1 - 0,17 \cdot R_{\tau})}{1,17 \cdot (1 - R_{\tau})} \cdot \tau_{zul,R=-1} = \frac{2 \cdot (1 - 0,17 \cdot (-0,89))}{1,17 \cdot (1 - (-0,89))} \cdot 82 = 85,3 \text{ Mpa} \quad (4.8)$$

Samozřejmě je nutno dodatečně provést prokázání únavové pevnosti podle vzorku 4.9

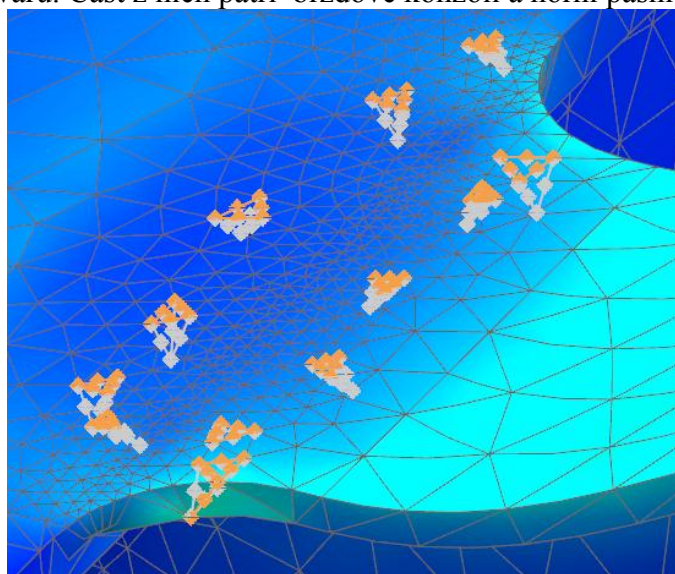
$$\left(\frac{\sigma_{max II}}{\sigma_{zul II}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{max I}}{\sigma_{zul I}}\right)^2 - \frac{\sigma_{max II}}{\sigma_{zul II}} \cdot \frac{\sigma_{max I}}{\sigma_{zul I}} + \left(\frac{\tau_{max}}{\tau_{zul}}\right)^2 \leq 1,1 \quad (4.9)$$

$$0,22 \leq 1,1$$

Element № 76154 splňuje podmínky prokázání únavové pevnosti.

V rámci diplomové práce jsem rozhodl ověřit několika dalších elementů, které leží ve vzdálenosti 10-15 mm od svaru. Výsledky jsem vypsál do tabulky 4.1.

Na obrázku 4.19 je pohled na vybrané elementy modelu. Chtěl jsem ověřit únavovou pevnost elementů z obou stran svaru. Část z nich patří brzdové konzoli a horní pásnici příčnicku.



Obr.4.19 Vybrané elementy

№ el-tu	kolmé		rovnoběžné		smykové		$R_{\sigma I}$	$R_{\sigma II}$	$R_{\tau}$	$\sigma_{zul I}$	$\sigma_{zul II}$	$\tau_{zul}$	-
	$\sigma_{max.I}$	$\sigma_{min.I}$	$\sigma_{max.II}$	$\sigma_{min.II}$	$\tau_{max}$	$\tau_{min}$							
71891	33,50	-30,10	19,00	-2,70	0,89	-0,6	-0,89	-0,14	-0,67	105,5	144	93,2	0,15
48702	29,00	-25,20	17,50	-5,70	0,06	-0,30	-0,86	-0,32	-0,2	106,5	130,76	121	0,05
45631	25,20	-19,60	14,30	-1,54	0,22	-0,10	-0,77	-0,52	-0,45	109,53	119,29	104	0,03
80555	22,60	-19,90	16,12	-10,20	1,09	-0,40	-0,88	-0,63	-0,36	105,88	114,88	109,4	0,13
76154	44,00	-40,90	18,70	-15,70	19,50	-17,37	-0,94	-0,83	-0,89	81,70	83,6	85,3	0,22
55908	44,80	-42,71	24,57	-20,44	10,67	-9,80	-0,95	-0,83	-0,91	87,98	94,64	84,5	0,20
70774	40,30	-38,43	9,49	-6,90	1,09	-1,07	-0,95	-0,73	-0,98	87,8	100,37	82,7	0,18
47075	42,09	-40,96	10,40	-6,88	5,76	-4,78	-0,97	-0,66	-0,82	126,74	104,3	87,4	0,08
48316	45,97	-42,63	19,42	-12,78	14,93	-9,14	-0,92	-0,65	-0,61	88,56	104,9	95,8	0,21
73627	59,20	-53,27	20,90	-15,37	22,89	-21,60	-0,89	-0,73	-0,94	88,7	100,1	83,4	0,42

**Tabulky 4.1 Výsledky výpočtu únavové pevnosti**

Při návrhu a projektování svařovaných spojů kolejových vozidel je třeba projektovat svařovanou konstrukci rámu podvozku pro dynamické zatížení vyskytující v provozu na trvalou pevnost. Podle směrnice DVS 1612 zvolil jsem typ svaru podle DIN EN 15085, povrchové zpracování a druh zkoušky. Výpočet vybraných prvků ukázal, že svařovaný spoj konzoly v místě připojení samotné brzdové konzoly na horní pásnice příčnicku úspěšně splnil podmínky únavové pevnosti.

## 5. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout konstrukci podvozku nákladního vozu Y27 vybaveného kotoučovou brzdou s konstrukční rychlostí do 120 km/hod a hmotností na nápravu 22,5 t.

V úvodní kapitole jsem zpracoval rešerši na téma současných podvozků pro nákladní vozy a rozdělením všech dosud známých podvozků. V další kapitole jsem provedl stanovení zatížení rámu podvozku a výpočet brzdných sil působících na konzolu, potřebný pro návrh rámu podvozku. Dále jsem vytvořil návrh třech variant a konkretizoval požadavky a kritéria, podle kterých jsem hodnotil. Nejvhodnější variantu jsem detailně vypracoval a ověřil pevnostním výpočtem MKP a provedl vyhodnocení únavové pevnosti svařovaného spoje. Následně jsem zpracoval výrobní výkres příčnicku, brzdové konzoly a výkres sestavy celého Podvozku Y27.

## 6. Seznam použité literatury

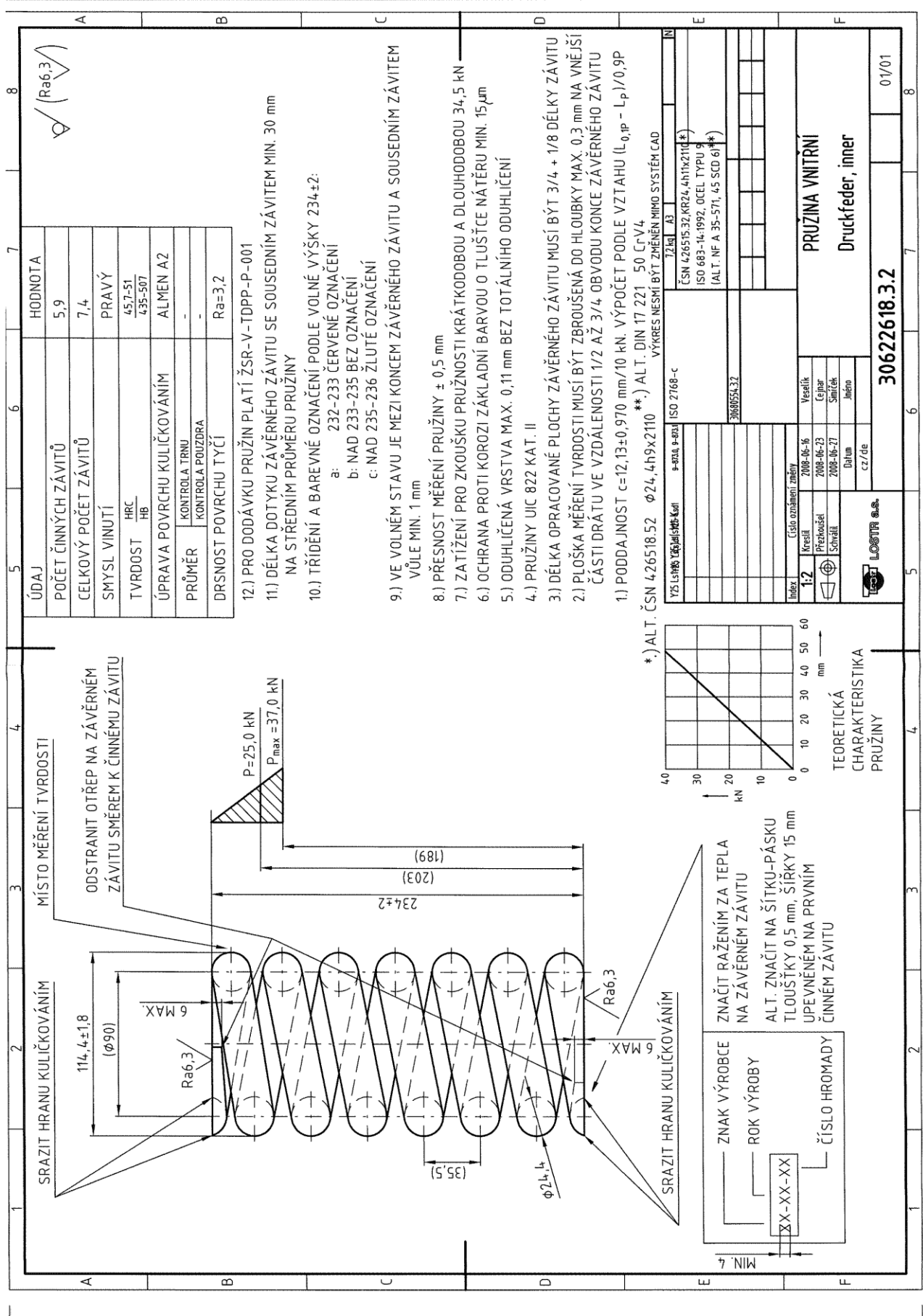
- [1] 13749, ČSN EN. Railway applications-Methods of specifying structural requirements of bogie frames. Brusel : European committee for standardisation, 2005.
- [2] 2006/861/ES. Rozhodnutí komise z 28. června 2006 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému "Kolejová vozidla - nákladní vozy" transevropského konvenčního železničního subsystému. Brusel : Komise evropských společenství, 2006.
- [3] Dostál, J Heller, P. Kolejová vozidla II. V Plzni : Západočeská univerzita, 2009.
- [4] 544-1, UIC. Brakes - Braking power. Paris : International Union of Railways, 2004.
- [5] Dostál, J Heller, P. Kolejová vozidla III. Plzeň : ZČU, 2011.
- [6] Dostál, J Heller, P. Kolejová vozidla I. Plzeň : ZČU, 2007.
- [7] Norma ČSN EN 15085-3, Železniční aplikace- Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí, duben 2008
- [8] Směrnice DVS 1612, Návrh a vyhodnocení únavové pevnosti svarových spojů ocelí v konstrukci kolejových vozidel, srpen 2014

## 7. Internetové stránky

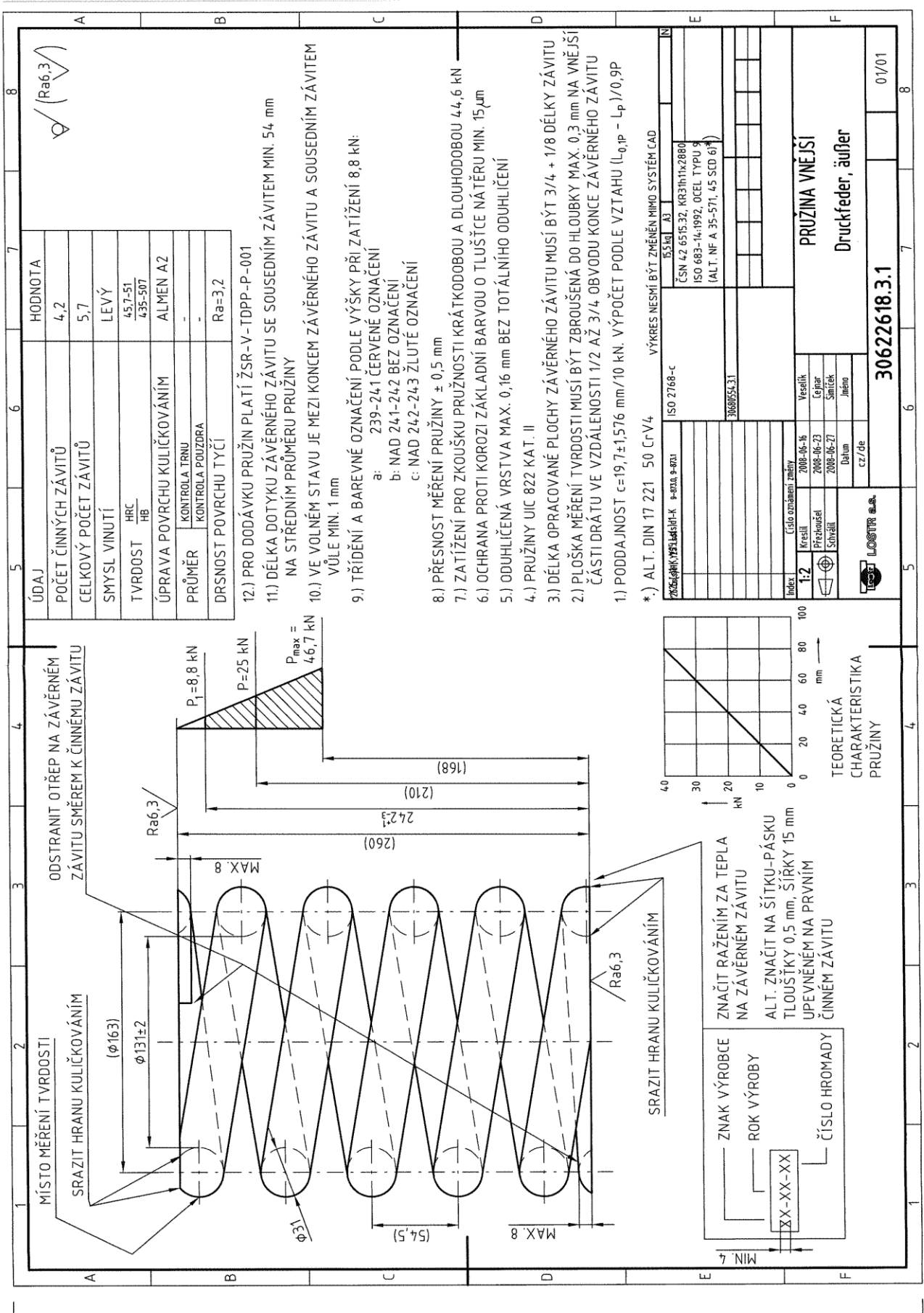
- [9] <http://www.vagony.cz/pojezdy/y25/y25.html>
- [10] <http://www.vagony.cz/pojezdy/diamond/diamond.html>
- [11] <http://www.vagony.cz/pojezdy/podvozky.html>
- [12] <http://www.vagony.cz/pojezdy/ramove/ramove.html>
- [13] <http://www.parostroj.net/technika/Y25/Y25.html>
- [14] <http://www.parostroj.net/katalog/nv/clanky/Podvozky/podvozky.php3>
- [15] <http://www.parostroj.net/technika/DRRS/DRRS.html>
- [16] [http://www.vagony.cz/pojezdy/26\\_2/26\\_2.html](http://www.vagony.cz/pojezdy/26_2/26_2.html)
- [17] <http://www.axiomrail.com>

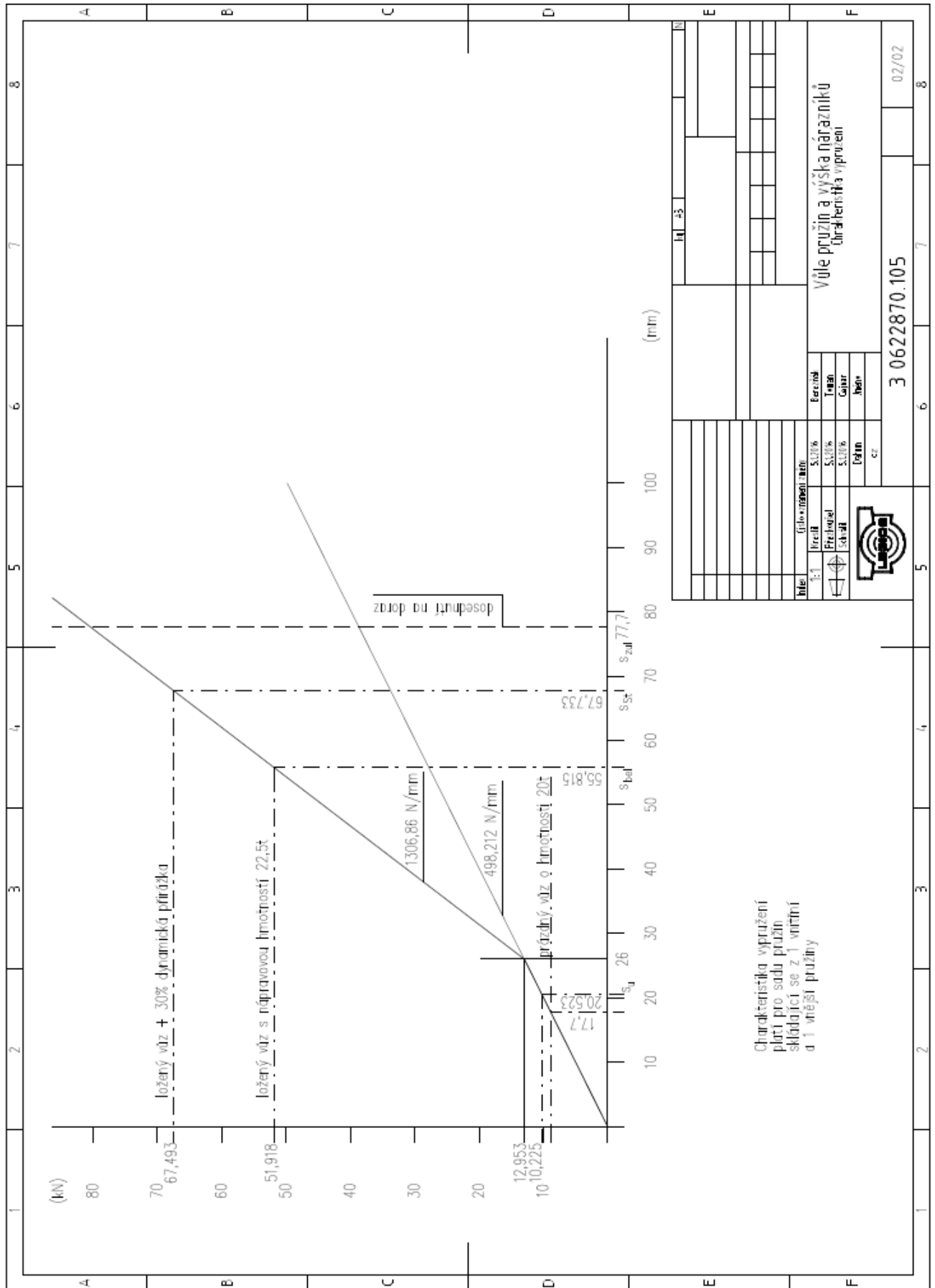
## **8. PŘÍLOHA-1**

**Pružina vnitřní, Pružina vnější, Vůle pružin a výška nárazníku**









Title		Date		Scale	
1:1	1:1	1:1	1:1	1:1	1:1
Author	Checked	Designed	Drawn	Material	Part
Vůle pružin a výška nárazníků Charakteristika a vpružení					
3 0622870.105				02/02	

## **9. PŘÍLOHA-2**

**Výkres konzoly, Výkres příčnicku, Výkres podvozku Y27**

Volně ložené přílohy:

1. A3-Výkres konzoly
2. A1-Výkres příčnicku
3. A1-Výkres podvozku Y27