

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Pevnostní analýza rámu
podvozku železničního vozu

Bc. Josef Beran

Diplomová práce
2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Josef BERAN**
Osobní číslo: **D08827**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**
Název tématu: **Pevnostní analýza rámu podvozku železničního vozu**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Provést pevnostní analýzu rámu podvozku pomocí metody konečných prvků. Prostřednictvím porovnání s experimentálně zjištěnými hodnotami napětí se zaměřit na vliv jednotlivých parametrů výpočtového modelu a samotného výpočtu na shodu výpočtu s experimentem. Provést vyhodnocení pevnosti konstrukce rámu na základě vypočtených hodnot napětí. Vypracovat:

1. Přehled problematiky pevnostních analýz železničních podvozků.
2. Výpočtový model rámu podvozku podle výrobní dokumentace.
3. Soubor zatěžovacích stavů, pevnostní, únavovou a tuhostní analýzu rámu podvozku.
4. Vyhodnocení kritických míst konstrukce.
5. Porovnání a analýzu výsledků výpočtu s experimentálně zjištěnými daty.


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

Seznam odborné literatury:

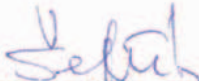
- [1] UIC 510-3 Wagons - Strength testing of 2 and 3-axle bogies on test rig, Paris, 1997.
- [2] EN 13 749 Railway applications. Methods of specifying structural requirements of bogie frames.
- [3] TSI Kolejová ozidla - Nákladní vozy (2006/861/ES), Komise Evropských společenství, Brusel, 2006.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Vavrišin**
LOSTR, a.s.

Datum zadání diplomové práce: **25. února 2011**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2011**


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

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 Praze dne 20.5. 2011

Bc. Josef Beran

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kdo svým dílem přispěli k dokončení této práce: Svým rodičům, Martě Hříbalové, která trpělivě snášela všechna s mým studiem spojená příkoří, dále chci poděkovat pracovníkům firmy LEGIOS, a.s. za poskytnutí tématu práce, konzultací, ale především za to, že jejich zásluhou se kolejová vozidla stala mou profesí. V neposlední řadě patří dík zaměstnancům firmy Siemens, s.r.o., kteří mi svou vstřícností a radami umožnili dokončení této práce.

Nemohu vynechat ty, kteří mi na mé cestě k ukončení studia kladli překážky. Díky jejich překonávání, ať bylo jakkoliv těžké, jsem získal cenné životní zkušenosti.

ANOTACE

Práce je věnována pevnostní analýze rámu železničního podvozku pomocí metody konečných prvků. Na konstrukci podvozku Y25 je předveden výpočet v programovém prostředí SOLIDWorks a jeho vyhodnocení. Vypočtená napětí jsou porovnána s napětími naměřenými v laboratorních podmínkách.

KLÍČOVÁ SLOVA

Podvozek, rám podvozku, pevnostní zkoušky, pevnostní výpočet, metoda konečných prvků

TITLE

Structural strength analysis of a railway bogie frame

ABSTRACT

The work concerns on a railway bogie strength analysis using the finite element method. On the case of Y25 bogie frame is shown the analysis using SOLIDWorks software and it's evaluation. Computed strains are compared with strains measured in laboratory conditions.

KEYWORDS

Bogie, bogie frame, strength test, strength calculation, finite element method

OBSAH

Úvod.....	9
1 Pevnost podvozků.....	10
1.1 Obecně.....	10
1.2 Legislativa.....	11
1.3 Metody ověřování konstrukcí.....	13
1.4 Výpočty metodou konečných prvků.....	15
2 Tvorba výpočtového modelu.....	16
2.1 Popis podvozku Y 25.....	16
2.2 Volba typu modelu.....	19
2.3 Tvorba modelu.....	20
2.4 Tvorba sítě.....	24
2.5 Vnášení sil.....	27
2.6 Okrajové podmínky.....	27
3 Pevnostní výpočet.....	30
3.1 Stanovení zatížení.....	30
3.1.1 Vertikální zatížení a zatížení způsobené naklápěním.....	31
3.1.2 Příčné zatížení.....	31
3.1.3 Zatížení způsobené brzděním.....	31
3.1.4 Torzní zatížení.....	32
3.1.5 Zatížení vlastní tíhou.....	33
3.1.6 Tabulky zatěžovacích stavů.....	34
3.2 Parametry výpočtu.....	35
4 Vyhodnocení výsledků.....	37
4.1 Kritéria hodnocení.....	37
4.1.1 Výjimečné provozní zatížení.....	37
4.1.2 Normální provozní zatížení (únava).....	37
4.1.3 Tuhost rámu podvozku.....	38
4.2 Zpracování výsledků.....	38
4.3 Výsledky výpočtu.....	40
4.3.1 Výjimečné provozní zatížení.....	40
4.3.2 hodnocení únavy (normální provozní zatížení).....	43
4.3.3 Tuhost podvozku.....	44

5 Porovnání s experimentálními daty.....	45
5.1 Popis problematiky.....	45
5.2 Porovnání vybraných měřících míst.....	46
Závěr.....	48
Seznam použité literatury.....	49
Seznam příloh.....	51

ÚVOD

Pevnostní výpočty v oboru kolejových vozidel jsou velmi širokou a komplikovanou problematikou. Práce se zaměřuje na oblast pevnostních výpočtů rámu podvozků pomocí metody konečných prvků. Podle dostupné literatury, norem a obecných pravidel pro provádění výpočtů je po jednotlivých krocích provedena analýza konstrukce podvozku Y25 Ls1-K, přičemž v každém kroku jsou rozebrány nebo prakticky prověřeny přístupy či předpoklady použité při řešení. Pro ověření každého výpočtu je vhodné provést měření na skutečné konstrukci při stejných kombinacích zatížení jako ve výpočtu. Poslední část práce se tedy věnuje problematice odečítání dat z výpočtového modelu tak, aby odpovídala principu měření pomocí odporových tenzometrů. Jako experimentální data posloužil protokol o zkouškách podvozku na zkušebním stavu podle vyhlášky UIC 510-3.

Cílem této práce je zjištění, zda zvolené metody, softwarové prostředky a parametry výpočtů vedou k uspokojivým výsledkům, tedy k takovým, které odpovídají hodnotám napětí naměřeným při zkouškách. Modelování bylo prováděno v 3D CAD programu SolidWorks, výpočty pak v jeho nadstavbovém modulu COSMOSWorks. Oba programy jsou k dispozici na Univerzitě Pardubice a používá je i zadavatel práce, firma LEGIOS, a.s. Při provádění výpočtů a hodnocení v této diplomové práci jsem postupoval především podle TSI kolejová vozidla - nákladní vozy [19], ERRI B 12/RP 17 [17] a přihlédl jsem také k některým částem ČSN EN 13 749 [15], které se vztahují k řešené problematice.

Výsledky rozboru přinášejí shrnutí poznatků zjištěných při použití výpočtového modulu COSMOSWorks, tedy jeho možností modelování, omezení a jednotlivých aspektů provedení výpočtu rámu podvozku. Dále pak obecné poznatky týkající se problematiky pevnostních výpočtů podvozků, které mají obecnější platnost. Tato práce tedy může sloužit jako průvodce výpočty podvozků a to i ve vztahu k použitému softwaru a určitých specifických problémů při práci s ním.

1 PEVNOST PODVOZKŮ

1.1 OBECNĚ

Podvozek kolejového vozidla je část pojezdu vyznačující se samostatným rámem a určitou pohyblivostí vůči skříní vozidla. Jeho hlavním úkolem je nesení a vedení skříně v koleji. Kromě toho, v závislosti na typu podvozku a jeho aplikaci, plní podvozek celou řadu dalších úkolů jako je přenos tažných a brzdících sil a momentů, primární a sekundární vypružení, tlumení, nesení pohonu a brzdových zařízení, stabilizace, naklápění skříně a další. Rám podvozku je pak ve výsledku komplikovaným konstrukčním celkem, který je z hlediska pevnosti vystaven velkému množství namáhání rozličné amplitudy i počtu zatěžovacích cyklů.

Podvozek kolejového vozidla tvoří nejdůležitější část vozidla a je také nejvíce namáhána. Musí odolat maximálním zatížením vyplývajícím z charakteru provozu a dosáhnout požadované doby životnosti v normálních provozních podmínkách s adekvátní pravděpodobností přežití. Je třeba vhodnými metodami prokázat, že na podvozku, nebo jeho části nedojde pod provozním zatěžováním k trvalým deformacím, lomu či zhroucení celé konstrukce. Jako vedlejší charakteristiky se zjišťuje například torzní tuhost nebo maximální deformace částí pod zatížením, které by mohly narušit obrys vozidla.

Konstrukce podvozků kolejových vozidel mnohaletým vývojem dospěla k několika typům konstrukčních celků, které se kombinují podle druhu vozidla a jeho vlastností. Uspořádání rámu podvozku je ovlivněno celou řadou skutečností – typ sekundárního vypružení, uložení skříně na podvozku, uložení trakčních motorů, konstrukce přenosu tažných sil, typ a umístění brzdových zařízení apod. Nosná konstrukce podvozku je většinou svařovaná z plechů doplněná o odlitky v místech, kde není vhodné umísťovat svarový spoj nebo je požadovaný tvar těžko vyrobitelný jako svařenec. Profily hlavních částí jsou provedeny nejčastěji jako svařované skříňové nebo I profily, pro zavěšení částí brzdy a jiných komponent se hojně používají trubky nebo otevřené válcované profily.

Rám podvozku je za jízdy vystaven velkému množství zatěžujících sil. Obecně se dělí na zatížení vnější a vnitřní. Za vnější zatížení se považují všechny síly mezi vozidlem a kolejí vznikající při jízdě vozidla a zatížení od skříně vozidla včetně nákladu nebo přepravovaných osob.

Vnitřní zatížení potom zahrnuje všechny síly, které jsou způsobeny činnostmi nebo vlastní hmotou zařízení, která jsou umístěna v podvozku, jako jsou například tlumiče, brzdy, trakční motory, systém naklápění, torzní stabilizátory apod. Určit jejich velikost ve fázi návrhu je poměrně obtížné. V případě, že jsou k dispozici, lze vycházet například z výsledků simulačních výpočtů navrhovaného vozidla, nebo výsledků měření a zkušeností s provozem podobných vozidel. Při stanovení způsobu zatížení, velikosti sil a jejich kombinací se většinou používá náhradní spektrum zatížení odpovídající kategorii vozidla. Tyto náhradní spektra zatížení jsou uváděny v legislativě a jednou z výhod jejich aplikace je porovnatelnost dosažených výsledků.

1.2 LEGISLATIVA

Mezinárodně platné vyhlášky a normy v oblasti podvozků až donedávna reprezentovaly především vyhlášky UIC a zprávy ERRI. Tyto dokumenty se věnují především požadavkům na konstrukci, metodám zkoušení a schvalování podvozků železničních vozidel. Výpočtové problematice se však nijak nevěnují, výpočty tedy byly prováděny i na základě národních a podnikových norem či směrnic. U nás to byly například TNŽ 28 0355 *Výpočet rámu podvozků nákladních vozů* a TNŽ 28 0356 *Zkoušení podvozků nákladních vozů*. Ve vyhláškách UIC jsou pro účely výpočtů důležitá především náhradní spektra zatížení včetně dynamických přírážek, mimořádných zatížení a jejich kombinace. Výzkumné zprávy ERRI pak stanovují způsob provedení měření, stanovení mezních hodnot a vyhodnocení výsledků, ze kterých lze také vycházet při hodnocení výpočtů. Jedná se konkrétně o následující dokumenty:

- UIC 615-4 Pevnostní zkoušky rámu hnacích podvozků
- UIC 515-4 Pevnostní zkoušky rámu běžných podvozků
- UIC 510-3 Pevnostní zkoušky rámu podvozků nákladních vozů [20]
- ERRI B 12/RP17 – Zkušební program pro zkoušky nákladních vozů a rámu podvozků vyrobených z oceli [17]
- ERRI B 12/RP 60 – Pevnostní zkoušky na kolejových vozidlech – předpisy pro provedení a dovolené napětí [18]

Z uvedeného je patrné, že se tyto vyhlášky věnují především železničním vozidlům. Na mezinárodní úrovni tedy dlouho nebyla k dispozici žádná legislativa upravující požadavky na

pevnost podvozků pro vozidla tramvajová, nebo vozidla městských drah. Zkušební programy a hodnocení se odvozovalo z výše uvedených norem UIC, případně se upravovaly na základě měření a provozního režimu konkrétního typu vozidla. Kromě toho vznikaly také národní normy například v Německu norma VDV 152 *Empfehlungen für die Festigkeitsauslegung von Personenfahrzeugen nach BOStrab*, zaměřená na tramvajová vozidla.

Od roku 2005 je v platnosti evropská norma ČSN EN 13 749 [15], která se podrobně věnuje pevnosti podvozků různých typů kolejových vozidel. Z části jde o rešerši výše uvedených vyhlášek UIC, některé jejich části doplňuje, navíc postihuje i problematiku, kterou vyhlášky UIC neřeší. Především nově rozděluje podvozky do sedmi kategorií podle typu vozidla (podobně jako norma ČSN EN 12 663 u vozových skříní). Zatížení rozděluje na vnitřní a vnější a v jednotlivých definuje jejich velikosti. Přílohy A a B definují typy zatížení a pomůcku pro zařazení podvozků. Příloha D se věnuje vnitřním zatížením způsobeným tíhou dílů umístěných v podvozku. Uvádí typická zrychlení působící na komponenty umístěné na základních částech podvozku a může tak sloužit i jako vodítko při návrhu těchto dílů. Pro výpočty je důležitá příloha E, která se zabývá pevnostními výpočty numerickými metodami a jejich provádění. Jedná se však spíše o obecně formulované požadavky na obsah výpočtové zprávy, stanovení nejistot měření a základní požadavky na metodiku vyhodnocení. Neodkazuje se však na konkrétní dokument, pouze požaduje, aby použitá metoda hodnocení zaručovala pravděpodobnost přežití minimálně 97,5 %. Celkově jde o dobře zpracovanou a přehlednou normu, která stručnou a jasnou formou popisuje požadavky na rámy podvozků kolejových vozidel.

Pro nákladní vozy je nejdůležitější evropská směrnice TSI kolejová vozidla - nákladní vozy [19] (Technická specifikace interoperability), která má na rozdíl od normy ČSN EN 13 749 [15] status zákona a je tedy závazná pro všechny nákladní vozy nově vyráběné pro provoz na území EU. Zde o pevnosti podvozků pojednává příloha J, která je však ve své podstatě zkopírovanou vyhláškou UIC 510-3 [20], pokud pomineme nedostatky, které vznikly vypuštěním některých pasáží a místy velmi hrubé chyby překladu. Vzhledem k těmto chybám je vhodnější postupovat podle anglické nebo německé verze dokumentu, jelikož česká verze může vést k chybám při stanovení velikosti sil a podobně. Je možné, že tato příloha bude při jedné z aktualizací TSI nahrazena odkazem na normu ČSN EN 13 749 [15], ale jelikož se tak zatím nestalo, je pro nákladní vozy v Evropské unii závazná příloha J uvedené TSI [19].

Pro vyhodnocení odolnosti konstrukce proti únavovému zatížení se používá celé řady norem

nebo výzkumných zpráv, často chráněných jako know how výrobce. Část autorů odborných článků (viz použitá literatura) jako základ pro vyhodnocení i nadále používá zprávu B 12/RP 17 [17], i když je často označována za již překonanou.

1.3 METODY OVĚŘOVÁNÍ KONSTRUKCÍ

Se zvyšováním požadavků kladených na kolejová vozidla městské i železniční dopravy, na jejich bezpečnost, rychlost, mezní nápravové zatížení a komfort jízdy, rostly i nároky na konstrukční provedení podvozků. Analytické výpočty takto složitých konstrukcí jsou velmi komplikované a jejich výsledky mají jen omezenou platnost. Proto byly prototypy rámu i celých podvozků podrobovány rozsáhlým měřením a zkouškám jak na trati, tak ve zvláštních laboratorních zařízeních.

Vzhledem k rozsahu takových zkoušek a ceně prototypu podvozku šlo o velmi nákladnou záležitost. Byly proto hledány cesty, jak již ve fázi návrhu konstrukce odhalit kritická místa a provést jejich optimalizaci ještě před výrobou prototypu a eliminovat tak náklady i čas potřebný k vývoji nové konstrukce. Postupně se proto více prosadily nové metody, především numerické pevnostní výpočty a zkrácené únavové zkoušky na zkušebních stavech.

Schvalovací proces podvozků určených pro provoz na veřejné síti dnes probíhá ve čtyřech fázích, z nichž ne všechny musí být realizovány. Jsou to:

- výpočty
- statické zkoušky
- únavové zkoušky
- jízdní zkoušky

Statické a dynamické zkoušky se provádějí na zkušebních stavech a to téměř výhradně pomocí hydraulických zařízení řízených počítači se specializovaným softwarem. Cílem je především ověřit únavovou pevnost nových konstrukcí, ale zkouší se i již provozované konstrukce aby se prověřila schopnost výrobce dostát požadavkům na kvalitu provedení nebo za účelem zjištění zbytkové životnosti podvozku po určité době provozu.

Přes to, že moderní softwarové systémy pro strukturní analýzu dokáží poměrně přesně určit napětí v

jednotlivých částech konstrukce kolejového vozidla, je třeba provádět alespoň z části i pevnostní zkoušky na skutečném objektu. Při zkouškách sice nemůžeme získat komplexní informace o velikosti napětí v každém místě konstrukce, ale můžeme při nich s malou nejistotou ověřit, zda je konstrukce skutečně odolná zatížení v provozních podmínkách.

Statické a únavové zkoušky se dnes provádějí téměř výhradně na silových zkušebních stavech. Zkušební stav je speciální zařízení pro provádění zkoušek umístěné na masivním odpruženém základu, který má za úkol eliminovat vliv vibrací na své okolí, především na statiku budovy. Je vybavené hydraulickými válci a počítačovým řízením. Zatěžovací síly mohou být vyvozovány ve formě harmonických průběhů, nebo podle změřeného či vygenerovaného signálu. Hydraulické válce jsou vybaveny siloměry a snímači dráhy. Tak je možné sledovat průběh zatěžování a pomocí zpětné vazby v řízení korigovat odchylky od požadovaného průběhu signálu. Na zkušebních stavech jsou prováděny především zkrácené únavové zkoušky, které umožňují prověřit únavovou pevnost konstrukce v přijatelném čase.



Obr. 1: Rám podvozku Y25 ve zkušebním zařízení VUZ v Cerhencích. [21]

Jízdní zkoušky se provádějí s prototypovým vozidlem opatřeným tenzometry na vybraných úsecích tratí, které odpovídají zamýšlenému provozu vozidla. Vzhledem k tomu, že měření za jízdy

vyžaduje vysokou vzorkovací frekvenci, abychom zachytili všechny dynamické jevy, vznikají velké objemy dat náročné na zpracování. Měření za jízdy na trati se tedy většinou omezuje na malý počet měřících míst, například takových, která v laboratorních podmínkách na zkušebním stavu mírně překročila dovolené hodnoty. Jelikož při statických zkouškách se používá náhradní schéma zatížení, větší váhu mají jízdní zkoušky.

1.4 VÝPOČTY METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

MKP je moderní metoda napěťově deformační analýzy založená na variačním počtu. V technické praxi je dnes používána k řešení celé řady úloh. Kromě pevnostních výpočtů je možné řešit například také aerodynamiku, dynamické chování dílů a soustav, šíření tepla, kontaktní úlohy nebo stabilitu.

V oblasti pevnostních výpočtů umožňuje provádět analýzu napjatosti i u tak složitých konstrukcí, u kterých to bylo klasickými metodami analytické pružnosti a pevnosti buď velmi obtížné, nebo neřešitelné. Další výhodou je, že konstrukci lze podrobit komplexní analýze ještě před zahájením výroby nebo zkoušek prototypu a dosáhnout tak výrazné úspory času a nákladů při vývoji nové konstrukce. Poskytuje informaci o rozložení napjatosti v celém objemu konstrukce, tedy i v místech kde napětí nelze experimentálně změřit. Umožňuje také zjistit namáhání způsobené vlastní tíhou konstrukce.

Metoda konečných prvků je ve svém principu zjednodušením reality. Při tvorbě analýzy dohází k zjednodušování či idealizaci vlastností zkoumaného objektu, ať jde o geometrii, zatěžující síly, okrajové podmínky nebo vlastnosti materiálu. Tato zjednodušení jsou způsobena naší omezenou znalostí objektu a prostředků, které jsou pro daný úkol k dispozici. Při provádění těchto výpočtů, zvláště v případě složitých mechanických soustav, jakými jsou podvozky železničních vozidel, musí mít řešitel tyto skutečnosti na paměti a volit velmi pečlivě míru zjednodušení tak, aby rozdíl mezi výsledky analýzy a skutečností byl v přijatelných mezích. Velmi důležitá je konfrontace analýzy s měřením na skutečné konstrukci, která řešiteli poskytuje zpětnou vazbu a umožňuje mu zvyšovat kvalitu výpočtů.

2 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

2.1 POPIS PODVOZKU Y 25

Podvozek pro nákladní vozy Y25 a jeho různé modifikace jsou v současnosti nejrozšířenějším typem podvozku v celé Evropě. Jeho konstrukce byla vyvinuta v roce 1965 ve Francii jako součást typové řady podvozků Y na základě podvozku Y21. Následně byl v roce 1967 přijat UIC jako standardní podvozek pro nákladní vozy podle UIC 510-1. Tento podvozek byl prosazen i přes to, že jeho konstrukce není zcela vhodná pro použití na méně udržovaných tratích a vykazuje vyšší účinky na trať, než některé jiné typy nákladních podvozků. Jeho výhodou je však poměrně malá náročnost údržby a snadný přístup k brzdovým zdržím.

Univerzálnost podvozku Y25 používaného pro všechny typy nákladních vozů a z toho vyplývající nemožnost stavění výšky nárazníků si vynutilo poměrně tuhé vypružení. Tlumič vypružení se chová spíše jako pevné vedení dvojkolí a z tohoto důvodu znemožňuje radiální stavění dvojkolí, což ústí ve velké vodící síly při průjezdu obloukem. Následkem tohoto vodící síly zhoršují bezpečnost proti vykolejení, což u některých torzně málo poddajných vozů může znamenat provoz na hranici stanovené normami pro bezpečnost provozu.

Během uplynulých 40i let od svého vzniku doznal podvozek několik změn v závislosti na nových požadavcích. Především došlo k zesílení konstrukce kvůli provozu na méně kvalitních tratích a vyššímu nápravovému zatížení. Další změnou byla úprava konstrukce rozsochy pro umístění snímače ložení nebo zavěšení kotoučové brzdy. Vznikly také úpravy s cílem snížení hlučnosti podvozku, nebo křížové vazby dvojkolí za účelem zlepšení jízdních vlastností podvozku. Kromě svařovaného rámu se vyrábí také litý rám podvozku. Z důvodu svého postavení standardního nákladního podvozku došlo k útlumu vývoje nových konstrukcí. Přestože někteří výrobci vyvinuly nové typy podvozků odvozené právě z typu Y25, žádný z nich se zatím ve větší míře neprosadil.

Předmětem analýzy je rám podvozku Y25 Ls1-K podle typového výkresu č.v. 20622618 určeného pro provoz na rozchodu kolejí 1435 mm s maximálním nápravovým zatížením 22,5 t a režimu brzdění S s kompozitními brzdovými špalíky. Tento podvozek je schválen k provozu podle TSI [19]. V současnosti je v České Republice vyráběn pouze firmou LEGIOS, a.s.

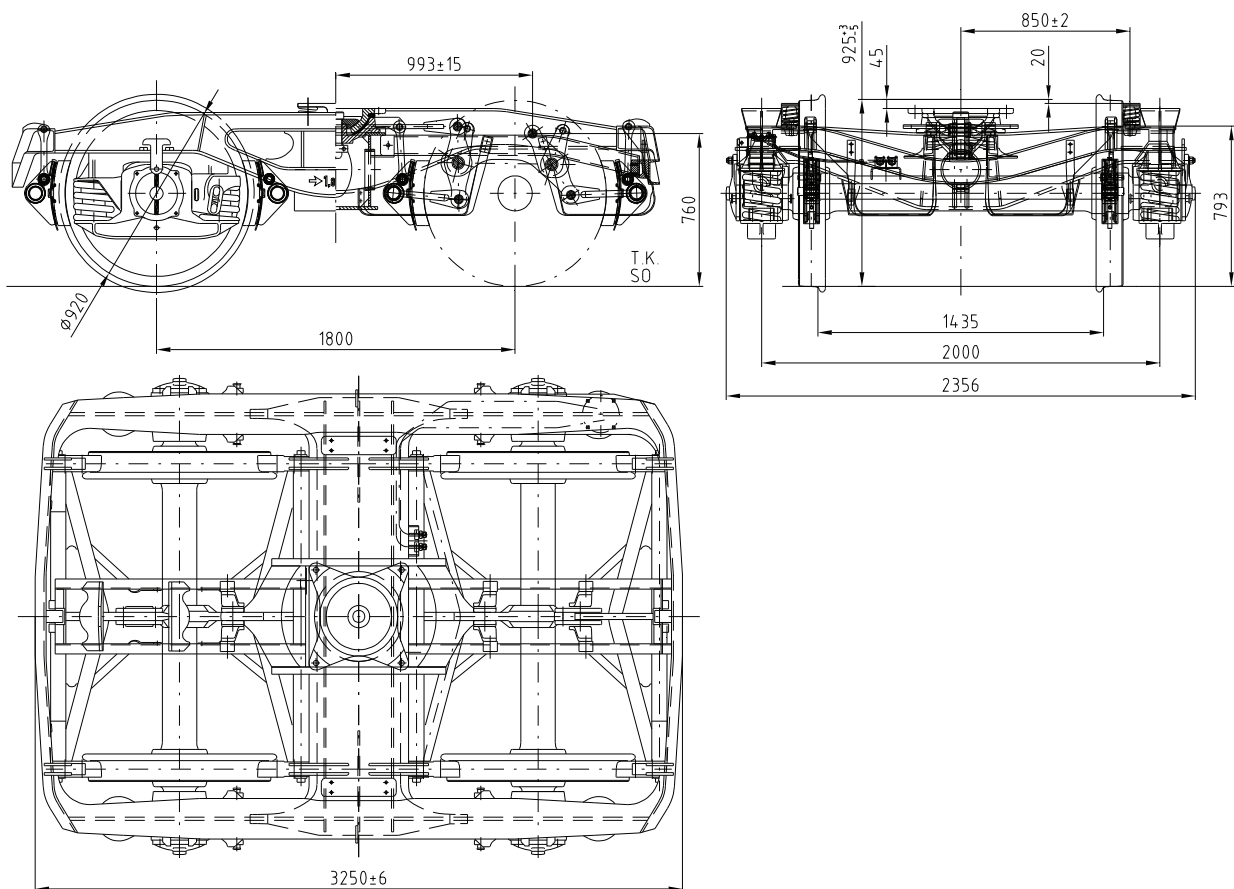
Podvozek je dvounápravový, s valivými ložisky. Rám podvozku je tvaru uzavřeného písmene H s hlavním příčnickem, dvěma podélníky a dvěma čelníky. Rám je celokovové svařované konstrukce z plechů a válcovaných profilů z materiálu S355J2+N o tloušťkách 10 až 16 mm, některé komplikované díly (závěsky brzd, torna a kluznice) jsou zhotoveny jako odlitky z materiálu E 260-450-MS1 v souladu s UIC 840-2. Hlavní příčník je tvořen uzavřeným skříňovým profilem, podélníky tvoří ve své podstatě otevřený I profil a čelníky jsou tvořeny ohýbaným U profilem. Vozová skříň je na podvozku uložena prostřednictvím kulové torna a odpružených kluznic. Vypružení je jednostupňové (pouze první stupeň) s progresivní charakteristikou. Je tvořeno osmi páry soustředných vinutých pružin s nestejnou výškou, přičemž vnitřní pružina má nižší volnou délku a je zatížena až od hmotnosti vozu 6t/nápravu. Typickým znakem těchto podvozků je tlumení primárního vypružení pomocí zvláštní konstrukce třetího tlumiče Lenoir, jehož tlumící účinek je závislý na zatížení nápravy. Vedení dvojkolí je rozsochové s příčnou vůlí ± 10 mm.

Na podvozku standardního provedení je umístěna pouze mechanická část brzdy (zdrže, rozpory, nosiče brzdy, převodnice, apod.), pneumatická část a stavěč zdrží jsou umístěny na spodku vozu. U novějších variant se na podvozek umísťuje též mechanicko-pneumatický snímač ložení, integrované brzdové jednotky, nebo kotoučová brzda, případně je u speciálních aplikací v podvozku umístěno kompletně celé zařízení brzdy.

Základní parametry podvozku:

typové označení.....	Y25 Ls1- K
maximální hmotnost na nápravu.....	22,5 t
rozchod.....	1435 mm
max. rychlost v prázdném stavu.....	120 km/h
max. rychlost v loženém stavu.....	100 km/h
jmenovitý průměr kola.....	920 mm
jízdní obrys kol.....	S 1002
rozvor náprav.....	1800 mm
vzdálenost kluznic.....	1700 mm
délka.....	3250 mm
šířka.....	2356 mm
hmotnost podvozku.....	4,4 t

tuhost vypružení do 6,63 t/nápravu.....	4,064 kN/mm
tuhost vypružení nad 6,63 t/nápravu.....	10,664 kN/mm
osová tuhost vnější pružiny	508 N/mm
příčná tuhost při hmotnosti vozu 20t.....	310 N/mm
příčná tuhost při plném ložení.....	650 N/mm
osová tuhost vnitřní pružiny.....	825 N/mm
příčná tuhost při plném ložení.....	249 N/mm

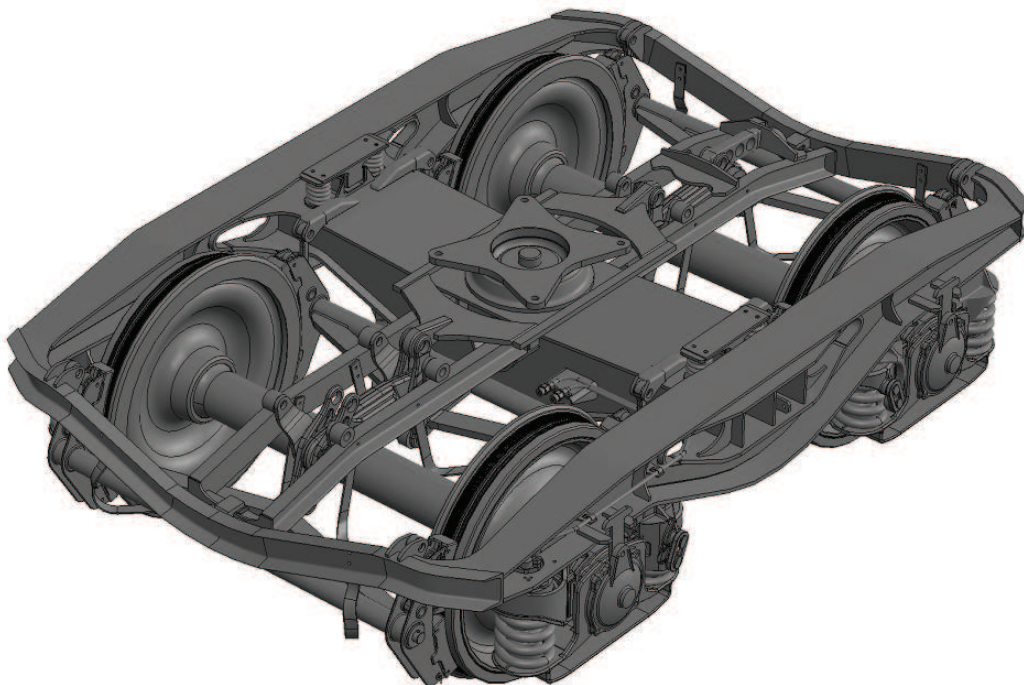


Obr. 2: Typový výkres podvozku Y25 Ls1-K [22]

2.2 VOLBA TYPU MODELU

Pro účely výpočtu v této diplomové práci mi byla firmou LEGIOS, a.s. poskytnuta kompletní dokumentace podvozku ve formě 3D tělesového modelu vytvořeného v programu SolidWorks™, 2D výkresů včetně podsestav, kde jsou vyznačeny typy, rozměry a požadavky na kvalitu svarových spojů. V první řadě bylo třeba zvolit typ modelu, respektive síť pro výpočtovou analýzu.

Diskretizace prostorového modelu konstrukce pro výpočet metodou konečných prvků probíhá buď pomocí tělesových prvků (jinak také "solid"), nebo prvků skořepinových ("shell"). Oba typy prvků mají svá specifika a je třeba zvážit, který typ prvků bude pro analýzu dané konstrukce nejvhodnější. Obecně lze říci, že tělesové prvky představují trojrozměrný segment konstrukce s odpovídajícími vlastnostmi, zatímco skořepinové prvky jsou geometricky určeny pouze jako nekonečně tenká skořepina, tedy plocha. Třetí rozměr pak v procesu výpočtu vystupuje jako parametr a pomocí něj jsou přepočítávána napětí na povrchu prostorového tělesa.



Obr. 3: Trojrozměrný model kompletního podvozku

Konstrukce rámu podvozků, pokud nejsou celé odlévané (např. Y27 nebo DIAMOND), ve většině případů obsahují většinou určitý počet tvarově složitých odlévaných dílů. Optimem je v takovém případě použití kombinace tělesových a skořepinových prvků k diskretizaci modelu. Takový model však vyžaduje použití přechodových prvků, které zajistí spojení tělesových a skořepinových prvků. Použití těchto prvků však modul COSMOSWorks nenabízí, takže jsem musel přistoupit k jinému způsobu řešení.

Vzhledem k tomu, že je podvozek z velké části tvořen profily svařenými z plechů, zvolil jsem skořepinový model konstrukce, kde jsou jednotlivé plechy reprezentovány plochou procházející středem tloušťky materiálu. Takový model vyžaduje při stejné přesnosti výpočtu méně prvků, avšak má jiná omezení či specifika, na které je třeba brát ohled při tvorbě modelu i vyhodnocování výsledků.

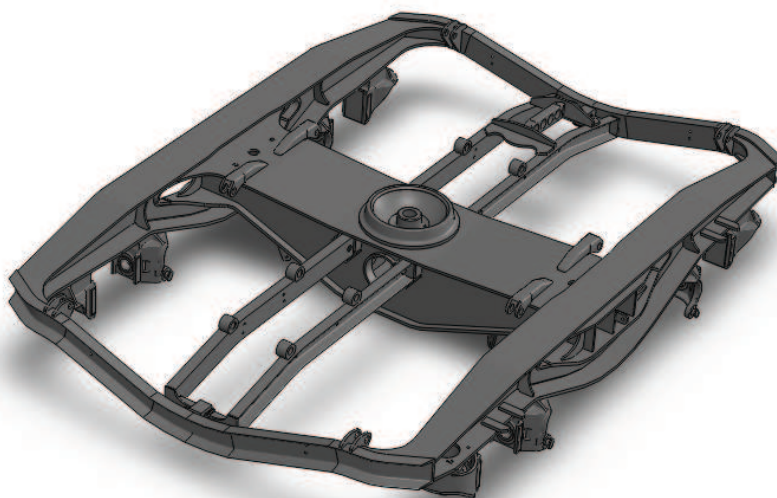
2.3 TVORBA MODELU

Při tvorbě modelu jsem postupoval tak, že jsem postupně otevíral modely jednotlivých dílů a kopíroval jejich základní plošnou geometrii nebo průměty v případě ohýbaných plechových dílů. Z těchto základních obrysů jsem pak vytvářel plochy, reprezentující střednice plechů. Při tom bylo nutné jednotlivé díly opatřit přídatky tak, aby při tvorbě sestavy došlo k dotyku střednic tam, kde se protínají střednice plechů. Z modelu jsem vypustil části konstrukce, které nemají žádný vliv na pevnost konstrukce jako celku, nebo je jejich vliv pouze velmi malý. Jmenovitě šlo o otvory malého průměru v čelníku, záchytky dvojkolí, návarky pro záchytky zdrží a plech pro uzemnění. Model rámu jsem tvořil bez otvoru pro snímač ložení.

Hotové díly jsem vkládal do sestavy a spojoval navzájem tak, jak jsou spojeny na rámu podvozku. Zde chci upozornit na jednu zásadní vlastnost programu COSMOSWorks. Aby se při síťování správně provázaly prvky na dvou spojených dílech, musí mít oba díly v daném místě hranu nebo rozdělovací křivku. Toto pravidlo samo o sobě není příliš složité splnit, jelikož stačí jednoduchou funkcí přidat dělicí křivky v příslušných průsečících. Při rozdělení dílu dělicí křivkou se však rozpadnou některé vazby, jelikož nově vzniklé entity dílu dostanou nové identifikátory. Je-li na tyto entity odkázán jiný prvek dílu, nebo jiný díl v sestavě, model se zhroutl a je třeba jej poměrně pracně opravovat. Jediným způsobem, jak se tohoto vyvarovat, je nevázat na sebe přímo jednotlivé prvky, pokud to není bezpodmínečně nutné, a vazby vytvářet přednostně pomocí základních rovin jednotlivých dílů, případně si vytvořit další pomocné roviny a prvky. Další

nepříjemnou vlastností programu je, že při zrcadlení dílů v sestavě software nevytvoří parametrickou vazbu mezi původním dílem a rovinou zrcadlení, ale pouze umístí zrcadlený prvek do odpovídající pozice. Vazby pak musí řešitel doplnit sám, což je u větší sestavy poměrně pracné. Výpočet by mohl proběhnout i bez zavazbení, ale mohlo by dojít k nechtěnému mírnému posunutí dílu pomocí myši, což by se nemuselo viditelně projevit, ale způsobit pád výpočtu nebo chyby ve výsledcích.

Původní 3D CAD model je na obrázku č. 4, výpočtový model vytvořený pomocí ploch je na obr. 5, v tomto stádiu ještě bez rozdělovacích křivek a modelů částí přenášejících zatížení.



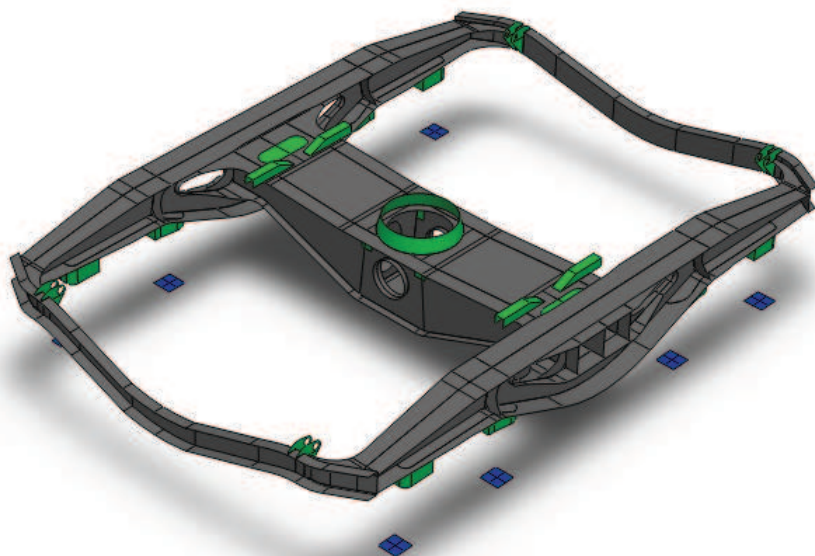
Obr. 4: Trojrozměrný model rámu podvozku s nosiči brzdy



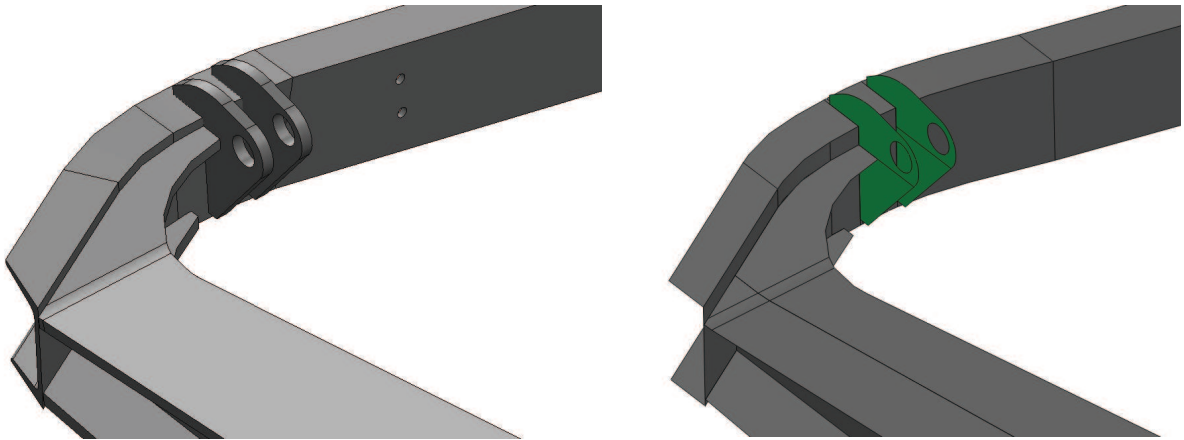
Obr. 5: Skořepinový model rámu podvozku

V poslední fázi přípravy modelu bylo třeba doplnit rozdělovací křivky a vymodelovat chybějící části. Tornu tvoří masivní odlitek, který se opírá o příčník plochou mezikruží a po vnějším obvodu přivařena k horní pásnici příčníku. Nahradil jsem ji částí plochy jehlanu, o spodním průměru 388 mm, což odpovídá střednímu průměru materiálu. Tloušťku skořepiny jsem nastavil na 40 mm viz. tabulka č. 3. Závěsky brzd na čelnících jsou vyrobeny z plechu, takže zde jsem postupoval jako v případě hlavních částí rámu. Závěsky brzd na příčníku jsou zjednodušeným skořepinovým modelem odlitků. Vzhledem k tomu, že záměrem bylo řešit především skořepinovou část konstrukce, model je zde velmi zjednodušený. Kluznice a jejich model u jsem zcela vyloučil z modelu, na horní pásnici příčníku jsem pouze vytvořil rozdělovací křivku, která ohraničuje plochu, o kterou se kluznice opírá. Model rozsoch jsem vytvořil pomocí střednice horní části odlitku, kterou jsem vytáhl od dolní pásnice podélníku až do výšky, kde se rozsocha opírá o pružiny. Spodní otvor překryl vodorovnou plochou a následně vyřízl střední část která tvoří doraz ložiskové skříně a doplnil zbývající plochy. Místa, kde je do příčníku podvozku připevněn nosič brzdy s kotevníkem jsem vytvořil také pouze pomocí rozdělovací křivky. Všechny takto doplněné plochy jsem pro přehlednost označil zelenou barvou.

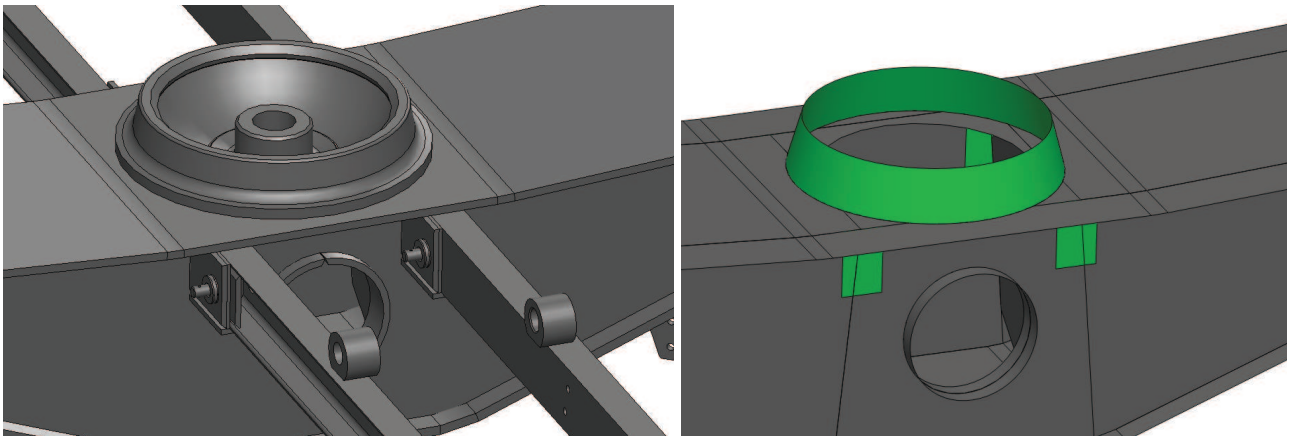
Na obrázku č. 6 je konečná podoba výpočtového modelu s rozdělovacími křivkami a opěrnými prvky, jejichž funkce je posána v kapitole 2.6. Na obrázcích č. 7, 8 a 9 je možné srovnat původní tělesový model se skořepinovým modelem pro výpočty. Tloušťky skořepin pro výpočet se nastavují ve výpočtovém modulu, jejich přehled je v tabulce č. 3 v kapitole 3.2.



Obr. 6: Výsledný výpočtový model podvozku



Obr. 7: Zpracování čelníku a závěsky brzdy



Obr. 8: Zpracování příčnicku a torny

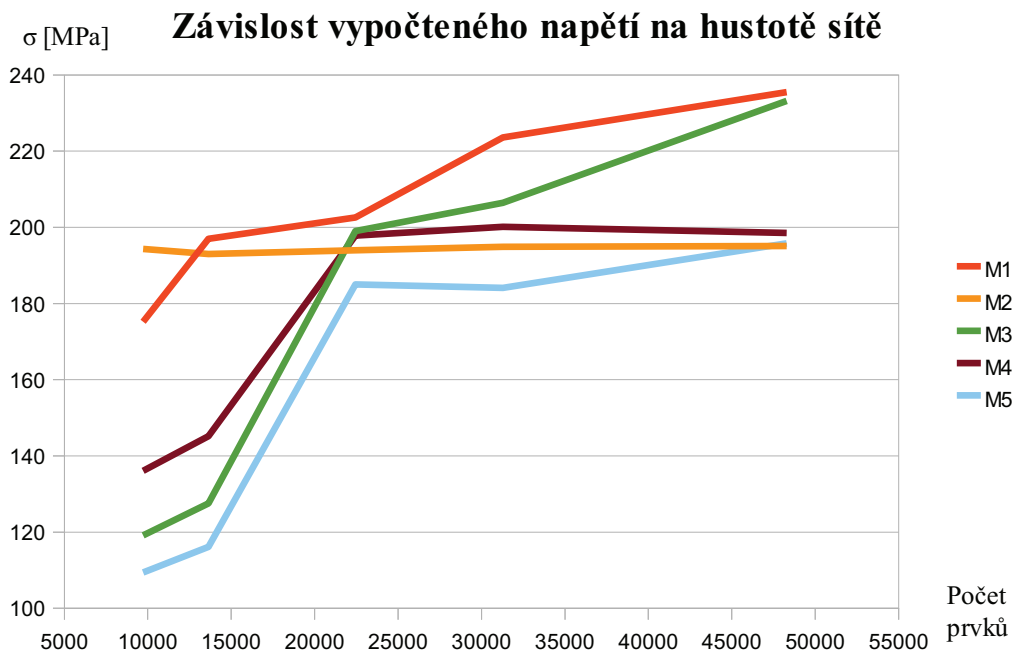


Obr. 9: Zpracování podélníku s rozsochou

2.4 TVORBA SÍTĚ

Hustota sítě je jedním z hlavních kritérií výpočtu a má významný vliv na velikost vypočteného napětí ve vrubech nebo místech s koncentrací napětí. Na málo zakřivených plochách bez koncentrace napětí postačuje hrubá síť (s malým počtem prvků). Program COSMOSWorks při síťování vytváří automaticky generovanou tzv. volnou síť složenou z trojúhelníkových skořepinových prvků se šesti uzly.

Abych zjistil, jaký vliv má hustota sítě na dosahované výsledky, provedl jsem několik výpočtů pro jedno jednoduché zatížení, přičemž jsem měnil hustotu sítě pomocí zadávání nominální hodnoty rozměru prvku. Tu jsem volil v rozsahu 20 až 80 mm. Podle výsledků prvního z výpočtů jsem na rámu vybral několik míst, kde docházelo ke koncentraci napětí a jedno místo, kde ke koncentraci nedocházelo. Pro tato místa jsem odečetl napětí při všech variantách hustoty sítě a vykreslil do grafu. Předpokladem bylo, že v místě s vyšší koncentrací napětí bude s hustotou sítě vypočtená hodnota stoupat a v místě bez koncentrace napětí bude vypočtené napětí beze změny. Vypočtená napětí v závislosti na hustotě sítě jsou vykreslena na grafu č. 1. Jednalo se o různá měřící místa a shoda výsledků, zvláště na pravé straně grafu, vznikla zcela náhodou a nemá žádný význam.



Graf 1: Optimalizace hustoty sítě

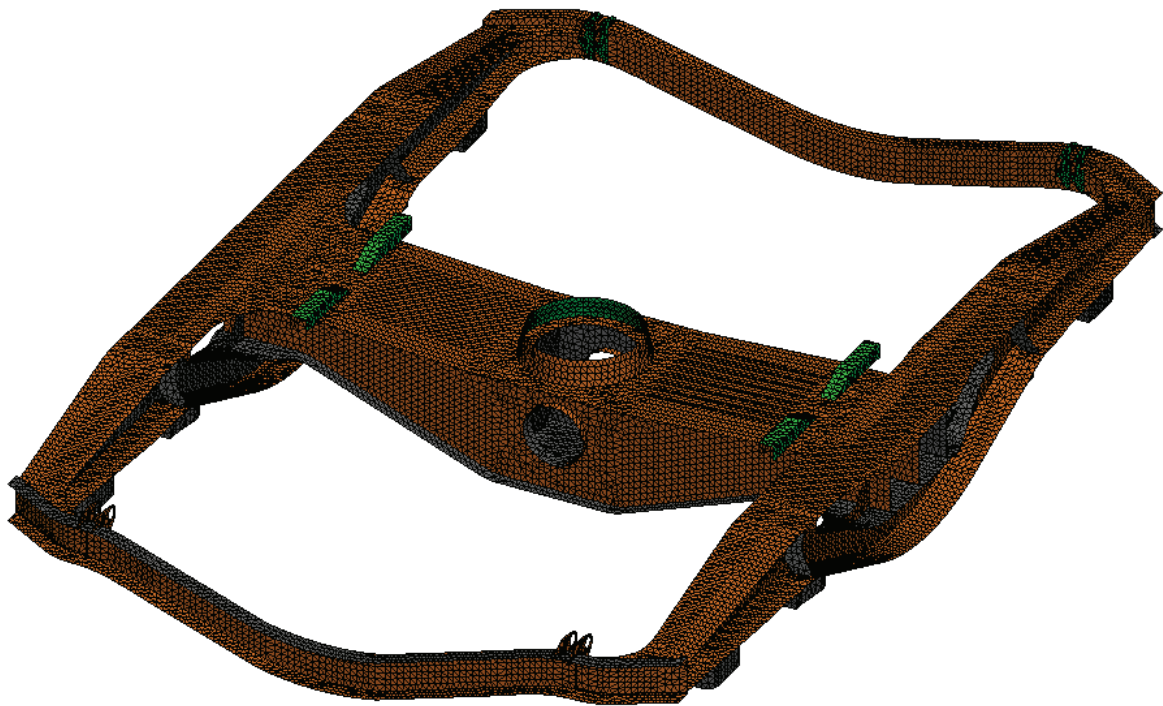
Rozbor potvrdil, že výsledky se v místě bez koncentrace napětí nemění (křivka M2), v oblastech s koncentrací napětí se výsledky mění, i když tvar křivek zcela neodpovídá předpokladu.

Lze konstatovat, že pro více jak 22 tisíc prvků, což odpovídá rozměru prvku cca 30 mm již nedochází k zásadnímu růstu napětí u menších vrubů. pro ostré vruby vypočtená napětí rostla až do počtu prvků 48 000 a rozměru 20 mm, což byla mez mých hardwarových možností. Při zhušťování sítě také docházelo k mírnému přesunu míst s nejvyšším napětím. Pro výpočty jsem se rozhodl použít rovnoměrné síťování bez zjemnění s velikostí prvku 20 mm. Pro všechny výpočty jsem použil jednu síť, aby byla zaručena porovnatelnost výsledků v jednotlivých bodech a zatěžovacích stavech.

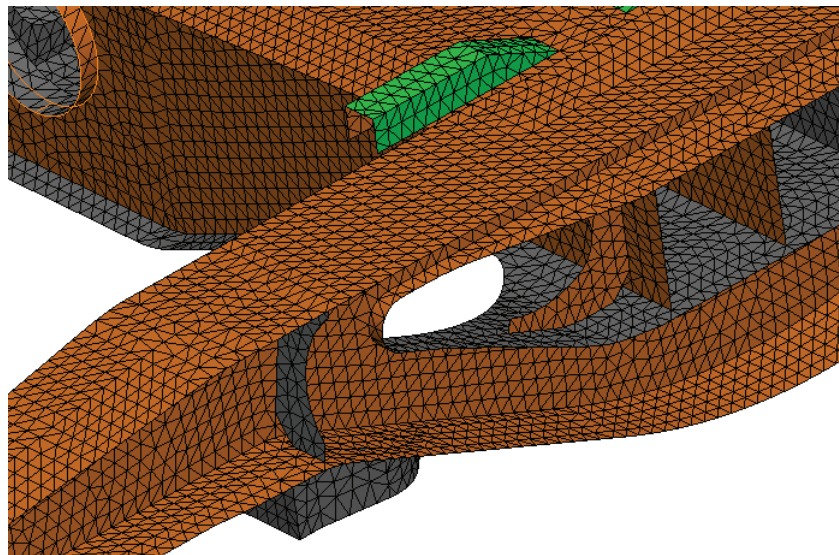
Spolu s prvky se při tvorbě sítě generuje také orientace skořepinových prvků. Ta nemá vliv na vlastní výpočet nebo jeho výsledky, ale na vykreslování výsledků. Nechám-li vykreslit dolní napětí, budou to napětí přepočtená na povrch dílu, který je při zobrazení sítě vzbarven hnědou barvou. Horní napětí odpovídá povrchům zbarveným podle původního modelu. Orientaci skořepin lze libovolně měnit na jednotlivých částech ploch oddělených dělicími křivkami i po dokončení výpočtu. Vygenerovanou síť na modelu včetně orientace skořepinových prvků je možné vidět na obrázcích č. 10 a 11.

Parametry použité sítě:

Typ sítě:	volná, skořepinová
Zjemnění:	bez zjemnění
Typ prvku:	kvadratický trojúhelníkový prvek se 6 uzly.
Velikost elementu:	20 mm
Tolerance prvku:	1 mm
Celkem prvků:	48 288
Celkem uzlů:	97 752



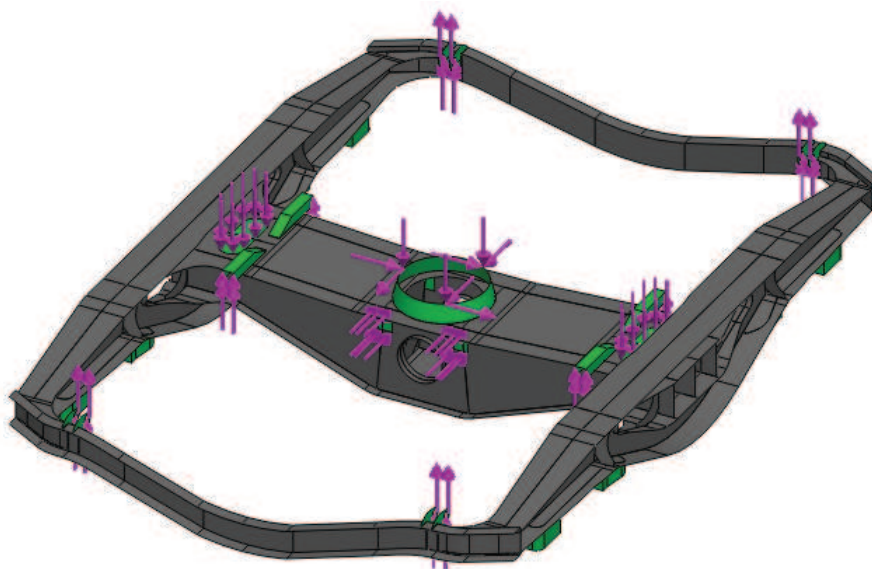
Obr. 10: Celkový pohled na vytvořenou síť



Obr. 11: Detail sítě v místě spojení příčnicku s podélníkem

2.5 VNÁŠENÍ SIL

Poslední fází přípravy výpočtového modelu bylo zavedení zatěžovacích sil. Ve všech místech jsem použil zatížení působící na hranu skořepiny a nastavil výchozí směr působení síly. Pomocí volby „spojit hodnotu“ v menu definice zatížení jsem jednotlivé síly propojil s tabulkou parametrů, kterou jsem vyplnil tak, aby svou strukturou odpovídala mé tabulce zatížení. Pro každou variantu výpočtu jsem pak jen vyplnil parametrickou tabulku a spustil výpočet. Nadefinované síly, tak jak se zobrazují v uživatelském prostředí programu, jsou na obrázku č. 12.



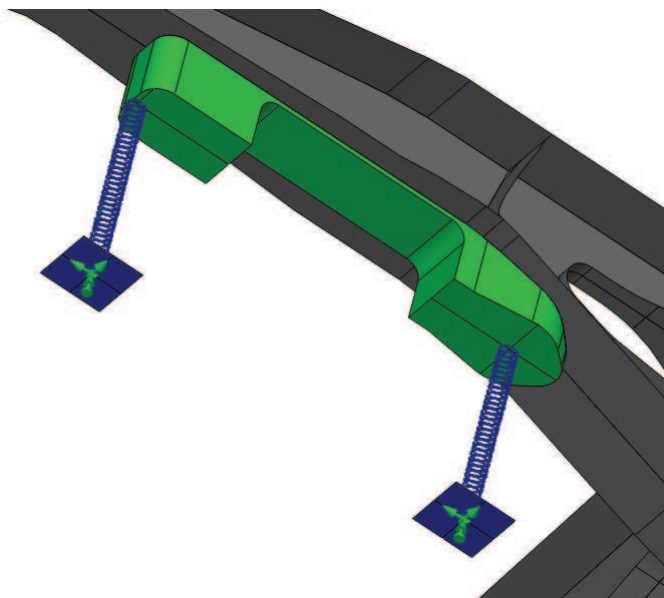
Obr. 12: Schématické zobrazení vnášení zatěžovacích sil

2.6 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Další nezbytnou součástí přípravy výpočtové analýzy je stanovení okrajových podmínek, které v mém případě tvoří uložení podvozku na duplexních vinutých pružinách s progresivní charakteristikou. Příčné i podélné pohyby jsou vymezeny rozsochami, které jsou tvořeny prostorově komplikovaným odlitkem, přivařeným na spodní pásnici podélníku. Poměrně složitou konstrukci rozsoch jsem pro potřeby této práce zjednodušil na skořepinový prvek, který s určitou mírou zjednodušení odpovídá horní části odlitku rozsoch.

Zavedení okrajových podmínek v úložných bodech pomocí odebrání posuvu ve všech 3

osách by bylo příliš ostrou okrajovou podmínkou ve srovnání se skutečným rámem uloženým na pružinách. V takových případech se většinou používají prvky typu „beam“ (nosníkový prvek), jimž se nastaví potřebná tuhost. Ten však není v CW k dispozici. Pro uložení podvozku jsem tedy použil vazbu "pružina", pomocí které je možné modelovat pružné vazby mezi díly. Tato vazba vyžaduje umístění obou konců do bodu na modelu, čímž je zaručeno, že pružina bude umístěna v uzlech sítě. Pro tyto účely jsem vytvořil na spodní ploše rozsochy rozdělovací křivky s průřezem v ose pružin. Jelikož pružná vazba vyžaduje 2 umístění, umístil jsem ve vzdálenosti 330mm od spodních ploch rozsoch podložky, které jsem nastavil jako absolutně tuhé a zavazbil jsem je jako pevné, tedy odebral všechny stupně volnosti. V jejich středech jsem opět vytvořil bod pomocí průřezu dělicích křivek. Mezi takto vymodelované body jsem pak umístil pružinovou vazbu. Výsledný model uložení je patrný z obrázku č. 13, zelené šipky zde označují odebrání všech stupňů volnosti.



Obr. 13: Uložení rámu podvozku na pružinách.

Nevýhodou těchto prvků je, že jejich konce lze umístit pouze do jediného uzlového bodu. V místě působení pružiny tak vzniká lokální extrém napětí. Toto lze eliminovat rozdělením pružiny na několik paralelně řazených pružných prvků s odpovídající tuhostí. V případě tohoto modelu, vzhledem k tomu, že síla je do rámu podvozku dostatečně roznesena pomocí zjednodušených náhrad odlitků rozsoch, jsem nahradil každou dvojici pružin pouze jediným pružným prvkem. Uložení na pružinách jsem po té využil při simulování jízdy na zborcené koleji kde jsem nastavil předpětí pružiny o velikosti a smyslu, který odpovídal předepsané deformaci koleje. Vlastnosti

pružin i jejich předpětí jsem opět řídil pomocí tabulky jako v případě zatěžujících sil.

Vzhledem k tomu, že zatěžovací stavy podle TSI [19], přílohy J vycházejí z plně loženého vozu, vypočetl jsem parametry náhradních pružin na základě hodnot pro plné zatížení.

osová tuhost vnější pružiny $k_{ex} = 508 \text{ N/mm}$

osová tuhost vnitřní pružiny $k_{ix} = 825 \text{ N/mm}$

výsledná osová tuhost $k_x = k_{ex} + k_{ix} = 508 + 825 = 1333 \text{ N/mm}$

příčná tuhost vnější pružiny $k_{ey} = 650 \text{ N/mm}$

vnitřní pružiny $k_{iy} = 249 \text{ N/mm}$

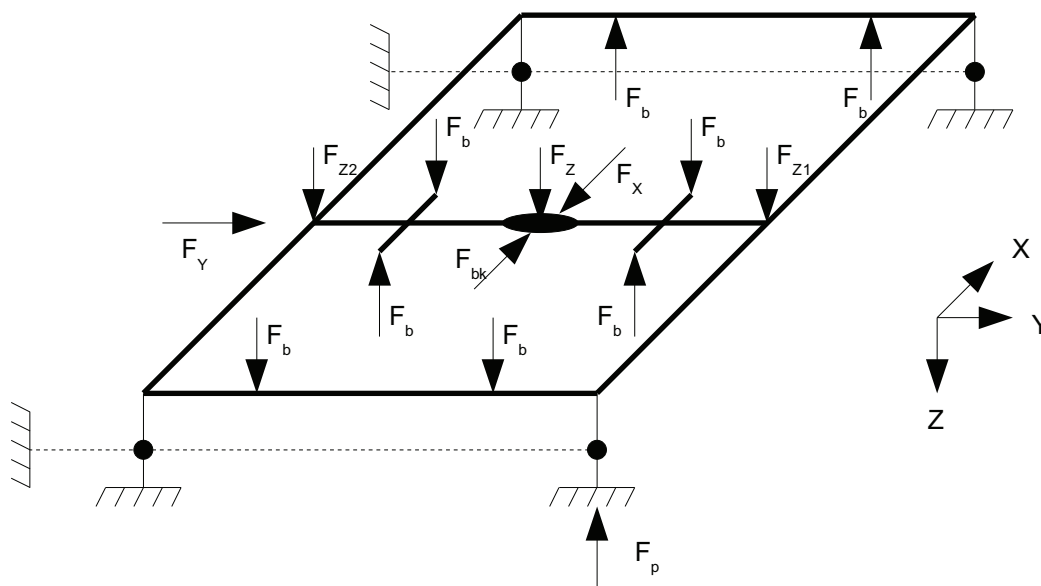
výsledná příčná tuhost $k_y = k_{ey} + k_{iy} = 650 + 249 = 899 \text{ N/mm}$

Příčná poddajnost pružin umožňuje deformace konstrukce, příčná tuhost zase přenos reakcí od zatěžovacích sil ve vodorovné rovině. Takto vymodelované uložení tedy plně určuje okrajové podmínky výpočtu.

3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

3.1 STANOVENÍ ZATÍŽENÍ

Jednotlivá zatížení a jejich velikosti jsem určil podle TSI [17] včetně kombinací zatížení. Na obrázku č. 14 jsou schématicky vyznačeny všechny zatěžující síly. Tabulky sil pro jednotlivé zatěžovací stavy jsou uvedeny v tabulkách č. 1 a 2. Vzhledem k tomu, že podvozek je symetrické konstrukce a zatěžovací stavy jsou také symetrické, pro vyhodnocení provozních zatížení jsem prováděl výpočet pouze pro zatěžovací stavy 1 až 15 a 17.



Obr. 14: Schéma silového působení na rám podvozku

Parametry potřebné pro stanovení zatěžovacích sil:

gravitační zrychlení.....	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
hmotnost na kolo.....	$m_0 = 11,25 \text{ t}$
hmotnost podvozku.....	$m^+ = 4,5 \text{ t}$
vzdálenost kluznic.....	$b_g = 1700 \text{ mm}$
rozvor podvozku.....	$2a^+ = 1800 \text{ mm}$

Statická kolová síla:..... $Q_0 = m_0 g = 11,25 \cdot 9,81 = 110,4 \text{ kN}$

3.1.1 VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ A ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ NAKLÁPĚNÍM

Součinitel naklápění pro provozní zatížení: $\alpha_1 = 0,2$

Součinitel naklápění pro výjimečné zatížení: $\alpha_2 = 0,3$

Součinitel kývání: $\beta = 0,3$

Svislé zatížení torny pro provozní zatížení:

$$F_z = 4Q_0 - m^+ g = 4 \cdot 110,4 - 4,5 \cdot 9,81 = 397,3 \text{ kN}$$

Svislé zatížení torny pro výjimečné zatížení:

$$F_z \text{ max.} = 1,5 F_z = 1,5 \cdot 397,3 = 596 \text{ kN}$$

3.1.2 PŘÍČNÉ ZATÍŽENÍ

Příčná síla pro provozní zatížení:

$$F_y = 0,4 \cdot 0,5 (F_z + m^+ g) = 0,4 \cdot 0,5 (397,3 + 4,5 \cdot 9,81) = 88,3 \text{ kN}$$

Příčná síla pro výjimečné zatížení:

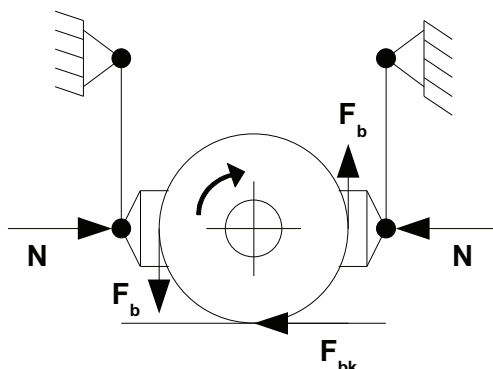
$$F_y \text{ max.} = 2 \left(10 + \frac{2}{3} Q_0 \right) = 2 \left(10 + \frac{2}{3} 110,4 \right) = 167,2 \text{ kN}$$

3.1.3 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ BRZDĚNÍM

Síly způsobené brzděním jsou v TSI [19] definovány jako 100% sil vznikajících při nouzovém brzdění pro normální provozní zatížení a 120% těchto sil pro výjimečné provozní zatížení. Dále se mají vzít v úvahu síly od setrvačnosti a reakční síly. Při určování velikosti sil jsem postupoval podle schématu na obrázku č. 15.

Pro nouzové brzdění jsem uvažoval maximální přítlak na jednu zdrž $N = 55 \text{ kN}$ a součinitel tření mezi kolem a brzdovým špalíkem $f = 0,5$. Potom velikost reakční síly v brzdové závěsce $F_b = N \cdot f = 55 \cdot 0,5 = 27,5 \text{ kN}$ přičemž podle směru jízdy je při brzdění namáhána vždy

jedna závěska na tlak a jedna závěska na tah. Při zatěžování v modelu jsem tuto sílu rozdělil rovnoměrně na obě oka každé závěsky.



Obr. 15: silové poměry při brzdění

Kromě sil v závěskách jsem dále vzal v úvahu síly v brzdovém tyčovi přenášející se na rám podvozku. Vzhledem k převodu převodnic 1,0 je síla v hlavní brzdové tyči rovna dvojnásobku přítlaku na jednu zdrž. Jako reakce na tuto sílu působí nosič brzdy s kotevníkem na příčníc a dále na tornu. Místa připojení nosiče brzdy jsem tedy zatížil silou $F_{bk} = 2N = 55 \cdot 2 = 110 \text{ kN}$. Jelikož příčníc je upevněn na hlavním čepu, do torny jsem zavedl reakci na tuto sílu stejné velikosti.

Posledním silovým účinkem při brzdění jsou síly způsobené setrvačností skříně vozidla. Zde jsem vyšel z předpokladu, že maximální brzdící síla na jednom kole je $F_B = 2F_b$ a účinek brzd celého podvozku pak $F_x = 4F_B = 8F_b = 8 \cdot 27,5 = 220 \text{ kN}$ (síly způsobené záporným zrychlením podvozku jsem zanedbal).

3.1.4 TORZNÍ ZATÍŽENÍ

Torzní zatížení rámu je vyvoláno vertikálním posunutím jednoho kola podvozku vůči rovině tří ostatních. Takovou změnu mohou vyvolávat nerovnosti trati nebo jízda po vzestupnici. Jízdu po zborcené koleji jsem simuloval pomocí zavedení předpětí do pružinových prvků jednoho vedení dvojkolí, které odpovídá předepsané deformaci a tuhosti pružin. Část předpětí se projeví jako deformace vypružení, část pak jako zkroucení rámu, což odpovídá skutečnosti.

Předpětí pružin pro zborcení koleje 10%

$$F_{p10} = 2a^+ \cdot 0,1 \cdot k_z = 1800 \cdot 0,01 \cdot 1333 = 24,0 \text{ kN}$$

Předpětí pružin pro zborcení koleje 5%

$$F_{p5} = 2a^+ \cdot 0,1 \cdot k_z = 1800 \cdot 0,005 \cdot 1333 = 12,0 \text{ kN}$$

3.1.5 ZATÍŽENÍ VLASTNÍ TÍHOU

Program umožňuje do výpočtu zahrnout i vlastní hmotnost konstrukce. Tuto možnost jsem nevyužil, jelikož metody vyhodnocení vycházejí z tenzometrických měření, přičemž tenzometry se umísťují až na hotovou konstrukci, která je již zatížená vlastní tíhou. Abych měl představu o jaký rozdíl se ve výsledku jedná, opakoval jsem jeden výpočet zatěžovacího stavu č. 6 se zahrnutým účinkem vlastní hmotnosti konstrukce. Vypočtená hmotnost holého rámu byla 709 kg, což je o něco méně, než je hmotnost skutečného rámu. To je způsobeno jednak zjednodušeními, vynecháním některých prvků a pak hmotností svarů, které v modelu nejsou provedeny. Hmotnost, která odpovídá skutečnosti lze získat přiměřenou úpravou hustoty materiálu.

Porovnal jsem napětí v podobných místech, jako při hodnocení na únavu a výsledkem bylo, že vliv hmotnosti konstrukce na výsledné napětí se pohyboval v rozmezí 1 a 2 MPa, což tvořilo kolem 1% odečítaných hodnot. Při větším zatížení by byl příspěvek vlastní hmotnosti ještě menší. Z toho vyplývá, že u této konstrukce lze účinek vlastní hmotnosti zanedbat bez zásadního vlivu na výsledky výpočtu. Ve výpočtech jsem vlastní hmotnost konstrukce zanedbal.

Zanedbal jsem ji také proto, že vyhodnocení podle všech norem a směrnic se vztahuje k vyhodnocení tenzometrických měření na reálné konstrukci, kde však technicky v zásadě nelze změřit napětí vyvolané vlastní tíhou konstrukce.

3.1.6 TABULKY ZATĚŽOVACÍCH STAVŮ

Výjimečná provozní zatížení								
Stav	F _{z2} [kN]	F _z [kN]	F _{z1} [kN]	F _y [kN]	F _p [kN]	F _b [kN]	F _{bk} [kN]	F _x [kN]
1		794,6						
2		414,2	178,8		24			
3		414,2	178,8	167,2				
4	178,8	414,2		-167,2				
5		476,8				16,5	132	372

Tab. 1: Zatěžovací síly pro výjimečné provozní zatížení

Normální provozní zatížení								
Stav	F _{z2} [kN]	F _z [kN]	F _{z1} [kN]	F _y [kN]	F _p [kN]	F _b [kN]	F _{bk} [kN]	F _x [kN]
6		397,3						
7		516,5						
8		278,1						
9		413,2	103,3	88,3				
10	103,3	413,2		-88,3				
11		222,5	55,62	88,3				
12	55,6	222,5		-88,3				
13		397,3				13,8	110,0	220,0
14		397,3				-13,8	110,0	0,0
15		413,5	103,3	88,3	12,0			
16	103,3	413,5		-88,3	12,0			
17		222,5	55,6	88,29	12,0			
18	55,6	222,5		-88,3	12,0			
19		413,5	103,3	88,3	-12,0			
20	103,3	413,5		-88,3	-12,0			
21		222,5	55,6	88,3	-12,0			
22	55,6	222,5		-88,3	-12,0			

Tab. 2: Zatěžovací síly pro normální provozní zatížení

3.2 PARAMETRY VÝPOČTU

Výpočty jsem prováděl pomocí lineární analýzy. Nepředpokládal jsem velké deformace, ani výraznější překročení meze kluzu. Pro řešení výpočtů jsem používal "automatický řešič". SOLIDWorks™ nabízí ještě další řešiče., například EFE Plus, který by měl být rychlejší pro velké počty prvků, ale při výpočtech mi opakovaně havaroval a nepomáhalo ani použití stabilizačních strategií, které program nabízí (stabilizace pomocí měkké pružiny nebo pomocí vnitřních sil). Výhoda kratšího výpočtového času tedy ztrácela efekt.

Tloušťky jednotlivých dílů modelu jsem nastavil podle nominální tloušťky použitých plechů. Nepoužil jsem žádnou korekci na korozi, jelikož se zde předpokládá, že všechny nosné části jsou dostatečně opatřeny proti korozi nebo jinému opotřebení. Vlastnosti plechů a materiálů pro účely výpočtu jsou v tabulkách č. 3 a 4.

Díl	Materiál	Tloušťka [mm]
Příčník		
horní pásnice	S355J2+N	12
dolní pásnice	S355J2+N	14
stojiny	S355J2+N	10
výztuhy otvoru	S355J2+N	10
výztuhy	S355J2+N	10
torna	E 260-450-MSC1	40
závěsky brzdy	E 260-450-MSC1	8
Podélník		
horní pásnice	S355J2+N	12
dolní pásnice	S355J2+N	14
stojiny	S355J2+N	16
výztuhy	S355J2+N	10
lem napojení	S355J2+N	12
rozsochy	E 260-450-MSC1	10
Čelník		
čelník (profil U)	S355J2+N	10
závěsky brzdy	S355J2+N	12

Tab. 3: tloušťka skořepin a použitý materiál.

Materiálové vlastnosti modelu		
	S355 J2+N	E-260-450-MSC1
Poissonova konstanta μ	0,28	0,32
Modul pružnosti v tahu E [Mpa]	210000	200000
Modul pruž. ve smyku G [Mpa]	79000	76000
Mez kluzu [Mpa]	355	260
Mez pevnosti [Mpa]	520	450
Hustota [kg/m ³]	7850	7800

Tab. 4: Materiálové vlastnosti modelu.

4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

4.1 KRITÉRIA HODNOCENÍ

Při stanovování dovolených hodnot jsem postupoval převážně podle přílohy J TSI kolejová vozidla - nákladní vozy [19] a ERRI B 12/RP 17 [17]. Mezní dovolené hodnoty a způsob hodnocení je tedy shodný jako při vyhodnocování zkoušek na zkušebním stavu.

4.1.1 VÝJIMEČNÉ PROVOZNÍ ZATÍŽENÍ

TSI kolejová vozidla - nákladní vozy [19] uvádí jako limit mez pružnosti materiálu. Tato hodnota ale není uváděna ve specifikacích materiálu a její stanovení je obtížné. Jelikož v jiných jazykových verzích se hovoří o mezi kluzu, stejně jako v normě ČSN EN 13 749 [15], je velmi pravděpodobné, že jde o chybu překladu. ERRI B 12/RP 17 [17] dále upravuje součinitel S k mezi kluzu materiálu. Ten je pro základní materiál $S=1,0$ a pro svarové spoje $S=1,1$, kde se zohledňuje tepelné ovlivnění základního materiálu, vrubový účinek svaru apod. Jinak obecně předpokládáme, že materiál svaru má minimálně takové vlastnosti jako základní materiál. Dodatečnou informací zde může být svařovací předpis, který udává požadavky na kvalitu provedení a kontrolu svarů. Jelikož na únavu kontroluji pouze svarové spoje, na základě uvedeného jsem mezní hodnotu napětí určil takto:

pro materiál S355J2+N: $R_{e1}=355$ MPa a $S=1,1$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_{e1}}{S} = \frac{355}{1,1} = 322,7 \text{ MPa}$$

pro materiál E 260-450-MS1: $R_{e2}=260$ MPa a $S=1,1$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_{e2}}{S} = \frac{260}{1,1} = 236,4 \text{ MPa}$$

4.1.2 NORMÁLNÍ PROVOZNÍ ZATÍŽENÍ (ÚNAVA)

Pro vyhodnocení únavové pevnosti jednotlivých součástí se při zkouškách na zkušebních stavech používá metoda meze únavy. Vyhodnocení probíhá tak, že ze série statických zkoušek s

různými kombinacemi provozních zatížení se odečtou maximální a minimální naměřené hodnoty napětí a střední hodnota. Výsledky se vynesou do Smithova diagramu a hodnotí se tedy, jako by byla konstrukce zatěžována jediným cyklickým zatížením s těmito parametry.

Předpokládá se, že většina zatížení, kterým je podvozek vystaven, se za jeho životnost opakuje vícekrát, než $10E7$, musí být tedy dimenzován na trvalou životnost. Vyhodnocení probíhá vynášením do Smithova diagramu, který zohledňuje velikost střední hodnoty kmitů.

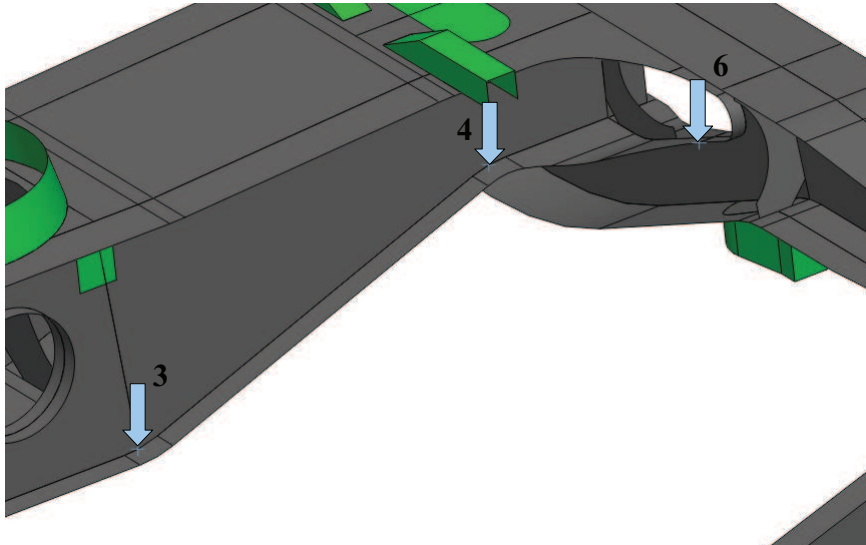
Smithův diagram je uváděn pro základní materiál, pro oblasti ovlivněné vrubovým účinkem je jeho plocha úměrně zmenšena. Pro vyhodnocení napětí zjištěných výpočtem jsem použil Smithův diagram uvedený v příloze F.4 zprávy ERRI B12 RP 17 [17] platný pro materiály s mezí pevnosti 520 MPa a vyšší.

4.1.3 TUHOST RÁMU PODVOZKU

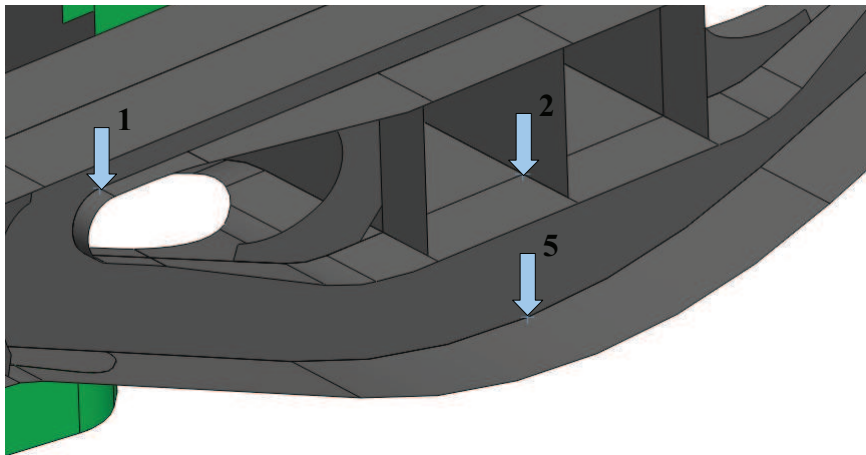
Tuhost rámu se hodnotí především z hlediska možné kolize části podvozku se zařízením trati, dále pak z hlediska nerušené funkce částí a zařízení podvozku. Mezním kritériem je maximální deformace rámu podvozku pod zatížením ve směru příslušného omezení. Vzhledem k povaze konstrukce a zatěžování jsem vyšetřil pouze deformace ve směru osy Z a to podle odstavce C 3.2.3 *Část nacházející se níže než 130 mm u vozidel, která smějí přejet svážné pahrbky a projíždět kolejové brzdy a další aktivovaná posunovací a zastavovací zařízení TSI* [19]. Minimální světlá výška mezi temenem kolejnice a konstrukcí vozidla je 125 mm. Při uvažování minimálního poloměru kol a dosednutí dorazu vypružení jsou nejnižší položenou součástí záchytky brzdy ve výšce 250 mm nad temenem kolejnice. Jelikož jsou záchytky upevněny z jedné strany na příčnicku, pro zjednodušení jsem hodnotil deformaci spodní plochy příčnicku v ose z vůči uložení pružin.

4.2 ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

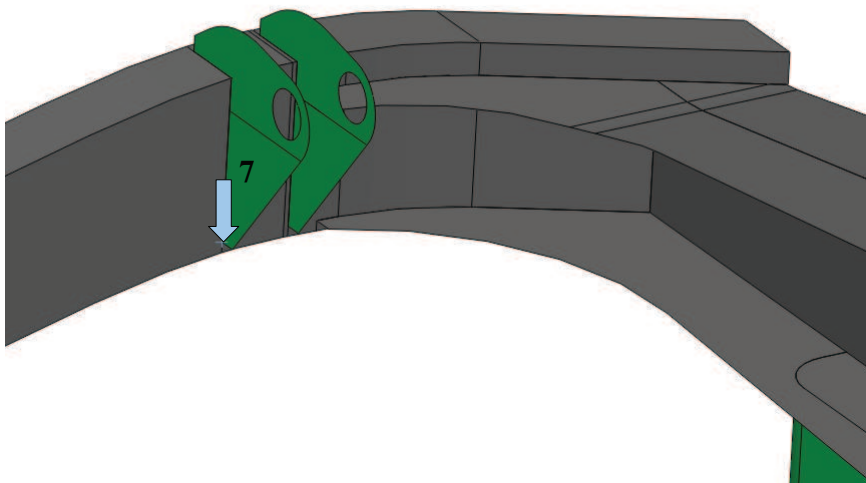
Výběr míst pro hodnocení na únavu jsem provedl tak, že jsem podle výsledků výjimečných zatížení vytipoval místa na konstrukci podvozku, která nejsou ovlivněna zjednodušenými geometriemi a vykazují při všech stavech vysoká napětí. Dále jsem volil pouze taková místa, kde se vyskytují svarové spoje, protože lze předpokládat, že k případnému porušení konstrukce by došlo právě ve svaru. Podle těchto kritérií jsem zvolil sedm míst pro vyhodnocení na únavu, viz. obrázky č. 16, 17 a 18.



Obr. 16: Vybraná místa pro hodnocení únavy



Obr. 17: Vybraná místa pro hodnocení únavy



Obr. 18: Vybraná místa pro hodnocení únavy

Jako první při vyhodnocení výsledků každého výpočtu jsem provedl porovnání výsledných reakčních sil a zatěžovacích sil a ověřil tak, že výpočet proběhl korektně.

Výběr měřících míst jsem uložil jako sadu měřících bodů, což zjednodušilo a urychlilo odečítání výsledků. Po vykreslení napětí jsem tak mohl začít rovnou odečítat výsledky. Při vyhodnocování únavy jsem nechal vykreslit hlavní napětí P1 a to jak horní, tak dolní napětí (napětí na horní i spodní ploše plechu) a zapisoval je do tabulky uvedené v příloze č.3. Z tabulky jsem odečetl minimální a maximální dosaženého napětí a z nich vypočetl střední napětí

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} ,$$

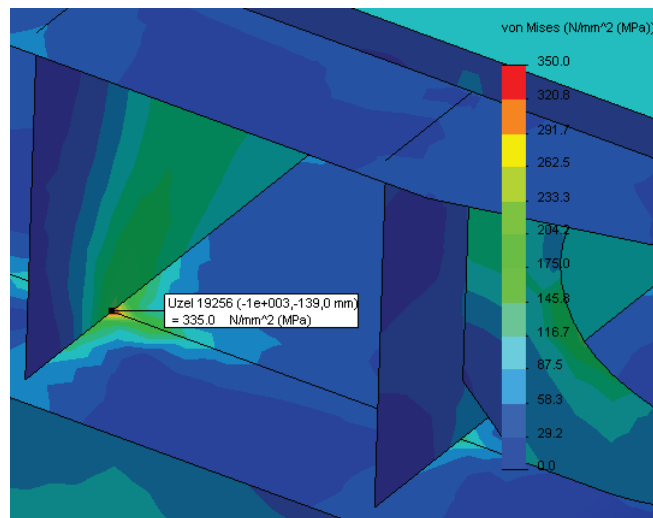
které jsem zakresloval do Smithova diagramu.

4.3 VÝSLEDKY VÝPOČTU

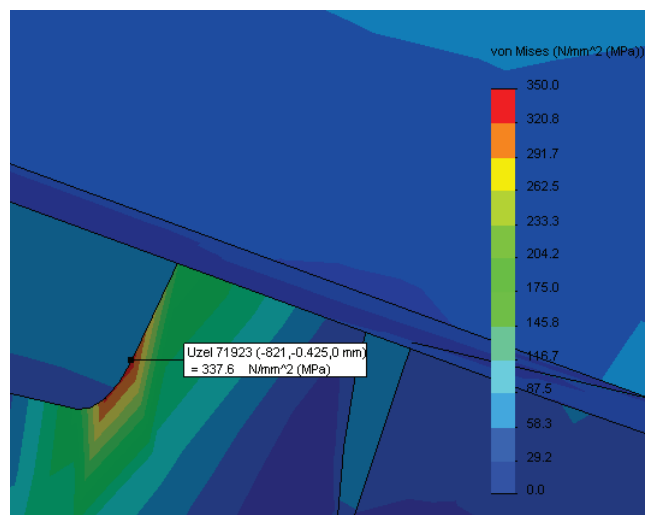
4.3.1 VÝJIMEČNÉ PROVOZNÍ ZATÍŽENÍ

Při zatížení výjimečnými provozními silami došlo k překročení dovolených napětí vykreslovaných metodou Von Mises na více místech. Vysokým hodnotám napětí, které byly způsobené zaváděním sil nebo uložení modelu na pružinách jsem se nevěnoval, jelikož jsou způsobeny principem modelování a výpočtu a nemají souvislost se skutečným chováním konstrukce. Napětí v oblastech, kde jsou k plechům přivařeny odlitky, bylo třeba brát vypočtená napětí s určitou rezervou vzhledem k velkému zjednodušení geometrie.

Při zatěžovacím stavu č. 2 došlo k překonání dovolené hodnoty napětí ve spoji mezi výztuhou příčnicku a podélníkem o 15,6 MPa, (4,8 %), viz. obrázek č. 19. Jedná se o lokální extrém napětí, u něhož se dá předpokládat, že na skutečné konstrukci nedosáhne tak vysokých hodnot. Tento konstrukční uzel lze tedy akceptovat s tím, že bude prověřen na únavu. Vzhledem k symetrii zatěžování i modelu se tato hodnota opakuje rovněž na druhé straně při zatěžovacím stavu č. 3. Velmi vysoké napětí bylo dosaženo při zatěžovacím stavu č. 2 pod úložnou plochou zatížené kluznice. Hodnota napětí v základním materiálu byla 337 MPa, což sice nepřesahuje dovolenou mez, ale je to největší dosažené napětí v základním materiálu ve sledovaných oblastech s koeficientem bezpečnosti vůči mezi kluzu 1,05. Místo je vykresleno na obrázku č. 20.

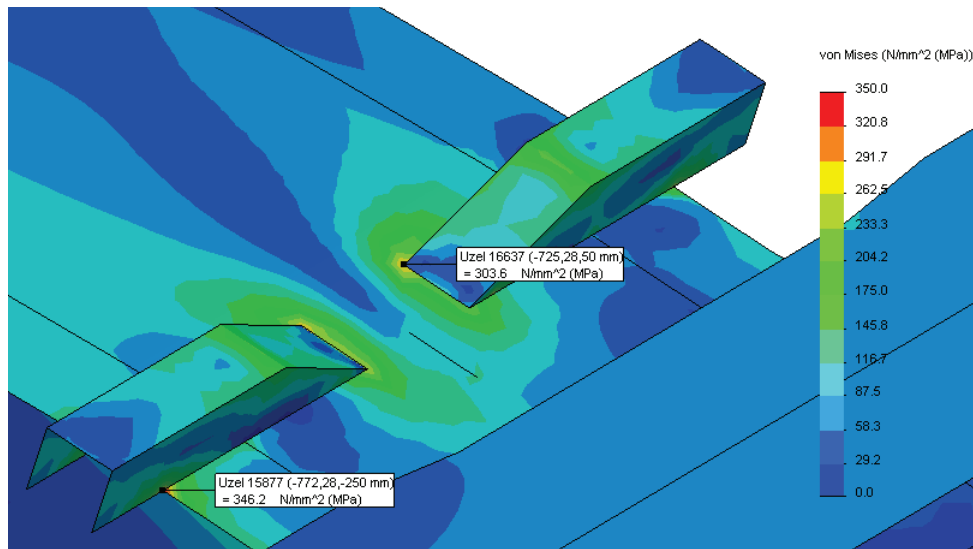


Obr. 19: Místo překročení dovoleného napětí.



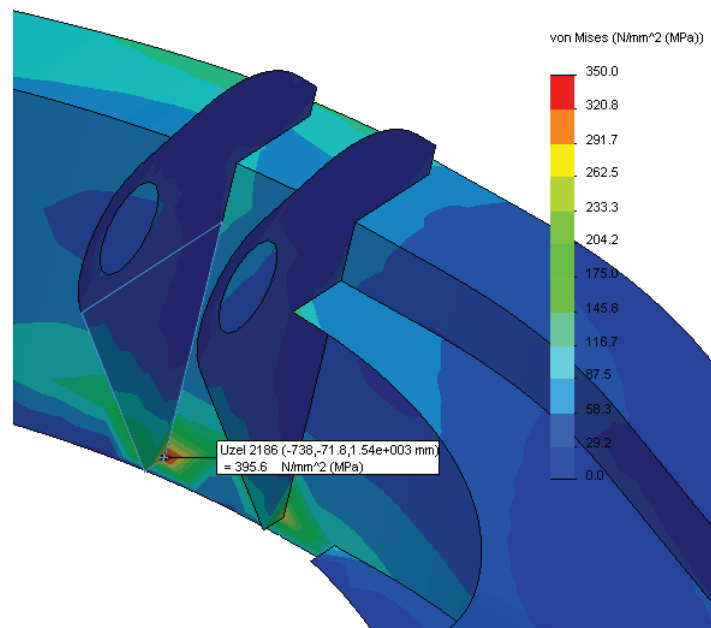
Obr. 20: Nejvyšší napětí v základním materiálu.

Při zatěžovacím stavu č. 5 bylo dovolené napětí přesaženo u svarů mezi závěskami brzd a rámem podvozku. U odlévaných závěsek na příčnici to bylo 303,6 a 346,2 Mpa, což je překročení dovoleného napětí pro díly z lité oceli o 67,6 a 110,2 MPa, tedy až o 47%. V tomto případě však nelze zanedbat vliv velkého zjednodušení, navíc zatěžující síly od brzd jsou velmi vysoké ve srovnání s běžným provozem. Průběhy napětí jsou na obrázku č. 21.



Obr. 21: Vysoká napětí v připojení odlitků závěsek.

Nejvyšší vypočtené napětí v oblasti svaru bylo na konci spoje mezi plochou závěskou brzdy a čelníkem, též při zatěžovacím stavu č.5. Zde vypočtené napětí dosáhlo hodnoty 395,6 MPa. Odůvodnění je zde stejné jako při hodnocení tohoto místa na únavu, viz níže oddíl 4.3.2. Situaci ukazuje obrázek č. 22.



Obr. 22: Špička napětí v oblasti ukončení závěšky.

Na základě provedené analýzy lze konstatovat, že kromě závěsů brzdy prověřovaná část konstrukce splňuje stanovená kritéria. Vypočtená napětí pro vybrané zatěžovací stavy s výjimečnými provozními zatíženími jsou vykresleny v příloze č. 1.

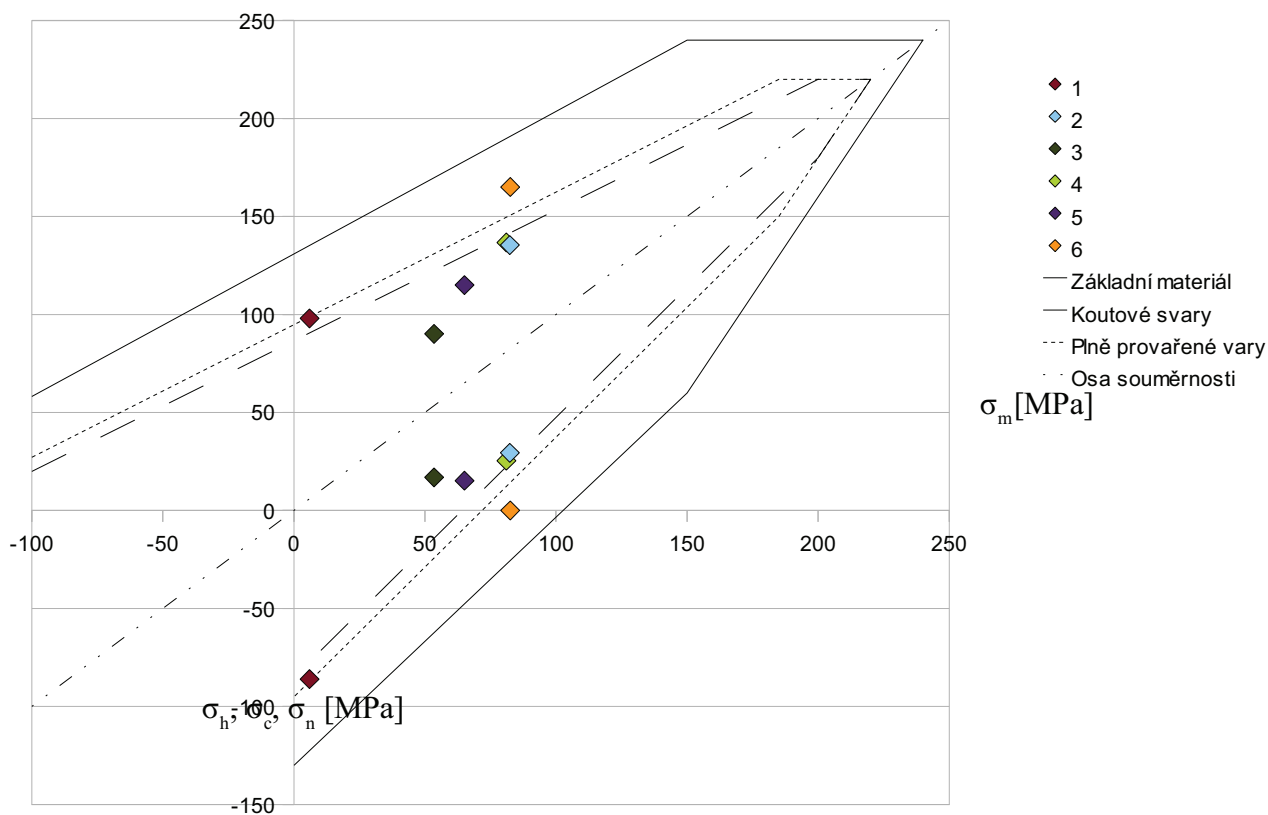
4.3.2 HODNOCENÍ ÚNAVY (NORMÁLNÍ PROVOZNÍ ZATÍŽENÍ)

Všechna hodnocená místa jsou ve svarech mezi plechy z materiálu S355J2+N. Všechny jsem tedy hodnotil pomocí Smithova diagramu pro oceli s mezí pevnosti 520 MPa a vyšší, jak je uveden v příloze F.4 [17]. Navíc se všechny nacházejí v místě plně provařeného svaru, platí pro ně tedy prostřední ze zobrazených křivek "plně provařené svary". Hodnoty středního napětí a rozkmitu vypočtené z hodnot v příloze č. 3 jsem zanesl do smithova diagramu - graf č. 2.

Z tohoto grafického vyjádření hodnocení vyplývá, že dovolené hodnoty byly překročeny u měřicího místa č. 6. Jedná se o ostrý roh v "T" spojení dvou plechů což je velmi silný vrub. Z vykresleného napětí je dobře patrné, že takto zatížená oblast je velmi malá a i v těsné blízkosti místa jsou již mnohem nižší hodnoty napětí. Napětí v okolí kritického místa na skutečné konstrukci a případně únavovou odolnost uzlu by bylo možné ověřit zkouškou. Limitní hodnoty v měřicím místě č. 1 jsou pravděpodobně způsobeny změnou tloušťky plechu v místě svaru. Ta je na skutečné konstrukci provedena jako zkosení, na výpočtovém modelu je však ostrá skoková změna tuhosti stýkajících se plechů. Na skutečné konstrukci lze tedy očekávat nižší hodnoty dosaženého napětí.

Ostatní sledovaná místa jsou dostatečně odolná proti únavě a konstrukci jako celek lze označit za odolnou proti porušení vlivem únavy vyjma odlévaných součástí, jejichž analýzu jsem z důvodu softwarového omezení neprováděl. Vypočtená napětí pro vybrané zatěžovací stavy č. 7, 9, 11 a 15 jsou vykresleny v příloze č. 2.

Smithův diagram pro ocel třídy 520 Mpa



Graf 2: Smithův diagram pro ocel třídy 520 MPa

4.3.3 TUHOST PODVOZKU

Největší deformace příčnicku, kterou způsobí kombinace výjimečných i provozních zatížení je ve směru osy z 3 mm, což je méně než mezních 125 mm. Podvozek tedy z hlediska svislé tuhosti splňuje požadavky.

5 POROVNÁNÍ S EXPERIMENTÁLNÍMI DATY

5.1 POPIS PROBLEMATIKY

Tenzometrie je v současné době nejrozšířenějším způsobem experimentálního zjišťování napětí na ocelových konstrukcích. Tomu je přizpůsobena i většina současné legislativy v oblasti kolejových vozidel, která při hodnocení konstrukce vychází právě z tenzometrických měření. Chceme-li porovnávat hodnoty napětí získané MKP výpočtem a měřením, musíme vzít v úvahu základní vlastnosti obou metod a porovnání jim přizpůsobit.

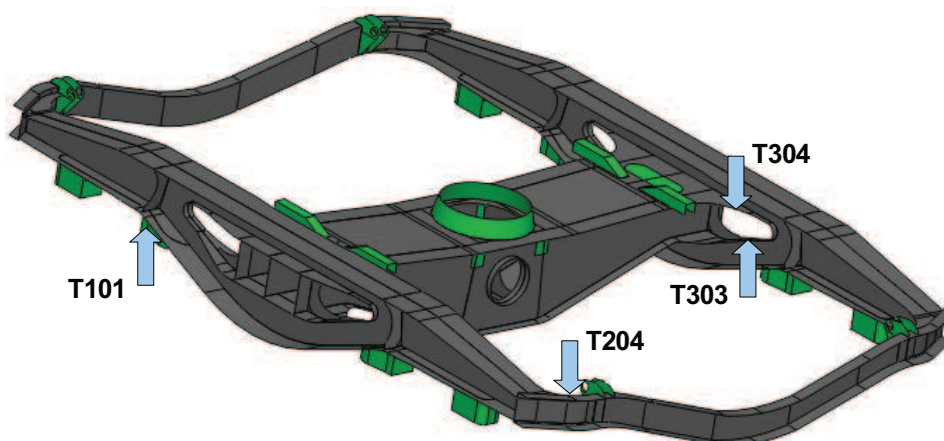
Dnes se v měření napětí na ocelových konstrukcích používají téměř výhradně foliové odporové tenzometry. Tenká kovová mřížka, aktivní plocha tenzometru, je umístěna na fólii. Folie se při aplikaci pomocí vhodného adheziva spojí s povrchem měřeného tělesa. Tenzometr je charakterizován rozměry aktivní části, rozměry fólie, jmenovitým odporem a konstantou tenzometru. Tenzometrická měření mají svá principiální a technologická omezení. Jednoduchým tenzometrem lze měřit deformaci materiálu (napětí) pouze v jednom směru na povrchu součásti. Kombinací více tenzometrických mřížek můžeme získat i směr a hodnotu hlavního napětí. Aktivní plocha tenzometru je nenulová, měřené hodnoty napětí jsou tedy průměrem napětí na ploše tenzometru.

Tenzometr lze umístit jen na přístupné části konstrukce, plocha musí být dostatečně rovná a velká pro nalepení podkladové fólie. Prochází-li plochou tenzometru strmý gradient napětí, i poměrně malá nepřesnost v umístění tenzometru může vyvolat velké změny hodnot měřeného napětí. Z tohoto důvodu se neumísťují do bezprostřední blízkosti svaru. Dále od spoje je sice hodnota napětí menší, ale s vyšší vypovídací schopností. Vyhodnocení je pak přizpůsobeno principu měření.

Výsledkem výpočtu metodou konečných prvků je však obecná napjatost v celém objemu součásti. Při odečítání napětí v místě tenzometru tedy musíme zohlednit jeho rozměry a orientaci mřížky. Byly vyvinuty metody, jak tenzometrické měření simulovat na virtuálním modelu pomocí prvku se zvláštními vlastnostmi, kterým je nasíťován celý rám podvozku [12]. Cílem bylo automatizovat vyhodnocení výsledků výpočtu jelikož běžnými prostředky je tento proces poměrně pracný. Metoda má určité nedostatky, ale dosahuje poměrně dobrých výsledků.

5.2 POROVNÁNÍ VYBRANÝCH MĚŘÍCÍCH MÍST

Porovnání jsem provedl na základě protokolu ze zkoušek podvozku [21], který mi byl poskytnut. Vzhledem k velkému počtu zatěžovacích stavů jsem porovnání provedl na čtyřech vybraných tenzometrech pro první čtyři zatěžovací stavy, které by měly postačovat k ověření výsledků provedených výpočtů. Jelikož šlo o zkoušky ověřovací, nikoliv o zkoušky prototypu, bylo na konstrukci umístěno poměrně málo tenzometrů, většina z nich symetricky a naneštěstí v oblastech, kde jsem přistoupil k většímu zjednodušení a nelze zde proto očekávat přílišnou shodu. Pro porovnání jsem vybral dva tenzometry umístění na podélníku, jeden na tělese rozsochy a jeden v blízkosti závěsky brzdy v ukončení podélníku. Jejich umístění je patrné z obrázku č. 23.



Obr. 23: Umístění vybraných tenzometrů na rámu podvozku.

Pro odečtení bylo nutné pro každý tenzometr vytvořit jeho vlastní souřadnicový systém. Ten jsem označil názvem tenzometru, přičemž směr osy x byl totožný s podélnou osou tenzometru. Pak jsem nechal vykreslit normálové napětí ve směru osy x zvoleného souřadnicového systému a pomocí funkce "sonda" odečetl napětí. U tenzometrů umístěných na ploše plechu jsem odečetl hodnotu pro příslušnou stranu skořepiny, u tenzometrů umístěných na hraně plechu jsem odečetl hodnoty jak pro horní, tak dolní povrch a výslednou hodnotou pak byl průměr těchto hodnot. Odečítání hodnot bylo poměrně časově náročné, protože pro každý tenzometr zvlášť a u některých i pro každou stranu skořepiny bylo třeba vykreslit napětí na celém modelu. Takto určené hodnoty napětí jsou uvedeny v tabulce č.5 spolu s výsledky statické zkoušky a rozdílem měřených hodnot v procentech. Procentní rozdíl je vztažen k měřené hodnotě napětí.

Stav	T101 rozsocha			T204 konec podélníku		
	Výpočet [Mpa]	Měření [Mpa]	Rozdíl [%]	Výpočet [Mpa]	Měření [Mpa]	Rozdíl [%]
1	-46,0	-44,0	4,5	4,0	0,0	4,0*
2	-44,5	-38,0	17,1	-3,2	7,0	10,2*
3	-51,2	-75,0	31,7	-90,6	-120,0	24,5
4	6,6	-1,0	7,6*	86,0	119,0	27,7

Stav	T302 vnitřní lem nahoře			T303 vnitřní lem dole		
	Výpočet [Mpa]	Měření [Mpa]	Rozdíl [%]	Výpočet [Mpa]	Měření [Mpa]	Rozdíl [%]
1	-60,3	-61,0	1,2	86,8	89,0	2,5
2	-20,4	-23,0	11,3	55,8	48,0	16,1
3	-139,4	-148,0	5,8	-94,5	-102,0	7,4
4	58,9	62,0	5,0	230,7	226,0	2,1

* hodnoty absolutní odchylky v Mpa

Tab. 5: Výsledky porovnání výpočtu a měření

Z porovnání vyplývá, že pro tenzometry T302 a T303, které byly umístěné na hraně plechů v oblasti napojení příčnicku a podélníku, dosahuje výpočet ve většině případů menší odchylku než 10 %, pouze u jednoho ze zatěžovacích stavů je chyba 16,1 %. Tento nesoulad je pravděpodobně způsoben nesymetrií zatěžování, jelikož při porovnání vypočtených hodnot s tenzometry na opačné straně vychází přibližně stejný rozdíl napětí, ale opačného znaménka.

U tenzometru T101 činí rozdíl až 30%, ale vzhledem k velkému zjednodušení výpočtového modelu jsem zde předpokládal větší chybu. Pro vyhodnocení této části by bylo třeba upřesnit geometrii, v ideálním případě ji modelovat pomocí tělesových prvků.

V případě tenzometru T204 také nedošlo k dobré shodě s měřením. Zde jsem podrobným prozkoumáním dokumentace zkoušky zjistil, že zakončení horní pásnice zkoušeného rámu neodpovídalo modelu, podle kterého jsem vytvářel model výpočtový.

Lze konstatovat, že v oblasti, kde během modelování nedošlo k zásadnímu zjednodušení geometrie, byla pomocí dostupných výsledků byla ověřena shoda výpočtu s měřením na zkušebním stavu. Pro komplexní ověření výpočtu by bylo třeba doplnit další tenzometry do vhodných míst konstrukce.

ZÁVĚR

V práci jsem provedl pevnostní analýzu rámu podvozku Y25 Ls1 – K metodou konečných prvků v programu COSMOSWorks ve verzi 2009. Softwarové prostředí je přehledné a uživatelsky příjemné. Nabízí množství funkcí, které usnadňují práci řešitele, což je ale vykoupeno omezenými možnostmi volby prvků, síťování apod. V průběhu práce jsem se zabýval některými aspekty provádění výpočtů a popsal jednotlivé možnosti, případně prověřil jejich vliv na výsledky výpočtu. Výsledky výpočtů jsem zpracoval podle oborové legislativy a zkodnotil zkoumanou konstrukci.

Výsledky jsem podrobil porovnání s napětími naměřenými při zkouškách a lze konstatovat, že v oblastech, kde nedošlo k velkému zjednodušení modelu jsou rozdíly výpočtu a měření minimální. Takto provedený výpočet lze považovat za odpovídající skutečnosti, čímž jsem splnil původní předpoklad. V oblastech kde jsem výrazně zjednodušil geometrii odlévaných částí ke shodě již nedochází. Pro výpočty rámu podvozků včetně litých částí by bylo vhodnější využít samostatný program COSMOS, nebo jiný obdobný bez omezení funkcí a kombinovat skořepinové prvky s tělesovými.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] CULEK, B. *Pevnostní analýza rekonstruovaného rámu podvozku Görlitz V*, Technická zpráva. Pardubice : Univerzita Pardubice, 1996. 20 s.
- [2] HAN, Seung-Ho a kol.: *Application of Integrated Design system based on Multi-Agent to asses Cumulative Fatigue Damage of Large Scaled Welded Structure*. In: Key Engineering Materials, vols. 326-328. Switzerland : Trans Tech Publications, 2006. str. 581 – 584. ISSN: 1013-9826
- [3] HELLER, P., DOSTÁL J.: *Kolejová vozidla II*. 1. vyd. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009. 392 s. ISBN 978-80-7043-641-7
- [4] HONS, C. B., MÜLLER H. *Strkturoptimierung in der Konstruktion und Entwicklung von Eisenbahn – Drehgestellen*. Příspěvek na Konferenz für angewandte Optimierung in der virtuellen Produktentwicklung, 2006. 13 s.
- [5] IZER, J., JANDA, J., MARUNA, Z., ZDRŮBEK, S.: *Kolejové vozy*. Bratislava : ALFA, 1986. 378 s. ISBN 63-870-84-17
- [6] KALINČÁK, D. a kol.: *Skúšanie v dopravnej a manipulačnej technike*. Žilina : EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2002. 195 s. ISBN 80-7100-932-6
- [7] KALINČÁK, D. a kol.: *Kol'ajové vozidlá : riešené príklady*. Žilina, EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2004. 173 s. ISBN 80-8070-352-3
- [8] OYAN, C.: *Structural strength analysis of the bogie frame in Taipei rapid transit systems*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. ProQuest Science Journals, 1998. s. 253 – 262. ISSN 2041-3017
- [9] PALÍK F. a kol.: *Jednofázová elektrická lokomotiva S 489*. 1. vyd. Praha : NADAS, 1968. 508 s.
- [10] PARK, B.H., LEE, K., Y.: *Bogie frame design in consideration of fatigue strength and weight reduction*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. ProQuest Sciencece Journals, 2006. s. 201 – 206. ISSN 2041-3017

- [11] PELIKÁN, J.: *Návrh podvozku Y25 pro hmotnost na nápravu 25t*, Diplomová práce. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009. 76 s.
- [12] ROMÁN, San J., ÁLVAREZ-CALDAS, C: *Structural validation of railway bogies and wagons using finite elements tools*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. ProQuest Science Journals. 2005 s. 139 – 150. ISSN 2041-3017
- [13] SVOBODA, J., FRÖHLICH, V., KRAUS, V.: *Únavová pevnost a životnost reálných konstrukcí při kombinovaném náhodném zatěžování*. Sborník konference Experimentální Analýza Napětí 2005. ISBN 80-214-2941-0
- [14] ŠELIGA, J. SEVALD, J.: *Statická pevnostná kontrola skrině motorového vozna*. In: Sborník přednášek: Súčasný problémy v kolejových vozidlách, časť II. Žilina : ROSA, 1995, s. 239-245. ISBN 80-7100-288-7
- [15] ČSN EN 13 749. *Railway applications – Methods of specifying structural requirements of bogie frames*. 1. vyd. Brussels : European committee for standardisation , 2005. 46 s. Třídící znak 28 0505
- [16] ČSN EN 15085. *Železniční aplikace – Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí – Část 3: Konstrukční požadavky*. 1. vyd. Praha : Český normalizační institut, 2007. 46 s. Třídící znak 28 4401
- [17] ERRI B 12/RP 17. *Güterwagen*. 8. vyd. Utrecht : European Rail Research Institute, 1997. 96 s.
- [18] ERRI B 12/RP 60. *Versuche zum festigkeitsnachweis an Schienenfahrzeugen*. 1. vyd. Utrecht : European Rail Research Institute, 1995. 48 s.
- [19] 2006/861/ES. *Rozhodnutí komise z 28. června 2006 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „Kolejová vozidla – nákladní vozy“ transevropského konvenčního železničního systému*. Komise evropských společenství, Brusel, 2006.
- [20] UIC 510-3. *Wagons - Strength testing of 2 and 3-axle bogies on test rig*. 3. vyd. Paris: International Union of Railways, 1997. 33 s.
- [21] POZ - 007 / 2008. *Zkouška rámu podvozku podle UIC 510-3*, Protokol o zkoušce. Praha : VUZ, 2008. 30 s.

- [22] *Podvozek: dvounápravový pro nákladní železniční vozy Y25 Ls1-K, Ls(s)d1-K*, Technický popis. 1. Rev. Louny : Lostr, a.s., 2007. 6 s.
- [23] *Introducing COSMOSWorks*. Los Angeles : Structural Research and Analysis Corporation, 2003. 163 s.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 : Výsledky výpočtů při výjimečném zatížení

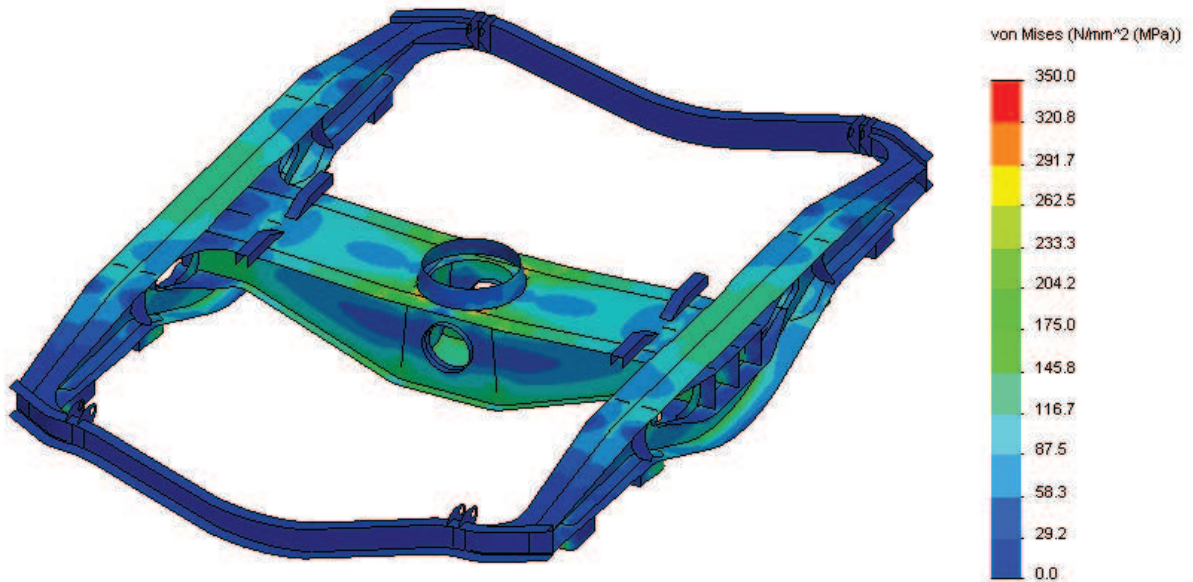
Příloha 2 : Výsledky výpočtů při provozním zatížení (vybrané)

Příloha 3 : Tabulka vypočtených hodnot napětí pro hodnocení únavy

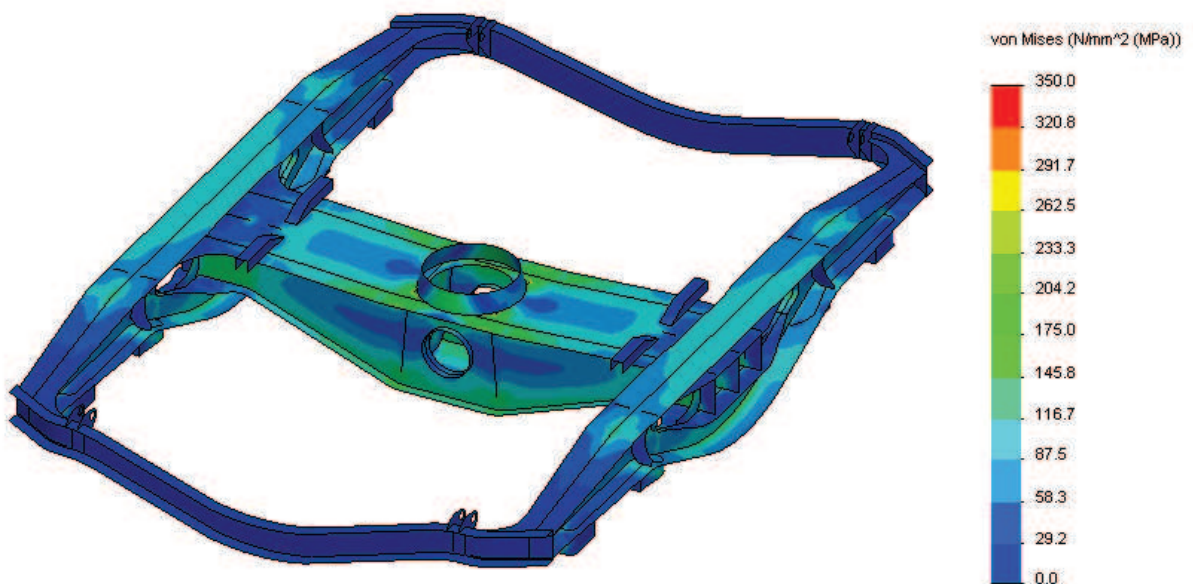
Příloha 4 : Typový výkres podvozku Y25 č. výkresu 20622619

Příloha 1 - výsledky výpočtů při výjimečném zatížení

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 1
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

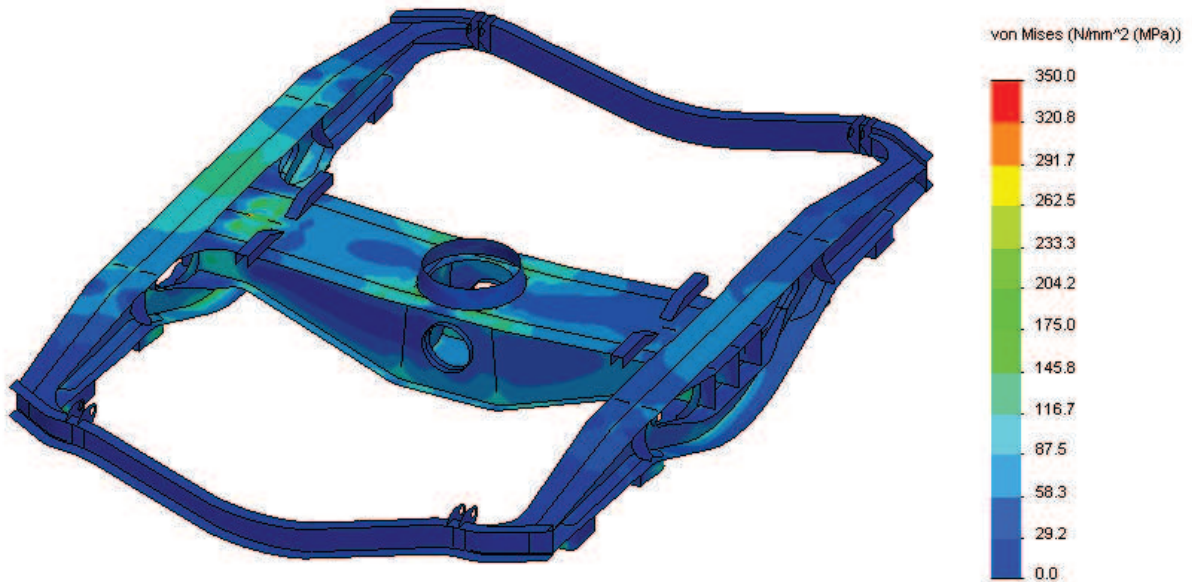


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 1
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

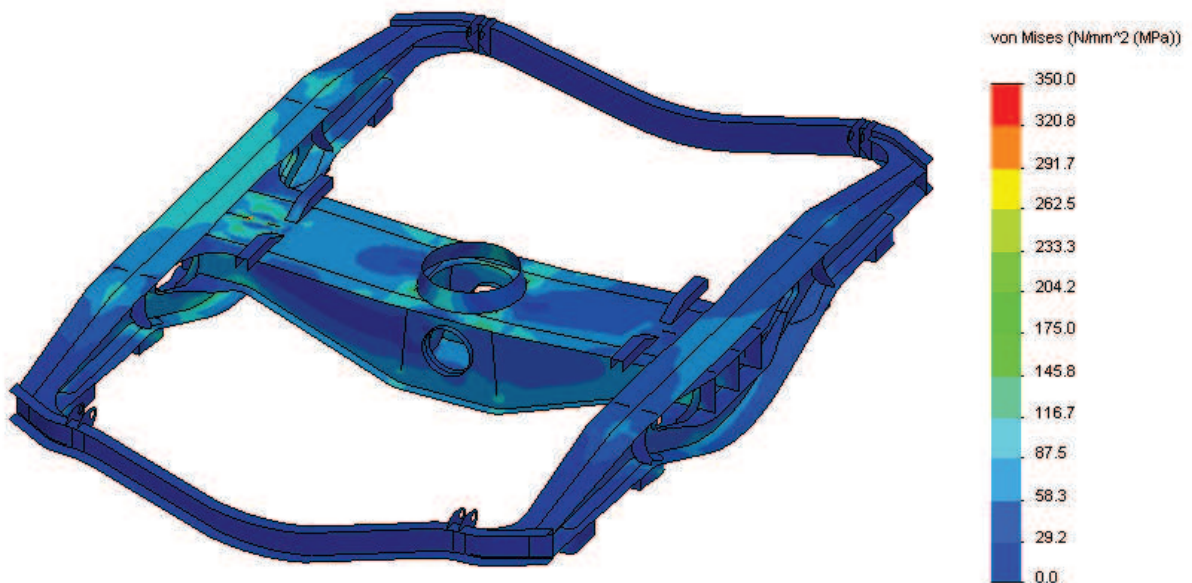


Příloha 1 - výsledky výpočtů při výjimečném zatížení

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 2
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

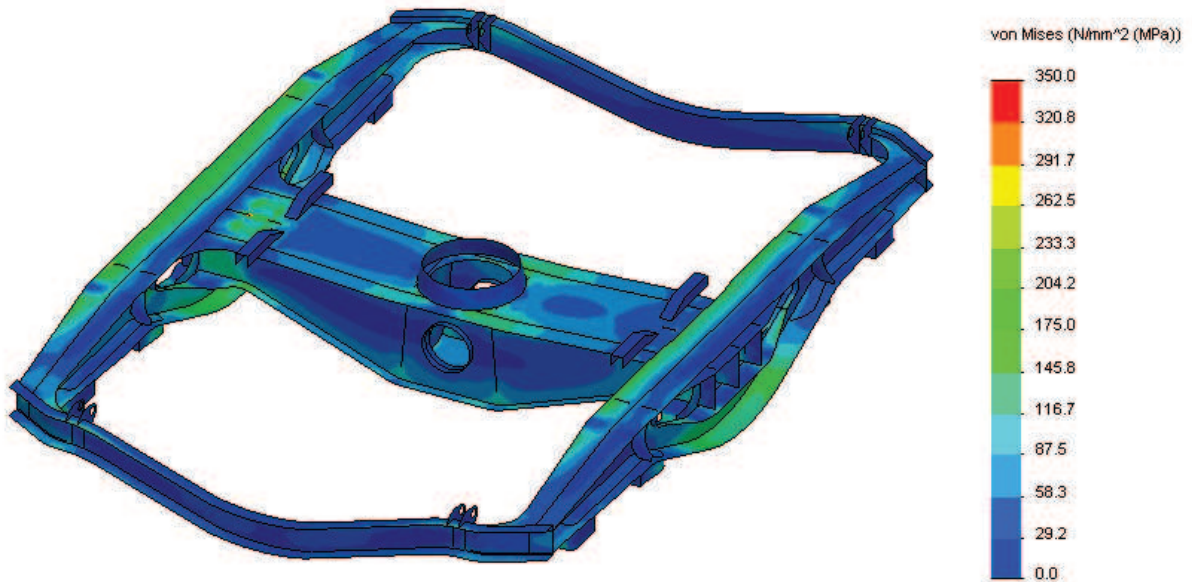


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 2
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

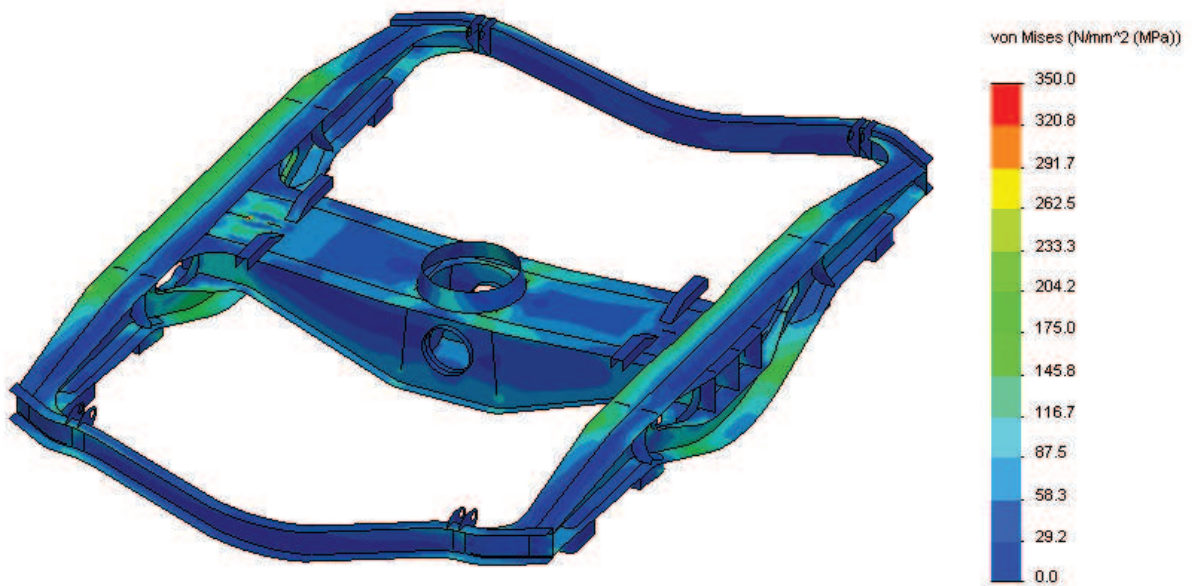


Příloha 1 - výsledky výpočtů při výjimečném zatížení

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 3
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

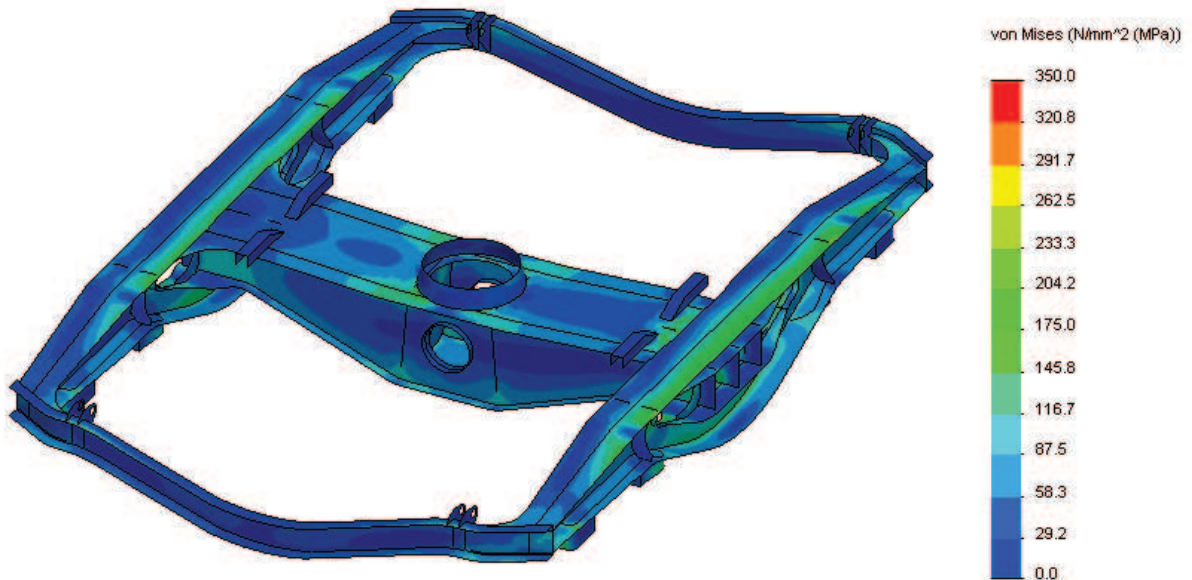


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 3
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

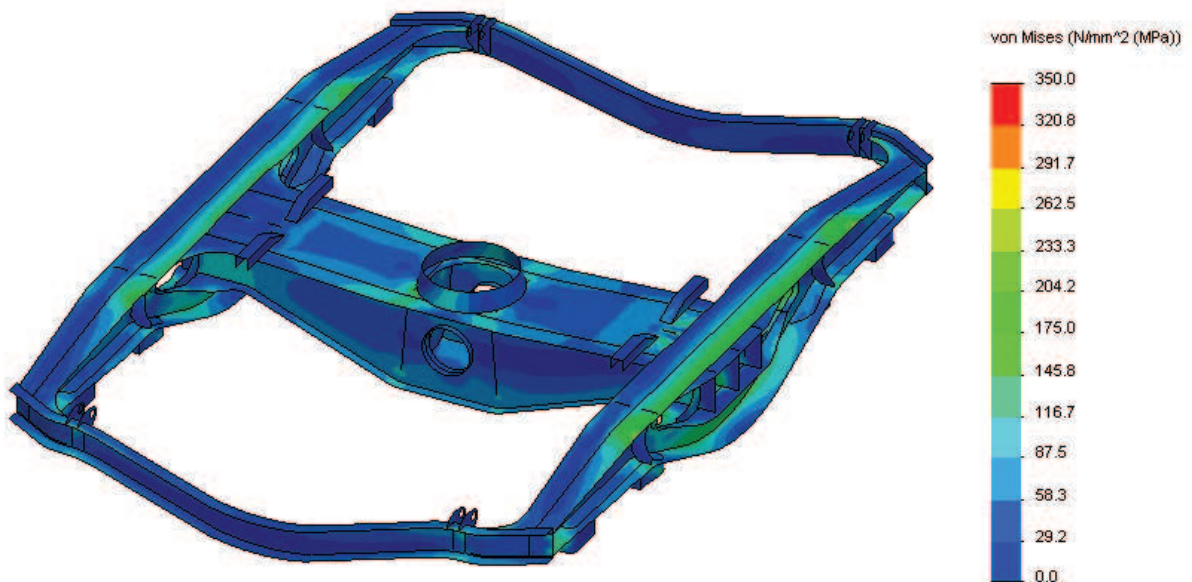


Příloha 1 - výsledky výpočtů při výjimečném zatížení

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 4
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

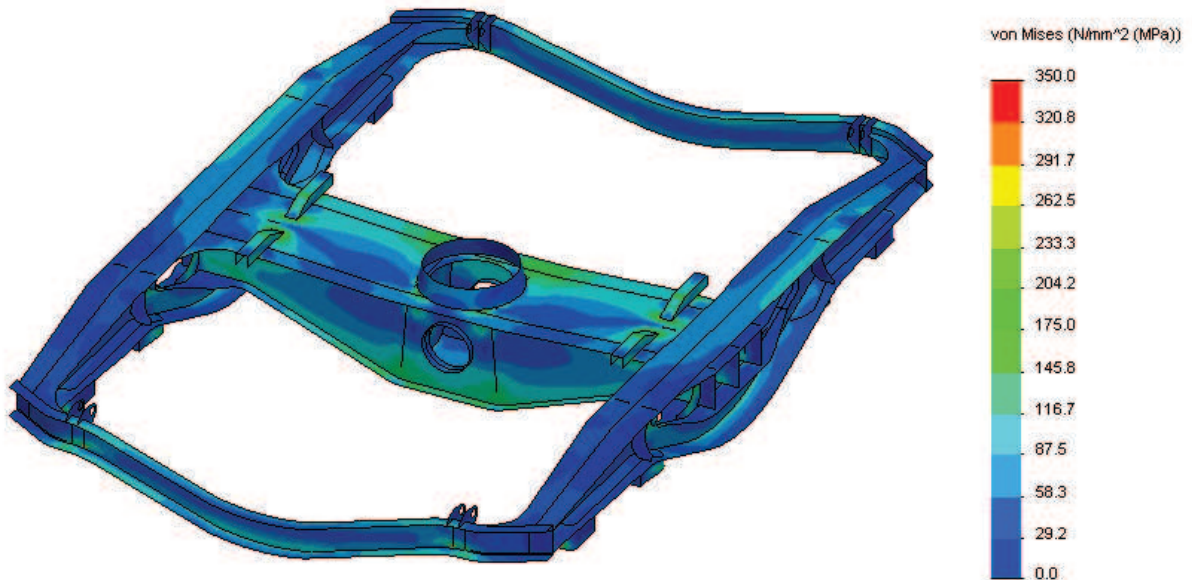


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 4
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

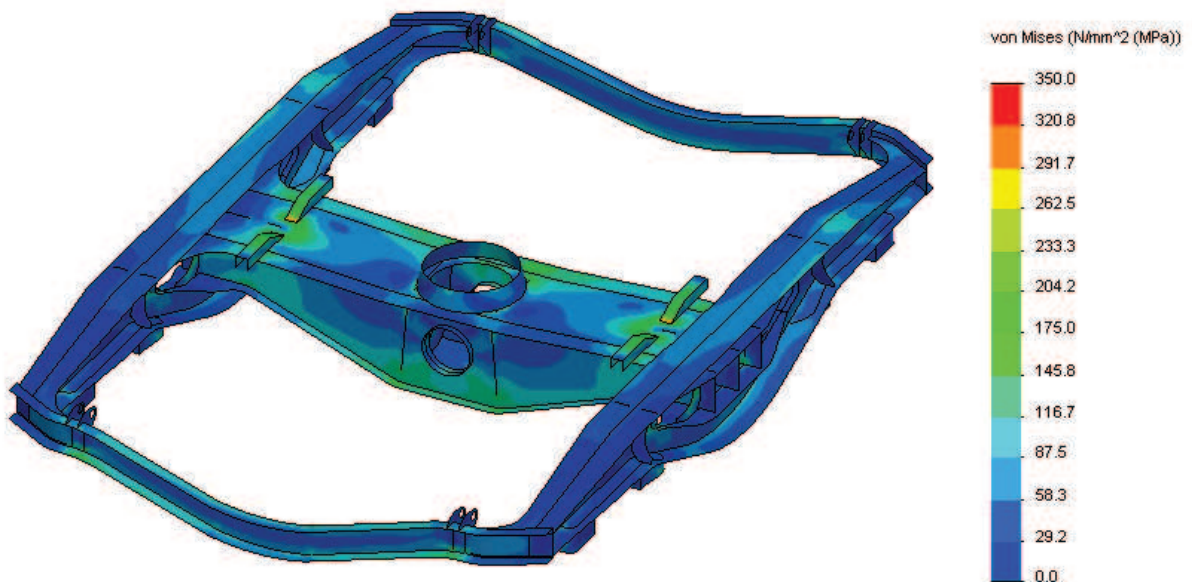


Příloha 1 - výsledky výpočtů při výjimečném zatížení

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 5
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

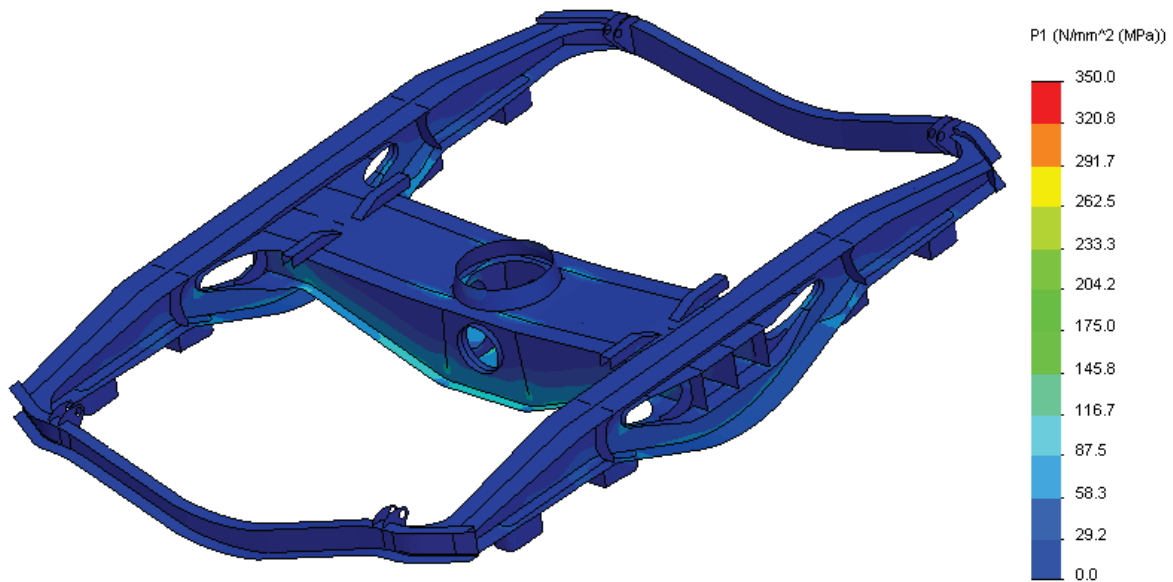


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 5
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

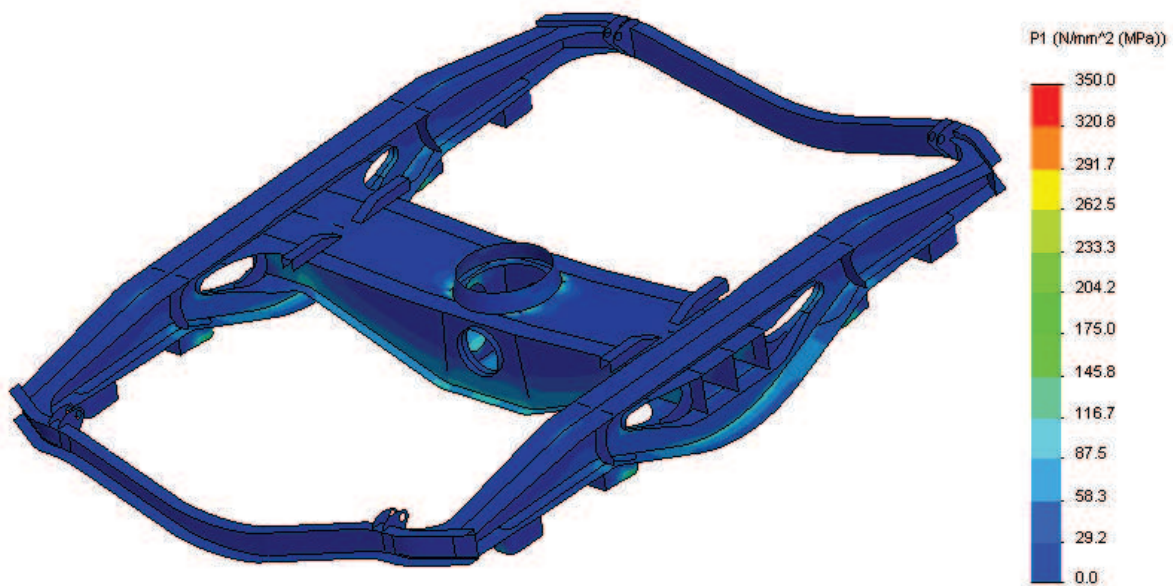


Příloha 2 - výsledky výpočtů při provozním zatížení (vybrané)

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 7
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

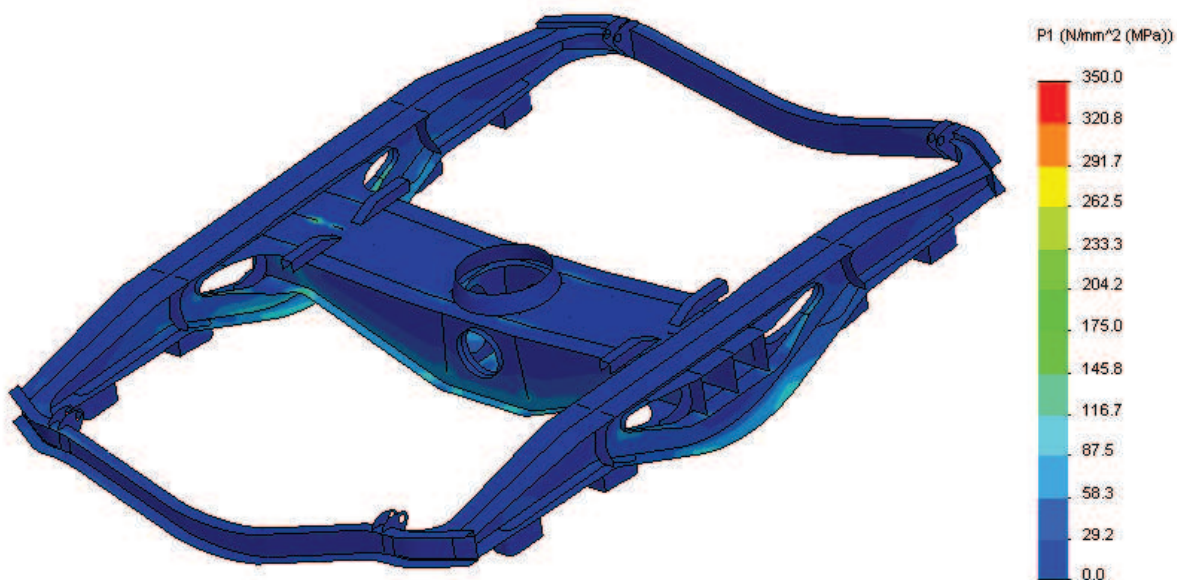


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 7
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

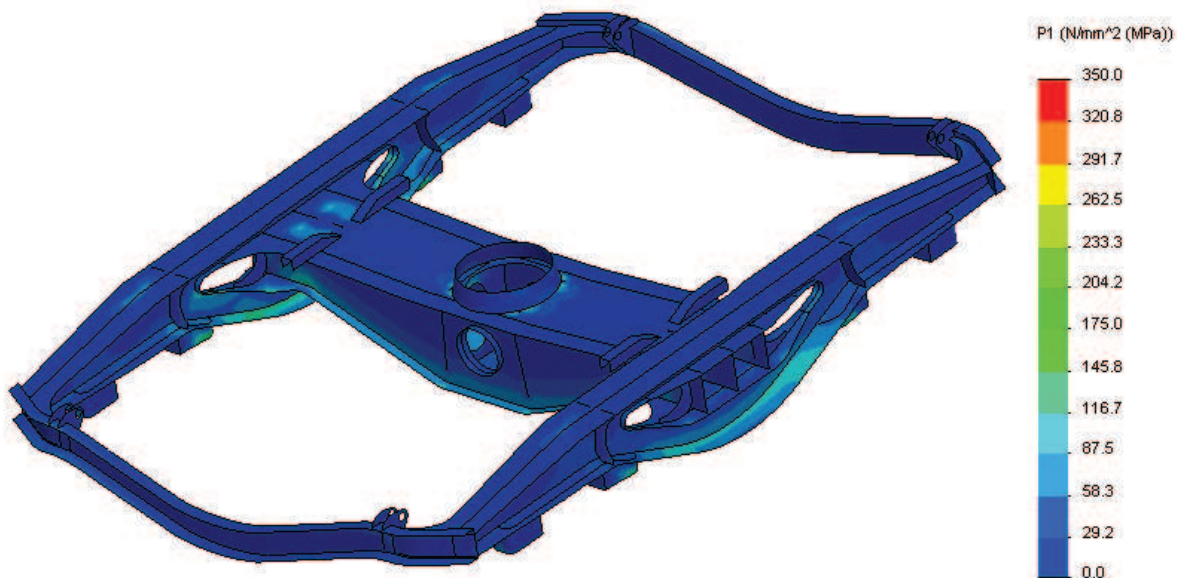


Příloha 2 - výsledky výpočtů při provozním zatížení (vybrané)

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 9
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

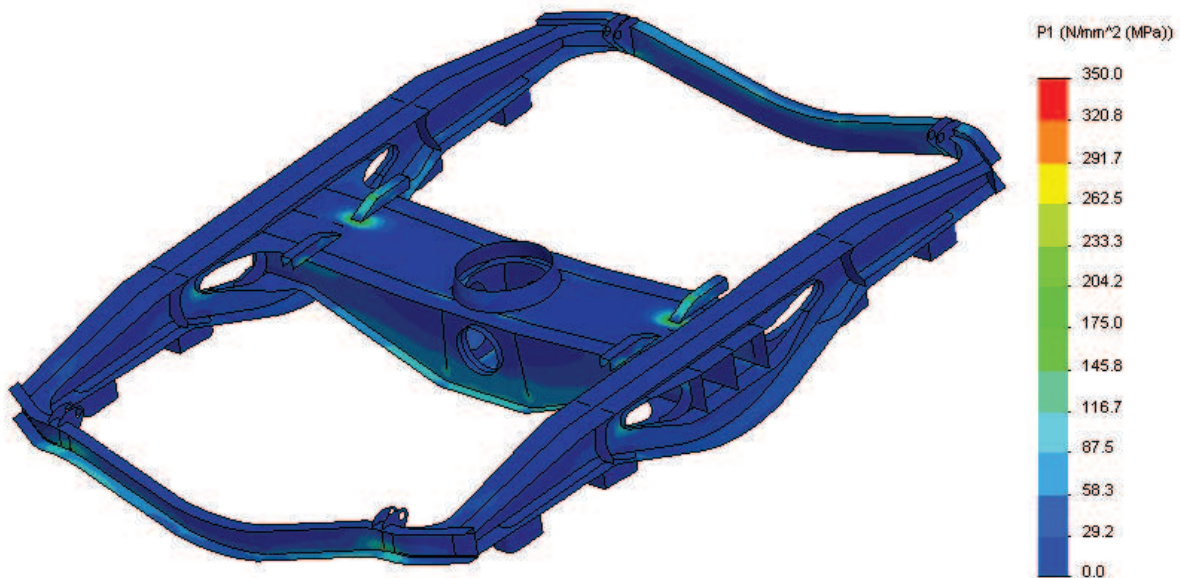


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 9
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

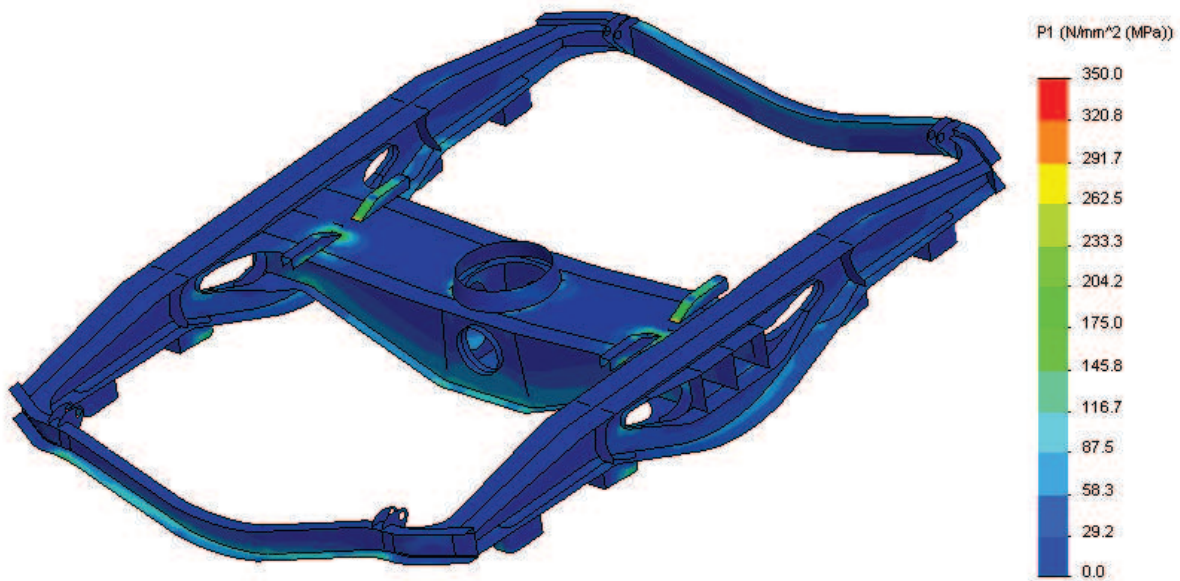


Příloha 2 - výsledky výpočtů při provozním zatížení (vybrané)

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 13
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí

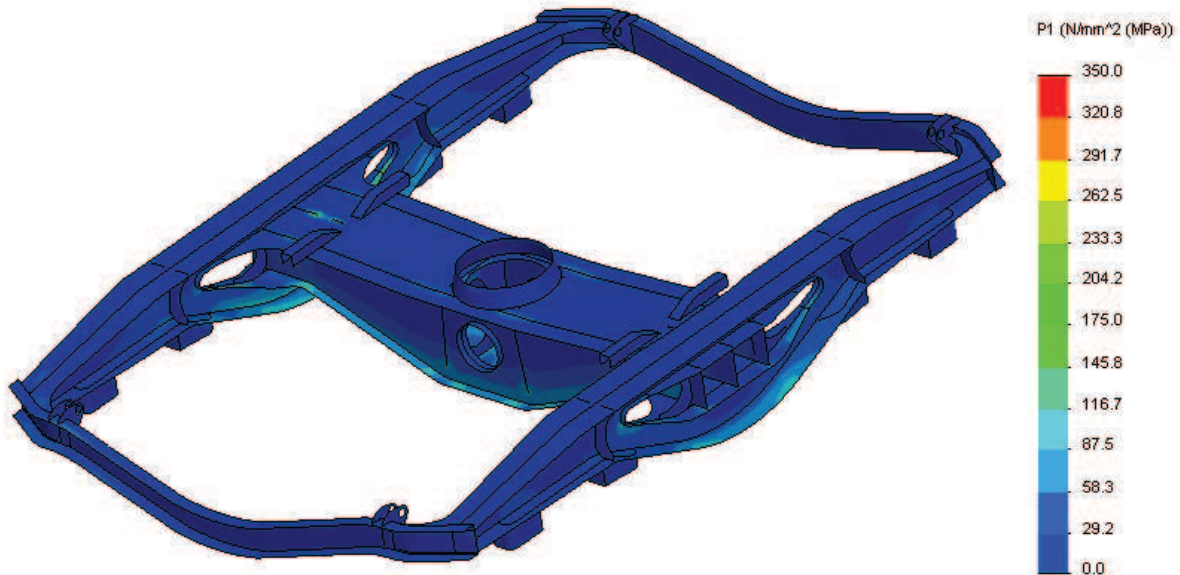


Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 13
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí

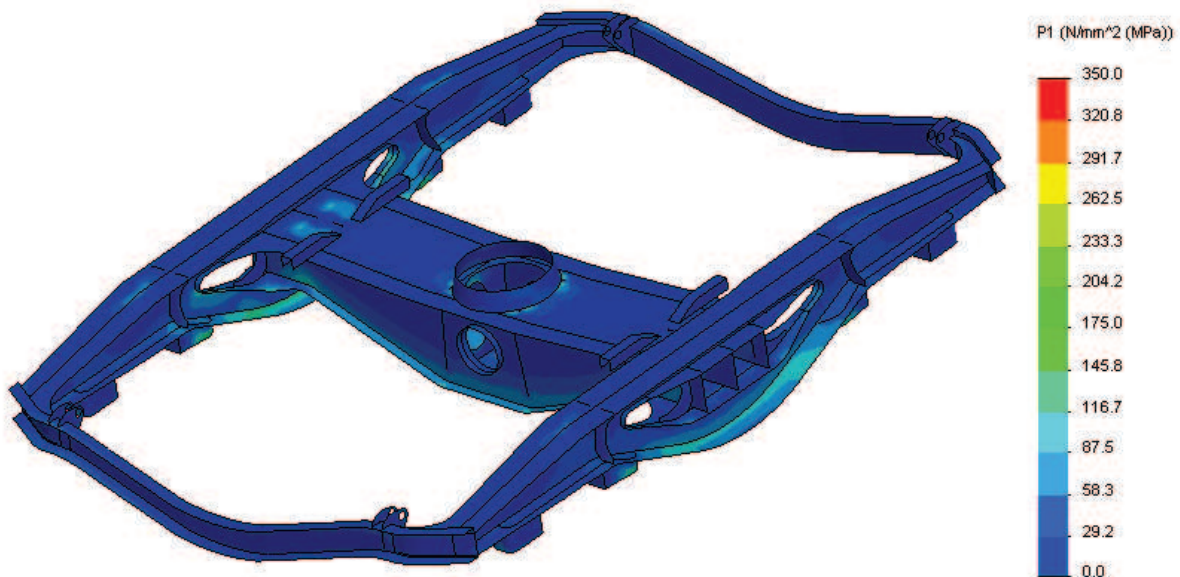


Příloha 2 - výsledky výpočtů při provozním zatížení (vybrané)

Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 15
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Dolní) Napětí



Název modelu: výpočtový model 1
Název studie: 15
Typ obrázku: Static uzlové napětí (Horní) Napětí



Příloha 3 – Tabulka vypočtených hodnot napětí pro hodnocení únavy

Zatěžovací stav		6		7		8		9		10		11	
Místo	Uzel	H	D	H	D	H	D	H	D	H	D	H	D
1	14 615	-19,6	58	-36,2	78,9	-25,3	-19,5	-86,5	24,1	96,7	-69,7	-65,7	38,6
2	40 159	34,1	71,5	54,6	100,5	54,1	29,4	89,9	51,6	135,4	77,5	61,4	30,7
3	60 349	78,9	71,4	54,3	48,5	48,5	31,2	76,6	49	72,7	47,6	42,3	16,9
4	28 134	88,5	85,5	119,5	111,4	64,4	60	99,5	88,3	136,7	96,2	52,2	45,7
5	40 041	49,1	87,7	60	115	34,1	34,5	76,4	35,3	72,7	95,9	81,7	15,2
6	14 605	64,5	61,5	83,1	79,7	42,9	44,7	3,4	6,5	151,5	165,6	0	4,8
7	8 139	4	5,3	-1,4	7,8	4,2	1,6	2,5	41,2	14,4	-9,2	-0,1	46,2

Zatěžovací stav		12		13		14		15		17		Min.	Max.
Místo	Uzel	H	D	H	D	H	D	H	D	H	D		
1	14 615	22,6	-73,5	98	-20	29,6	-31,6	66	23,8	36,6	38,2	-86,5	98
2	40 159	75,3	38,8	77,5	42	70,9	34,1	89,8	51,7	51,3	30,8	29,4	135,4
3	60 349	38,1	25,2	90,1	59,4	26,7	22	77,3	85,5	43,1	46,9	16,9	90,1
4	28 134	73,4	54,5	131,2	117,2	73,1	25,4	105,3	108,8	60,9	66,4	25,4	136,7
5	40 041	19,3	78,6	90,8	50,4	87,6	49,6	101,4	35,3	81,9	15,2	15,2	115
6	14 605	130,1	128,4	82,6	71	76,1	95,3	4,6	6,9	0	4,8	0	165,6
7	8 139	11,7	-8,4	329,4	303,9	146,9	155,6	3,6	43,6	0,8	48,6	-9,2	329,4

H = horní napětí

D = dolní napětí

všechny hodnoty jsou v Mpa

ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE

PODVOZEK ODPOVÍDÁ TSI

HMOTNOST	4,5 t ± 5 %
MAX. HMOTNOST NA NÁPRAVU PŘI RYCHLOSTI 100 km/h	22,5 t
MAX. HMOTNOST NA NÁPRAVU PŘI RYCHLOSTI 120 km/h	20,0 t
ROZCHOD	1 435 mm
ROZCHOD	1 800 mm
JMENOVITÝ PRŮMĚR KOL	920 mm
MAXIMÁLNÍ ŠÍŘKA	2 356 mm
MAXIMÁLNÍ DÉLKA	3 250 mm
VÝŠKA STŘEDU OTOČNÉHO ČEPU NAD T.K. (PŘI HMOTNOSTI PRÁZDNOHO VOZU 20 t)	925 ± 3 mm
CELKOVÝ PŘEVOD BRZDOVÉHO PÁKOVÍ V PODVOZKU	4
LOŽISOVÁ SKŘÍŇ (S LOŽISKY 130x240x80)	80 V
SPECIFICKÉ JEDNOTKOVÉ PRUŽENÍ PODVOZKU PŘI HMOTNOSTI NA NÁPRAVU DO 6,63 t	0,249 mm/kN
NAD 6,63 t	0,0948 mm/kN

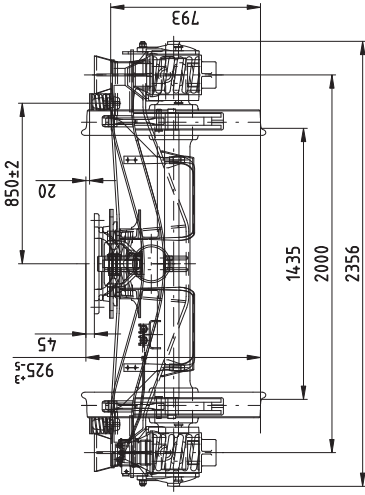
DVOJKOLÍ DLE TSI (NAPŘ. BA 004)
 VELIKOST PŘÍČNÝCH VŮLÍ: LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ-ROZSOCHA ± 10 mm
 PODVOZEK JE NAKRESLEN A ZAKÓTOVÁN V POZICI, KTEROU ZAUJÍME POD VOZEM O HMOTNOSTI 20 t

HAUPTMERKMALE

Drehgestell entspricht der TSI

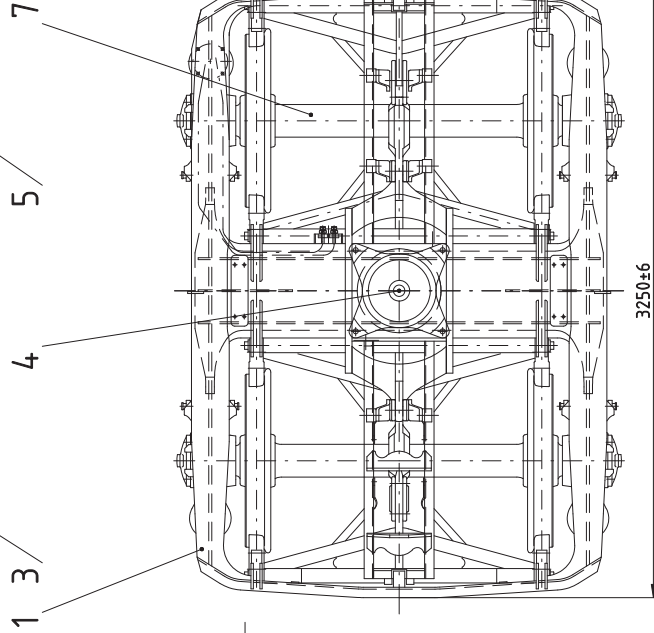
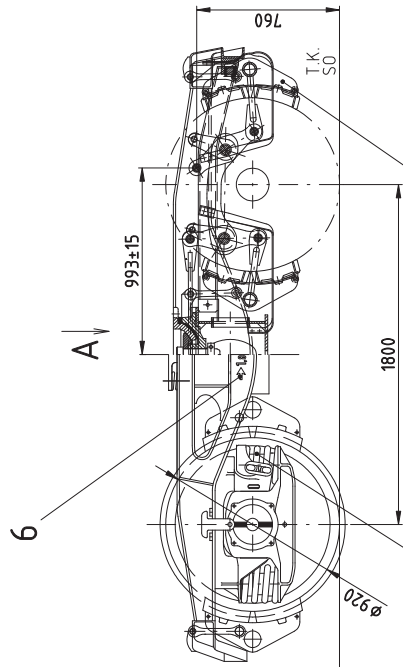
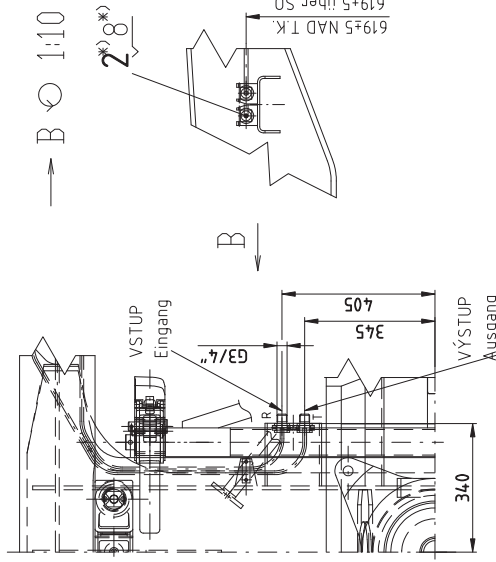
Masse	4,5 t ± 5 %
Maximale Radsatzlast bei Geschwindigkeit 100 km/h	22,5 t
Maximale Radsatzlast bei Geschwindigkeit 120 km/h	20,0 t
Spurweite	1 435 mm
Achsabstand	1 800 mm
Nennradurchmesser	920 mm
Maximale Breite	2 356 mm
Maximale Länge	3 250 mm
Höhe der Drehfahnmittle über S.O. (bei Güterwagenmasse 20 t)	925 ± 3 mm
Gesamte Gestängeübersetzung im Drehgestell	4
Radsatzlager (mit Lagern 130x240x80)	80 V
Federshake spezifische Drehgestellfederung bei Radsatzlast bis 6,63 t	0,249 mm/kN
über 6,63 t	0,0948 mm/kN

Radsatz gemäß TSI (z.B. BA 004)
 Spiel in Querrichtung (Radsatzlager-Drehgestellrahmen) ± 10 mm
 Drehgestell ist in der Position gezeichnet, die es beim Güterwagen mit Masse 20 t einnimmt



A 1:10

PLATÍ PRO SNÍMAČ DAKO
 gilt für Wiegeventil DAKO



VÝKRES NESMÍ BÝT ZMĚŇEN, MMO SYSTÉM CAD

Y25 Ls1d1-K	40x50kg	AZ
1668955-A		
Index	Číslo označení zřetě	Verze
1:20	2008-06-16	0001
Průkopceřel	2008-06-23	Čepár
Schvál	2008-06-27	Smíček
	Datum	Jméno
	cz/de	
LOGSTAR a.s.		
20622619		
01/01		

PODVOZEK Y25 Ls1d1-K
 Drehgestell Y25 Ls1d1-K