



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ MODIFIKACE PŘÍVĚSU NA BALÍKY

DESIGN MODIFICATIONS OF THE TRAILER TO THE BALERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Straka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. David Straka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční modifikace přívěsu na balíky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte pevnostní kontrolu přívěsného vozu na přepravu balíků. Proveďte konstrukční modifikaci konstrukčních částí rámu přívěsu pro účel optimalizace rozměrových popřípadě i materiálových vlastností konstrukce rámu.

Technické parametry stroje:

Celková délka: 12 000 mm

Max. šířka: 2 550 mm

Délka ložné plochy: 10 300 mm

Technicky přípustná hmotnost: 27 000 kg

Povolená hmotnost: 24 000 kg

Provozní hmotnost: 7000 kg

Cíle diplomové práce:

Proved'te:

Vytvoření výpočtového modelu pro pevnostní analýzu pomocí MKP z původní konstrukce vozu.

Výpočet deformačně napěťových vlastností původní konstrukce rámu vozu při reálném zatěžování.

Návrh úpravy konstrukce rámu vozu pro rozměrové i materiálové vlastnosti jednotlivých konstrukčních částí.

Výpočet deformačně napěťových vlastností nové optimalizované konstrukce rámu vozu při reálném zatěžování.

Konečný návrh konstrukce rámu vozu.

Nakreslete:

Sestavu původní konstrukce rámu přívěsného vozu.

Sestavu upravené konstrukce rámu přívěsného vozu.

Ostatní výkresy dle pokynů vedoucího DP.

Seznam literatury:

SYROVÝ, O.: Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008, 248 s. ISBN 978-80-86726-30-4.

PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERN, Brno, 2002, ISBN 80-720-257-2

JURÁŠEK, O.: Nosné konstrukce stavebních strojů, skriptu VUT v Brně, 1986

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Předmětem této diplomové práce je pevnostní výpočet balíkového přívěsu a jeho konstrukční modifikace. Práce se zabývá návrhem nové konstrukce rámu a jeho následným ověřením pomocí metody konečných prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA

Balíkový přívěs, metoda konečných prvků, rám, pevnostní analýza

ABSTRACT

The purpose of this thesis is to calculate strenght of materials used in bale trailer and it's construction modifications. This work presents the design of new frame construction. After that the frame is checked via the finite elements method.

KEYWORDS

Bale trailer, Finite Element Method, frame, stress analysis.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STRAKA, D. Konstrukční modifikace přívěsu na balíky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Michalu Pikulovi ze společnosti ZDT Nové Veselí a vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za vstřícný přístup a odborné rady při zpracování této práce. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině a blízkým za podporu během mého studia na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	9
1 Cíle práce	10
1.1 Legislativní požadavky	10
2 Balíkové přívěsy	12
2.1 Doprava pícenin	12
2.2 Přehled vyráběných přívěsů	13
3 Popis konstrukce přívěsu	16
3.1 Stávající konstrukce vozu	16
3.2 Popis stávajícího rámu	17
3.3 Nová koncepce	17
3.4 Popis nového rámu	18
3.4.1 Otočný rám	18
3.4.2 Ekonomické posouzení vhodnosti profilů	19
3.5 Nově navržený rám	21
4 Nakupované díly	22
4.1 Náprava	22
4.1.1 Volba odpružení	23
4.1.2 Volba nápravy	24
4.1.3 Pneumatiky	24
4.2 Kuličkový věnec řízení	26
4.3 Tažná oj	26
5 Pevnostní analýza MKP	27
5.1 Tvorba modelu	27
5.2 Nahrazení částí přívěsu	28
5.2.1 náhrada nákladu	29
5.2.2 nahrazení náprav a odpružení	29
5.2.3 Nahrazení točnice	32
5.2.4 Nahrazení zadržovacího systému	33
5.3 Zátěžné stavy	33



5.3.1	Statická poloha, přímá jízda.....	33
5.3.2	Průjezd zatáčkou	33
5.3.3	Akcelerace.....	34
5.3.4	Brzdění	35
5.4	Mezní stavy materiálu	35
6	Pevnostní analýza původní konstrukce	37
6.1	Statická poloha I.....	37
6.2	Průjezd zatáčkou I	38
6.3	Akcelerace I.....	39
6.4	Brzdění I.....	39
6.5	Dílčí vyhodnocení	42
7	Pevnostní analýza nové konstrukce rámu	43
7.1	Statická poloha II.....	43
7.2	Průjezd zatáčkou II.....	45
7.3	Akcelerace II.	46
7.4	Brzdění II.....	48
	Závěr	51
	Použité informační zdroje	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	54
	Seznam příloh	55



ÚVOD

Dopravní procesy jsou součástí každodenního života, v různé intenzitě je můžeme sledovat ve všech odvětvích hospodářství. Pro zemědělství je charakteristické, že výroba je závislá na počasí a má sezónní charakter. [2] Specifické je pro zemědělství také to, že jeho doprava je odlišná od dopravy v jiných odvětvích – průměrné přepravní vzdálenosti jsou menší, přepravní rychlost je také nižší. Průměrná přepravní vzdálenost v zemědělství ve vnitropodnikové dopravě se v České republice pohybuje v rozmezí 3,5 až 6,2 km, odlišný je směr materiálových toků. Charakteristický je jednosměrný materiálový tok nedovolující využít zpětných jízd dopravních prostředků a jejich měnící se intenzita dána sezónností rostlinné výroby, nebo mechanicko-fyzikální, chemické a biologické vlastnosti přepravovaných materiálů. [2]



Obr. 1 Žací stroj John Deere [10]



1 CÍLE PRÁCE

Cílem diplomové práce je vytvoření výpočtového modelu pro pevnostní analýzu balíkového přívěsu od společnosti ZDT Nové Veselí Galán PV 15.

Na základě pevnostního výpočtu mají být navrženy konstrukční úpravy, které budou odpovídat požadavkům pro nový balíkový přívěs, který bude oproti stávajícímu přívěsu zatěžován vyšším zatížením o velikosti 17000 kg. Hlavní konstrukční úpravou je prodloužení ložné délky a zároveň výměna celků rámu, které nevyhovují jak z hlediska konstrukčního, tak po technologické stránce výrobních postupů.

1.1 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY

Navrhovaný přívěs musí splňovat požadavky podle zákona č. 56/2001 Sb., *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* [4] a č. 341/2014 Sb. *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. [5]

Třinápravový přívěs traktorového nosiče je podle zákona řazen mezi zvláštní vozidla tj. vozidla vyrobená k jiným účelům než k provozu na pozemních komunikacích, která mohou být schválena při splnění náležitých podmínek stanovených zákonem. [4]

Nejvyšší povolenou hmotností se rozumí nejvyšší hmotnost, se kterou smí vozidlo být využíváno v provozu na pozemních komunikacích.

Okamžitou hmotností vozidla nebo jízdní soupravy se rozumí hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích. [4]

Provozní hmotností vozidla je rozuměna hmotnost nenaloženého vozidla s karoserií a se spojovacím zařízením.

Nejvyšší technicky přípustnou hmotností na nápravu se rozumí hmotnost odpovídajícímu technicky přípustnému statickému svislému zatížením, kterým náprava působí na povrch vozovky.

Nejvyšší technicky přípustná hmotnost návěsu činí u souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí 40 km/h maximálně dva a půl násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla. To znamená u tahače navýšení o hmotnost od zavěšení a u návěsu o tutéž hodnotu snížena. [5]

Nejvyšší povolená hmotnost na nápravu nesmí překročit:

- u trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení tří náprav trojnápravy nesmí překročit při jejich větším dílčím rozvoru jednotlivých náprav:

- do 1,3 m včetně - 21 t
- nad 1,3 m do 1,4 m včetně - 24 t
- nad 1,4 m do 1,8 m včetně - 27 t

Trojnápravou přípojných vozidel se rozumí tři za sebou umístěné nápravy, jejichž součet dílčích rozvorů činí nejvýše 3,6 metru. [5]



Největší povolená hmotnost silničních vozidel nesmí překročit:

- u přívěsů se dvěma nápravami 18,00 t
- u přívěsů se třemi nápravami 24,00 t
- u přívěsů se čtyřmi a více nápravami 32,00 t
- u jízdních souprav 48,00 t

U traktorových návěsů může být zatížení náprav vyšší než hmotnosti stanovené u přívěsu silničních vozidel v závislosti na počtu náprav o hmotnost připadající na spojovací zařízení v závislosti na typu tohoto spojovacího zařízení a jeho povoleném zatížení. [5]

Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav [5]:

- největší povolená šířka - 2,55 m
- největší povolená výška vozidel, včetně sběračů tramvají a trolejbusů v nejnižší pracovní poloze - 4,00 m
- jízdní soupravy tahače s návěsem - 4,00 m + 2% výšky
- největší povolená délka jízdní soupravy tahače s návěsem - 16,50 m
- jízdní soupravy se dvěma přívěsy nebo kombinací návěsu a jednoho přívěsu - 18,00 m

2 BALÍKOVÉ PŘÍVĚSY

Pícniny na orné půdě představují po obilninách nejrozsáhlejší skupinu pěstovaných plodin. Žádné jiné plodiny se nevyznačují tak rozsáhlým výběrem pracovních postupů při sklizni. Základním požadavkem je, aby pícniny byly sklizeny s přípustnými ztrátami v dané agrotechnické lhůtě způsobem zajišťujícím kvalitu objemných krmiv při co nejnižších nákladech. Pícniny spolu se slámou patří mezi objemové hmoty, které se vyznačují nízkou objemovou hmotností a s tím spojenými náklady na dopravu a skladování. [2]

2.1 DOPRAVA PÍCNIN

Na způsobu dalšího užití pícnin je závislá volba sklízecího prostředku. Pro volně ložené pícniny jsou hlavními technickými prostředky sklízecí řezačky a sběrací návěsy. Sběrací návěsy představují významný sklízecí a dopravní prostředek pro objemové materiály v čerstvém, zavadlém i suchém stavu. Vyrábějí se jako jedno, dvou a třínápravové [2]. Hlavní části jsou určeny pro:

- sběr stébelnatých materiálů
- stláčení materiálu
- doprava do ložného prostoru
- pořezání materiálu
- vykládka materiálu

Snaha navýšení objemové hmotnosti zavadlých pícnin, sena a slámy, a tím zlepšení využití užitečné hmotnosti dopravních prostředků a ložného prostoru skladů, dále pak zajištění kvalitnější konzervačního procesu vede k uplatnění sběracích lisů. Obecně platí, že náklady na sklizeň a nakládku lisovaných pícnin jsou vyšší, než tomu je u sběracích návěsů. Oproti tomu jsou náklady na dopravu vzhledem k lepšímu využití objemové hmotnosti nižší. Z tohoto faktu plyne, že lisování pícnin je vhodnější při větších přepravních vzdálenostech a nedostatku skladovacích prostor.

Tab. 1 Objemová hmotnost volně ložených pícnin [2]

Stav pícnin	Objemová hmotnost [kg/m ³]
Čerstvé	180-230
Zavadlé	100-190
Velmi zavadlé	60-110
Suché	40-70

Lisy na velkoobjemové balíky se člení podle použitého lisovacího ústrojí a z toho vyplývajícího tvaru balíku na hranolové a válcové balíky, které jsou používanější. Rozdělujeme lisy s variabilní a konstantní lisovací komorou. U variabilní se materiál stlačuje od středu. Při



použití konstantní komory je střed balíku stlačen méně než jeho obvod. Rychlost sklízecích lisů se pohybuje v rozmezí 7-15 km/h. [2]

Tab. 2 Hmotnosti a rozměry velkoobjemových balíků [2]

Typ balíku	Pícnina	Rozměr balíku [m]	Hmotnost balíku [kg]	Objemová hmotnost [kg/m ³]
Válcový	Zavadlé seno	průměr 0,8-1,8	340-580	230-390
		délka 1,2	230-300	160-210
Hranolový	Zavadlé seno	šířka 0,8-1,2	350-700	320-580
		výška 0,4-1,25	250-340	210-240
		délka 0,7-3,0		

2.2 PŘEHLED VYRÁBĚNÝCH PŘÍVĚSŮ

Můžeme najít rozmanitou řadu možných konstrukčních řešení balíkových přívěsů. Většina je však zahraniční výroby, můžeme tedy říci, že se na českém trhu jedná o příležitost k zaplnění chybějícího produktu.

V dnešní době se setkáváme především se svařovanými konstrukcemi. Nacházíme však mnoho konstrukčních možností, především pak v návrhu hlavních nosných prvků. Tyto je možné najít vytvořeny pomocí hutních polotovarů jako u přívěsu firmy Krassort [11], případně tvarově složitějších výpalků, jako například u balíkového přívěsu firmy Annaburger a Wielton [17]. Rámy musí být navrženy s ohledem na to, že v dopravě často dochází k přetěžování povolených hmotností, zároveň však s ohledem na ekonomickou náročnost. Zároveň musí přívěsy splňovat zákonné požadavky pro provoz na pozemních komunikacích.

Mezi dostupnými konkurenčními přívěsy můžeme najít přívěsy s nastavitelnou délkou ložné plochy jako například od firmy Wielton. Veškeré balíkové přívěsy této kategorie jsou vybaveny hydraulickým zadržovačem balíků, jenž napomáhá bezpečné přepravě. Jako alternativní řešení můžeme najít samonakládací sběrač balíků ROTOS od firmy Romill, který díky vyosené rampě během nakládání balíků nemusí ani zastavit. Jeho kapacita je však v poměru s balíkovými přívěsy nižší. [15]



Obr. 2 Samonakládací vůz Rotos - Rommil [15]

V následující tabulce je možno vidět přehled některých vyráběných vozů, které spadají do stejné kategorie, jako navrhovaný přívěs Galán PV 24 MAX.

Tab. 3 Přehled vyráběných přívěsů [8], [7], [17], [11]

Firma	Fliegl	Conow	Wielton	Krassort	Annaburger
Model	DPW 210 BL	BTW	PRS- 3S/S18	Ballewagen	HTS.24.05
Celková hmotnost [kg]	21000	21000	18000	24000	24000
Délka ložné plochy [mm]	9900	10300	9720	10300	10300
Šířka [mm]	2480	2540	2550	2540	2550
Výška podlahy [mm]	1100	1330	Dle pneu	1100	Dle pneu
Pneumatika	385/55- 22,5	550/45-22,5	500/50/17	600/50- 22,5	385/65-22,5 až 600/50/22,5



Obr. 3 Balíkový přívěs Wielton PRS-S3 [17]

3 POPIS KONSTRUKCE PŘÍVĚSU

Rám přívěsu je svařovanou konstrukcí především z normalizovaných hutních polotovarů z nelegované konstrukční oceli [12]. Navržený rám musí zajistit spolehlivý provoz a životnost za dodržení předepsaných provozních podmínek. Konstrukce rámu musí být provedena s ohledem na to, že se navrhovaný přívěs pohybuje v obtížném terénu, kde by nadměrná tuhost měla negativní vliv na rozložení působících sil.

3.1 STÁVAJÍCÍ KONSTRUKCE VOZU

V současné době firma ZDT Nové veselí vyrábí přepravník balíků s označením Galán PV 15. Nynější koncepce vozu je schopna uvést až 26 válcových balíků o průměru 1500 mm a 48 kulatých balíků o průměru 1200 mm.

Hlavním důvodem optimalizace je potřeba navýšení kapacity přívěsu. Z původní délky ložné plochy 9700 mm je požadováno zvětšení na 10300 mm, především proto, že současný přívěs není schopen obsáhnout požadované množství kvádrovitých balíků o rozměrech 2400x1200x800 mm. Pro převoz tohoto nákladu je třeba, aby byl vůz dále vybaven bočnicemi, které jsou ovládány hydraulickým přímočarým motorem na čele přívěsu. Hlavním faktorem toho, že současný návrh rámu nevyhovuje, je únosnost současně použitých pneumatik 400/60-15,5, které vydrží zatížení 2900 kg. [13] Současná koncepce vozu neumožňuje použití větších pneumatik, tedy takových, které by měly odpovídající únosnost pro potřebné navýšení kapacity přívěsu. Dalším nedostatkem by mohlo být poddimenzování některých částí přívěsu v případě vyššího zatížení.

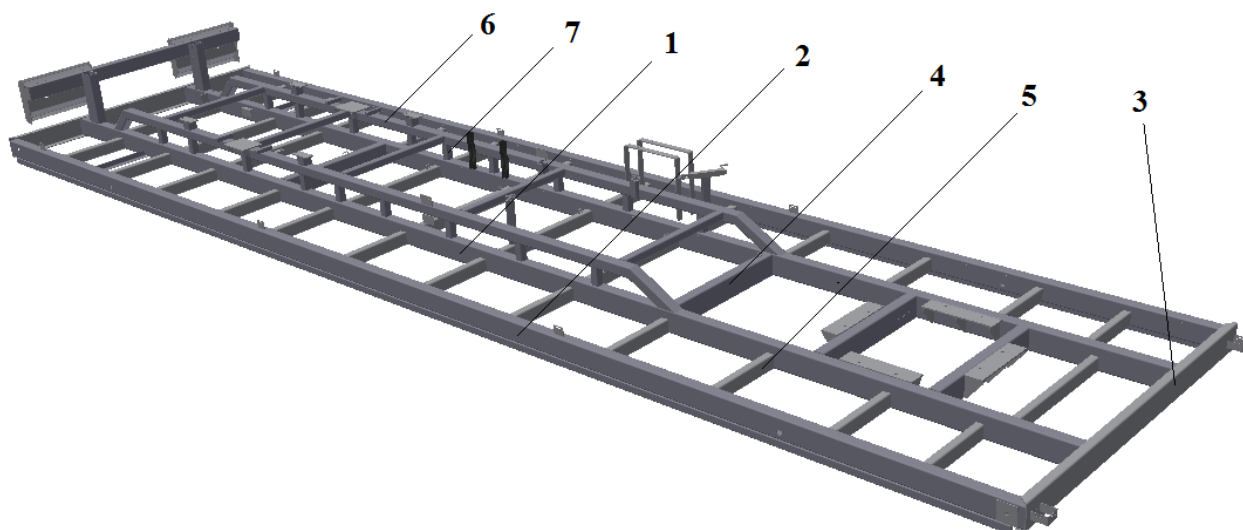
Tab. 4 Technické parametry přívěsu Galán PV 15 [9]

ZÁKLADNÍ ROZMĚRY [mm]	
Max. délka včetně oje	12000
Maximální šířka	2530
Maximální výška od země	2720
Výška ložné plochy od země	1170
Šířka ložné plochy	2480
Délka ložné plochy	9700
HMOTNOST [kg]	
Provozní	3900
užitečná	11100
Povolená	15000
Rozměr kol	400/60-15,5
Brzdový buben	300x90
Tlak vzduchu v brzdě soust.	min. 650 kPa



3.2 POPIS STÁVAJÍCÍHO RÁMU

Základním nosným prvkem jsou dva podélníky (1) [REDACTED]. Boční podélníky (2) jsou zhotoveny z obdélníkového profilu [REDACTED] mm. Tyto jsou připojeny do čela vozu (3), které tvoří profil „U“ průřezu rozměru [REDACTED] mm. Hlavní příčníky (4) a uchycení otočného rámu tvoří obdélníkový profil [REDACTED] mm. Vedlejší příčníky (5) jsou zhotoveny pomocí [REDACTED]. Celkový počet těchto příček je 12 po délce vozu na obou stranách. Ve střední sekci se tyto příčky střídají s hlavními příčníky a to v místech uložení tandemu a uložení otočného rámu. Podložení tandemu (6) je realizováno za pomoci čtvercového profilu [REDACTED], který je podepřen čtvercovými stojinami (7) o rozměrech [REDACTED] mm. Právě tato část nosného rámu vykazuje značnou pracnost a časovou náročnost během realizace, je tedy žádoucí patřičná modifikace.



Obr. 4 Rám přívěsu Galán PV 15

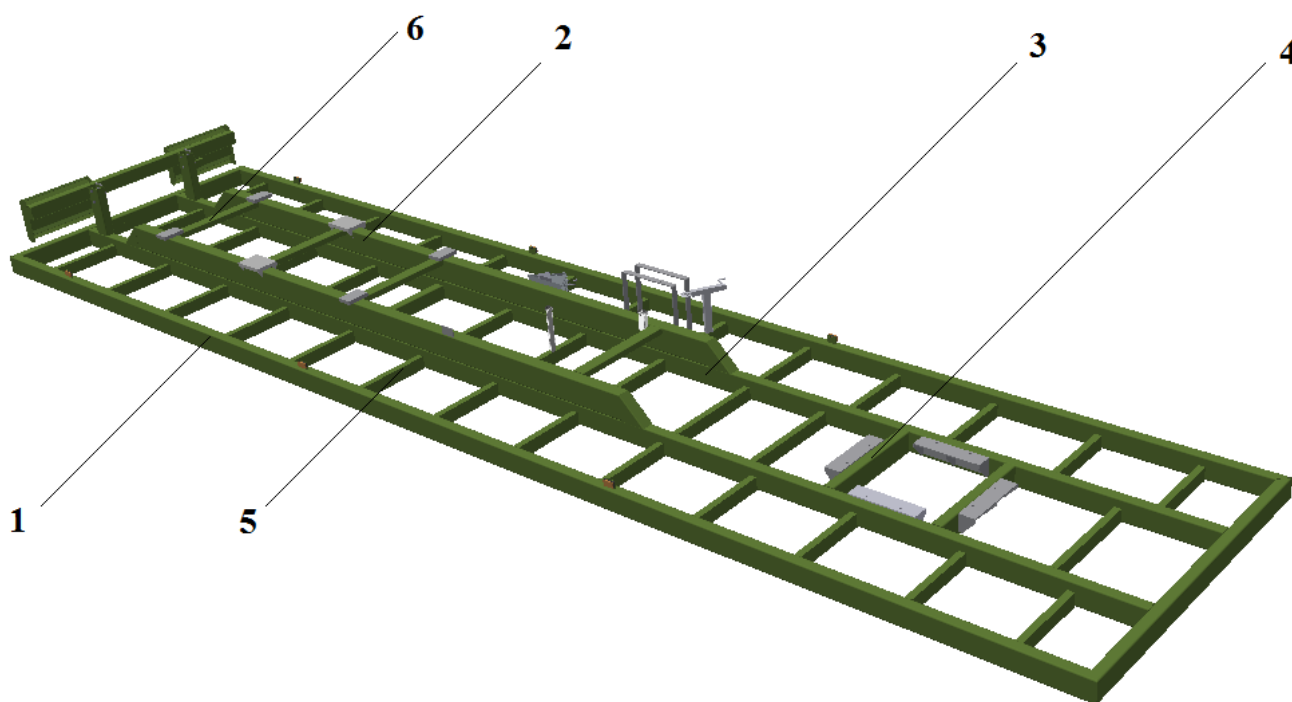
3.3 NOVÁ KONCEPCE

Jelikož je nežádoucí provést pouhé prodloužení stávajícího rámu, došlo ke změně některých hlavních nosných prvků. Byly nahrazeny především profily tvořící obvod rámu přívěsu, z důvodu možnosti upevnění zábran pro balíky, uchyceném na čelní a zadní profil, na kterém je umístěn hydromotor a celkově slouží jako nosný prvek bočnic. Hlavní podélníky si zachovaly svůj rozměr, podložení tandemu je však namísto svařované příhradové konstrukce zhotoveno z robustního profilu. Tímto opatřením dosáhneme vyšší celkové tuhosti rámu, který vyhoví požadovanému zatížení.

Při úpravě rámu je dbáno na hospodárnost celého postupu. Není tedy brána v úvahu pouze cena hutního materiálu, ale i náklady na výrobní postup.

3.4 POPIS NOVÉHO RÁMU

Obvodová kostra rámu (1) spolu s hlavními podélníky (3) je tvořena obdélníkovým profilem 160x180x6 mm. Podpěry otočného rámu (4) jsou tvořeny stejným profilem. Celkově je na délce rámu ■ příčnicků (5), které jsou od sebe vzdáleny ■ a jsou tvořeny profilem ■. Původní příhradová konstrukce pro podložení tandemu (2) je nahrazena obdélníkovým profilem ■ mm. Pro vyrovnání výšky s přední nápravou a lepší rozložení působících sil je k podložení přivařen ocelový plát o šířce ■ mm s výztuhami, který je umístěn pod jednotlivé patky odpružení. Rozpěry hlavních podélníků jsou provedeny pomocí obdélníkového profilu ■ mm. Na čelech rámu je přivařena ocelová deska tloušťky 10 mm, která slouží jako výztuha pro upevnění zadržovacího systému balíků. Podlaha přívěsu je tvořena plechem o tloušťce ■ mm a je k rámu po celé délce přivařena.



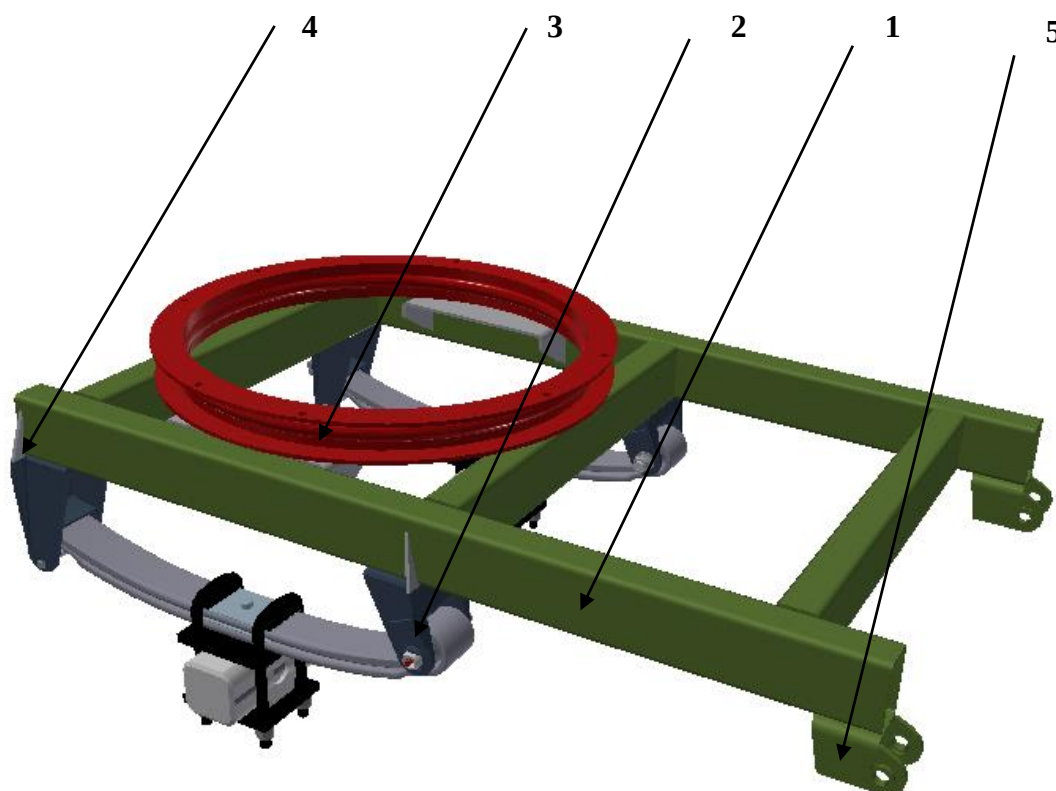
Obr. 5 Rám přívěsu Galán PV 24

3.4.1 OTOČNÝ RÁM

Z důvodu navýšení kapacity převáženého materiálu přívěsu a tím i jeho zatížení je třeba modifikovat vedle samotného rámu i otočný rám. Nová koncepce je oproti původnímu rámu, kde bylo jako hlavních nosných prvků použito U profilů, tvořena obdélníkovými profilem ■ mm (1). Odpadá tak potřeba navaření pásnic pro dosažení uzavřeného profilu. Rám je osazen nápravou ■, u které jsou použity ocelové výztuhy (4) tloušťky ■ mm.



K otočnému rámu je přivařen kuličkový věnec řízení (3), který musí být z důvodu navýšení zatížení nahrazen věncem s vyšší kapacitou. Tato náhrada je probírána v následující kapitole 4.2. K otočnému rámu je dále přivařen úchyt oje (5) včetně výztuhy a s otvorem pro čep o průměru [REDACTED].



Obr. 6 Otočný rám

3.4.2 EKONOMICKÉ POSOUZENÍ VHDNOSTI PROFILŮ

Pro porovnání ekonomické vhodnosti jednotlivých profilů je důležité vhodné zvolení parametrů, podle kterých budou profily porovnány. Z hlediska zatěžování rámu je v našem případě důležitým parametrem modul pružnosti v ohybu W_{ox} [cm³]. Z hlediska ekonomického pro nákup profilů je důležitým parametrem hmotnost H [kg/m], která je vztažena na jeden metr délky profilu a cena profilu N_m [Kč/m], která je vztažena 1 metr délky profilu.

Z těchto parametrů je vytvořeno hodnotící kritérium i_p , které je určeno vztahem vyjadřujícím poměr kvadratického průřezu v ohybu W_{ox} a součinu průřezu S [mm²] a ceny profilu za 1 metr profilu. Tento parametr vypovídá o tuhosti profilu vztažené k jeho celkové ploše průřezu a ceně



za metr profilu. S vyšší hodnotou i_p dosahuje profil vyšší tuhosti při zachování stejné plochy a ceny průřezu, tím získáváme představu o vhodnosti užití profilu z hlediska nákupu hutního materiálu.

$$i_p = \frac{W_{ox}}{S \cdot N_m} \cdot 100$$

(1)

Tab. 5 Parametry použitých profilů [18]

Profil	Hmotnost H [kg/m]	Cena Nm [Kč/m]	Modul průřezu W_{ox} [cm ³]	Plocha průřezu S [cm ²]	i_p [-]
U 100	10,0	100	100	100	100
U 125	12,5	125	125	125	125
U 150	15,0	150	150	150	150
U 175	17,5	175	175	175	175
U 200	20,0	200	200	200	200
U 225	22,5	225	225	225	225

Je však nutno brát v potaz, že tento parametr nezahrnuje technologické náklady na operace svařování. Například v případě, kdy je snaha dosáhnout uzavřeného profilu navařením pásnice na U profil. V tomto případě je kritérium použito především pro návrh zvolených příčníků a otočného rámu.

Pro příčníky bylo vybíráno mezi obdélníkovým profilem U 100 a profilem U 125. Z tabulky můžeme jasně vidět, že podle zvoleného kritéria i_p je vhodnější použití profilu U 100. Vezmeme-li v potaz, že na příčníky není třeba navařovat speciální úchyty ani uzavření, jeví se použití tohoto profilu jako výhodnější.

Naproti tomu při návrhu otočného rámu volíme obdélníkový profil U 125 i přesto, že hodnota parametru i_p je nižší než u profilu U 100. Je tak rozhodnuto proto, že je na rám přivařený značný počet výztuh a úchyťů. V důsledku toho je pak snaha o dosažení téměř uzavřeného profilu.

Výčet zbývajících profilů má spíše orientační ráz. Jejich použití je voleno především v návaznosti na požadavky ZDT Nové Veselí.



3.5 NOVĚ NAVRŽENÝ RÁM

Výsledkem konstrukční úpravy je balíkový přívěs o celkové délce ■■■ mm a šířce ■■■ mm. Vzdálenost ložné plochy od země činí ■■■ mm. Tato vzdálenost se však může měnit v závislosti na typu použitých pneumatik. Celková hmotnost samotného rámu činí 1570 kg.

Rám je nově vybaven hydraulickým systémem pro zadržování balíků, který slouží pro bezpečnou dopravu na pozemních komunikacích tak i při zdolávání svahu. Dále je rám vybaven zábranou proti podjetí, jež je pro vozidla s nejvyšší povolenou hmotností přesahující 3500 kg povinná [5]. Zvyšuje se tak pasivní bezpečnost účastníků silničního provozu. Dále je přívěs vybaven povinnými blatníky, osvětlením a základacími klíny, jež jsou nedílnou součástí pro přívěsy pohybující se po veřejných komunikacích. Nezbytné komponenty, které ovlivňují konstrukci přívěsu, jsou podrobněji rozebrány v kapitole 4.



Obr. 7 Galán PV MAX

4 NAKUPOVANÉ DÍLY

Pro kompletaci přívěsu je použito několik konstrukčních celků, které jsou nakupovány či přežaty z předchozí verze přívěsu. Jejich charakteristické vlastnosti jsou dány výrobcem a není tedy nutno zabývat se jejich výpočtem.

4.1 NÁPRAVA

Jelikož je celková přípustná technická hmotnost přívěsu 27000 kg, je třeba podle legislativy použít tři nápravy.

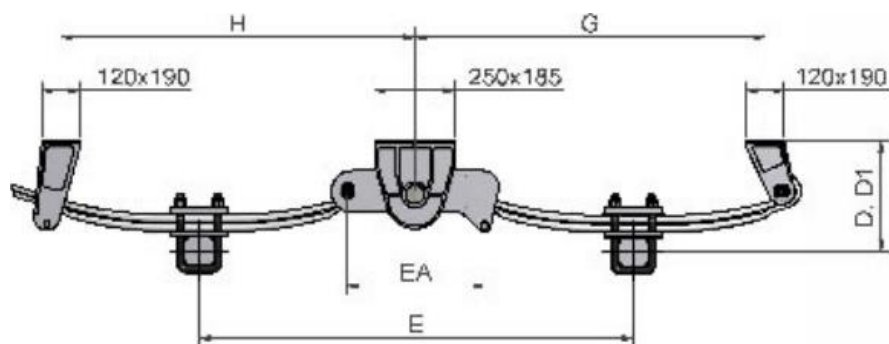
V současné době se k odpružení nákladních vozidel používá parabolických listových pružin nebo pneumatického pružení. Odpružení pneumatickými vaky je výhodnější z hlediska dynamiky vozidla, umožňuje totiž nastavení světlé výšky vozidla nezávisle na zatížení. Nespornou výhodou je samočinná progresivita i to, že nedochází k únavě pružiny. Naopak nevýhodou je, že pružina nevede nápravu, nemá samotlumicí účinky a její značná konstrukční složitost, nároky na vzduchotlakou soustavu a s ní spojená vyšší finanční nákladnost. Hydraulické odpružení není používáno pro svou značnou ekonomickou nákladnost konstrukční, dále pak samotného média. V tomto směru není zanedbatelné ani případné ekologické poškození v případě úniku pracovního média. Listové odpružení je konstrukčně mnohem starší než dříve zmíněné. Můžeme se setkat s větším počtem možností uložení, jako podélně, příčně či šikmo. Mezi nesporné výhody listových pružin patří jejich samotlumicí účinky vlivem tření mezi jednotlivými listy, přenos suvných, brzdných i bočních sil, dále pak oproti ostatním vede nápravu. Na druhé straně leží potřeba většího zástavbového prostoru a vyšší hmotnost.



Obr. 8 Pneumatické odpružení Ultra Ride [16]

4.1.1 VOLBA ODPRUŽENÍ

Zadní část přívěsu je osazena parabolickým tandemovým pružením od firmy  , otočný rám pak jednoduchým odpružením téhož značení. Upevnění odpružení je provedeno svařením k nosnému rámu přívěsu. Výjimečně se v praxi můžeme setkat s připevněním pomocí šroubů.



C (kg)	E (mm)	G (mm)	H (mm)	Q	D (mm)	D1 (mm)	LF	EA
21.000	1480	1152	1165	100	346	328	RP100G115	550
				110	351	333		
				120	361	343		

Obr. 9 Parametry a schéma tandemového odpružení [6]



Obr. 10 Tandemové odpružení KD 100 [6]

4.1.2 VOLBA NÁPRAVY

Podle zatížení je zvolena brzděná náprava s obchodním označením [REDACTED]. Nosnost nápravy se pohybuje při rychlosti 40 km/h v rozmezí od 11800 kg do 14200 kg, v závislosti na velikosti rozvoru kol. Náprava je vybavena bubnovou brzdou [REDACTED] o rozměrech [REDACTED] mm. Na přívěsu je použit dvouhadicový vzduchový brzdňý systém, o minimálním tlaku 650 kPa. Dvouhadicový brzdňý systém je oproti jednohadicovému spolehlivější především proto, že při dlouhém brzdění nedochází k výraznému poklesu tlaku ve vzduchojemu a tím snížení nebo dokonce ztrátě účinnosti brzd. Pro případ odstavení je přívěs vybaven ruční mechanickou brzdou. Připojení disku k nápravě je provedeno pomocí 10 šroubů M22. [6]



Obr. 11 Řez brzděnou nápravou ADR [6]

4.1.3 PNEUMATIKY

Jelikož se přívěs pohybuje po nezpevněných komunikacích a polích, je třeba, aby svým provozem nadměrně neutužoval půdu, a tím nepoškozoval zeminu ve vyšší míře než je nezbytné. Z tohoto hlediska je možnost snížení měrného tlaku na půdu volbou vhodné pneumatiky za použití vhodného huštění. Snížení tlaku v pneumatikách má však za následek zvýšení valivého odporu pneumatiky a tím zvýšení spotřeby tažného stroje.

Pro přívěs je volena flotační pneumatika [REDACTED] od společnosti BKT. Flotační pneumatiky se vyznačují svou vysokou únosností při plnění nižším tlakem. Vzhledem k nízkému tlaku a pružným měkkým bokům se hmotnost rozloží na větší plochu, tím dochází ke snížení měrného tlaku na půdu pod koly přívěsu. V důsledku toho se současně rozloží hmotnost na větší plochu, takže se přívěs udrží na povrchu, snadněji se bude pohybovat, zmenší



se hloubka kolejí a traktor může táhnout pneumatiky proti nižší vrstvě. Zmenší se tak tahový odpor, sníží se spotřeba paliva a opotřebení strojů.



Obr. 12 Flotační pneumatika BKT [14]

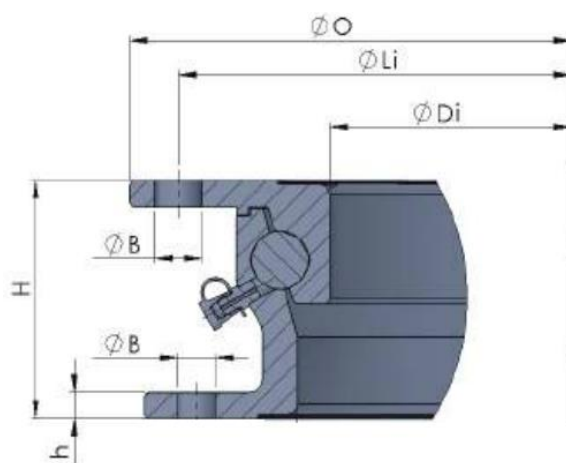
Dovolené zatížení pneumatiky určuje závislost na rychlosti jízdy a tlaku, kterým je pneumatika plněna. Charakteristika pneumatiky je taková, že s rostoucím plnicím tlakem únosnost roste a se zvyšující rychlostí klesá. Zvolená pneumatika má při rychlosti 40 km/h a hustícím tlaku 4,0 barů únosnost 4830 kg [14]. Při použití těchto pneumatik tak získáváme značnou rezervu i v případě přetížení přívěsu.

Tab. 6 Parametry pneumatiky

km/h / bar	1.2	1.6	2.0	2.4	2.8	3.2	3.6	4.0
70	1365	1625	1920	2195	2440	2730	2990	3250
65	1495	1775	2095	2400	2665	2985	3270	3550
50	1810	2150	2540	2905	3225	3615	3960	4300
40	2030	2415	2850	3265	3625	4060	4445	4830
25	2360	2805	3310	3790	4210	4715	5165	5610
10	2685	3195	3775	4315	4795	5370	5880	6390

4.2 KULIČKOVÝ VĚNEC ŘÍZENÍ

Kuličkový věnec řízení je použit od firmy [REDACTED]. Věnec je k rámu upevněn pomocí 8 pevnostních šroubů M18. Výška kuličkové věnce je 90 mm, tloušťka stěny ocelového prstence [REDACTED]. Na obvodu věnce se nachází maznice, díky které jsou valivá tělíska snadno udržovatelná a prodlouží se tak jejich životnost. Celková nosnost věnce v axiálním směru je [REDACTED] kg [12], což vyhovuje zatížení na přední nápravu. Věnec řízení je schopen otáčení ve 120° kolem své osy. Tím je zaručena snadná a bezpečná manévrovatelnost přívěsu.



Obr. 13 Řez kuličkovým věncem [REDACTED] [10]

4.3 TAŽNÁ OJ

Tažná oj je přejata z přívěsu Galán PV15. [REDACTED]

[REDACTED]
[REDACTED]
[REDACTED].



Obr.14 Model oje firmy ZDT Nové Veselí

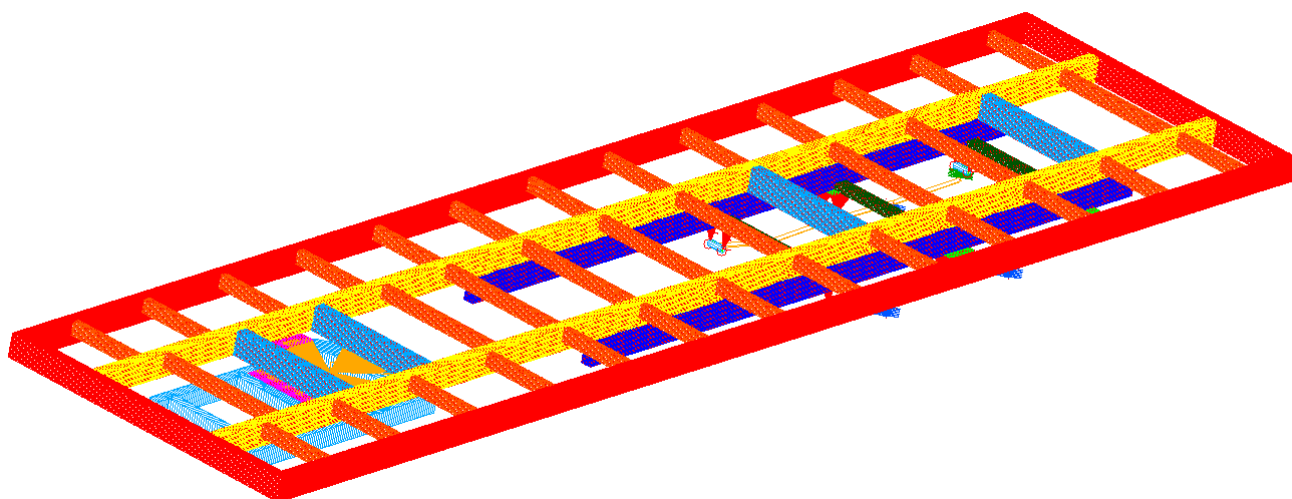
5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA MKP

Pro pevnostní analýzu rámu nosné konstrukce přivěsu je použita metoda konečných prvků (MKP). Výpočty jsou provedeny pomocí lineární analýzy v systémovém prostředí I-deas NX 6.1.

Pro pevnostní analýzu byl zvolen skořepinový model, neboť vyhovuje nutné podmínce, že tloušťka stěny materiálu profilu je několikanásobně nižší než jeho ostatní rozměry. Výpočet skořepinového modelu se oproti objemovému v tomto případě zjednoduší, při zachování dostatečně přesných výsledků. Tělesa, které nebylo možné vytvořit pomocí skořepinového modelu, pro svou komplikovanost a nutnost objemového modelu, jsou nahrazena vazbami, jež mají dostačující přesnost pro náhradu požadovaných prvků. Následné zjednodušení má vliv především na výpočtový čas softwaru.

5.1 TVORBA MODELU

Skořepinový model je vytvořen pomocí střednic jednotlivých průřezů. Vytvořené plochy byly pokryty konečnoprvkovou sítí, kterou zastupuje čtyřuzlový prvek *Thin shell*, jenž přenáší rovinnou napjatost. Je tvořena mapovaně, tedy každé hraně je přiřazen příslušný počet elementů sítě, čím je zajištěna lepší homogennost ploch a tím i zpřesnění výsledků. Síti je přiřazena příslušná tloušťka odpovídající jednotlivým profilům. Při vytváření modelu jsou zanedbány sražení a zaoblení, které způsobují vyšší komplikovanost výpočtu, jejich zanedbání má však minimální dopad na přesnost dosažených výsledků.



Obr. 15 Skořepinový model balíkového přivěsu



POUŽITÉ PRVKY

Thin Shell - Plošný čtyřuzlový prvek střednicového modelu, nahrazující materiál tenkostěnného profilu. Prvek je definován tloušťkou odpovídající tloušťce nahrazeného materiálu.

Rigid - Nehmotný, dokonale tuhý prvek, který spojuje dva uzly, případně v užití násobného rigidu jeden uzel s více uzly.

Constraint - Nehmotný prvek, který se vyznačuje konečnou tuhostí. Lze jej využít k rovnoměrnému rozložení zatížení z jednoho místa do koncového působíště.

Beam - Jednorozměrný prvek s vlastnostmi prutu, kterému se přiřazuje daný materiál a průřez.

Coupled DOF - Prvek definující možnost translačního a rotačního pohybu mezi uzly.

Spring - Pružný prvek upevňující se mezi dva uzly. Svými vlastnostmi nahrazuje pružinu. Přiřazuje se mu tuhost odpovídající tuhosti nahrazené pružiny.

Lumped Mass - Bezrozměrný prvek nahrazující hmotnost a moment setrvačnosti hmotnosti, který se umísťuje do těžiště nahrazovaného zatížení a jehož zatížení lze dále rozvádět.

Tab. 7 Výčet užitých prvků

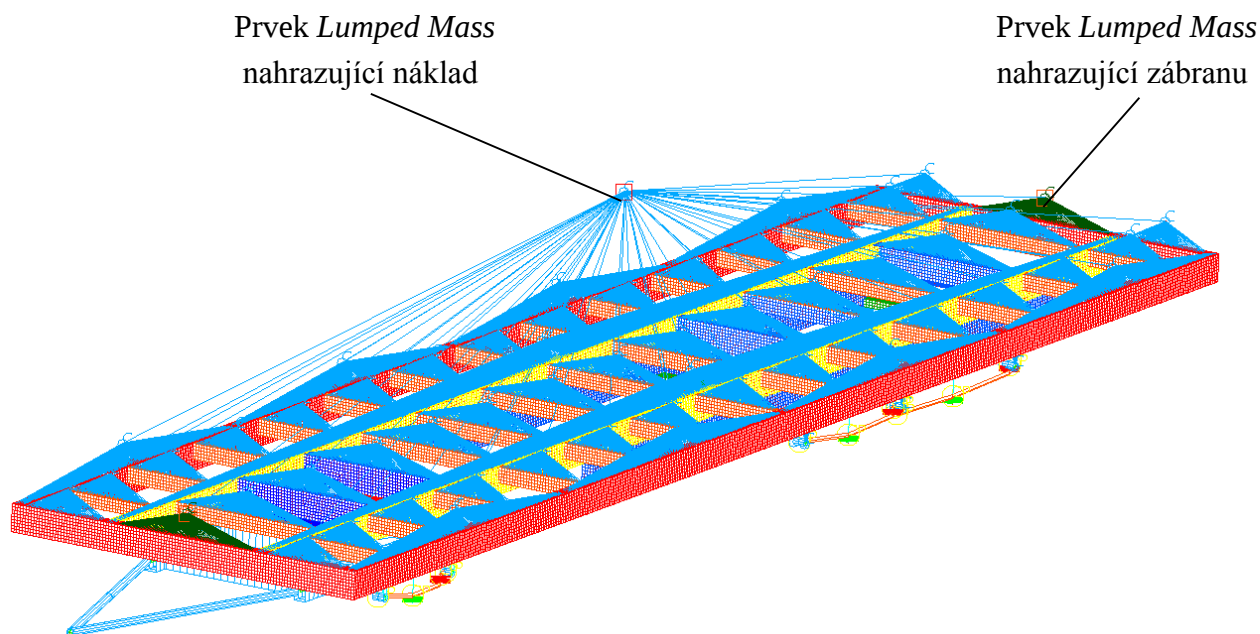
Jméno prvku	Nová konstrukce	Původní konstrukce
Thin Shell	99391	86245
Beam	181	165
Rigid	32	32
Constraint	72	68
Lumped Mass	3	3

5.2 NAHRAZENÍ ČÁSTÍ PŘÍVĚSU

Součásti přívěsu, které nejsou předmětem zkoumání pevnostní analýzy, jsou nahrazeny prvky s podobnými vlastnostmi tak, aby jejich chování co nejvíce odpovídalo skutečnému stavu.

5.2.1 NÁHRADA NÁKLADU

Ve všech zátěžných stavech je uvažován plně zatížený přívěs. Jelikož je používán rozdílný tvar přepravovaného materiálu, je pro výpočet těžiště nákladu počítáno s naložením 24 hranatých balíků, protože v tomto případě je těžiště ve svém nejvyšším dosažitelném místě. Získáváme tak nejkritičtější možné místo, jakým je možné rám přívěsu zatěžovat. Těžiště nákladu se tak nachází uprostřed přívěsu ve výšce 1200 mm od ložné plochy.



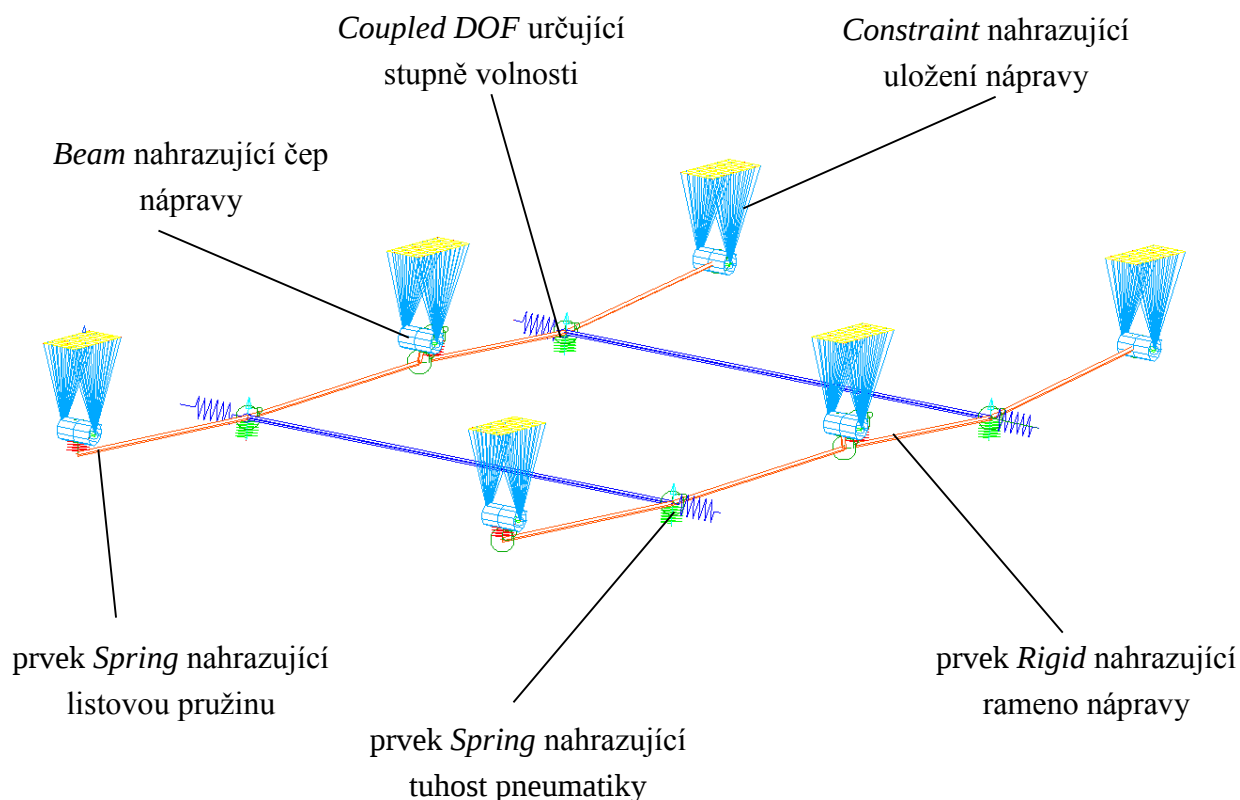
Obr. 16 Náhrada zatížení nákladu

V systémovém prostředí I-deas NX je hmotnost nákladu nahrazena prvkem *Lumped mass*. Tento prvek je umístěn právě v těžišti nákladu. Přidělená hmotnost odpovídá zatížení 17000 kg. Rozložení nákladu na rám je provedeno pomocí prvku *Constraint*, který je připojen na rám v místech styku nosných prvků s podlahou přívěsu.

5.2.2 NAHRAZENÍ NÁPRAV A ODPRUŽENÍ

Ačkoliv není vyžadován pevnostní výpočet náprav, jejichž únosnost je garantována výrobcem, je třeba, aby byly do modelu zahrnuty. Od náprav se do rámu konstrukce přenášejí zatížení, která mají vliv na průběh napětí v celé konstrukci. Je tedy nutné, aby byla zvolena náhrada, která svým provedením odpovídá funkci skutečné nápravy.

Čep, ve kterém je uchycena listová pružina nahrazuje prvek *Beam*. Ten je k patkám rámu uchycen pomocí vazby *Constraint*, která umožňuje přenesení zatížení do zbytku rámu. Touto vazbou je náprava spojena s podložením tandemu. Na prvek *Beam* jsou vytvořeny pomocné uzly, které jsou spojeny prvkem *Rigid*. Tyto jsou řízeny prvkem *Coupled DOF*, který určuje kyvný pohyb nápravy. Poloha středu kola je určena prvkem *Rigid*, který nahrazuje geometrickou polohu listové pružiny a vahadla nápravy. Mezi jednotlivé prvky je vložen prvek *Coupled DOF*, kterým určujeme jednotlivé stupně volnosti. Tuhost listové pružiny, která je nahrazena prvkem *Spring* ovlivňuje možnost propnutí celého rámu. Pomocí prvku *Spring* dále určujeme boční tuhost listové pružiny, té je pomocí prvku *Restraint* a *Coupled DOF* omezen příslušný počet volnosti. Tuhost pneumatik je také určena prvkem *Spring* a je jí omezen pohyb v místě styku s podložením.



Obr. 17 Náhrada tandemového odpružení

**Výpočet tuhosti listové pružiny:**

$$k_l = \frac{\frac{m_k \cdot g}{6}}{\Delta l_l}$$

 k_l

(2)

Kde:

 k_l [N.mm⁻¹] Tuhost listové pružiny

 m_k [kg] Konstrukční nosnost

 g [m/s²] Tíhové zrychlení

 Δl_l [mm] Maximální výchylka listové pružiny, stanoveno z [6]
Výpočet tuhosti pneumatiky:

$$k_p = \frac{\frac{m_k \cdot g}{6}}{\Delta l_p}$$

 k_p

(3)

Kde:

 k_p [N.mm⁻¹] Tuhost pneumatiky

 m_k [kg] Konstrukční nosnost

 g [m/s²] Tíhové zrychlení

 Δl_p [mm] Propružení pneumatiky

 Propružení pneumatiky se volí dle zkušeností ZDT $\Delta l_p = 20$ mm

Tuhost pružiny pro boční a směrové vedení

Podle zkušeností se volí jako podíl z tuhosti odpružení.

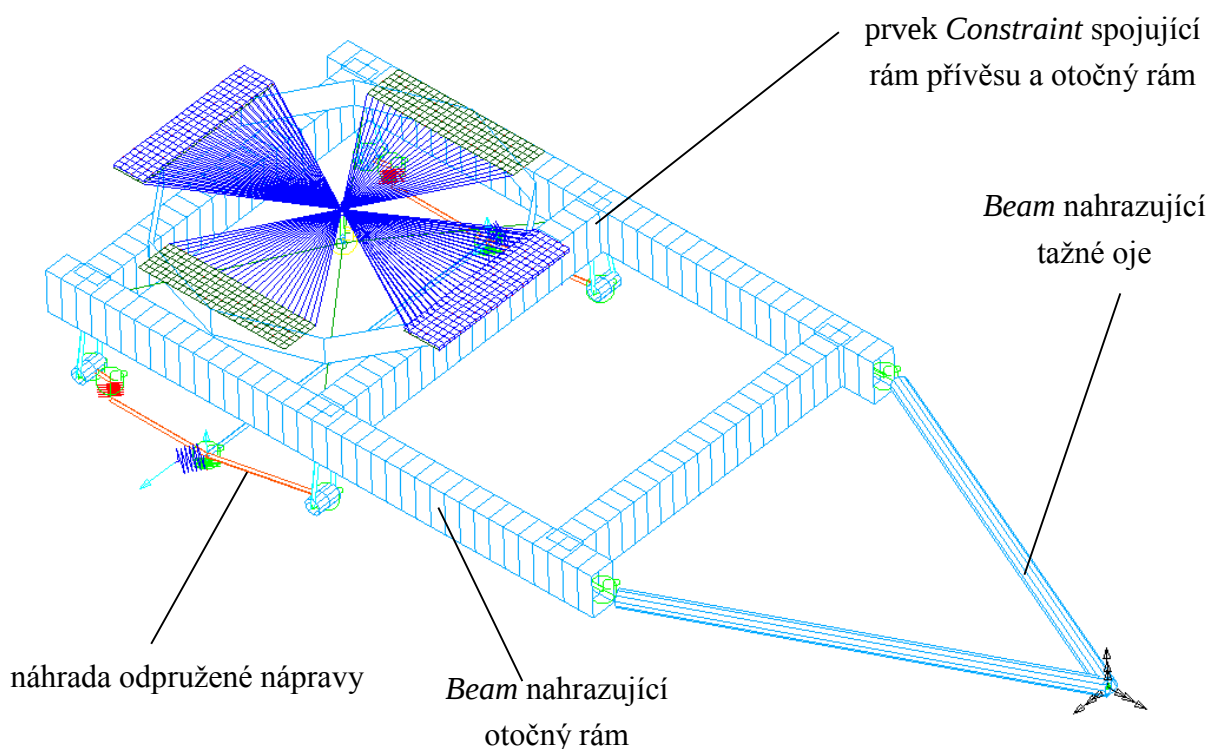
$$k_{bv} = \frac{2}{3} \cdot k_l$$

$$k_{bv} =$$

(4)

5.2.3 NAHRAZENÍ TOČNICE

Pro náhradu jednotlivých dílů točnice je užito prvku *Beam*. Kuličkový věnec je pomocí prvků *Constraint* upevněn k rámu přívěsu. Tím je zajištěno přenesení zatížení do zbytku rámu. Prvky kuličkového věnce a rámu otoče jsou spojeny pomocí prvku *Rigid* a *Coupled DOF*, díky kterým je zajištěna možnost otáčení točnice kolem své osy. Dosáhneme tak přesnějšího průběhu chování přívěsu při jednotlivých zátěžných stavech. K otočnému rámu je upevněna tažná oj, která představuje spojení přívěsu a vlečného členu. Náhrada nápravy je provedena obdobně, jako u nahrazení odpruženého tandemu.



Obr. 18 Náhrada otočného rámu



5.2.4 NAHRAZENÍ ZADRŽOVACÍHO SYSTÉMU

Pro náhradu hydraulického zadržovacího systému, který složí pro bezpečnou přepravu balíků na veřejných komunikacích, případně pak při jízdě do svahu, je užito prvku *Lumped Mass*, kterému je přidělena předběžná hmotnost 500 kg přídatné nastavbové konstrukce. Toto zatížení je pomocí prvku *Constraint* přeneseno do svého působíště na předním a zadním čele rámu.

5.3 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Pevnostní analýza se zabývá zátěžnými stavy, kterými je konstrukce přívěsu za běžného provozu namáhána. Vyšetřované zátěžné stavy zahrnují statickou polohu, akceleraci, průjezd zatáčkou a kombinace možností stavu brzdění přívěsu a tažného vozidla, vždy pro plně zatížený balíkový přívěs.

5.3.1 STATICKÁ POLOHA, PŘÍMÁ JÍZDA

Při tomto zátěžném stavu přívěs stojí na místě připojen k vlečnému stroji. Nevznikají zde žádná podélná ani příčná zrychlení. Na konstrukci balíkového přívěsu působí pouze tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ve svislém směru. V případě přímé jízdy je přívěs zatěžován pouze rázovými zrychleními, způsobenými přejezdem nerovností vozovky. Tato zrychlení jsou však pohlcena listovým odpružením a pružností pneumatik, nejsou tedy přenesena do rámu.

Pohyb náprav v příčném a svislém směru je omezen pomocí elementů *Spring* se zadanou tuhostí. Kombinací vazeb *Restraint* jsou náležitě ošetřeny možnosti jednotlivých translačních pohybů.

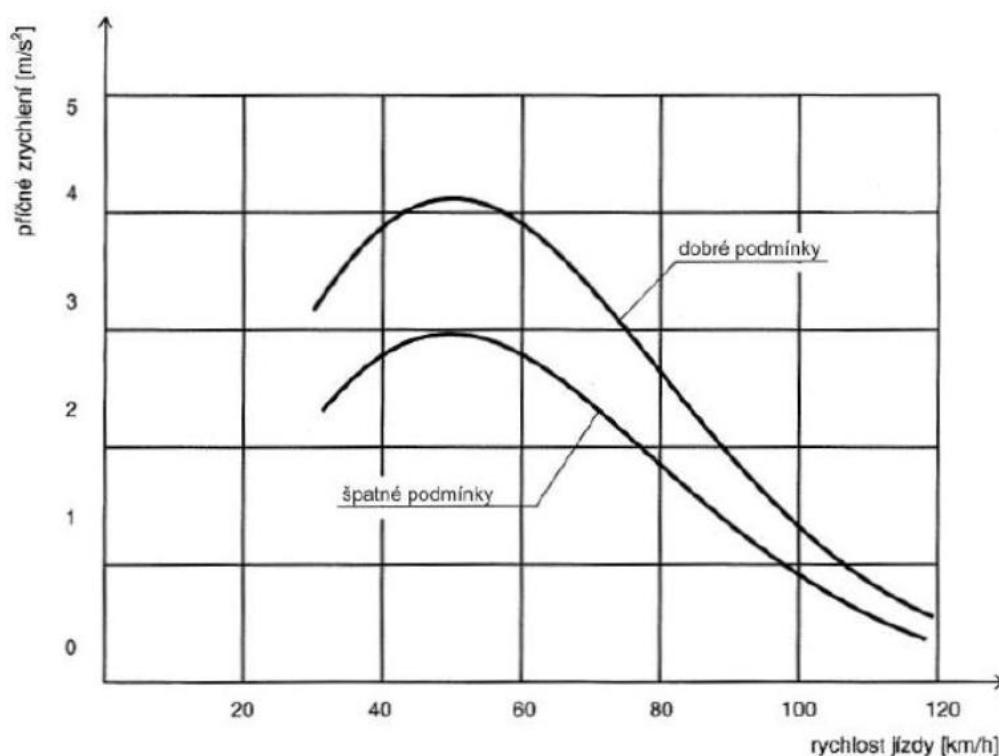
Tento stav není z hlediska zatěžování nebezpečný, poslouží však jako porovnávací měřítko pro ostatní zátěžné stavy.

5.3.2 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou je třeba uvažovat vedle tíhového zrychlení i zrychlení dostředivé, které na přívěs působí.

Pro zjištění velikosti zrychlení v příčném směru, vyvolaného průjezdem zatáčkou je využito měření z praxe. V tomto měření bylo prokázáno, že je v praxi využíváno nižších hodnot příčného zrychlení, než by umožňovaly adhezní možnosti pneumatik. Hlavním důvodem je psychologická bariéra, která běžným řidičům zabráňuje použití vyšších příčných zrychlení při průjezdu zatáčkou.

Křivka experimentální závislosti velikosti využívaného příčného zrychlení na rychlosti jízdy je uvedena v grafu obr. 19. Maximum křivky při rychlosti 40 km/h nepřesahuje hodnotu $4,0 \text{ m/s}^2$.



Obr. 19 Dosahovaná příčná zrychlení [1]

DOSTŘEDIVÉ ZRYCHLENÍ

Pro pevnostní analýzu je zvolen koeficient příčného zrychlení $k_{dos} = 0,5$. Dostáváme tak značnou rezervu v porovnání se skutečnými v reálu dosažitelnými hodnotami. Velikost dostředivého zrychlení je pak dána:

$$a_d = k_{dos} \cdot g$$

██████████

██████████

(5)

5.3.3 AKCELERACE

Při rozjíždění působí na překládací vůz zrychlení v podélném směru současně s tíhovým zrychlením. Směr zrychlení je stejný se směrem pohybu. Velikost zrychlení při akceleraci je stanoveno na hodnotu $4,905 \text{ m/s}^2$. Tato hodnota je značně vyšší, než by bylo možné při rozjezdu takto zatíženého přívěsu. Získáváme tak výraznou rezervu oproti reálnému zatížení.



5.3.4 BRZDĚNÍ

Během brzdícího stavu působí na konstrukci překládacího vozu tíhové zrychlení [REDACTED] ve svislém směru, dále však vznikají setrvačná zrychlení působící na přívěs i náklad proti směru jízdy o velikosti [REDACTED], a dále pak zrychlení proti směru jízdy přívěsu [REDACTED].

VYROVNANÉ BRZDĚNÍ

V tažném oku oje nevznikají žádné podélné síly. Pneumatiky přenáší brzdou sílu a svislé zatížení. Vazba na tažném oji povoluje rotace kolem všech os a translační pohyb v podélném směru. Nápravy mají prostřednictvím elementů *Spring* a *Restraint* omezen pohyb ve všech směrech.

BRZDĚNÍ POUZE TAŽNÉHO VOZIDLA

K tomuto stavu nastává při poruše brzdového systému přívěsu, případně při vyšším poklesu tlaku v brzděném systému.

Při brzdění traktoru je vůz zatěžován tíhovým zrychlením [REDACTED] ve svislém směru a brzděným zrychlením proti směru jízdy [REDACTED].

Na tažném oji přívěsu je užitá vazba umožňující rotace kolem všech os a zabráňující translačním pohybům ve všech směrech. Pohyb náprav v příčném a svislém směru je omezen pomocí prvků *Spring* se zadanou tuhostí.

BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSU

Během tohoto stavu působí na přívěs tíhové zrychlení [REDACTED] ve svislém směru a brzděné zrychlení přívěsu [REDACTED] proti směru pohybu. Vazba na tažné kouli povoluje rotace kolem všech os a translační pohyb v podélném směru. Nápravy mají prostřednictvím elementů *Spring* se zadanou tuhostí omezen pohyb ve všech směrech.

5.4 MEZNÍ STAVY MATERIÁLU

Pro konstrukci balíkového přívěsu je použita univerzální nelegovaná konstrukční jemnozrnná ocel s vysokou vrubovou houževnatostí a zaručenou svařitelností [REDACTED] s pevností [REDACTED] a mezí kluzu R_e minimálně [REDACTED]. Je určena pro svařované konstrukce a strojní součásti s vyšší mezí kluzu. Je vhodná pro staticky i dynamicky namáhané součásti.[3]

**Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [3]**

Dolní mez kluzu

Re =

Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

 $\gamma_M =$ **Hodnota návrhové pevnosti oceli:**

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M}$$

$$f_{yd} =$$

(6)

Tyto hodnoty jsou uvažovány jako mezní kritéria v průběhu celé pevnostní analýzy.

Výsledky z pevnostní analýzy budou porovnány s hodnotou návrhové pevnosti oceli. Stav napjatosti je určen podle teorie HMM.

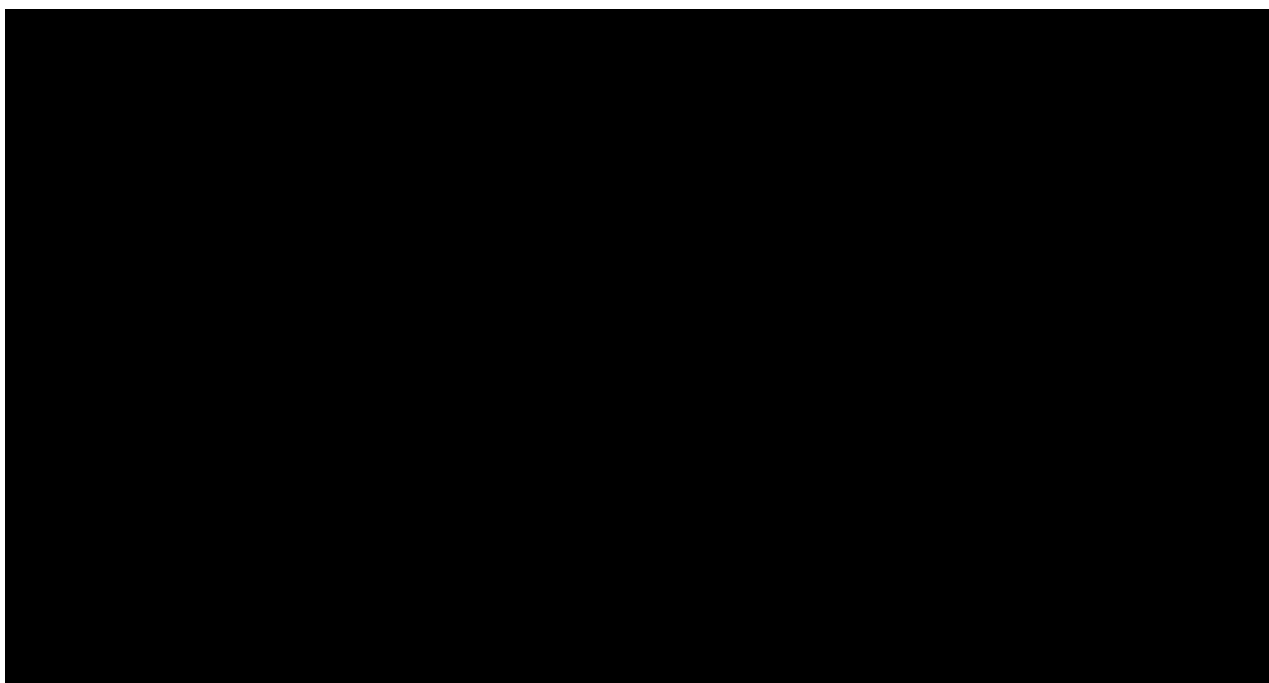


6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PŮVODNÍ KONSTRUKCE

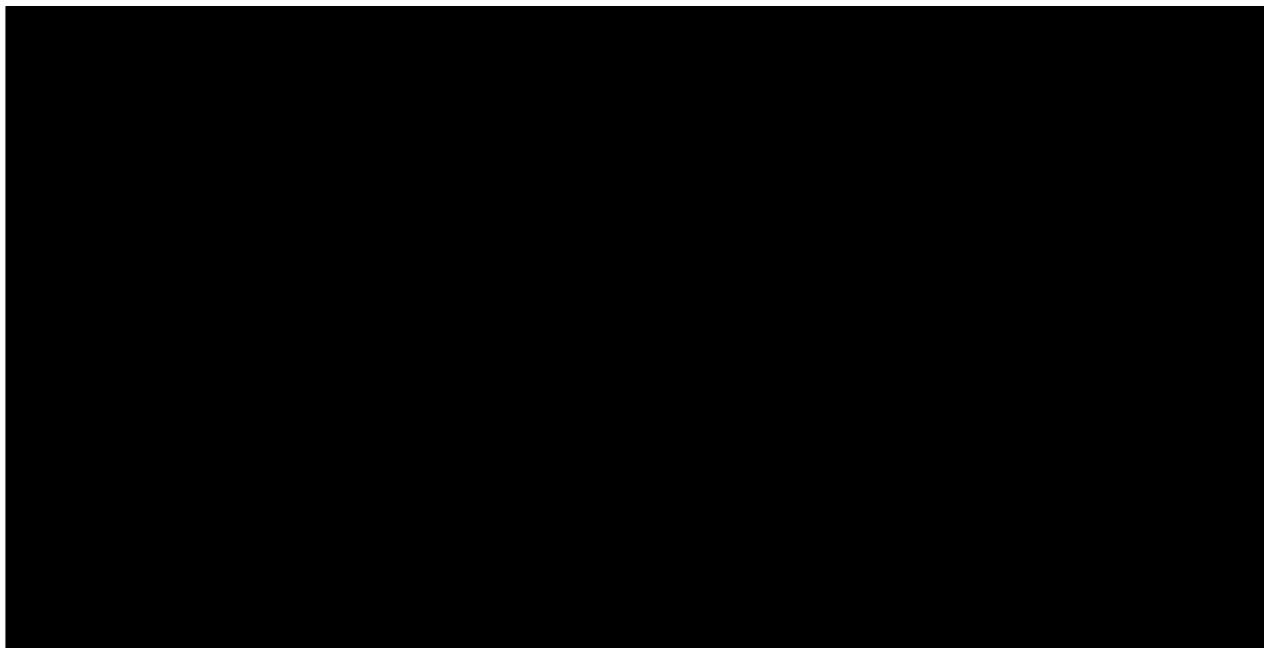
V následující kapitole můžeme vidět výsledky analýz jednotlivých zátěžných stavů původní konstrukce vozu. Rozsah napětí je vždy v rozmezí 0-308 MPa, což přispívá názornějšímu porovnání mezi jednotlivými stavy. V detailních pohledech se rozsah stupnice liší pro lepší názornost dosažených napětí.

6.1 STATICKÁ POLOHA I

Ačkoliv se jedná o nejméně náročný stav, pozorujeme, že v místech spoje podélníků s bočními příčnicí dochází v důsledku navýšení zatížení k překročení návrhové pevnosti oceli. K tomuto jevu dochází ve všech následujících zátěžných stavech. Maximální hodnota napětí zde dosahuje 405 MPa.



Obr. 20 Zatížení tíhovým zrychlením - pohled ze spodní strany - maximální napětí 405 MPa, maximální deformace 7 mm, měřítko 1:1, rozsah 0-308 MPa.

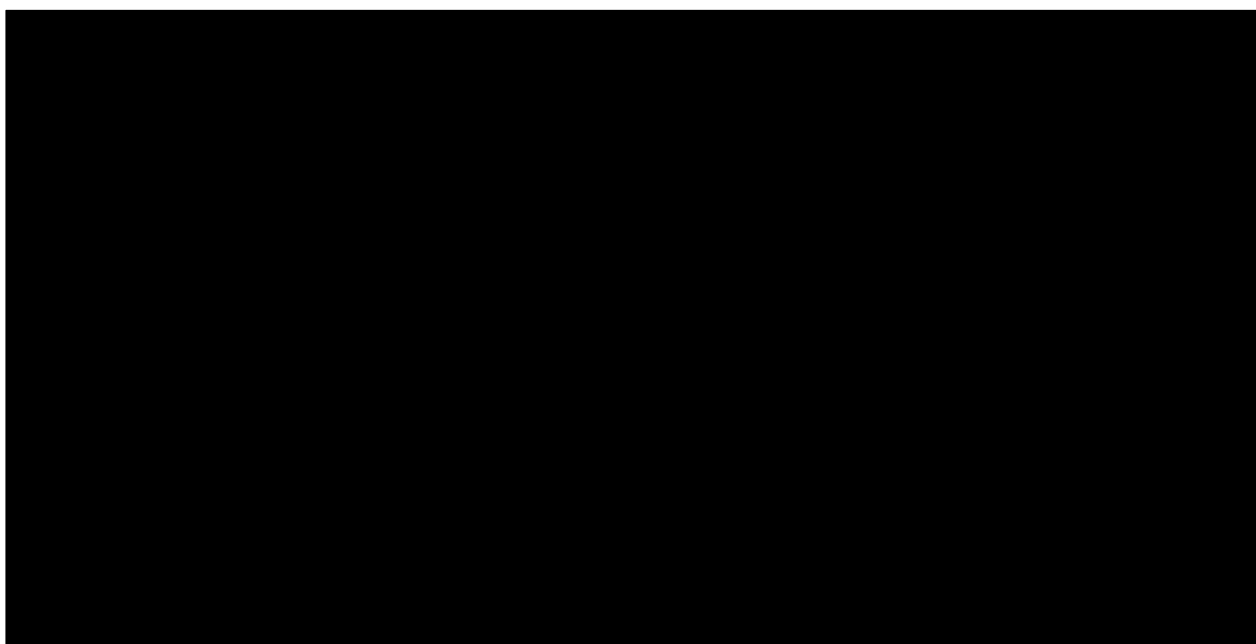
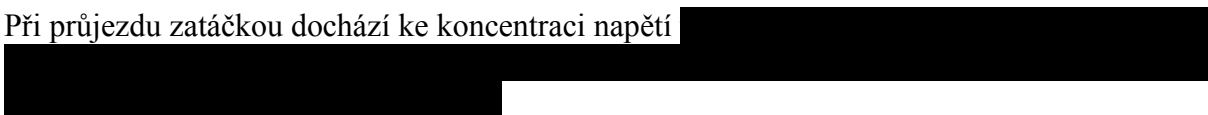


Obr. 21 Detail zatížení tíhovým zrychlením - pohled na přední sekci - maximální napětí



6.2 PRŮJEZD ZATÁČKOU I

Při průjezdu zatáčkou dochází ke koncentraci napětí



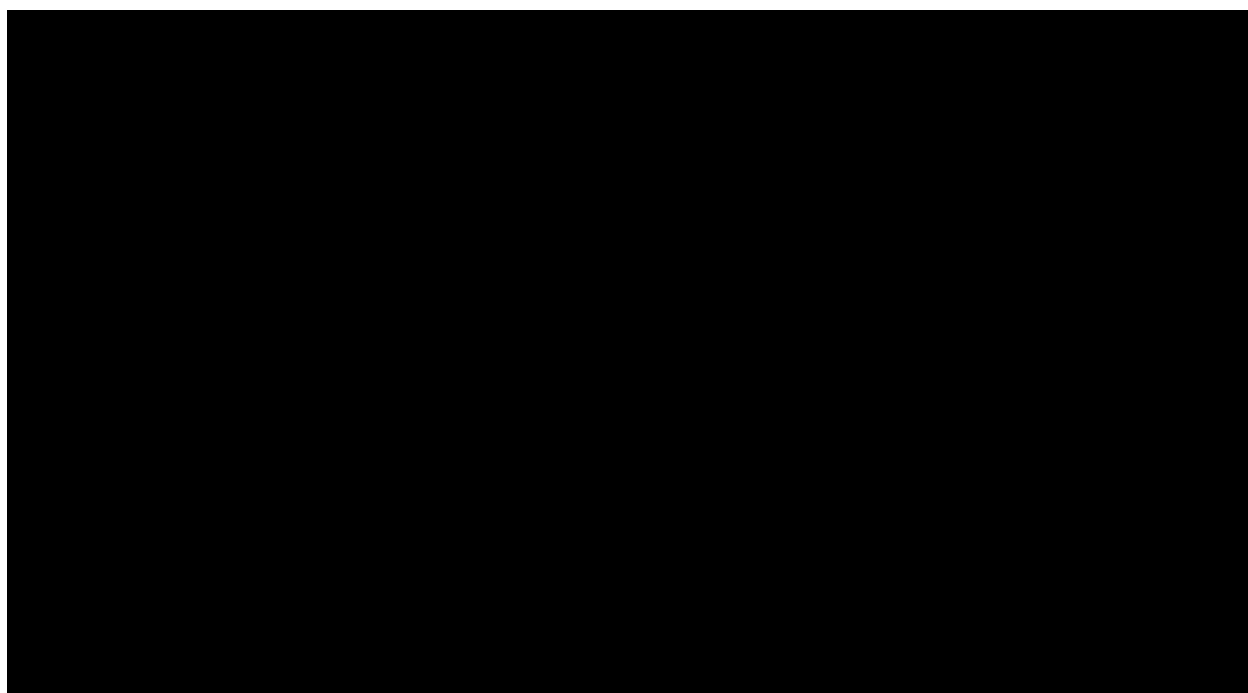
Obr. 22 Průjezd zatáčkou - pohled ze spodní strany - maximální napětí





6.3 AKCELERACE I

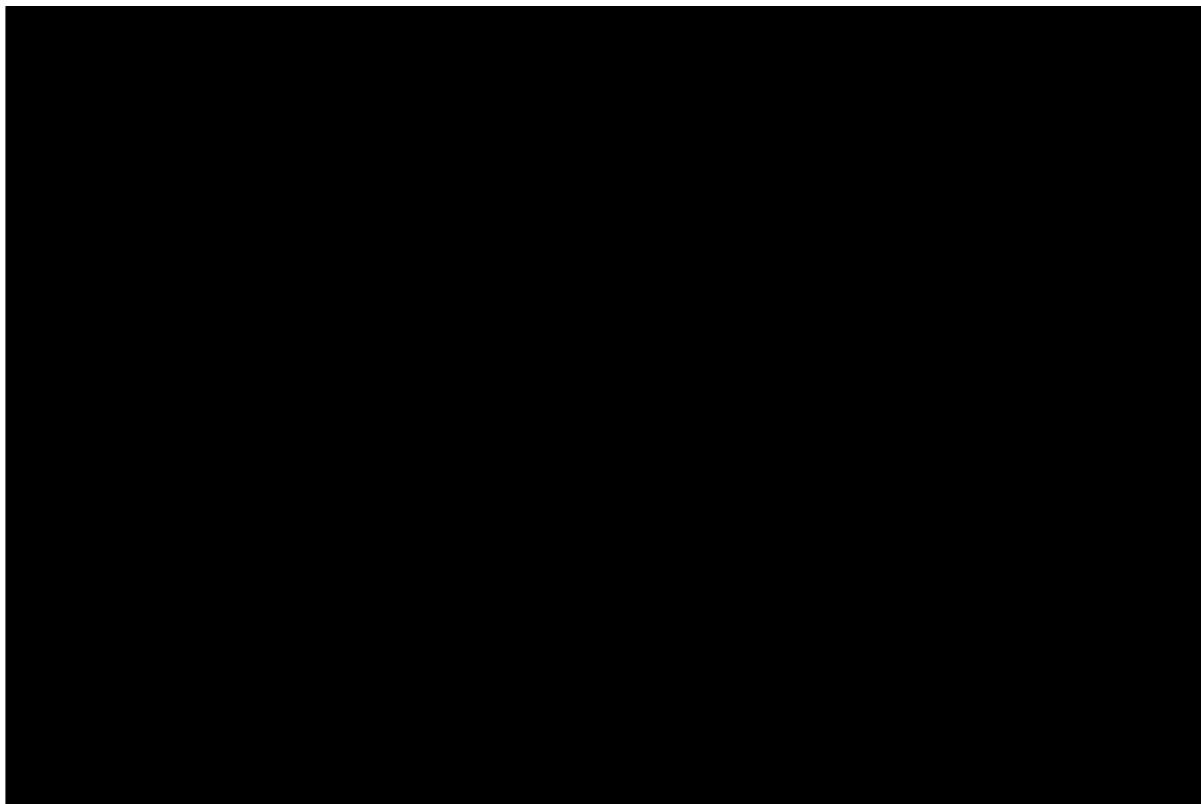
Při akceleraci přívěsu



Obr. 23 Akcelerace přívěsu - pohled ze spodní strany - maximální napětí 437 MPa, maximální deformace 11 mm, měřítko 1:1, rozsah 0-308 MPa.

6.4 BRZDĚNÍ I

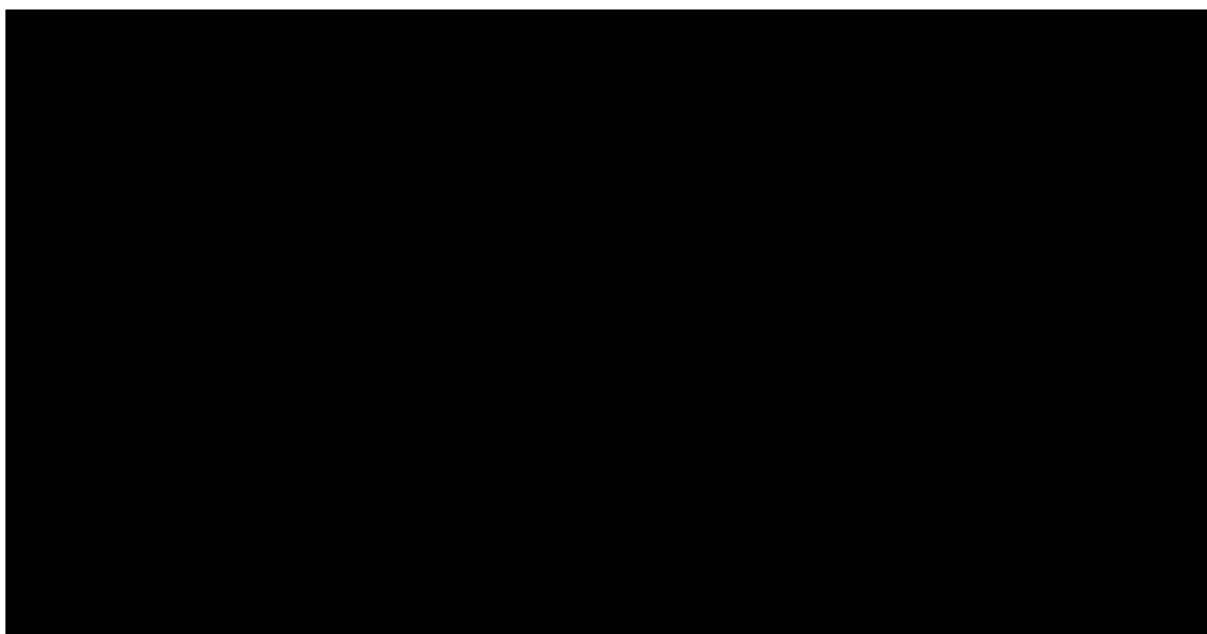
Během brzdného stavu pozorujeme přesun koncentrace napětí v závislosti na specifikaci jednotlivých druhů brzdění. Obecně můžeme říci, že se koncentruje v oblasti uložení otočného rámu a uložení náprav tandemu. Rám přívěsu je nejvíce namáhán během stavu, kdy brzdí pouze tažné vozidlo. V tomto stavu je maximální napětí rovno [redacted].



Obr. 24 Vyrovnané brzdění - pohled ze spodní strany

[REDACTED]

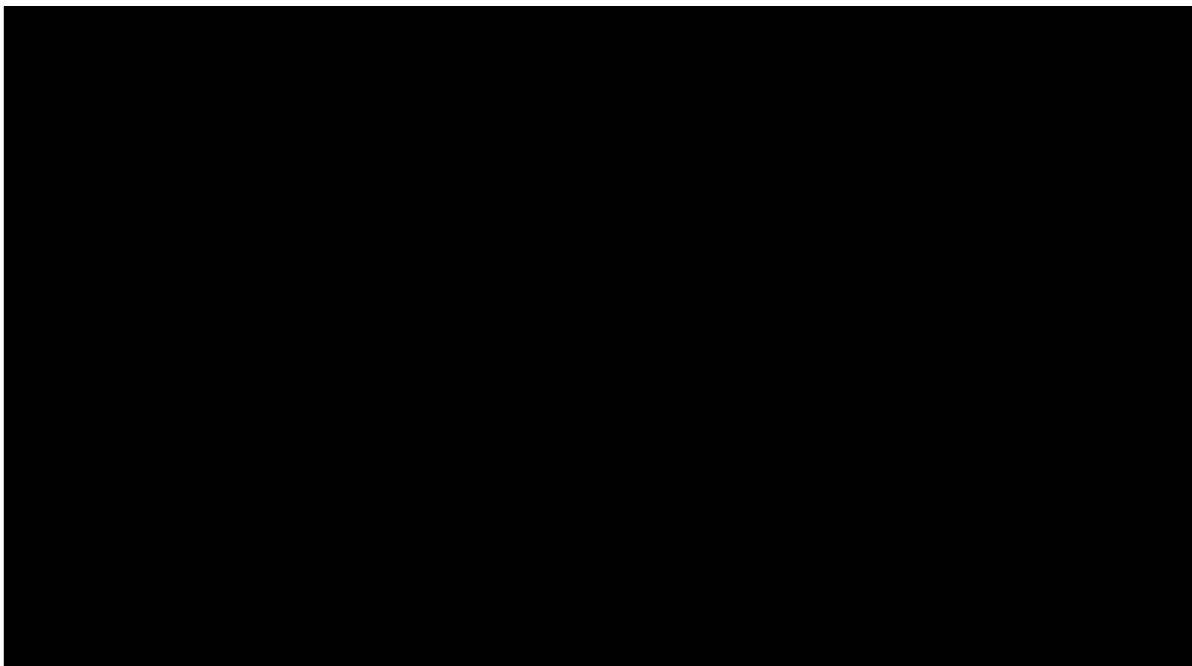
[REDACTED]



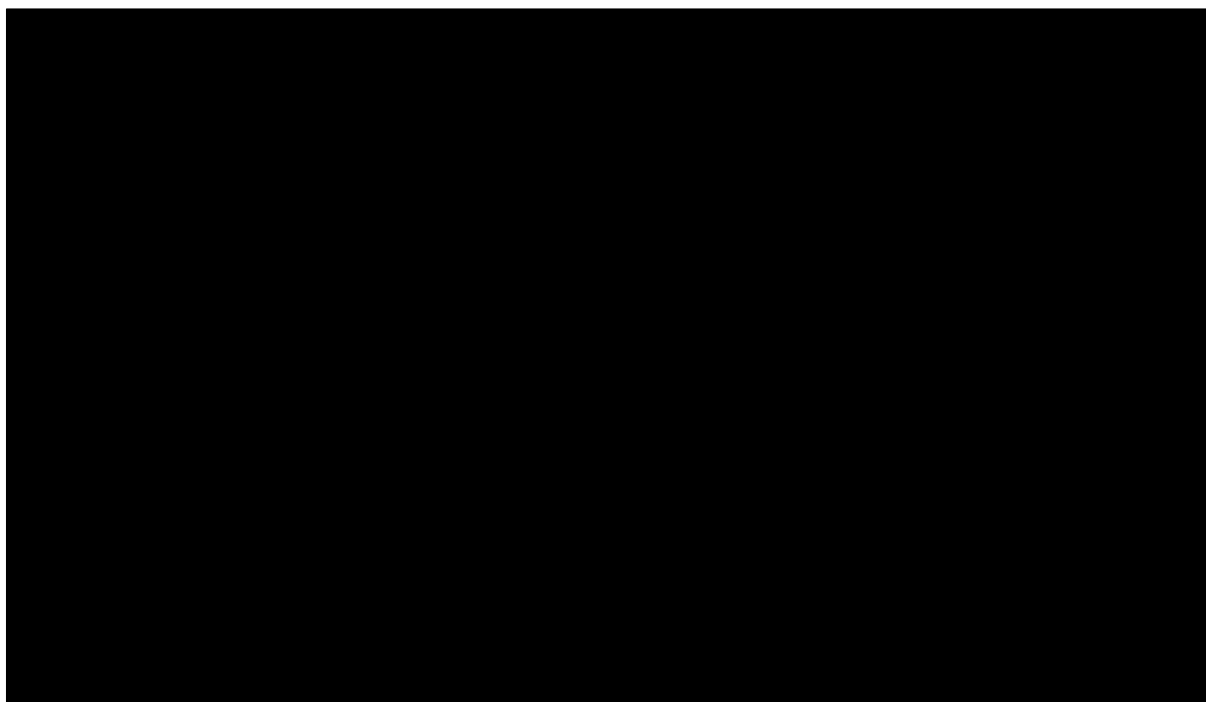
Obr. 25 Brzdění tažného vozidla - pohled ze spodní strany

[REDACTED]

[REDACTED]



Obr. 26 Brzdění přívěsu - pohled ze spodní strany -



Obr. 27 Detail - brzdění tažného vozidla -



6.5 DÍLČÍ VYHODNOCENÍ

Vystavili jsme rám stávajícího balíkového přívěsu Galán PV 12 zatížení [REDACTED] kg, namísto původně uvažovaných [REDACTED]. Dále při návrhu této konstrukce nebylo uvažováno s přídatným zatížením, způsobeným zadržovacím zařízením balíků.

Z výsledků pevnostní analýzy pozorujeme, že stávající konstrukce [REDACTED]

[REDACTED]
[REDACTED]
[REDACTED]
[REDACTED].

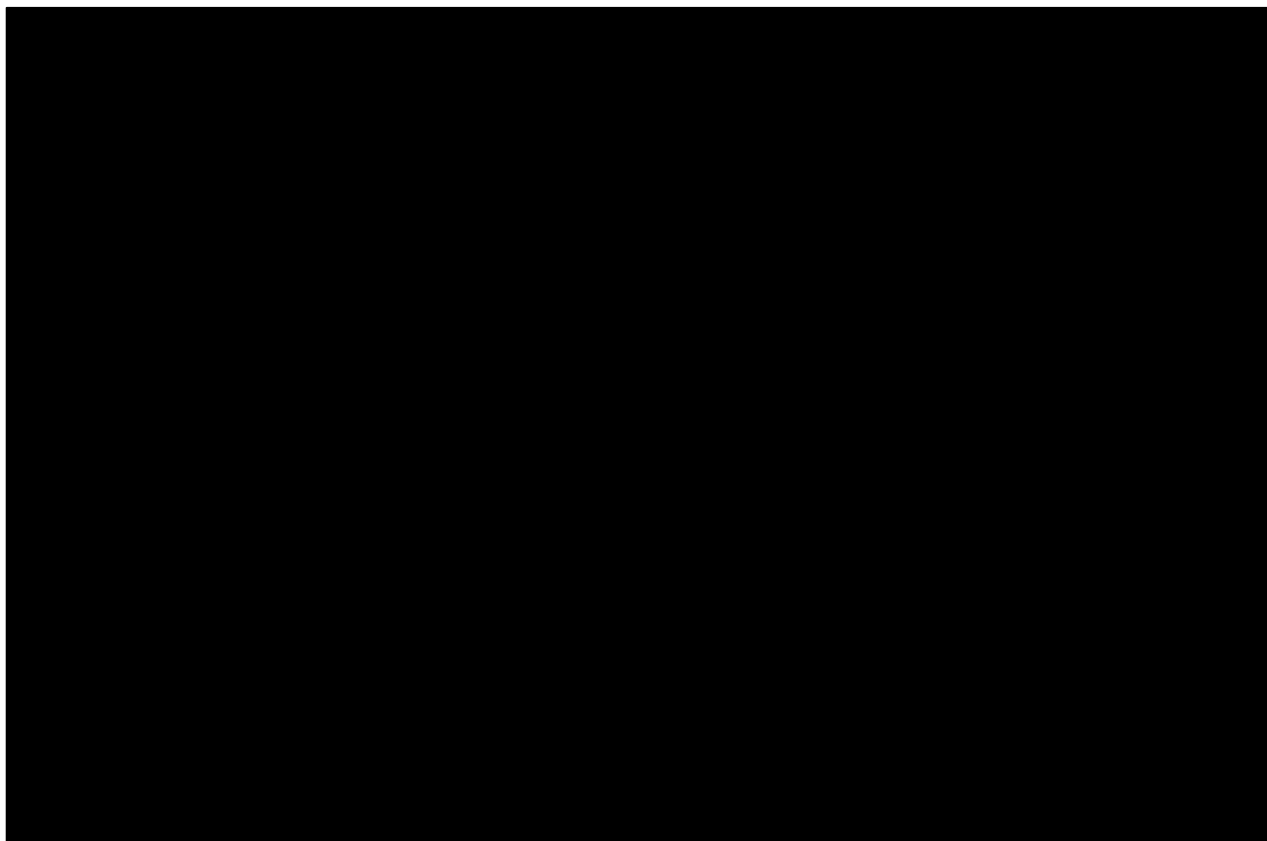


7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NOVÉ KONSTRUKCE RÁMU

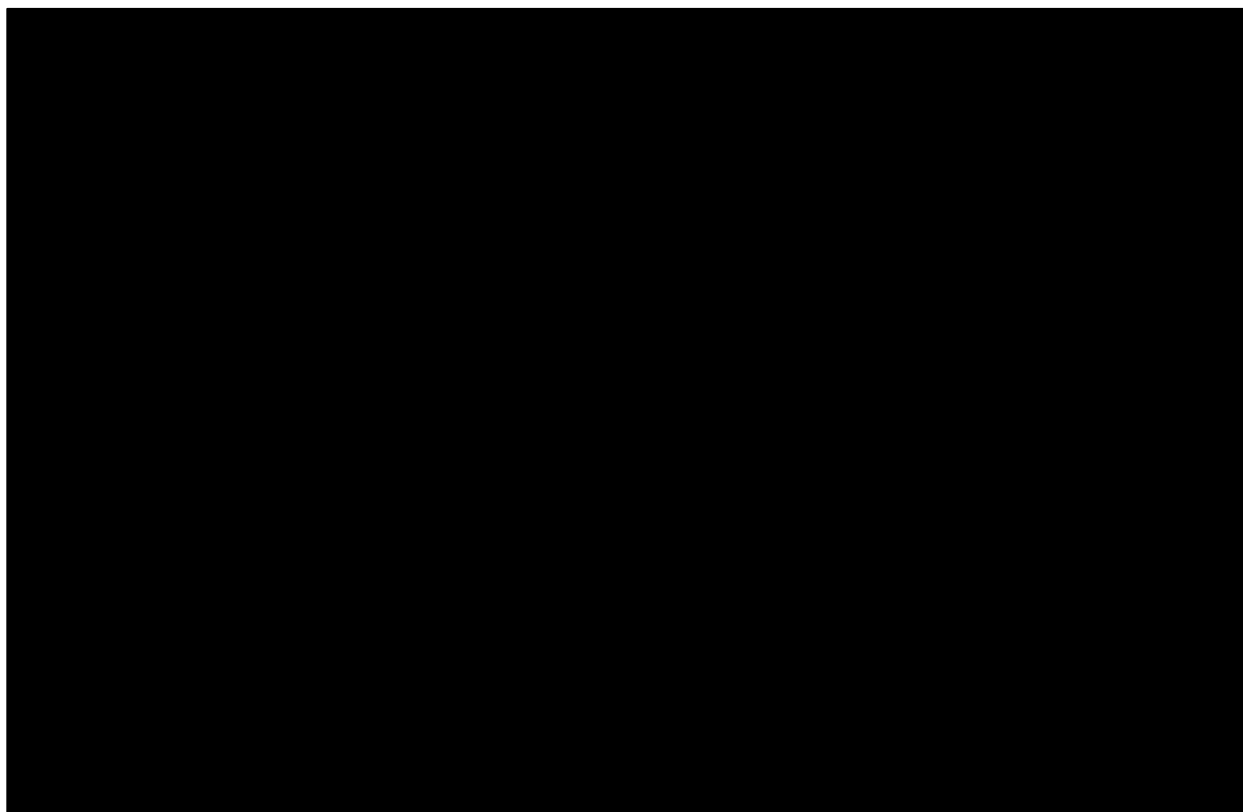
V následující kapitole můžeme vidět výsledky analýz jednotlivých zátěžných stavů nově navržené konstrukce vozu. Na rozdíl od předchozího případu je stupnice nastavena v rozmezí 0-250 MPa. V tomto nastavení je možno posouzení jednotlivých stavů vůči sobě. V detailních pohledech je rozsah stupnice nastaven na 0-80 MPa a 0-50 MPa. Díky tomu získáme lepší představu o průběhu napětí v kritických částech rámu.

7.1 STATICKÁ POLOHA II

Při pohledu na průběh napětí během statické polohy vidíme, že se jeho koncentrace nachází především [REDACTED]. Dalším místem s vyšší hodnotou napětí [REDACTED]. [REDACTED]

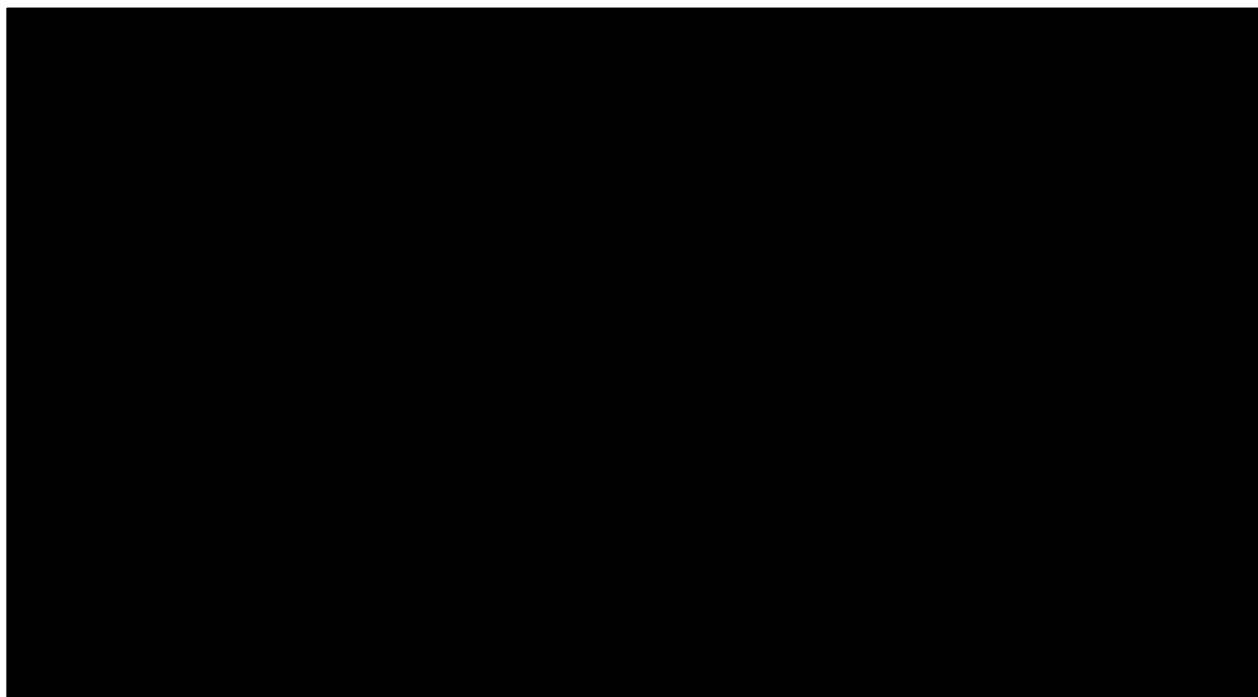


Obr. 28 Zatížení tíhovým zrychlením - pohled ze spodní strany - [REDACTED]



Obr. 29 Detail zatížení tíhovým zrychlením -

[redacted]



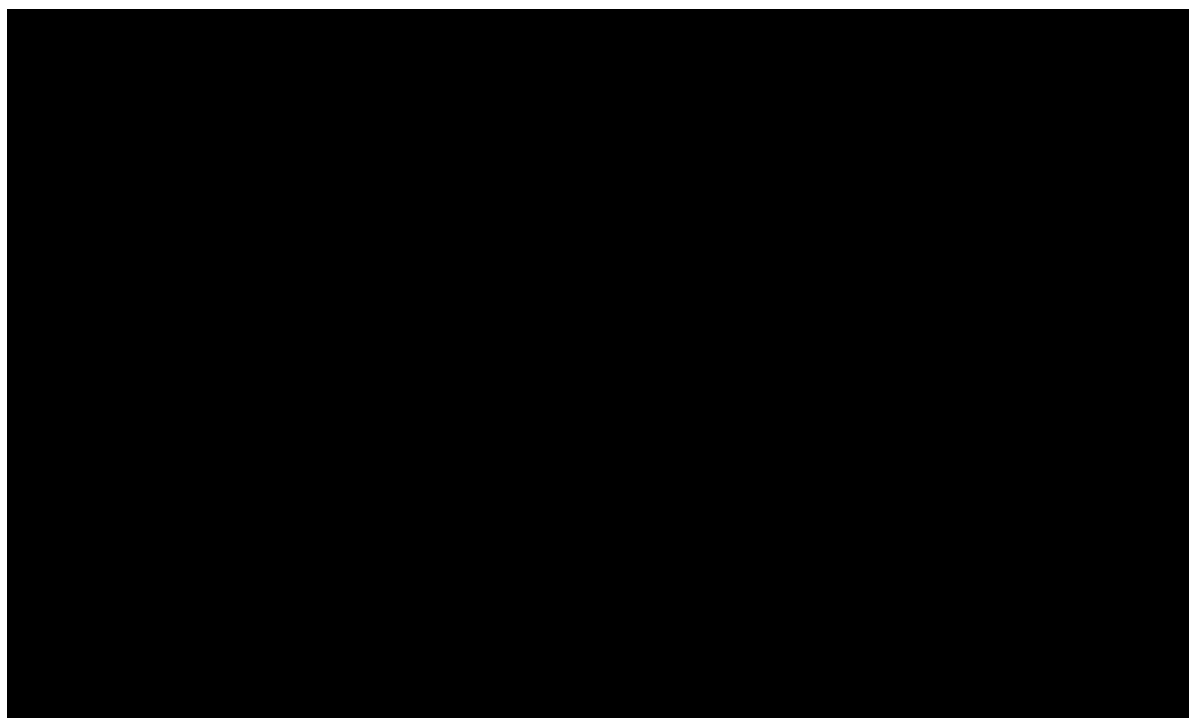
Obr. 30 Detail zatížení tíhovým zrychlením - pohled na zadní sekci

[redacted]

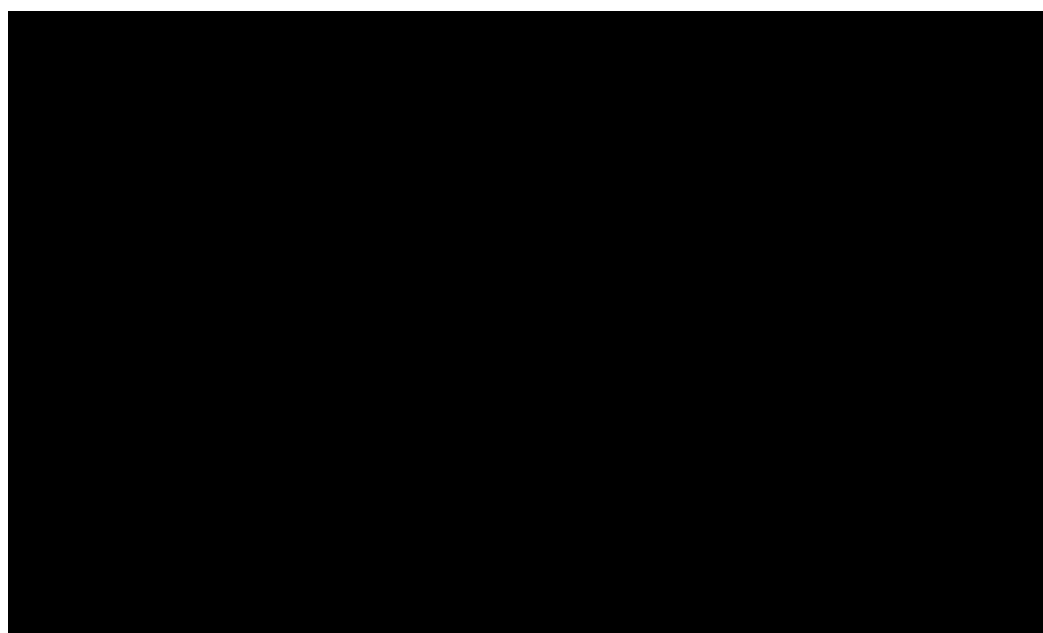


7.2 PRŮJEZD ZATÁČKOU II.

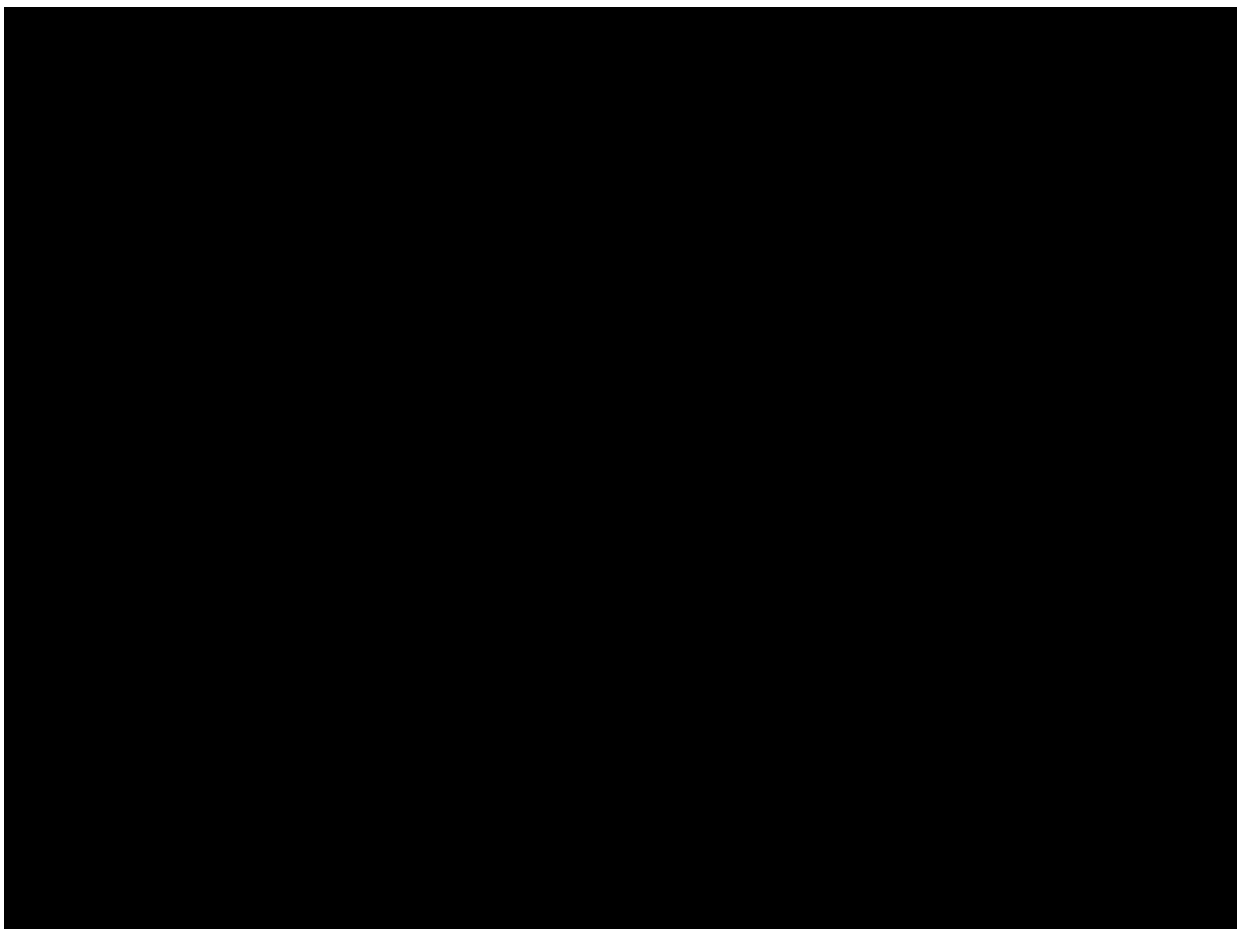
Při průjezdu zatáčkou pozorujeme nárůst napětí



Obr. 31 Zatížení dostředivým zrychlením -



Obr. 32 Detail zatížení dostředivým zrychlením -



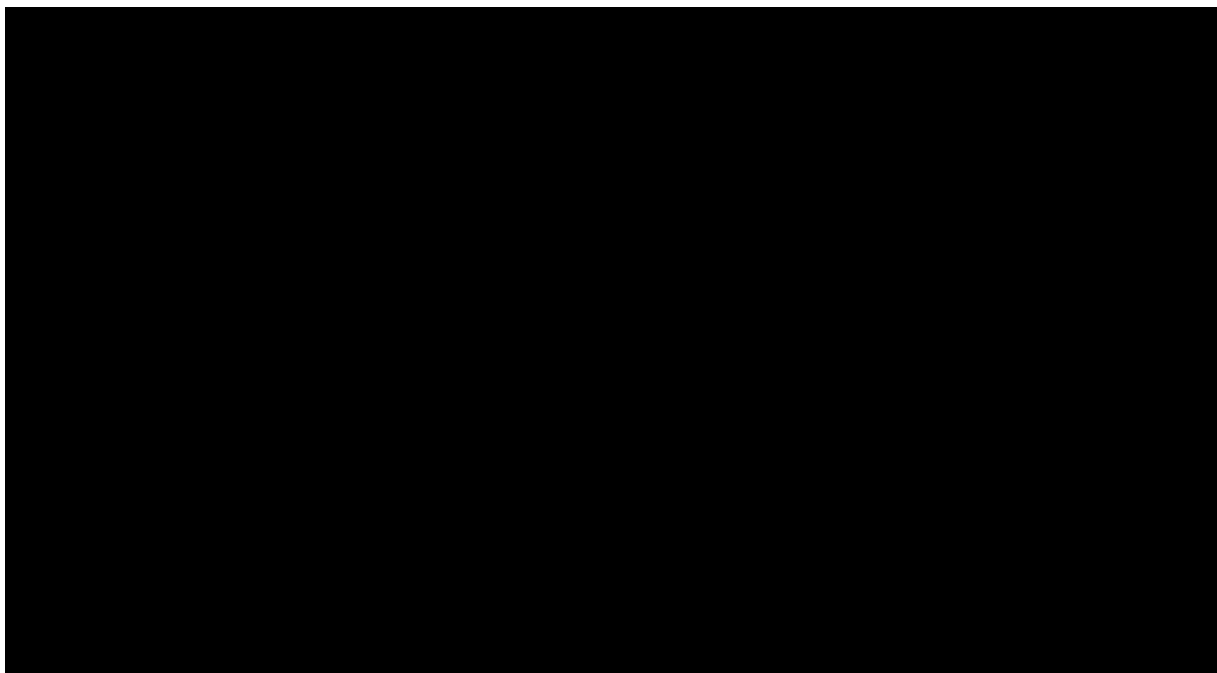
Obr. 33 Detail zatížení dostředivým zrychlením



7.3 AKCELERACE II.

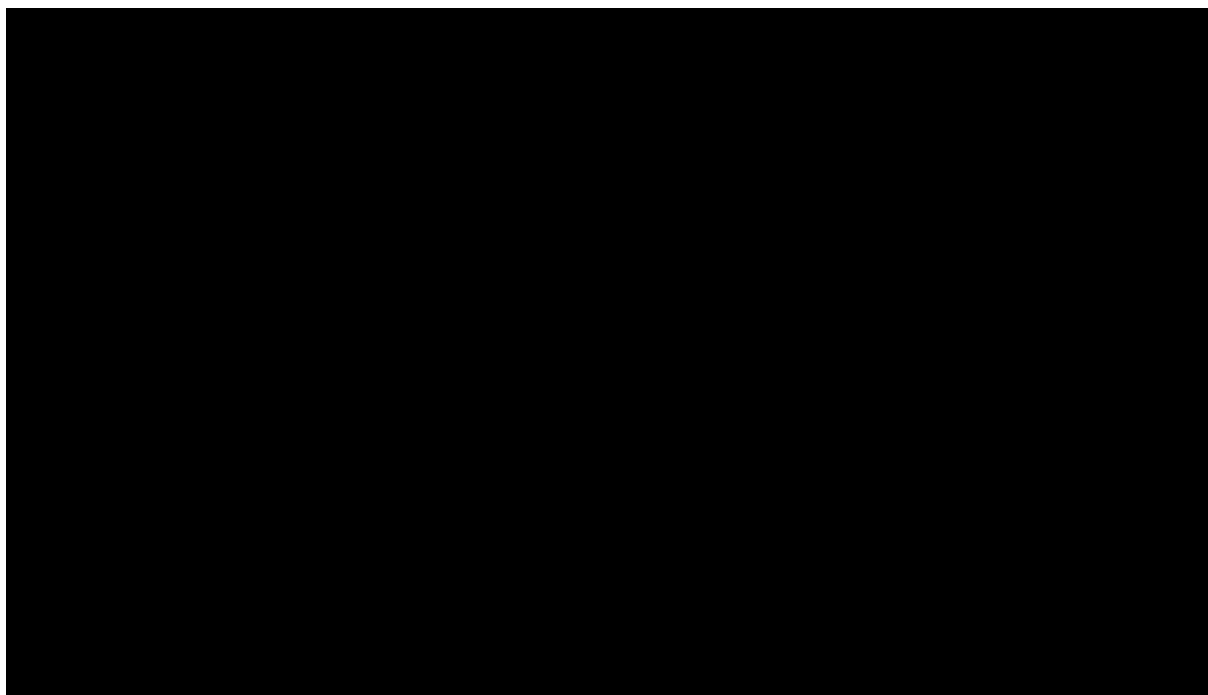
Při akceleraci přívěsu sledujeme mírný nárůst napětí v oblasti otočného rámu. Dalším místem koncentrace napětí je oblast spoje hlavních podélníků s příčnicí





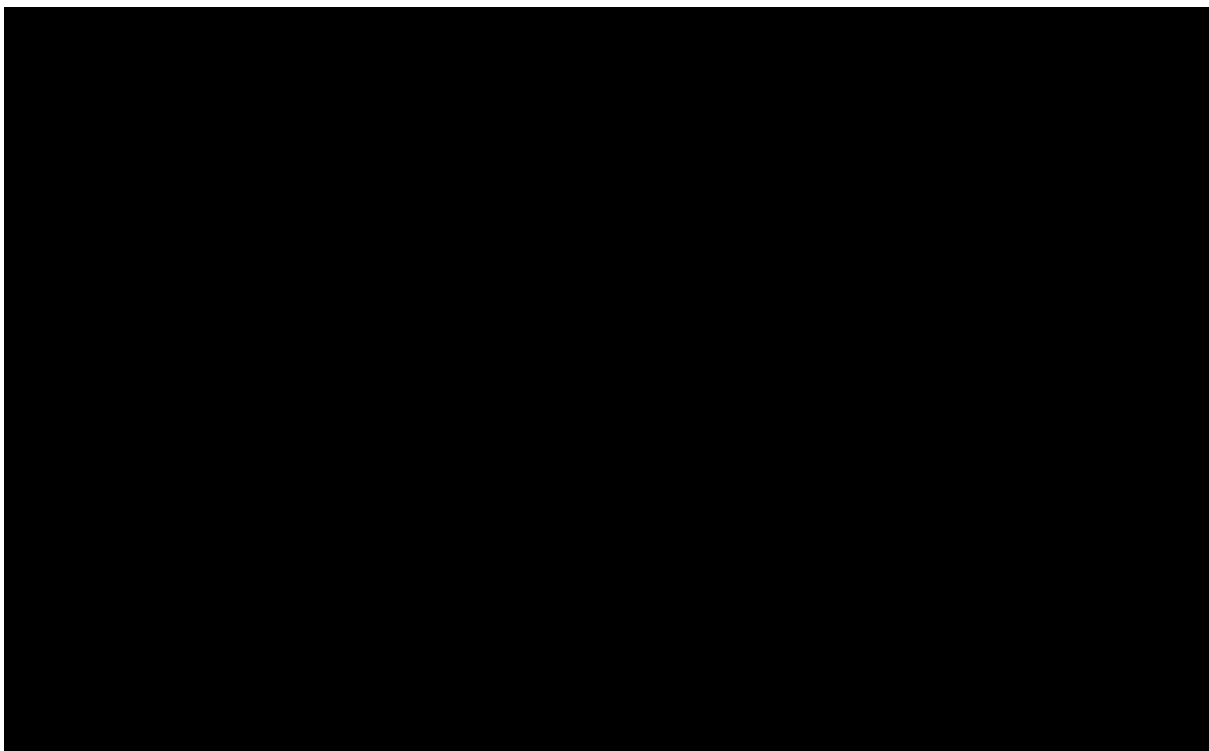
Obr. 34 Akcelerace přívěsu -

[Redacted text]



Obr. 35 Detail zatížení akcelerací -

[Redacted text]



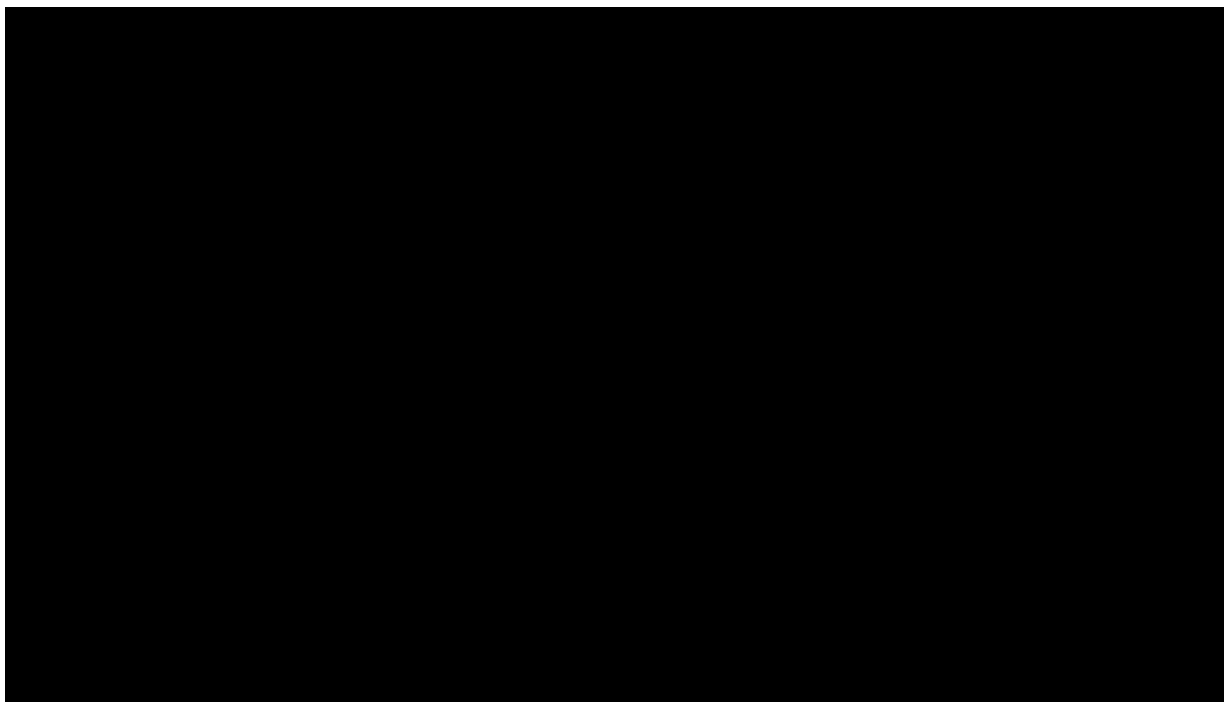
Obr. 36 Detail zatížení akcelerací



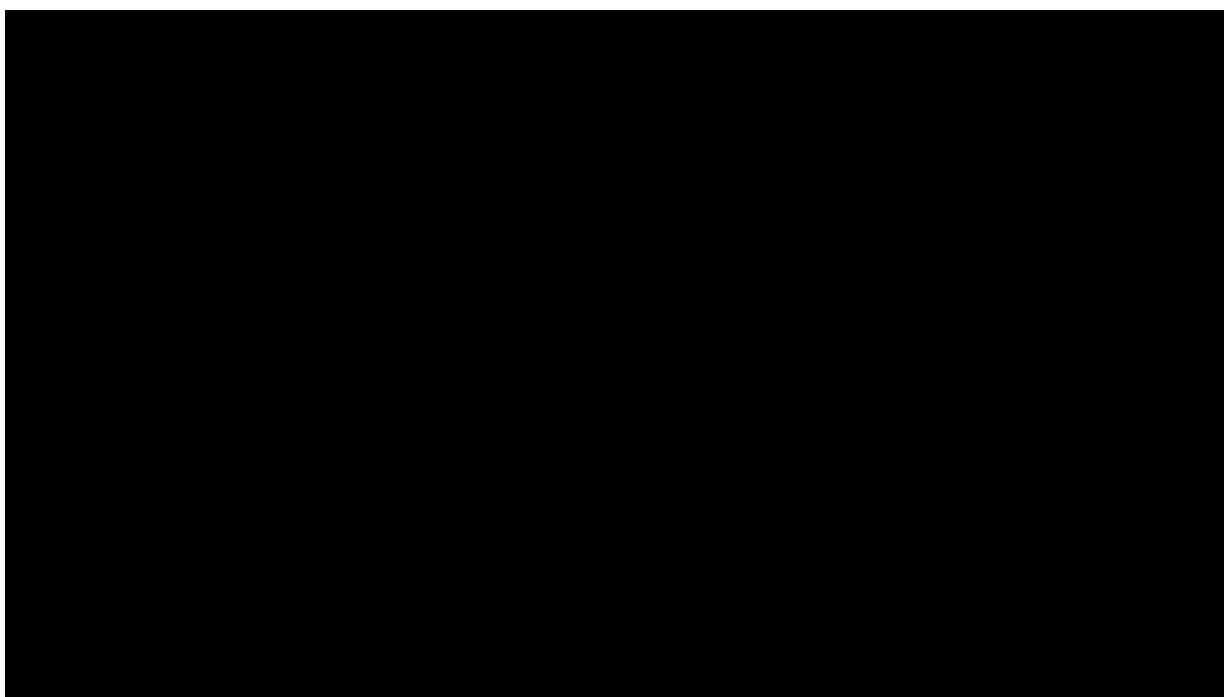
7.4 BRZDĚNÍ II.

Během brzdného stavu pozorujeme přesun koncentrace napětí



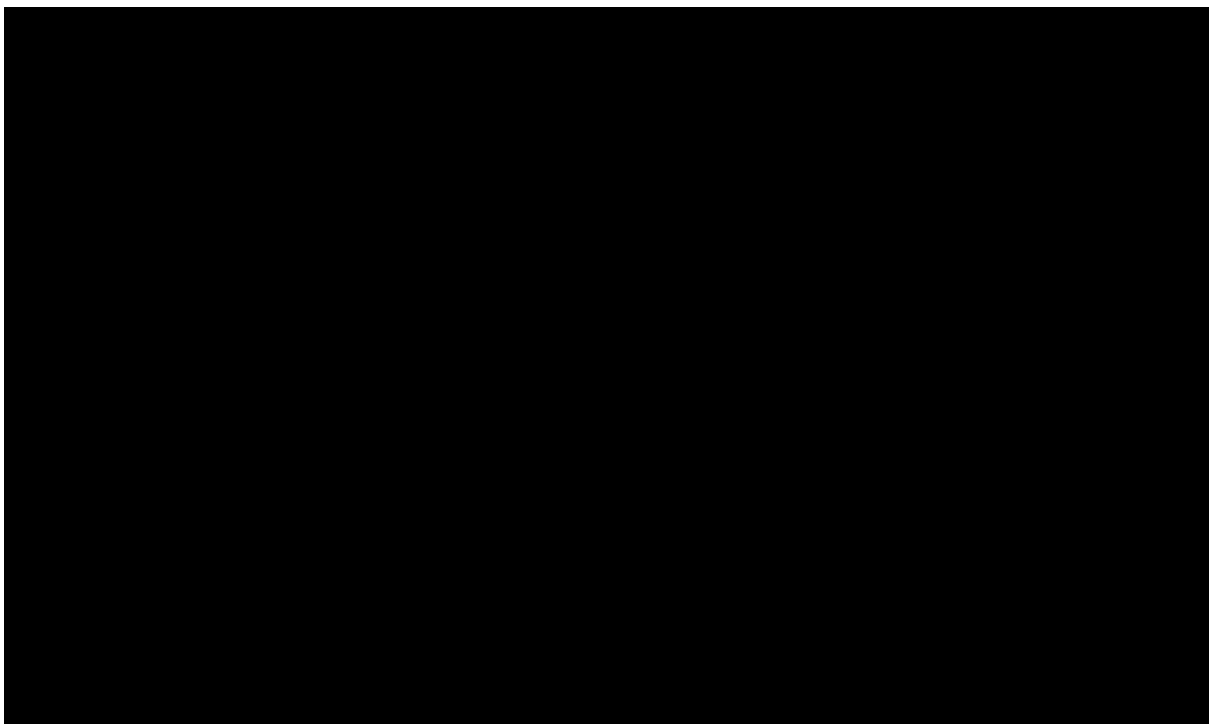


Obr. 37 Brzdění tažného vozidla - pohled ze spodní strany - maximální napětí 265 MPa, měřítko deformace 1:1, rozsah 0-250 MPa.

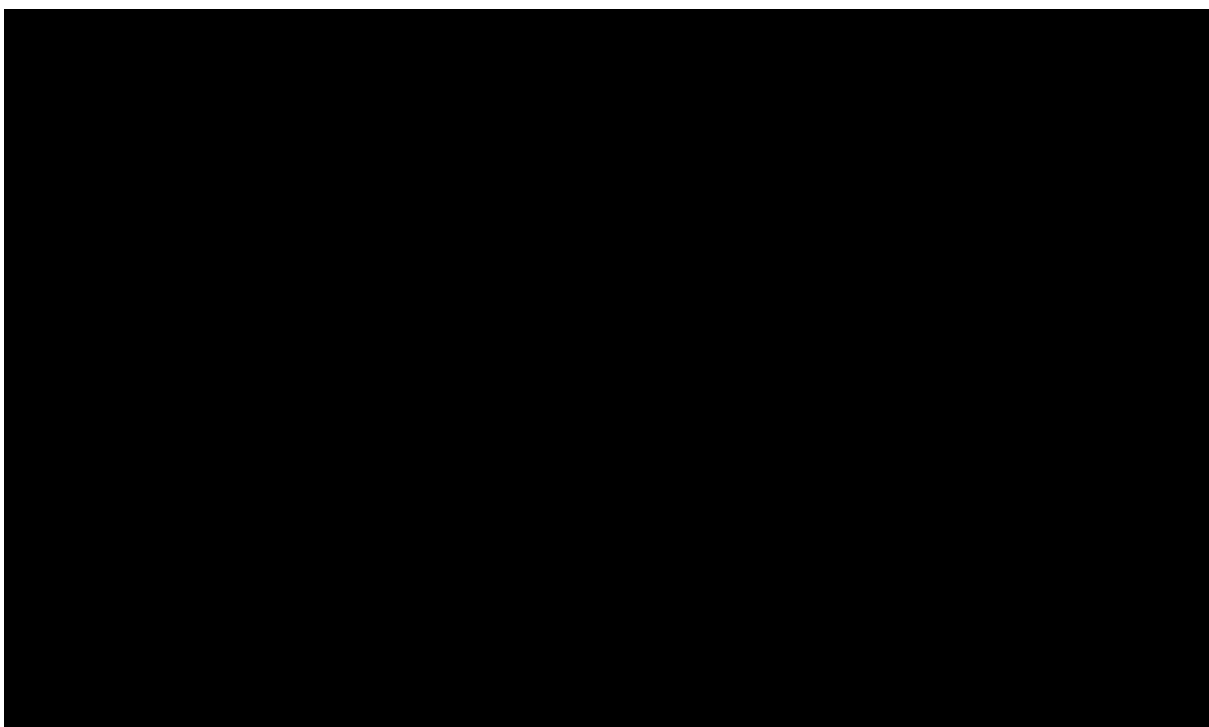


Obr. 38 Detail - brzdění tažného vozidla -





*Obr. 39 Detail - brzdění přípojného vozidla - pohled na zadní sekci - maximální napětí
236 MPa, měřítko deformace 1:1, rozsah 0-50 MPa*



*Obr. 40 Detail - brzdění přípojného vozidla - pohled na přední sekci - maximální napětí
236 MPa, měřítko deformace 1:1, rozsah 0-80 MPa*



ZÁVĚR

V této diplomové práci byla provedena pevnostní analýza nosného rámu balíkového přívěsu Galán PV 15 od společnosti ZDT Nové Veselí. Balíkový přívěs je určen pro přepravu lisovaných pícnin. Z pevnostní analýzy původního rámu přívěsu bylo zjištěno, že současné konstrukční provedení nevyhovuje požadovanému navýšení zatížení. Na základě těchto výsledků je navržen nový rám.

Z důvodu požadavků změny nosnosti nového rámu jsou vedle rozdílných hutních polotovarů vybrány i příslušné komponenty přívěsu, které je nutno nahradit. Jedná se především o nápravu, pneumatiky a věnec kuličkového řízení. Kompletní model rámu je vymodelován v programu Autodesk Inventor, který byl dále využíván v průběhu práce.

Pevnostní analýza byla provedena pomocí Metody konečných prvků (MKP) v programu NX I-deas. Vzhledem ke konstrukci stroje byl vytvořen skořepinový model. Pevnostní analýza byla provedena pro zatěžné stavy při reálném provozu balíkového přívěsu. Přívěs byl vystaven šesti reálným zatěžným stavům: statickou zátěží, průjezdu zatáčkou, akcelerací, brzdění pouze přívěsu, brzdění tažného vozidla a vyrovnanému brzdění. Pro všechny zatěžné stavy byl zvolen plně naložený balíkový přívěs. Byly vytvořeny náhrady jednotlivých konstrukčních celků tak, aby odpovídaly co nejvíce skutečnosti.

Nově navržený rám přívěsu obstál ve všech zatěžných stavech. Díky analýze MKP je přívěs navržen tak, aby bylo vyhověno jak pevnostním tak i ekonomickým požadavkům.

Výsledkem práce je návrh nového balíkového přívěsu, který je se svojí provozní hmotností 5900 kg, délce ložné plochy 10300 mm a rozchodu 1830 mm schopen uvést požadovaný náklad o hmotnosti 17000 kg.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] P, Ptáček a Kaplánek A. *Přeprava nákladu v silniční dopravě*. 1. Brno: Cern, 2002. ISBN 80-7204-257-2.
- [2] SYROVÝ, Ondřej. *Doprava v zemědělství*. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 978-80-86726-30-4.
- [3] Česká státní norma EN 1993-1-1. Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2006
- [4] Vyhláška č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001
- [5] Vyhláška č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 19. prosinec 2014
- [6] ADR. *Brzděné nápravy* [online]. 2011 [cit. 2012-01-17]. Dostupné z: <http://www.adrnapravy.cz/brzdene.html>
- [7] Conow BTW [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.technikboerse.com/cs/view/pou-it-stroj/sb-ra-bal-k-/1710281/conow-btw-9.html>
- [8] Fliegl DPW 210 BL [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.traktorpool.de/cs/details/Plattformwagen/Fliegl-DPW-210-BL/2266048/>
- [9] Galán PV 15 [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.zdt.cz/pv-15-galan-31>
- [10] John Deere [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://johndeeredistributor.cz/>
- [11] Krassort - Bale-Trailer [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.krassort.com/bale-trailer-dreiachser.html>
- [12] Kuličkový věnec řízení [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.torwegge.cz/online-catalogue/ft/index.html#257>
- [13] Pneu Mitas TR-08 400/60-15.5 [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.mitas-pneu.cz/sezonn-nabidka/mitas-tr-08-400-60-15-5-145a8>
- [14] Pneumatiky BKT [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <https://www.bkt-tires.com/fr/pattern/ridemax-fl-693-m>
- [15] ROTOS Romill [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.romill.cz/en/rotos>
- [16] Ultra Ride [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.linkmfg.com/wp-content/uploads/2014/06/UltraRide.png>
- [17] Wielton-PRS-3SS18 [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: <http://www.landwirt.com/gebrauchte,1353177,Wielton-Wielton-PRS-3SS18.html>



- [18] *Železná knihovna - Feron* [online]. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z:
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Δl_l	[mm]	Výchylka listové pružiny
Δl_p	[mm]	Propružení pneumatiky
a_d	[m/s ²]	Dostředivé zrychlení
a_p	[m/s ²]	Zrychlení proti směru jízdy
f_{yd}	[MPa]	Návrhová pevnost oceli
k_{bv}	[N.mm ⁻¹]	Boční a směrové vedení pneumatiky
a_z	[m/s ²]	Zrychlení proti směru jízdy
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
H	[kg/m]	Hmotnost profilu vztažena na 1 metr
i_p	[-]	Kritérium vhodnosti profilu
k_l	[N.mm ⁻¹]	Tuhost listové pružiny
k_p	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pneumatiky
m_k	[kg]	Konstrukční nosnost
N_m	[Kč/m]	Cena profilu vztažena na 1 metr
Re	[MPa]	Dolní mez kluzu
W_{ox}	[cm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose x
γ_M	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Číslo výkresu	Název
01- GPV-001-SESTAVA PŘÍVĚSU	
01- GPV-002-SVAŘENEC RÁMU PV24	
01- GPV-003- DRŽÁK SVĚTEL	
01- GPV-004 – SVAŘENEC RÁMU PV15	
01- GPV-002-VÝZTUHA	