VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH DVOUNÁPRAVOVÉHO PODVOZKU TRAKTOROVÉHO NOSIČE

DESIGN OF TWO-AXLED UNDERCARRIAGE FOR TRACTOR TRAILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Lukáš Pučálka
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. Jaroslav Kašpárek
SUPERVISOR

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Pučálka Lukáš

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Dopravní a manipulační technika (2301T001)**

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:

Návrh dvounápravového podvozku traktorového nosiče

v anglickém jazyce:

Design of two-axled undercarriage for tractor trailer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte podvozek dvounápravového traktorového nosiče, který má sloužit jako univerzální nosič vyměnitelných nástaveb pro zemědělské účely.
max. celková hmotnost 20t
maximální šířka nosiče 2500 mm
počet náprav 2

Cíle diplomové práce:

Zpracujte rešeršní řešení konstrukčních prvků podvozku z hlediska použití a jízdních vlastností. Proveďte návrh koncepčních řešení. Proveďte pevnostní kontrolu rámu podvozku. Vypracujte výkresovou dokumentaci rámu podvozku.

Seznam odborné literatury:

JURÁŠEK, O.: Nosné konstrukce stavebních strojů, skripta VUT v Brně, 1986
PACAS, B. a kol.: Dynamika stavebních a zemědělských strojů, STNL Praha, 1987
BOHÁČEK, F. a kol.: Části a mechanismy strojů I – zásady konstruování spoje, skripta VUT v Brně, 1981

Vedoucí diplomové práce:Ing. Jaroslav Kašpárek

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 21.11.2007

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Výměnný systém nástaveb v oblasti zemědělství se jeví jako nejefektivnější způsob přepravy materiálů. Rychlá výměna nástaveb, to je největší trumf pro vyšší efektivitu investice, kterou zákazník udělá. Práce pojednává o mnoha způsobech konstrukčních řešení z hlediska použití a jízdních vlastností.

Klíčová slova

Výměnný systém, výměnné nástavby, rám podvozku, pevnostní kontrola, konstrukční prvky.

Abstract

Barter system super - structures in the area agriculture shows like most effective way of transport materials. Single-level memory exchange super - structures, that's biggest trump for higher effectiveness investment that the consumer will do. Work treat of in many ways structural design on the part of using and driving quality.

Keywords

Barter systém, barter super – structure, bogie underframe, stress kontrol, structural members.

Citace

Pučálka Lukáš: Návrh dvounápravového podvozku traktorového nosiče, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, 2008, Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka.

Další informace mně poskytli známí a kamarádi, kteří mně pomohli vyřešit některé problémy týkající se této práce.

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

Datum: 22.05.2008

……………………

Lukáš Pučálka

Poděkování

Děkuji všem pedagogům Ústavu automobilní a dopravní techniky, od kterých jsem čerpal všechny informace pro vy pracování této práce. Obzvláště děkuji vedoucímu své diplomové práce Ing. Jaroslavovi Kašpárkovi, který mně poskytl různé technické a organizační informace, týkající se této práce.
Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům, za jejich trpělivost a poskytnutí maximální podpory po celou dobu studia na této fakultě.

© Lukáš Pučálka, 2008.
Tato práce vznikla jako školní dílo na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě strojního inženýrství. Práce je chráněna autorským zákonem a její užití bez udělení oprávnění autorem je nezákonné, s výjimkou zákonem definovaných případ.

Obsah

Obsah 1
1. Úvod 4
2. Výtah ze zákona 5
3. Konstrukční prvky výměnného systému 8
3.1 Konstrukce rámu 8
3.1.1 Povrchová úprava ocelové konstrukce 12
3.2 Způsoby uložení oje 13
3.2.1 Odpružení silentbloky 13
3.2.2 Odpružení listovými pery 13
3.2.3 Odpružení parabolickými pružinami 14
3.2.4 Hydraulické odpružení oje 15
3.3 Nápravy a druhy zavěšení 16
3.3.1 Kloubové zavěšení 16
3.3.2 Odpružení náprav parabolickými a listovými pružinami 16
3.3.3 Hydraulické odpružení náprav 17
3.4 Systémy řízení náprav 18
3.4.1 Systém vlečného řízení 18
3.4.2 Systém nuceného řízení 19
3.5 Brzdné systémy 19
3.5.1 Vzduchové (pneumatické) brzdy 21
3.5.2 Vzducho-kapalinové (pneumaticko-hydraulické) brzdy 21
3.5.3 Kotoučová brzda 22
3.5.4 Nájezdová brzda 22
3.6 Pneumatiky 23
3.6.1 Radiální pneumatiky 23
3.6.1.1 Konstrukce radiální pneumatiky 24
3.6.2 Diagonální pneumatiky 25
3.6.2.1 KOnstrukce diagonální pneumatiky 26
3.7. Odstavení a uložení výměnných nástaveb 27
3.7.1 Uložení korby v gumových silentblocích 28
3.7.2 Jištění nástavby dvojicí klíčů 29
3.8. Zavěšení za traktor 30
4. Návrh vlastní koncepce 31
4.1 Rám 31
4.2 Nápravy 31
4.3 Ráfky a pneumatiky 31
4.4 Brzdy 32
4.5 Uchycení oje 32
4.6 Zavěšení za traktor 32
4.7 Uchycení nástavby 32
5. Pevnostní kontrola rámu 32

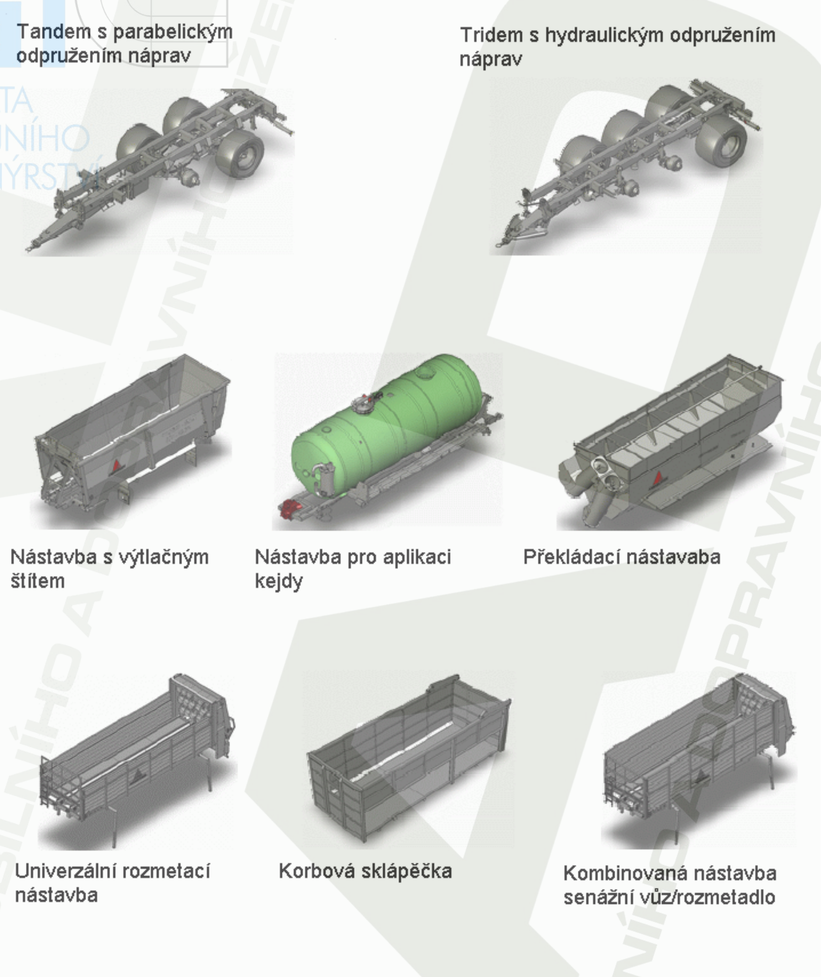
5.1 Charakteristika modulu Pro/MECHANICA Structure 32
5.2 Popis a příprava modelu pro výpočet.. 33
5.2.1 Popis uložení a zatížení modelu 33
5.2.1.1.1 Zatížení tlakem 34
5.2.1.1.2 Výpočet tlaku na rám 35
5.2.1.1.3 Výsledky 35
5.2.1.2.1 Zatížení – rozjed (a = 6 m.s^{-2}) 36
5.2.1.2.2 Výpočet sil působících na rám 36
5.2.1.2.3 Výsledky 37
5.2.1.3.1 Zatížení – brzdění (a = 6 m.s^{2}).. 38
5.2.1.3.2 Výpočet sil působících na rám 38
5.2.1.3.3 Výsledky 39
5.2.1.4.1 Zatížení – vyklápění do boku (α = 1°).. 40
5.2.1.4.2 Výpočet sil působících na rám 40
5.2.1.4.3 Výsledky 41
5.2.1.5.1 Zatížení - vyklápění do boku (α = 45°) 42
5.2.1.5.2 Výpočet sil působících na rám 42
5.2.1.5.3 Výsledky 43
5.2.1.6.1 Zatížení - vyklápění do zadu (α = 1°) 44
5.2.1.6.2 Výpočet sil působících na rám 45
5.2.1.6.3 Výsledky 46
5.2.1.7.1 Zatížení – vyklápění do zadu (α = 50°)... 47
5.2.1.7.2 Výpočet sil působících na rám 47
5.2.1.7.3 Výsledky 48
5.2.2 Posouzení maximálních napětí z hlediska výpočtu svaru................................ 49
5.2.2.1 Zatížení tlakem 49
5.2.2.2 Rozjezd (a = 6 m.s^{-2})... 50
5.2.2.3 Brzdění (a = - 6 m.s^{-2}) 50
5.2.2.4 Vyklápění do boku (α = 1°)... 51
5.2.2.5 Vyklápění do boku (α = 45°)... 52
5.2.2.6 Vyklápění do zadu (α = 1°)... 52
5.2.2.7 Vyklápění do zadu (α = 50°)... 53
5.2.2.7 Vyklápění do zadu (α = 50°)... 53
6. Výpočet svarů.. 53
6.1 Dílčí výpočty 53
6.1.1 Výpočet svaru v oblasti 1 54
6.1.2 Výpočet svaru v oblasti 2 55
7. Závěr.. 56
Literatura... 577
8. Seznam použitých symbolů... 58
9. Seznam příloh 60
9.1 Seznam příloh – výkresová dokumentace 60

10. Přílohy 61

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

1. Úvod

Více jak 50% nákladů v rostlinné výrobě připadá v zemědělství na dopravní a transportní operace. Zemědělská technika používaná v této oblasti doznala v posledních letech veliký rozvoj obzvláště u systému výměnných nástaveb. Tento systém je konstruován tak, aby každá nástavba sloužila farmáři jako jednoúčelový stroj. Více (obr. 1).



Obr. 1.1 – Výměnný systém nástaveb

Filozofie těchto zařízení spočívá v tom, že na jeden podvozek, který může obsahovat dvě nebo tři nápravy s různými druhy odpružení, je možno připevnit několik druhů nástaveb, což je značně výhodné a nenáročné na čas výměny. Výměna u předních výrobců trvá v průměru 20 minut, u těch dalších doba výměny narůstá. Tento způsob výměny vede ke snížení pořizovacích nákladů návěsu, jelikož si konečný spotřebitel koupí pouze jeden podvozek a dále dle potřeby některé typy nástaveb (viz obr. 1.1). Nástavba se zvedá pomocí hydraulicky výsuvných náprav nebo pomocnou hydraulikou, které nástavbu zvednou. Součástí každé nástavby jsou odstavné nohy, připevněné na čep s ohledem na dopravní bezpečnost. Ty jsou integrovány do nástavby. Nástavba se uloží na nohy a obsluha vyjede zpod nástavby. Mezi nejrozšířenější typy patří například nástavba s výtlačným štítem, nástavba pro aplikaci kejdy, překládací nástavba, univerzální rozmetací nástavba, korbová sklápěčka a

kombinovaná nástavba senážního vozu s rozmetadlem. U korbové sklápěčky je možnost vyklápění do tří stran. Všechny ocelové části vozu jsou otryskány a opatřeny dvěma nátěry laku s vysokou stabilitou. V rámu je integrován hydraulický zvedací válec, který potřebuje při zvedání kolem 37 l oleje/min, u různých výrobců se tento údaj může lišit a pohonná soustava. Korba sedí na rámu podvozku v tzv. koulích o průměru obvykle 100 mm, které se používají běžně u nákladních automobilů. Standardním typem náprav u návěsů bývají většinou kloubové výkyvné nápravy, které se osvědčily v praxi díky vysoké stabilitě a životnosti. Novinkou u těchto návěsů jsou hydraulicky odpružené nápravy kombinované s hydraulicky odpruženou ojí.

Každá korba dosedá na rám vozu do čtyř nebo více gumových silentbloků a do gumových podložek na rámu, což přispívá k vysoké životnosti vozu. Každý výrobce má jinou technologii, někteří gumové silentbloky vůbec nepoužívají a korba tak leží přímo na rámu podvozku. Podvozky nabízí v současnosti to nejlepší co je na trhu jako hydraulicky odpružené nápravy, hydraulicky odpruženou oj, elektrohydraulické ovládání funkcí z palubního boxu, rychlé odpojení hydrauliky pomocí multifunkční páky. Standardně je možno na návěsy namontovat široký výběr pneumatik s ráfky o velikosti 22,5" a 26,5".

V současnosti tyto systémy vyrábějí firmy jako Annaburger, Bergmann, ZDT a další.

2. Výtah ze zákona

Řešení problematiky pro zemědělské nebo lesnické traktory a jejich přípojných vozidel je ponecháno na národních úrovních, i když v oblasti technické se uplatňuje řada individuálních Směrnic EU, resp. všechny jednotlivé homologace a schválení podle předpisů EHK a směrnic EHS/ES nahrazuje homologace typu vozidla jako celku podle směrnice č. 74/150/EHS.

Nově jsou do kategorie zvláštních vozidel zařazeny zemědělské nebo lesnické traktory a jejich přípojná vozidla. Oproti zažitým názvům jednotlivých druhů hmotností používá nová právní úprava pojmy ve shodě s pojmy užívanými ve Směrnicích EU. Podle přílohy 19 vyhl. č. 341/2002 je jejich srovnání následující:

Původní pojem	Nový pojem
Pohotovostní hmotnost	Provozní hmotnost (je definována § 1, písm. p) event. r) vyhl. č. 341/2002 Sb.: hmotnost nenaloženého vozidla s karoserií a se spojovacím zařízením v pohotovostním stavu [= vozidlo s náplní chladící kapaliny, oleje, 90 % paliva, 100 % ostatních náplní, nářadí, náhradního kola a řidiče (75 kg)]
Celková hmotnost	Největší povolená hmotnost
Povolené zatížení náprav	Největší povolená hmotnost na nápravu
Užitečná hmotnost	Není definována, neužívá se

Použito z http://www.vuzt.cz/doc/energetika/leg_dop.pdf?menuid=186

Z praktického hlediska a s přihlédnutím k provozně-bezpečnostním zásadám jsou nejdůležitější otázky agregace traktoru s přípojnými vozidly a s pracovními stroji přípojnými nebo nesenými z hlediska největší povolené hmotnosti, jejich vzájemného poměru nebo z hlediska největší povolené hmotnosti na nápravu.

Vyhláška č. 341/2002 Sb. stanoví v § 15 základní údaje o největších povolených hmotnostech silničních vozidel, zvláštních vozidel (tzn. i traktorů a jejich přípojných vozidel) a jejich rozdělení na nápravy:

• největší povolené hmotnosti na dvoj nápravy přípojných vozidel při dílčím rozvoru

= do 1,0 m	11,0 t
= od 1,0 do 1,3 m	16,0 t
= od 1,3 do 1,8 m	18,0 t
= 1,8 m a více	20,0 t

Pro největší povolenou hmotnost silničních vozidel platí tyto limitní hodnoty:
- přívěsy se dvěma nápravami 18,0 t

Pro největší povolenou hmotnost zvláštních vozidel (tzn. traktorů a jejich přípojných vozidel) platí tyto limitní hodnoty:

- hodnoty platné pro silniční vozidla,
- u traktorových návěsů a přívěsů s nápravami uprostřed může být jejich hmotnost vyšší oproti silničním přívěsům o max. 3 t, jde-li o traktorový návěs (přenos dotížení na traktor) a o max. 1 t, jde-li o traktorový přívěs s nápravami uprostřed,
- u pracovních strojů přípojných nesmí přesahovat hodnoty stanovené pro traktorové přívěsy nebo návěsy.

Se zatížením náprav souvisí u traktorů velmi důležitý ukazatel a to je zatížení či hmotnost připadající na řízenou nápravu (měřeno při stání na vodorovné ploše, staticky). Ta nesmí být v celém rozsahu od provozní až po největší povolenou hmotnost menší než 20 % okamžité hmotnosti traktoru.

U traktorů po namontování nástavby či pracovního stroje se povoluje za podmínky snížení přepravní rychlosti na 20 km.h^{-1} zatížení řiditelné nápravy:

- 19 % při okamžité hmotnosti nejvýše 4,5 t nebo
- 18 % při okamžité hmotnosti vyšší než 4,5 t.

Pro podmínky spojování vozidel do souprav stanoví vyhl. č. 341/2002 Sb. pro traktory dvě směrnice:

- Výrobce traktoru stanoví největší technicky přípustné přípojné hmotnosti brzděných a nebrzděných vozidel kategorií přípojná vozidla traktorů (OT) a přípojné pracovní stroje traktorové (SPT). (příloha 3, bod 8). Údaje musí být uvedeny v dokumentaci traktoru.
- Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí 40 km.h^{-1} nejvýše 2,5 násobkem okamžité hmotnosti tažného vozidla (§ 14, bod (1)). Platí pro traktorové návěsy i přívěsy a přípojné pracovní stroje s průběžnou nebo poloprůběžnou brzdovou soustavou.

U souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí větší než 40 km.h^{-1} je tento poměr okamžitých hmotností 1,5 (§ 14, bod (2)). U souprav traktoru a traktorového návěsu se okamžitou hmotností každého z vozidel soupravy rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru, resp. návěsu. Podíl hmotností připadající na nápravy traktorového návěsu nesmí převyšovat největší povolenou hmotnost přípojného vozidla uvedenou v technickém průkazu vozidla.

Traktory mohou být vybaveny pro brzdění vozidel kategorií O_T a S_{PT} spojením vzduchovým nebo hydraulickým (i když je možná varianta brzd hydraulických, převládají u nás brzdy

vzduchové). Traktory určené k tažení přípojných vozidel kategorie O_{T4} (tj. vozidla s největší přípustnou hmotností nad 6000 kg) musí mít jak jednohadicový inversní, tak i dvouhadicový systém.
Vyhláška č. 341/2002 Sb. připouští i nájezdovou brzdovou soustavu pro přípojná vozidla traktorů kategorií O_{T1} a O_{T2} (tj. vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 1500 kg, resp. 3500 kg) a pro pracovní stroje přípojné kategorie S_{P1}, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 3000 kg.
Bez brzdového zařízení mohou být na pozemních komunikacích provozovány pracovní stroje přípojné s největší povolenou hmotností 3000 kg, resp. jednonápravové stroje s dovoleným zatížením nápravy 3000 kg, ale za podmínky nejvyšší konstrukční rychlosti 20 km.h^{-1}.

Pro úplnost je třeba dodat, že vedle max. šířky vozidel 2,55 m a max. šířky 3,0 m samojízdných, přípojných a nesených pracovních strojů v soupravě s nosičem vyhláška č. 341/2002 Sb. definuje i výšky a délky jednotlivých vozidel a souprav (včetně nákladu) následovně:

• největší povolená výška vozidel 4,0 m

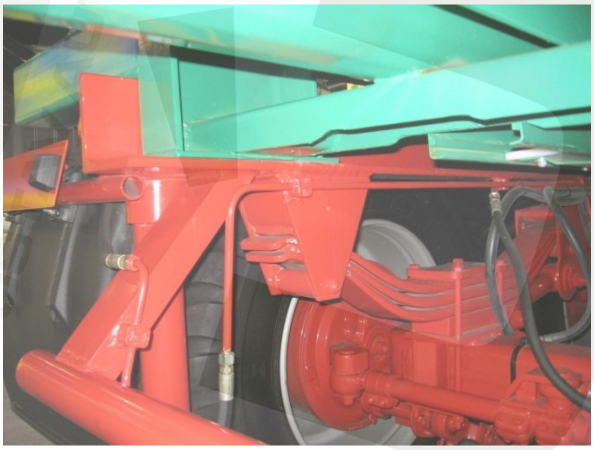
• největší povolená délka např.

= souprava traktoru s jedním přívěsem 18,0 m

3. Konstrukční prvky výměnného systému

3.1 Konstrukce rámu

Rám podvozku je ve většině případů vyroben z vysoce pevných ocelových tažených nosníků, které dávají celé konstrukci vysokou stabilitu a životnost. Používají se různé profily, jako je U-profil, L-profil (obr), I-profil a v některých případech i Z-profil(obr), nejčastěji však tenkostěnný profil uzavřený a to obdélníkového nebo čtvercového průřezu. Kvalitní výrobci používají profily o rozměrech 300x150x8 mm, ale není to nutné.



Obr. 3.1a – L-profil

Obr. 3.1b – Z-profil

Každý výrobce má vlastní technologii konstrukce, která se ovšem od konkurence moc neliší. Nejčastěji používaný materiál pro zemědělské stroje je dle starší normy ocel **11 523 ČSN 42 0002**, dle nové normy **S355 J0 EN ISO 10219.** Tento materiál je zaručeně svařitelný.

Vlastní rám se skládá ze dvou hlavních podélných nosníků a dvou nebo tří hlavních příček v závislosti na tom, pro jaký počet náprav je rám konstruován. Na hlavní nosníky jsou navařeny jednotlivé úchyty, jako jsou například úchyty oje, úchyt pro pohonou soustavu v případě rozmetadla, úchyty pro silentbloky, plotny pro přišroubování náprav, úchyt na vzduchovou nádobu a další spousta prvků, která se u různých výrobců liší. Každý výrobce má své vlastní speciality, pro které je třeba připevnit další prvky. Dále jsou mezi hlavními podélnými nosníky další pomocné příčky, které zvyšují tuhost celého rámu. Ty mohou být jak z uzavřeného tak i otevřeného profilu, záleží na tom co a jak je potřeba upevnit. U-profil se hodí například k připevnění některých hydraulických prvků, které tvoří hydraulický obvod, protože svým tvarem nejsou náročné na zástavbový prostor. Příčky z uzavřeného profilu jsou naopak vhodné v místě, kde je uchycen zdvihací hydraulický válec a v místě náprav. Rám tímto způsobem pak lépe zachytává vnější dynamické silové účinky během jízdy.

Obr. 3.2 – Provrtané příčky s trubkou

Tyto příčky jsou často provrtány a propojeny tenkostěnnou trubkou, u které se vnitřním otvorem vede elektrická kabeláž a hydraulické hadice (obr. 3.2).

Rohy mezi jednotlivými nosníky můžou být vyplněny výztuhami ve formě žeber (obr. 3.3) nebo propleteny plochými tyčemi, které bývají většinou přivařeny diagonálně mezi jednotlivými příčkami (obr. 3.4). Tímto se tak dále zvyšuje celková tuhost rámu.

Významným místem z hlediska pevnosti, je na těchto příčkách oblast uchycení hydraulického válce.
Zde se koncentruje největší napětí při zahájení zvedání, proto je nutné brát ohled na tento fakt při výpočtu a dále při svařování.

Obr. 3.3 – Pozinkovaný rám vyztužený žebry

Obr. 3.4 – Vyztužení rámu plochými tyčemi

Na zadní hlavní příčce bývají pro možnost vyklápění přivařeny tzv. koule (obr. 3.5), stejně tak tomu je i u přední hlavní příčky. Existují samozřejmě i jiné varianty řešení viz (obr. 3.6)

Obr. 3.5 - Zadní příčka opatřena koulemi pro možnost vyklápění

Obr. 3.6 – Jiná varianta řešení při vyklápění do boku

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Další součástí rámu je zadní odklopný spoiler (obr. 3.7). Je povinou výbavou návěsů zařazených do skupiny OT 4 - zemědělské návěsy. Například specialitou firmy Annaburger je to, že spoiler lze na poli demontovat, takže nevadí při sklápění cukrové řepy na poli nebo při plnění silážního lisu AG-Bag. Tato technická specialita je velmi žádaná, protože u ostatních výrobců je spoiler většinou umístěn napevno.

Obr. 3.7 – Demontovatelný spoiler firmy Annaburger

3.1.1 Povrchová úprava ocelové konstrukce

Celá konstrukce před povrchovou úpravou bývá zpravidla otryskána. Tato technologie se používá k úpravě a před úpravě povrchů předmětu (např. odstranění rzi a všech dalších mechanických volných a pevně ulpělých nečistot). Otryskaný materiál po laku zaručuje mnohem delší odolnost proti pozdější korozi. Problematika povrchové úpravy ocelových konstrukcí přípojných vozidel, tj. zejména jejich rámů je zcela svébytnou oblastí jejich výroby. Určuje vlastnosti povrchu rámů zejména ve smyslu jejich odolnosti proti korozi, ale má nemalý význam i pro dosažení estetické hodnoty vozidla.

Různí výrobci řeší tuto problematiku různě, používají se však v podstatě dvě základní metody, případně různě modifikované. Jde o **metodu žárového zinkování** a **metodu lakování**. Každý způsob má své klady i zápory, své příznivce i odpůrce.

Metoda žárového zinkování se používá v oblasti strojírenské výroby již velmi dlouho a využívá se zejména k povrchové ochraně stabilních konstrukcí, u nichž chceme dosáhnout snížení potřeby údržby vnějších ploch. Nedostatkem této metody je nutnost použití takových rozměrů van s roztaveným zinkem, které umožňují ponoření celé konstrukce. Dále zinková povrchová vrstva znemožňuje provedení plnohodnotného svarového spoje.

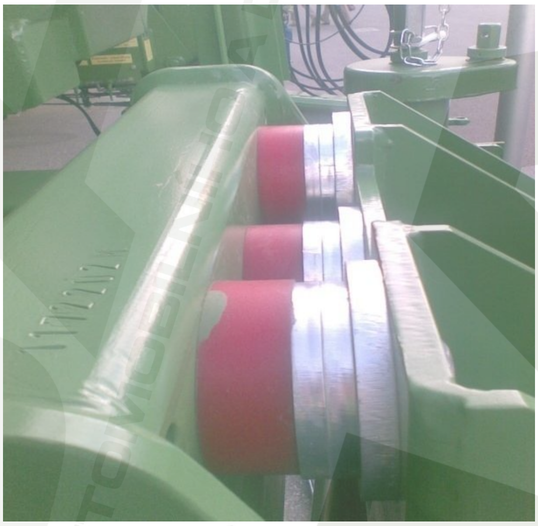
Metoda lakování je klasická povrchová úprava, která zajišťuje jak dostatečnou ochranu proti korozi, tak i efektní povrch ve formě hladkého, lesklého povrchu v barevném odstínu. Na rám

je okamžitě po otryskání aplikována antikorozní vrstva. Po sušení je na rám nanesena další vrstva – zarovnávací. Variantou klasického lakování je použití metody KTL (katodové nanášení nátěrových hmot máčením, neboli tzv. kataforéza), která je moderní a účinná. Nevýhoda této metody spočívá v tom, že je náročná na dodržení technologických parametrů a není zanedbatelný její vliv na životní prostředí.

3.2 Způsoby uložení oje

3.2.1 Odpružení silentbloky

Tato varianta odpružení je velice levná a z konstrukčního hlediska také jednoduchá. Nevyžaduje velké nároky na údržbu, výměna opotřebeného silentbloku je rychlá a jednoduchá. Celá oj je uchycena otočně v čepech na rámu návěsu, variant je však mnoho. Musí mít dvě opěrné plochy, mezi které se pak vloží silentblok. Zde je opět mnoho variant jak umístit pružnou součást mezi dvě dosedací plochy. Silentbloky jsou vyráběny převážně z pryží a mohou být různého tvaru, například tvar kvádru (obr. 3.8b), tvar válcový (obr. 3.8a) a podobně. Nejčastěji užívaný tvar je však válcový. Způsob tohoto odpružení nenabízí příliš velké výškové přestavení oje. Takovéto odpružení se u výměnného systému moc nepoužívá, má využití spíše u jednoúčelových návěsů.



Obr. 3.8a – Odpružení oje pomocí válcových silentbloků

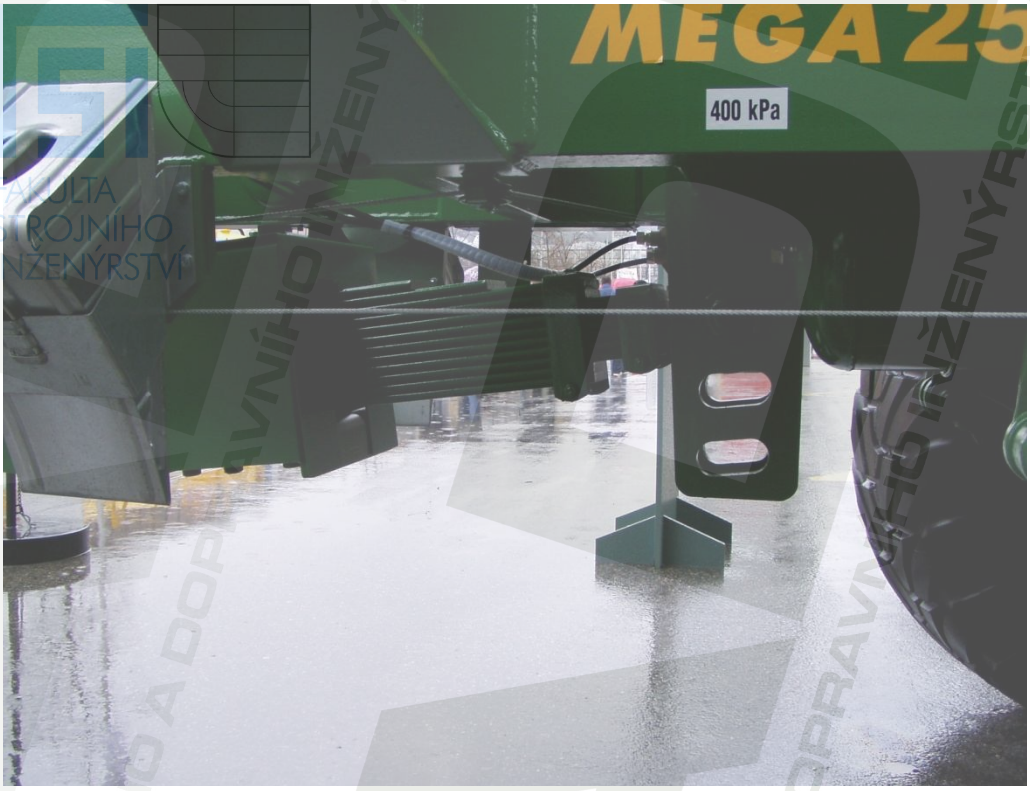
Obr. 3.8b – Odpružení oje pomocí silentbloků ve tvaru kvádru

3.2.2 Odpružení listovými pery

Jako pružící elementy zde slouží listová pera, která jsou poskládána jednotlivě, s odstupňovanými délkami, aby bylo docíleno nosníku konstantního napětí (obr. 3.9). Tak je zaručeno, že v každém místě průřezu je stejné napětí. Listová pera jsou zakomponována přímo do rámu oje. Oj je opět otočně uložená v v čepech na rámu podvozku.

Výškové přestavení oje je už podstatně větší než u oje se silentbloky. Na rámu podvozku je přivařena konzola, která obsahuje několik drážek (poloh). Přestavení oje probíhá tak, že

svazek listových per se umístí do některé drážky na konzole a následně ses zajistí proti případnému vysunutí z drážky. Tento způsob odpružení je už o něco dražší než v případě silentbloků, ale na druhou je zde lepší pružení a tak přispívá k lepší stabilitě jízdy.



Obr. 3.9 – Odpružení oje listovými pery

3.2.3 Odpružení parabolickými pružinami

Odpružení obdobné jako u odpružení s listovými pery, s tím rozdílem že jsou použity pružiny, jak už říká sám název, s parabolickým profilem (obr. 3.10). Pružení je o něco lepší a není třeba velký svazek pružin. Oj není možno nijak výškově přestavit, což je značná nevýhoda.

Obr. 3.10 – Odpružení oje pomocí parabolických pružin

Pružiny nejsou zakomponovány přímo do rámu oje, ale jsou uloženy v rámu, kde je zhotoven pro tyto pružiny otvor. Výměna je opět jednoduchá a nároky na údržbu také nejsou veliké.

3.2.4 Hydraulické odpružení oje

Jde o novinku dnešní doby (obr. 3.11), která v sobě nese několik předností před ostatními druhy odpružení, za to její cena je nesrovnatelně vyšší.

Obr. 3.11 – Hydraulicky odpružená oj

Tento typ si proto můžou dovolit jen spotřebitelé, kteří mají velký kapitál.

Oj je spojena s rámem podvozku pomocí dvou hydraulických válců na konci podélných nosníků rámu, jejichž nastavení je možné z traktoru. Použitím tohoto systému odpružení, vzniká další volný prostor například pro šnek nebo vývěvu u nástaveb.

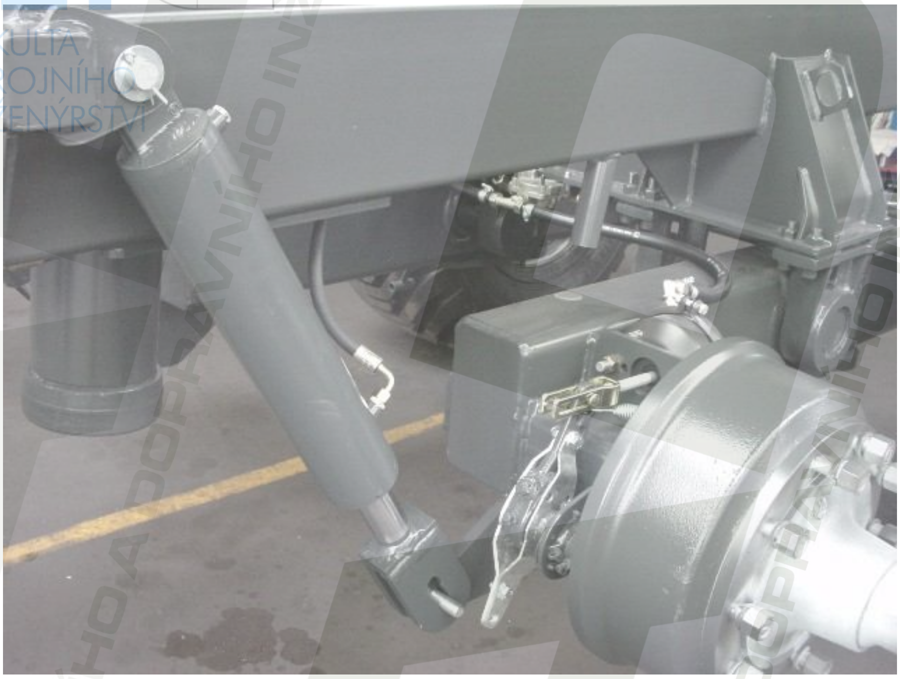
Protože každý traktor má umístěný závěs v jiné výšce, je možno pomocí výškového nastavení oje, nastavit rám podvozku za každé situace do vodorovné polohy. Díky tomu jsou také nápravy rovnoměrně zatíženy. Hydraulickou oj lze výškově nastavovat také při výměně nástaveb.

To se provádí pomocí speciální ovládací skříňky, kde se ovládá oj a hydraulické nápravy. Oj lze ovládat z traktoru také při zhoršených podmínkách na poli, kdy se dá ovlivnit negativní zatížení závěsu traktoru. Zařízení je náročné na údržbu a také poměrně drahé, ale to je cena za luxus, který systém odpružení nabízí.

3.3 Nápravy a druhy zavěšení

3.3.1 Kloubové zavěšení

Jedná se zde o standardní typ náprav, které se osvědčily v praxi díky vysoké stabilitě a životnosti. Náprava funguje vždy jako vahadlo a může být, ale nemusí, doplněna o další prvky, jako jsou třeba hydraulické válce (obr. 3.12). Jinak musí být vždy nějakým způsobem tlumena.



Obr. 3.12 – Kloubové zavěšení nápravy

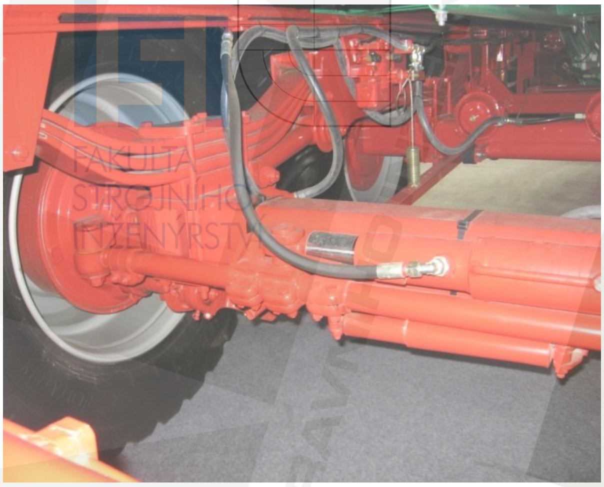
Náprava se skládá z nosníku obdélníkového profilu, na kterém jsou připevněny ráfky kol. Na nosník je navřen čep, který je nasunut do závěsného oka, které funguje jako kluzné ložisko. Celá náprava je uchycena na konzolu rámu přes závěsné oko (ložisko). Dále jsou na nosník připevněny hydraulické válce, které zajišťují pružení. Nápravy zaručují vysokou průchodnost a stabilitu při průjezdu terénem a excelují nízkým tahovým odporem.

Kloubové výkyvné nápravy jsou vhodné pro nejtvrdší podmínky, mají vysoký úhel vyrovnávání nerovností. Kola jsou u těchto náprav rovnoměrně zatížena, což má vliv na opotřebení pneumatik. U těchto náprav částečně probíhá pružení přes pneumatiky. Tyto nápravy jsou vhodné do terénu a pro kombinaci pole -farma. Nejsou nejvhodnější pro delší cesty na silnici (30 km a více).

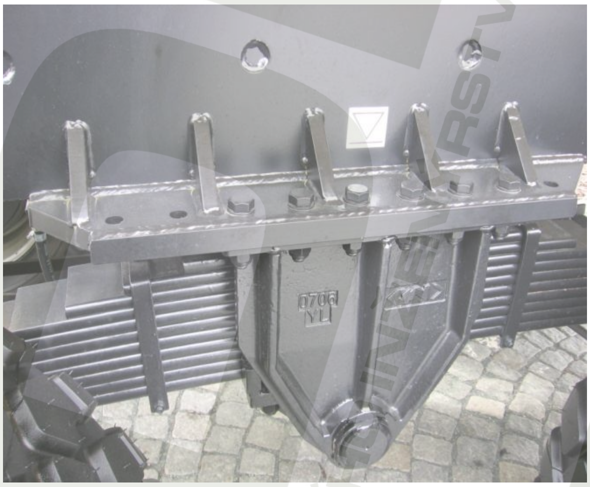
3.3.2 Odpružení náprav parabolickými a listovými pružinami

Tyto nápravy patří také ke standardnímu typu náprav a jsou velmi rozšířené. Vyrábí je, především firma ADR. Nápravy jsou zavěšeny, buď na svazku listových (obr. 3.14), nebo na svazku parabolických pružin (obr. 3.13). V krajních polohách jsou pružiny uchyceny pevně, kdežto vprostřed jsou pružiny uloženy otočně. Z obrázku 3.14 je patrné, že tuto nápravu lze částečně přestavovat v určitém rozsahu v podélném směru. Oba způsoby zavěšení spadají

do kategorie cenově méně náročné. Nekladou velké nároky na údržbu a jsou velice stabilní v provozu, což je jejich hlavní přednost. Tyto vlastnosti řadí nápravy k těm nejpoužívanějším typům na trhu. Nevýhodou těchto náprav je, že se přední náprava nedá zvednout a špatně vyrovnávají vysoké převýšení terénu.



Obr. 3.13 – Odpružení s parabolickými pružinami



Obr. 3.14 – Odpružení s listovými pružinami

3.3.3 Hydraulické odpružení náprav

Mezi přední výrobce tohoto typu odpružení patří firma BPW. Představují absolutní špičku v oblasti podvozků pro traktorové návěsy. Tyto nápravy jsou vhodné pro svůj komfort odpružení nejen na dlouhé cesty po silnici, ale také do terénu, kde se podobají kloubovým výkyvným nápravám. Mají vysoké vyrovnávání nerovností, až 300 mm, jak je vidět na obrázku (obr. 3.15).

Obr. 3.15 – Hydraulické odpružení (vysoké vyrovnání nerovností)

Obr. 3.16 – Konstrukční provedení nápravy

Konstrukce nápravy je velmi jednoduchá (obr. 3.16). Tvoří ji hydraulický válec se svazkem listových pružin. Náprava je přišroubována na ocelovou plotnu, která je přivařena k rámu. Hydraulický válec je ukotven na čepu, na bočních stranách podélných nosníků. Zde jsou na rám přivařeny dva plechy, do kterých je čep vsunut. Na každé straně jsou hydraulické válce náprav propojeny mezi sebou a následně spojeny se zásobníkem na stlačený dusík.
Ovládání náprav se ujímá palubní počítač, uložený v kabině traktoru. Obsluha může ovládat řiditelnou nápravu, zvedat přední nápravu a spouštět jí. Výhoda zvednutí přední nápravy umožňuje nejen snížení valivého odporu při tažení, ale i změnu těžiště tím, že obsluha z traktoru zvedne nepatrně přední nápravu. Přitom je tandemových vozů automaticky zablokována zadní náprava. V tomto okamžiku se zatíží závěs traktoru a traktor má opět dobré trakční vlastnosti. Zvedací nápravu je možno použít také například při jízdě s prázdným vozem (šetří se sada pneumatik), tak i při couvání, protože na jedné nástavbě se lépe couvá (s prázdným vozem). Podvozky s hydraulicky odpruženými nápravami jsou vybaveny automatickým zátěžovým regulátorem brzdné síly ALB, což je rovněž nadstandardní funkce. Parametry nových náprav vyhovují budoucím předpisům o nejvyšší rychlosti traktorů v zemědělství v zemích EU. Vozy mají vysokou stabilitu jak na poli, tak i na silnici při rychlostech přes 50 km/hod.

3.4 Řízení náprav

U podvozku, který obsahuje dvě nápravy, není nutné, aby byla alespoň jedna náprava řiditelná. Důvodem použití řízení nápravy je zlepšení manévrovatelnosti vozu.

3.4.1 Systém vlečného řízení

Náprava funguje tak, že při odblokování je volně otočná v kloubu, dle zatížení vozu se sama natáčí. Systém je prakticky v plovoucí hydraulice. Obsluha musí vědět, že má nápravu zablokovanou. K tomu slouží elektrohydraulika a ovládací pult nebo jednoduchá skříňka s tlačítkem a kontrolkou.

Obr. 3.17 – systém vlečného řízení nápravy

Při jízdě větší jak 10 km/h, je nutné nápravu zablokovat. Blokování se provádí hydraulickými zámky, nebo pomocí elektromagnetických zámků. Kdyby náprava nebyla za jízdy zablokována, vůz by se začal rozkmitávat ze strany na stranu a v nejhorším případě by mohlo dojít k vážné havárii celé soupravy.

3.4.2 Systém nuceného řízení

Nucené řízení náprav je velmi důležitá věc u třínápravových vozů. Nucené řízení nápravy probíhá přes dvě táhla.
Například firma Krampe nyní přišla na trh s novým systémem nuceného řízení, kde táhla ovládají dvě koule K 50 a vůz je připojen na kouli K80 . Díky tomu je systém spolehlivější a přesnější (obr. 3.18).

Obr. 3.18 – Systém nuceného řízení náprav

Natočením kol traktoru se změní pozice táhel a ty zatlačí nebo vytlačí hydraulický olej do řídících válců na přední a zadní nápravě. Díky nucenému řízení náprav je možno zatáčet při jízdě zpět i do zatáčky. Pro obsluhu je řízení třínápravového vozu daleko lehčí a jednodušší.

3.5 Brzdný systém

Z hlediska bezpečnosti jsou brzdy nejdůležitější částí vozidla. Jejich účelem je snížit rychlost jízdy vozidla, zastavit vozidlo, nebo zajistit již stojící vozidlo proti rozjetí. Vůz musí být vybaven nejméně dvěma na sobě nezávislými brzdami s předepsaným účinkem. Ovládání brzd musí být mechanické, pneumatické nebo hydraulické.
Brzdění se dosahuje záměrným třením mezi pevnými a rotujícími částmi brzdy.
Brzdové ústrojí – soustava se v jednoduchosti skládá z:

- Ústrojí pro dodávku energie – dodává energii (vzduch)
- Ovládacího ústrojí – většinou noha či ruka, samočinně vazbou na soustavu tažného vozidla

• Převodu – přenáší energii (mechanický, kapalinový, vzduchový, elektrický)

• Kolové brzdy – vlastní brzdy

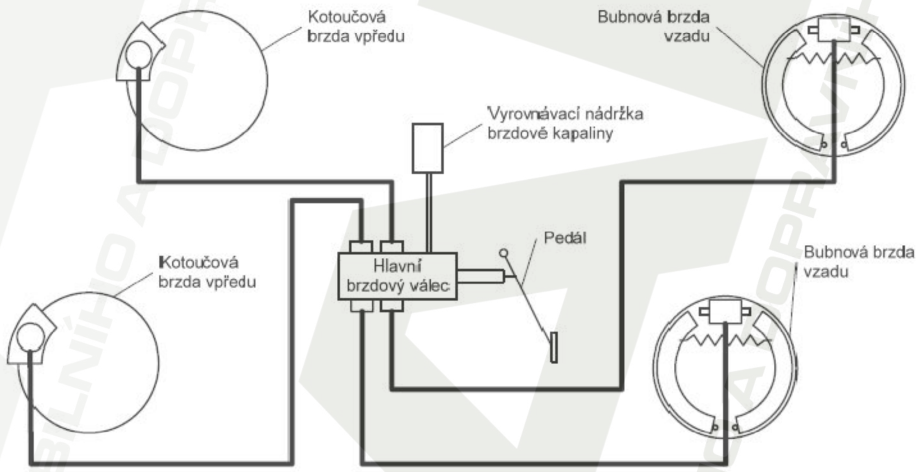
Podle účelu můžeme rozdělit **brzdění** na :

• provozní (nožní) Má obvykle nožní ovládání a slouží ke zpomalování jedoucího vozu nebo k zastavení při všech existujících režimech jeho jízdy.

• parkovací (tzv. zajišťovací, ruční)
Ovládání bývá většinou ruční, jejím úkolem je zabránit rozjetí stojícího vozidla jak na rovině tak také ve svahu.

Kolové brzdy se dělí:

• Kotoučové
• Bubnové

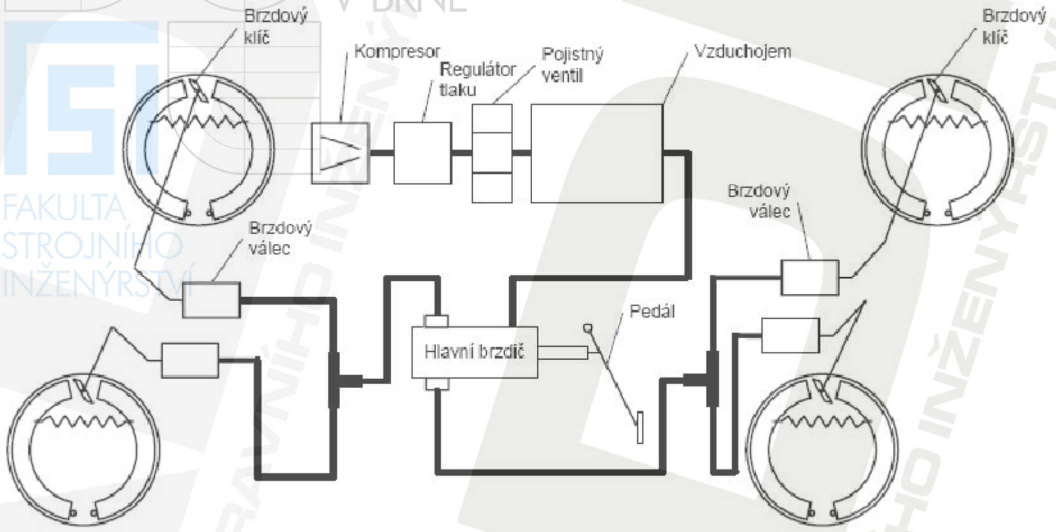


Obr. 3.19 – Provozní brzda, kapalinová, dvou okruhová

Při normální činnosti jsou brzděná všechna kola vozu, při poruše v kterémkoliv okruhu je neporušeným okruhem brzděn určitý počet kol. Podle dnešních zákonných předpisů musí mít vozy nad 40 km/h nejméně dvou okruhovou ovládací soustavu, která splňuje požadavek nouzového brzdění. Příklad takové brzdové soustavy je na obrázku 3.19

3.5.1 Vzduchové (pneumatické) brzdy

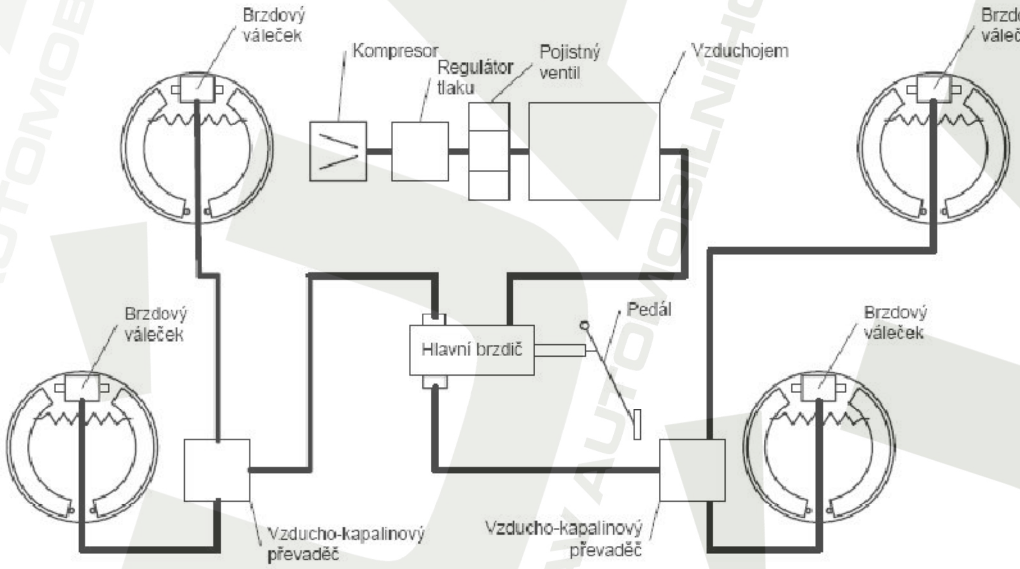
Vzduchové (pneumatické) ovládání se nejčastěji používá u středních a těžkých nákladních automobilů a návěsů (obr. 3.20).



Obr. 3.20 – Jednoduché schéma vzduchové brzdy

3.5.2 Vzducho-kapalinové (pneumaticko-hydraulické) brzdy

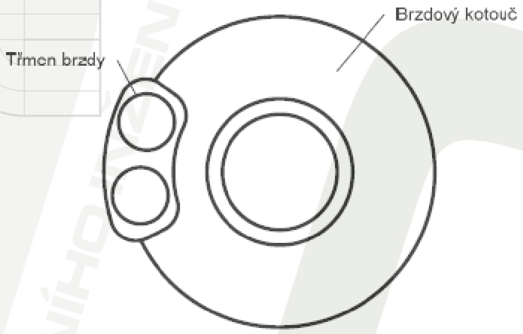
Vzducho-kapalinové brzdy se používají u automobilů kategorie N_2 a některých typů autobusů. Využívají vzduchového ústrojí stejného jako brzdy pneumatické, na vlastních nápravách jsou však vzducho-kapalinové převaděče, kde se mění typ pracovního media z plynu na kapalinu. Rozvod tlakové kapaliny pokračuje z převaděčů do brzdových válečků na vlastních kolových brzdách.



Obr. 3.21 – Jednoduché schéma vzducho-kapalinové brzdy

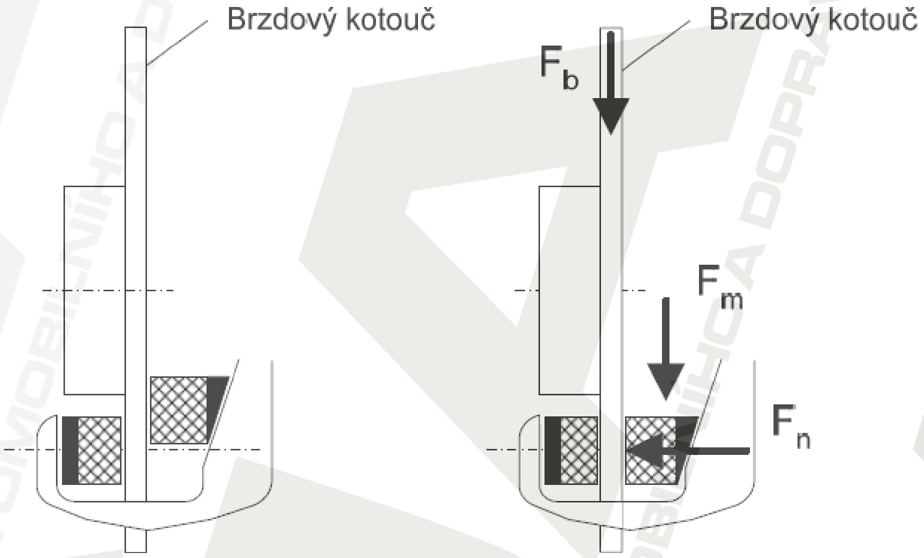
3.5.3 Kotoučová brzda

Kotoučové brzdy se v současnosti nejčastěji používají jako přední, nebo přední a zadní brzdy (obr. 3.22). Za jejich největší přednost se považuje stálost brzdného účinku, jež je dosažena lepším odvodem tepla z kotouče.



Obr. 3. 22 – Kotoučová brzda

Zajímavým řešením kotoučové brzdy je řešení vycházející z výzkumu v oblasti letadel a je založeno na historickém principu brzdění koňských povozů – **klínová brzda** (obr. 3.23).



Obr. 3.23 – Klínová brzda

Klínová brzda používá elektronickou regulaci, má kratší reakční dobu (téměř 2x) než brzda kotoučová, je lehčí a zabírá méně místa.

3.5.4 Nájezdová brzda

Nájezdová brzda funguje tak, že při intenzivním brzdění dojde k tlaku přívěsu na oj a tam je vloženo zařízení s pružinou, která se stlačuje a tím ovládá buď brzdovou pumpu, nebo tahá přes páku za lanovody brzdy. Záleží na přívěsu, jaký má brzdový systém, jestli lanový nebo kapalinový. V ČR je tento typ brzdy zakázaný.

Návěsy tohoto typu jsou výhradně vybaveny bubnovými nebo kotoučovými brzdami v kombinaci s kapalinou. Brzděny jsou obě nápravy. Dále musí obsahovat parkovací brzdu. Princip jednotlivých brzd viz. obrázky 3.19 – 3.23.

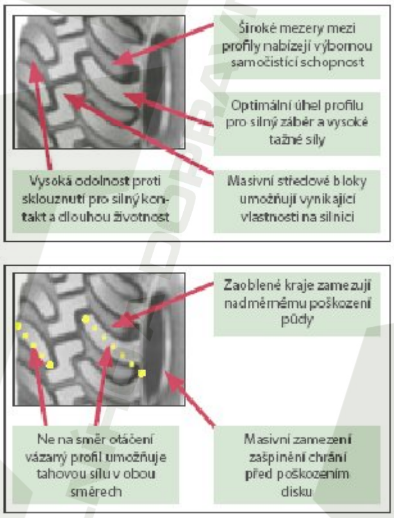
3.6 Pneumatiky

Dobrý stav zemědělské pneu je velmi důležitý. Zemědělské pneu mají speciální drážky, které zaručují správný chod agrotechniky. Speciální rýhování zemědělské pneu je navržen tak, aby nemohla agrotechnika zapadnout ani v nejhorším počasí. Zemědělské pneu zabezpečuje zemědělcům zaručený pohyb po nerovném, často i bahnitém terénu bez vážnějších komplikací.

3.6.1 Radiální pneumatiky

Dnes se tyto pneumatiky etablovaly na trhu jako vedoucí pneumatiky v oblasti víceúčelových vozů, jako jsou zemědělské návěsy a cisterny. U techniky Annaburger a Krampe prodávané v ČR jsou tyto pneumatiky nasazeny ve více jak 70 % případů. Své uplatnění najdou tyto pneumatiky také v oblasti nakladačů, návěsů na převoz zeminy a podobných strojů. Speciální profil pneumatiky umožňuje velmi dobrý grip (záběr) ve všech směrech.

Obr. 3.24 – Radiální pneumatika



Obr. 3.25 – Koncepce radiální Pneumatiky

Otevřeně směrované profily a pneumatiky speciální směs styčné plochy pneumatiky nabízejí nejlepší samočisticí schopnost.

Masivní středové bloky pneumatik umožňují velmi dobrý jízdní komfort na tvrdém podkladu s minimálním valivým odporem a při nízké potřebě tahové síly. To vede k nízké spotřebě paliva a velmi hospodárnému provozu s těmito pneumatikami. Velká styčná plocha mezi pneumatikou a půdou, daná flotačním profilem pneumatiky a nízký tlak vzduchu v pneumatice vedou k nízkému půdnímu tlaku a nízkému utlačení půdy. Současně snižují zaoblené hrany pneumatiky poškození půdy a rostlin. Další výhodou pneumatik je široká paleta

možných plnících tlaků pneumatiky. Pneumatiky umožňují na poli pracovat s velmi malým tlakem (asi 1 bar) a na silnici s tlakem 4 bary a to se stejným zatížením, respektive nosností. Variabilní tlak v pneumatikách umožňuje minimální tahový odpor (tažnou sílu) na silnici i na poli, což garantuje nízkou spotřebu paliva a vysokou efektivitu a produktivitu nasazení stroje. Konstrukce kostry pneumatiky je tvořena nylonovým pláštěm, zesílenou ocelovou vložkou, která je umístěna pod oběžnou plochou pneumatiky (styčnou plochou s vozovkou). Ocelová vložka (kostra) nabízí efektivní ochranu proti propíchnutí a přenáší co nejmenší valivý odpor a zajišťuje dlouhou životnost pneumatiky.

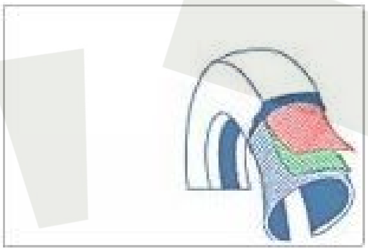
Jistou práci při nízkém pracovním tlaku garantuje silná patka pneumatiky a speciální směs gumy. Rozměry radiálních pneumatik pneumatiky, které jsou v současné době na trhu a v přípravě (viz obr. 3.26).

Rozměry pneu které jsou	
na trhu:	**v přípravě:**
560/60 R 22,5"	500/60 R 22,5"
600/55 R 22,5"	550/45 R 22,5"
650/55 R 26,5"	600/40 R 22,5"
750/45 R 26,5"	600/55 R 26,5"
	650/60 R 26,5"

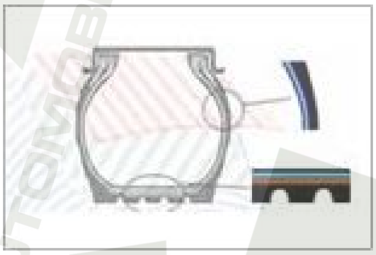
Obr. 3.26 – Rozměry radiálních pneumatik

3.6.1.1 Konstrukce radiální pneumatiky

Radiální struktura se skládá z vrstvy složené z proužků textilu (obr. 3.27). Každý proužek je umístěn v úhlu 90° ke směru pohybu pneumatiky. Na koruně pneumatiky je tato kordová tkanina zakončená pásem koruny, vytvořeným z několika vrstev vyztužených ocelovými nárazníky. Tyto korunní vrstvy jsou položeny na sebe tak, aby se překrývaly v různých úhlech. Jednotlivé vrstvy jsou pokládány jiným způsobem na koruně a na bočnicích, takže každá část pneumatiky je speciálně řešena k výkonu své funkce.



Obr. 3.27 – Složení pneumatiky

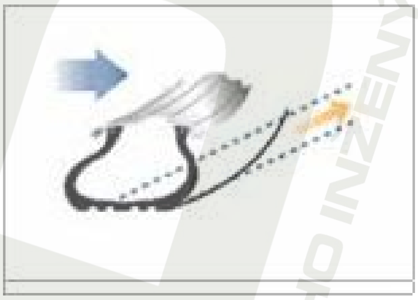


Obr. 3.27 – Funkce pneumatiky

Při bližším pohledu je specializace funkcí evidentní (obr. 3.28): vyztužení bočnic je tvořeno jedinou, tenkou textilní vrstvou. Vrstva pryže, která pokrývá toto vyztužení, je rovněž tenká. Na koruně, směrem dovnitř pneumatiky, je textilní výztuha pokryta pásem ocelových nárazníku. Tato konstrukce umožňuje pružnost bočnic a tuhost koruny.

I když není pneumatika s radiální strukturou zatížena, dotýká se povrchu vozovky téměř celou plochou (obr. 3.28). Styčná plocha pneumatiky je tedy i při nulovém zatížení hodně velká. Při zatížení pneumatiky vzroste styčná plocha pouze podélně, šířku si zachová původní. Bloky běhounu jsou přitisknuty k zemi celou plochou a poskytují tak maximální přilnavost. A díky pružnosti bočnic je pneumatika schopna pohltit více terénních nerovností.
Když je pneumatika v pohybu, šířka styčné plochy se nemění. Zatížení pneumatiky ovlivňuje pouze délku styčné plochy. Z toho vyplývá, že na šířku této plochy nemají nepravidelnosti na povrchu vozovky žádný vliv. Pneumatika s radiální strukturou funguje podobně jako tankový pás při valivém pohybu.

Obr. 3.28 – Styčná plocha pneumatiky

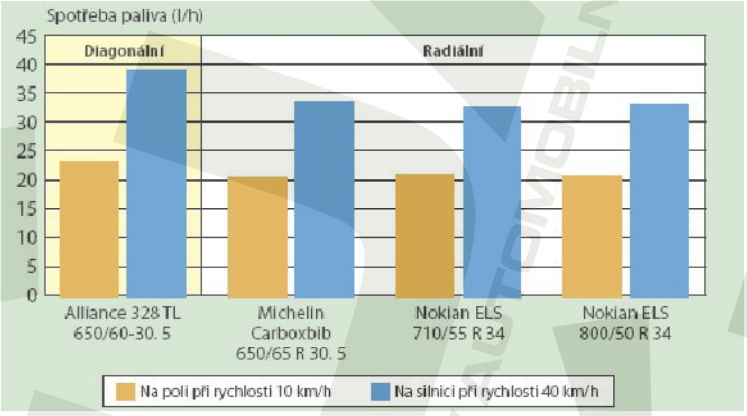


Obr. 3.29 – Průhyb pneumatiky

Protože jsou bočnice pneumatiky s radiální strukturou mnohem pružnější, dochází u nich se vzrůstající silou ke stále většímu a většímu ohybu (obr. 3.29). Bočnice tak funguje jako kloubový závěs mezi kolem a běhounem, takže pneumatika může zůstat celou plochou běhounu na zemi. Tím pádem je žádoucí směr jízdy udržován i v případě příčných tlaků.

3.6.2 Diagonální pneumatiky

Diagonální pneumatiky mají v porovnání s radiálními horší vlastnosti, také proto jsou levnější než radiální. Radiální pneumatiky se dají lehčeji táhnout jako diagonální pneumatiky. Hlavně pak na silnici jsou rozdíly mezi pneumatika výraznější. Protože se diagonální pneumatika obtížněji nechá táhnout, stoupá spotřeba paliva v l/motohodinu.



Obr. 3.30 – Spotřeba paliva na poli a na silnici

Srovnání ceny: Pneumatika Cargo X-bib od Michelinu stojí o 470,- Euro více než stejně široká diagonální pneumatika od Alliance. Přednosti radiální pneumatiky viz graf (obr. 3.30).

Diagonální pneumatiky se nechají přede vším na silnici táhnout s větším valivým odporem. Spotřeba je zde o 15 % větší než u radiálních pneumatik. U radiálních pneumatik se vyšší pořizovací cena v krátké době zaplatí na ušetřené spotřebě.

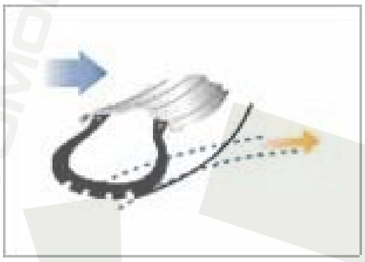
3.6.2.1 Konstrukce diagonální pneumatiky

Tento příčný řez zobrazuje diagonální konstrukci pneumatiky (obr. 3.31). Několik textilních vrstev je položeno šikmo od jednoho patkového lana k druhému ve střídavém směru. Počet vrstev záleží na rozměru pneumatiky a na její nosnosti. Proužky jsou vrstveny stejným způsobem na bočnicích i na koruně pneumatiky.

Obr. 3.31 – Složení pneumatiky

Obr. 3.32 – Funkce pneumatiky

Na detailním nákresu vidíte jednotlivé vrstvy zapuštěné do vrstev pryže. V této silné vrstvě materiálu dochází k mnoha vnitřním pohybům smykového napětí. Mezi bočnicemi a korunou pláště není žádný rozdíl: oboje je složeno ze stejných vrstev. Když při jízdě po rovné silnici dojde k chvilkovému přetížení, je styčná plocha pneumatiky velká. Jakmile dojde k odlehčení, styčná plocha se zmenší. Tím pádem prochází diagonální pneumatika sérií větších a menších kontaktů, podle toho, jaká je právě nerovnost vozovky.
Vlivem bočních sil nesedí pneumatika s diagonální konstrukcí kvůli nepružnosti bočnic na zemi celou plochou (obr. 3.33). Jeden okraj běhounu je zmáčknutý a druhý má tendenci se odlepit od země. Výsledkem je značná ztráta původního směru.



Obr. 3.33 – Průhyb pneumatiky

Obr. 3.34 – Diagonální pneumatika

3.7 Odstavení a uložení výměnných nástaveb

Výměna nástavby u předních výrobců trvá průměrně do 30 minut. K výměně slouží palubní skříňka, kterou obsluha drží v ruce. Odjistí se všechny jistící kolíky, rychlospojky hydrauliky, elektriky a elektroniky, popřípadě kloubový hřidel (kardan). Obsluha najede na odstavné a může zahájit výměnu nástavby.

Obr. 3.35 – Odstavení nástavby na odstavné nohy

Pokud je podvozek vybaven hydraulickýma nápravami (obr. 3.35), není třeba další pomocné hydrauliky (obr. 3.36) pro zvednutí nástavby. Pomocí palubní skříňky se zvednou hydraulické nápravy nahoru, nástavba se odstaví na nohy, podvozek se spustí dolů a může vyjet.

Obr. 3.36 – Podvozek s pomocnou zvedací hydraulikou

Odstavné nohy jsou součástí každé nástavby. Jsou připevněny na čep s ohledem na dopravní bezpečnost. Po odstavení nástavby se za aretují a postaví se mírně zešikma z důvodu lepší stability.

3.7.1 Uložení korby v gumových silentblocích

Na rámu podvozku jsou přidělány čtyři gumové silentbloky (obr. 3.37).

Obr. 3.37 – Uložení v gumových silentblocích

Na korbě jsou čepy, které po spuštění korby dolů zapadnou do gumových pouzder. Vedle toho jsou na rámu umístěny gumové podložky (obr. 3.38), které opět tlumí kontakt rámu korby s rámem podvozku. Spojení obou dvou částí je plastické, nikde nic neskřípe a nekoroduje. Tento způsob přispívá k dlouhé životnosti návěsu

Obr. 3.38 – Gumové podložky na rámu podvozku

Celá nástavba je pak jištěna dvojicí rychloupínacích klíčů (obr. 3.39), nebo jednotlivě šrouby (obr. 3.40).

3.7.2 Jištění nástavby dvojicí klíčů

Rám podvozku je opatřen dvojicí rychloupínacích klíčů na každé straně, kterými se nástavba přitiskne na rám. Po upnutí nástavby je dvojice klíčů zajištěna ocelovými závlačkami.

Obr. 3.40 – Dvojice rychloupínacích klíčů

Proti posunutí do strany jsou buďto na korbě, nebo na rámu podvozku, vytvořeny speciální profily žeber (obr. 3.41). Jedna možná kombinace je, že na korbě jsou dvě žebra vepředu, na každém boku jedno, a na rámu dvě v zadu, také po jednom na každé straně. V podélném směru je také korba opatřena tvarovými styky (žebra).

Obr. 3.41 – Tvarové styky na rámu podvozku

U tohoto způsobu není pak možnost vyklápění a musí se použít další pomocný rám s přivařenýma koulemi na konci rámu (obr. 3.42). Naopak tento způsob výměny je a uchycení je velmi rychlý, činí něco kolem 20 minut.

Obr. 3.42 – Pomocný rám

V tomto případě, kdy je použit pomocný rám, je nástavba zajištěna šrouby s maticí. Proti uvolnění matice je ve šroubu vyvrtaná díra, do které je zasunuta ocelová závlačka. Nástavba je tak kompletně celá zajištěna.

3.7 Zavěšení za traktor

Zapojení vozu za traktor lze realizovat dvojím způsobem. Zapojení do horního závěsu traktoru (obr. 3.43), nebo do spodního závěsu traktoru (obr. 3.44). U horního závěsu je možná varianta zapojení do normálního závěsu s okem oje 40 mm, ale také do spojení koule K-80 do horního seřiditelného závěsu.

Obr. 3.43 – Zapojení do horního závěsu traktoru s okem oje 40 mm

Obr. 3.44 – Zapojení do spodního závěsu traktoru na kouli K 80

U spodního závěsu je možná varianta zapojení na hák (hitsch) nebo na pánev-koule K 80. Oka oje nebo pánev jsou k oji připevněna pomocí 6 šroubů. Kdykoliv je možno po opotřebení nebo při změně spojení tuto oj odmontovat a připevnit novou.

4. Návrh vlastní koncepce

Podle výše uvedených možností a předností, zatěžovacích zkoušek, výhod či nevýhod z hlediska použití a jízdních vlastností, byl navrhnut podvozek s těmito prvky:

4.1 Rám

Rám je zhotoven z tenkostěnných vysoko pevnostních tažených nosníku obdélníkového průřezu. Celková délka rámu je 5030 mm a šířka 1820 mm. Hlavní nosníky rámu jsou vyrobeny z profilu 260x180 mm s tloušťkou stěny 8 mm. Další pomocné příčky jsou vyrobeny z profilu 220x140 mm s tloušťkami 4, 5 a 6,3 mm. Další komponenty jsou plotny pro přišroubování náprav, plechy pro odpružení oje, plechy pro uchycení hydraulických válců, plechy na zakrytí čel nosníků a koule pro vyklápění.
Pro všechny ocelové části rámu byla použita ocel **S355 J0** s mezí kluzu R_e = 350 MPa. Tato ocel je zaručeně svařitelná. Na svarové spojení komponent s rámem byla použita metoda MIG. Po svaření celého rámu je doporučeno svary žíhat, z důvodu snížení vnitřního pnutí.
Dále je doporučena povrchová úprava celého rámu a to, otryskáním a následným opatřením dvouvrstvým nátěrem metodou KTL (kataforézní lakování ponorem) proti korozi. Celková hmotnost rámu činí 890 kg.

4.2 Nápravy

Dle hodnocení výrobců byl použit systém s hydraulickým odpružením náprav + listové pružiny. Takovýto systém náprav je nejefektivnější způsob odpružení z hlediska jízdních vlastností a použitelnosti. Jejich přednosti byly popsány v kapitole (3.3.2).
Nápravy jsou k rámu přichycení pomocí šroubového spoje na navařené plotny. Šroubový spoj je realizován 6-ti šrouby M20 se šestihrannou hlavou, maticí a podložkou, pro každé kolo. Hydraulický válec je uložen na čepu, který je vložen do závěsných ok plechu. Plechy jsou na rámu přivařeny a jejich tloušťka je 25 mm. Tyto plechy by mohli být i slabší, ale z pevnostních důvodu jejich tloušťka musí být minimálně 25 mm. Tento nedostatek je s největší pravděpodobností způsoben špatným nasimulováním. Nicméně v konečné fázi to nemá na podvozek žádný vliv, hmotnost těchto plechů je oproti celé konstrukci zanedbatelná. Rozvor náprav je 1390 mm. Zadní náprava je náběžně řiditelná.

4.3 Ráfky a pneumatiky

Ráfky byly zvoleny 26,5“. Výrobci doporučují tento rozměr právě v kombinaci hydraulickým odpružení náprav. Vůz je pak za jízdy stabilnější.
Pneumatiky byly zvoleny radiální o velikosti 650/55 R 26,5“. Výhody těchto pneumatik byly popsány v kapitole (3.6.1).

4.4 Brzdy

Jako provozní brzdy byly zvoleny brzdy pneumaticko-hydraulické, dvou okruhové. Tyto brzdy jsou nejčastěji používané v této oblasti. Návěs je pak vybaven další brzdou, mechanickou parkovací brzdou. Více kapitola (3.5.2)

4.5 Uchycení oje

Oj je odpružená hydraulicky pomocí dvou hydraulických válců. Horní oka hydraulických válců jsou ukotvena na konzole rámů, spodní oka jsou ukotveny na konzole oje. Uchycení oje na konzolu rámu provedeno šroubovým spojem. Spoj tvoří šestice šroubů M20. Je zde možné hrubé výškové přestavení, protože spojovací plech oje v sobě nese jednu díru navíc.

4.6 Zavěšení za traktor

Zavěšení za traktor je provedeno jako zapojení do spodního závěsu na kouli K 80. Je zde možnost výměny koncovky za hák nebo oko. Dále je zde možno zavěšení do horního závěsu, díky přítomnosti hydraulicky odpružené oji a jejímu dobrému výškovému přestavení.

4.7 Uchycení nástavby

Nástavba je uložená na koulích o průměru 100 mm. Jejich rozteč v příčném směru je 2000 mm a v podélném směru 4030 mm. Zajištění se nástavby se děje pomocí šroubu s maticí a ocelové závlačky. Výměna nástavby se provádí zvedáním hydraulických náprav a následným odstavením nástavby na odstavné nohy. Není zde třeba další pomocné zdvihací hydrauliky. Návěs tak má menší pohotovostní hmotnost a lepší manévrovatelnost při výměně. Součástí nástavby jsou odstavné nohy, které jsou připevněny na čep s ohledem na dopravní bezpečnost.

5. Pevnostní kontrola rámu

Byla provedena statická pevnostní kontrola bez oje, bez náprav. Byly zde použity jenom jejich úchyty, jako například plotny pro nápravy, plechy pro uchycení odpružení oje, závěsná oka jak pro hydraulické válce náprav, tak i závěsná oka pro oj. Dále byly vymodelovány koule o průměru 100 mm, pro simulování vyklápění. Model byl řešen v softwaru Pro/Engineer wildfire 3.0 v modulu ProMechanica 3.0 Structure. Metoda řešení byla zvolena pouze statická. Další výpočty různých zatížení byly provedeny v matematickém softwaru MathCAD 12.

5.1 Charakteristika modulu Pro/MECHANICA Structure

Tento modul je součástí celého balíku produktů firmy PTC. Lze jej získat jako modul Pro/MECHANICA Structural Simulation Package, který umožňuje simulovat, vyhodnocovat a optimalizovat strukturální chování výrobků v oblasti statiky, vlastních frekvencí, dynamiky, vzpěrné stability, kontaktu a velkých deformací.

Pevnostní výpočty v modulu Pro/MECHANICA STRUCTURE jsou založeny na metodě geometrických prvků (GEM – geometrical element method). Princip této metody spočívá, obdobně jako při metodě konečných prvků, v rozdělení analyzovaného objemu na elementy.

Pomocí této metody prvky přesně respektují vytvořený 3D model. Základním prvkem metody GEM je čtyřstěn (tetrahedron). Pro dosažení požadované přesnosti výsledků při výpočtu se při metodě geometrických prvků využívá tzv. adaptivní P-technologie.
Adaptivní P-technologie = změna řádu bázových funkcí, polynomů.

5.2 Popis a příprava modelu pro výpočet

Zde byla možnost použití prvku **shell** (skořepina), ale zvolil jsem možnost řešit model jako těleso (**solid)** z následujícího důvodu. Prvek shell je vhodný nástroj pro zjednodušení výpočtového modelu u tenkostěnných součástí, kdy tloušťka stěny součásti je výrazně menší než její délka a šířka. Typickým představitelem takových součástí jsou profily, trubky apod.

Systém ProEngineer při použití prvku **shell** podporuje stejné prvky modelu (uložení, zatížení apod.) jak pro modely objemového typu, tak i pro idealizované modely. Je však třeba brát v potaz změnu geometrie modelu v průběhu její komprese na skořepinu (Shell). Z toho důvodu nebudou u skořepin fungovat uložení a zatížení závislá na jednotkách (např. síla na plošnou jednotku aj.). Z tohoto důvodu jsem řešil model jako **solid**.
Byl vytvořen objemový model jako jedna součást. Byly zde potlačeny různé kosmetické úpravy, jako jsou rádiusy, různá sražení apod., z důvodu zjednodušení výpočtu. Dále byly nadefinovány a přiřazeny vlastnosti oceli, definoval se způsob uložení a zatížení.

V modulu Pro/Mechanica Structure lze uložení a zatížení součásti definovat na jednotlivé entity jako jsou:

- geometrické plochy modelu
- přímky nebo křivky (hranu, osu, křivku)
- na bod nebo vrchol geometrie

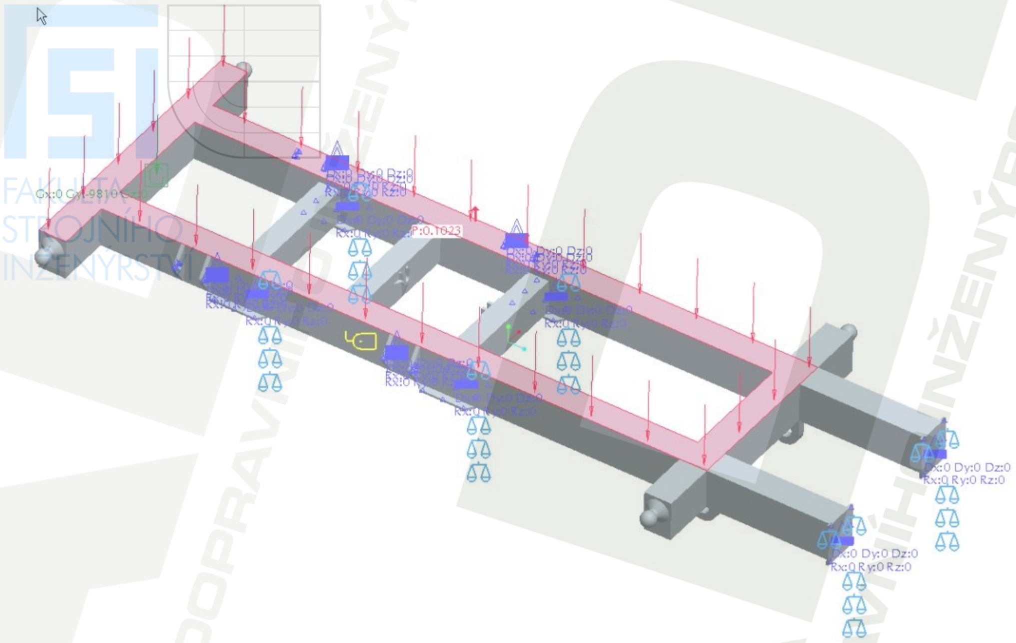
Z těchto důvodů jsem musel vypočítat jednotlivá zatížení v různých zatěžovacích stavech.

5.2.1 Popis uložení a zatížení modelu

Po přiřazení materiálu modelu bylo definováno uložení součásti. Výpočet jednotlivých sil probíhal, že jsem celkovou hmotnost nákladu soustředil do těžiště nákladu. Jelikož se na tomto výměnném systému budou přepravovat různé druhy materiálů, bylo těžiště odhadnuto ve výšce 750 mm od horní plochy rámu. Toto těžiště leží uprostřed mezi dvěma hlavními příčkami v podélném směru a uprostřed mezi dvěma hlavními nosníky v příčném směru. Bylo použito pět druhů zatěžovacích stavů. První zatěžovací stav je **zatížení tlakem**, **zatížení při vyklápění do zadu**, **zatížení při vyklápění do boku**, **zatížení při rozjezdu a zatížení při brzdění**. V každém zatěžovacím stavu je zahrnuta i vlastní tíha celého rámu, tedy gravitační zrychlení. Jednotlivé stavy budou podrobně popsány níže.

5.2.1.1.1 Zatížení tlakem

Při tomto zatížení leží korba na vyznačené ploše rámu. Na návěs působí pouze gravitační zrychlení $g = 9{,}81\ m.s^{-2}$. Zvolil jsem ten nejhorší případ, kdy je simulováno rozložení tíhy korby na co nejmenší plochu (obr. 5.1).



Obr. 5.1 – Zatížení tlakem

Uložení součásti je patrné z (obr. 5.1), vazby jsou umístěny na plotnách nápravy, v místě kde jsou ukotveny hydraulické válce náprav, tj. oka postraních plechů a v místě, kde jsou hydraulické válce oje, tj. na čelní straně rámu. Všechny vazby mají stejnou konfiguraci, jsou omezeny všechny pohyby, tj. 3x translace a 3x rotace.Vazby jsou interpretovány prvkem *New Displacement Constraint.* Zatížení je interpretováno prvkem *New Pressure Load.*

5.2.1.1.2 Výpočet tlaku na rám

Na rám působí síla přepočítaná na jednotku plochy (viz obr. 5.1). Maximální hmotnost zátěže je 20 tun. Dále budou zobrazeny pouze výsledky jednotlivých výpočtů.

Zadání: $M = 20000$ kg, $g = 9{,}81$ m.s^{-2}, $S_1 = 1917000$ mmm^2

Výpočet:

$F_G = M.g$ (1)

$F_G = 20000\ .\ 9{,}81 = 196133$

$F_G = 196133$ N

$P_1 = F_G / S_1$ (2)

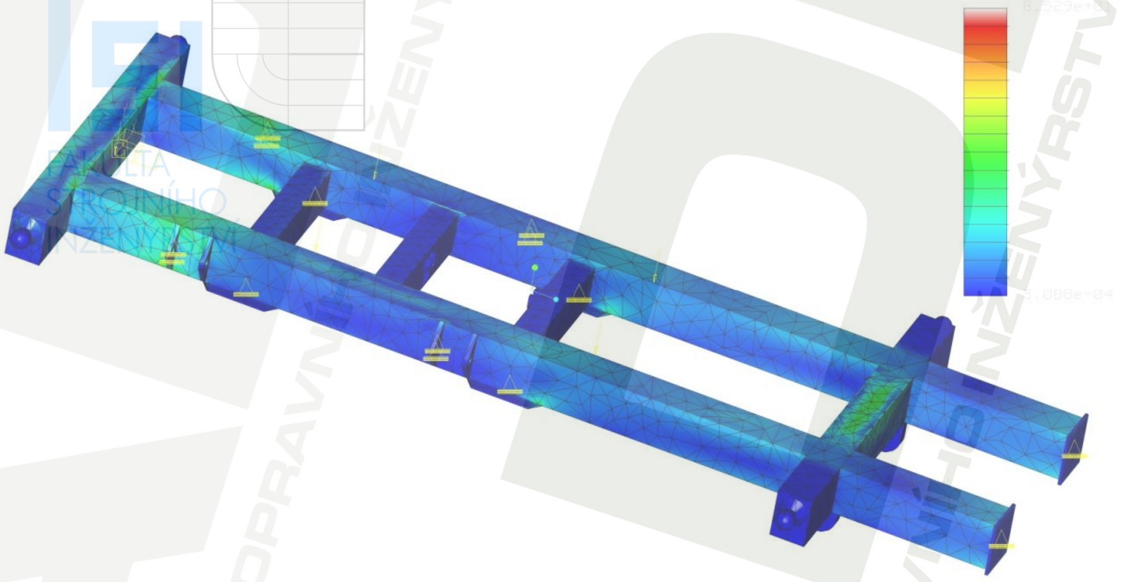
$P_1 = 196133 / 1917000 = 0{,}1023$

$P_1 = 0{,}1023$ MPa

5.2.1.1.3 Výsledky

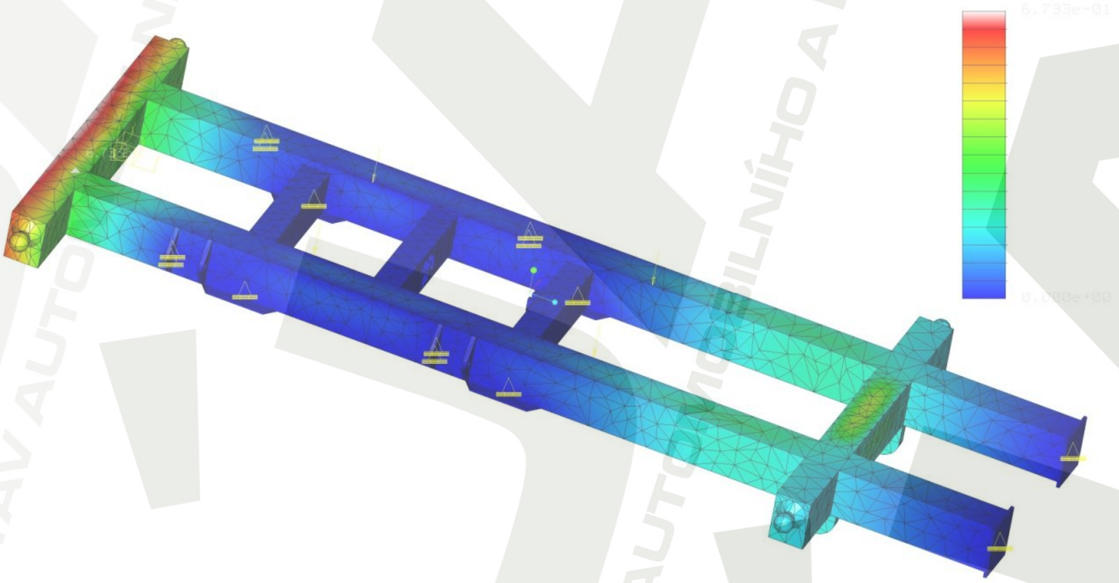
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.2) 86,29 MPa



Obr. 5.2 – Napětí na rámu - zatížení tlakem

- Maximální deformace (obr. 5.3) 0,6733 mm



Obr. 5.3 – Deformace na rámu – zatížení tlakem

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** R_e = 353 MPa
- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) γ_M = 1,15
- dynamický součinitel k_D = 1,05
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $f_{yd}=\frac{R_e}{\gamma_M}=\frac{353}{1{,}15}=307$ MPa

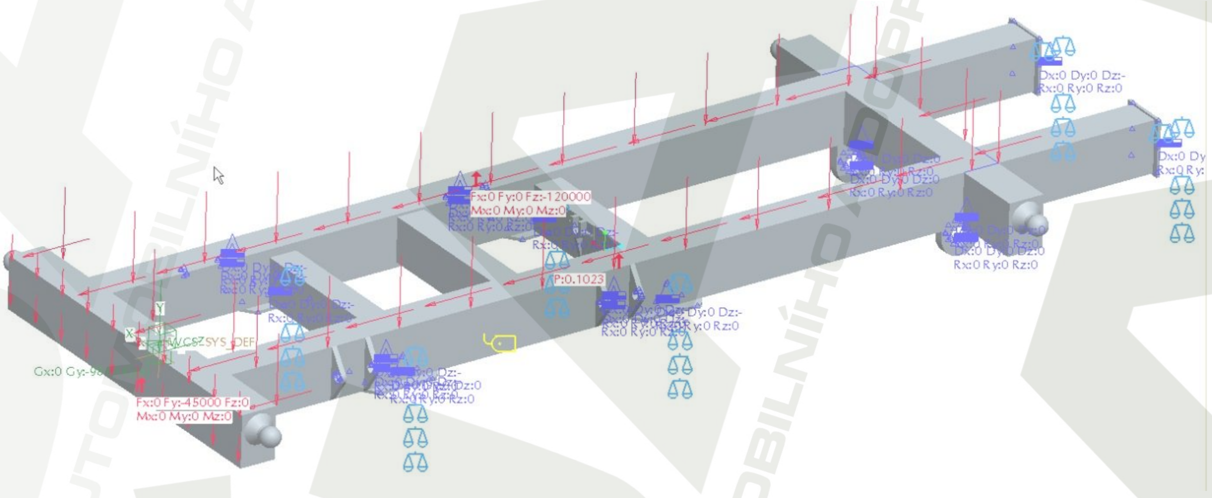
Dovolené napětí: $f_D=\frac{f_{yd}}{k_D}=\frac{307}{1{,}05}=292$ MPa

Zhodnocení výsledku:

Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.1.2.1 Zatížení – rozjed (a = 6 m.s^{-2})

Rám je uložen stejně jako (viz kapitola 5.2.1.1) s tím rozdílem, že všechny vazby ve směru podélném jsou volné a je přidána vazba do závěsného oka oje (obr. 5.4). Vazba v tomto místě je ve všech směrech omezena.



Obr. 5.4 – Zatížení – rozjezd (a = 6m.s^{-2})

5.2.1.2.2 Výpočet sil působících na rám

Na rám podvozku působí setrvačné účinky od nákladu směrem do zadu a a vlastní hmotnost, ktará je vyjádřena tlakem na rám (obr. 5.4), promítnutí hmotnosti samotného rámu do sil působících při rozjezdu je zanedbán. Dále na rám působí síla, která vznikla momentem od těžiště. Ta působí na hlavní zadní příčce ve směru dle (obr. 5.4)

Zadání: M = 20000 kg, g = 9,81 m.s^{-2}, a = 6m.s^{-2}, P_1 = 0,1023 MPa

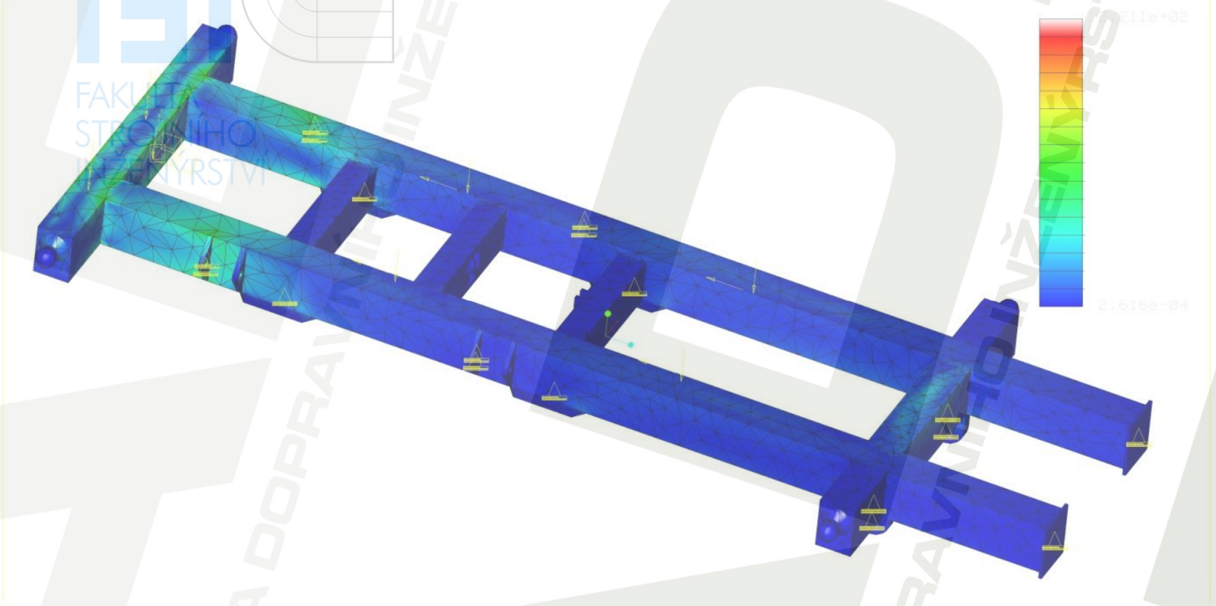
Výpočet:

$F_{roz} = 120000$ N, $M_{roz} = 90$ N.m, $F_{roz_r} = 45000$ N

5.2.1.2.3 Výsledky

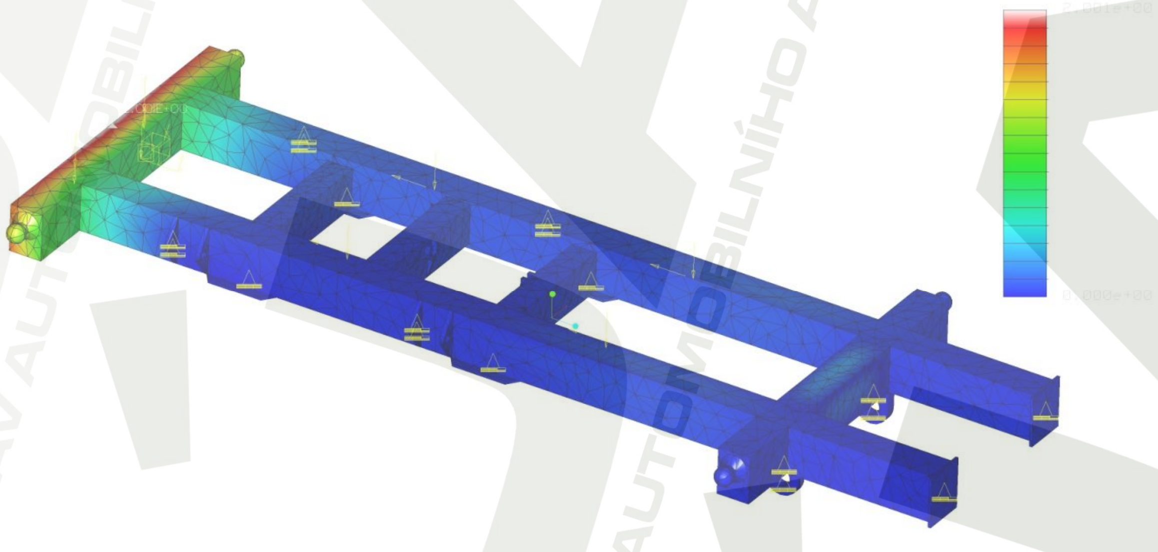
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.5) 221,1 MPa



Obr. 5.5 – Napětí na rámu – rozjezd (a = 6 m.s^{-2})

- Maximální deformace (obr. 5.6) 2 mm



Obr. 5.6 – Deformace na rámu – rozjezd (a = 6 m.s^{-2})

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** $R_e = 353$ MPa
- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1{,}15$
- dynamický součinitel $k_D = 1{,}05$
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{353}{1{,}15} = 307$ MPa

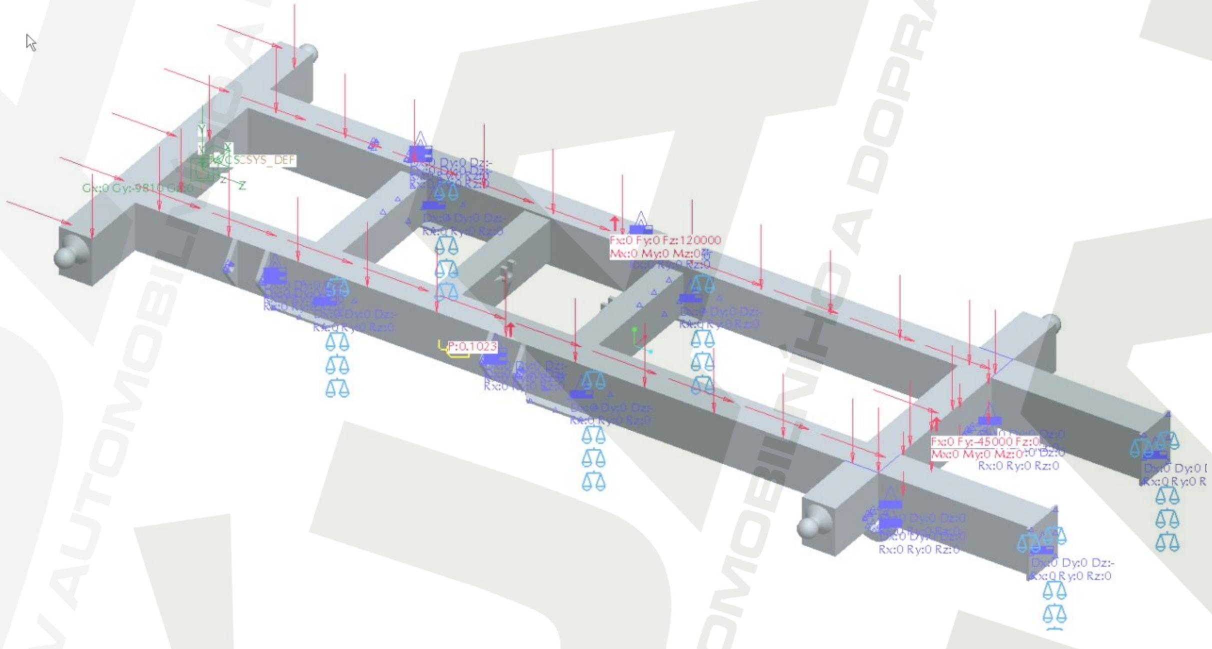
Dovolené napětí: $f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{307}{1{,}05} = 292$ MPa

Zhodnocení výsledku:

Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.1.3.1 Zatížení – brzdění (a = 6 m.s^2)

Rám je uložen do poslední ho detailu úplně stejně jako (viz kapitola 5.2.1.2.1).
Více (obr. 5.7)



Obr. 5.7 – Zatížení – brzdění (a = - 6 m.s^{-2})

5.2.1.3.2 Výpočet sil působících na rám

Na rám působí stejné setrvačné účinky jako (viz kapitola 5.2.1.2.2), s tím rozdílem, že opačného smyslu a síla způsobená momentem od těžiště působí na přední hlavní příčce, jak je patrné z (obr. 5.7).

Zadání: M = 20000 kg, g = 9,81 m.s^{-2}, a = - 6m.s^{-2}, $P_1 = 0{,}1023$ MPa

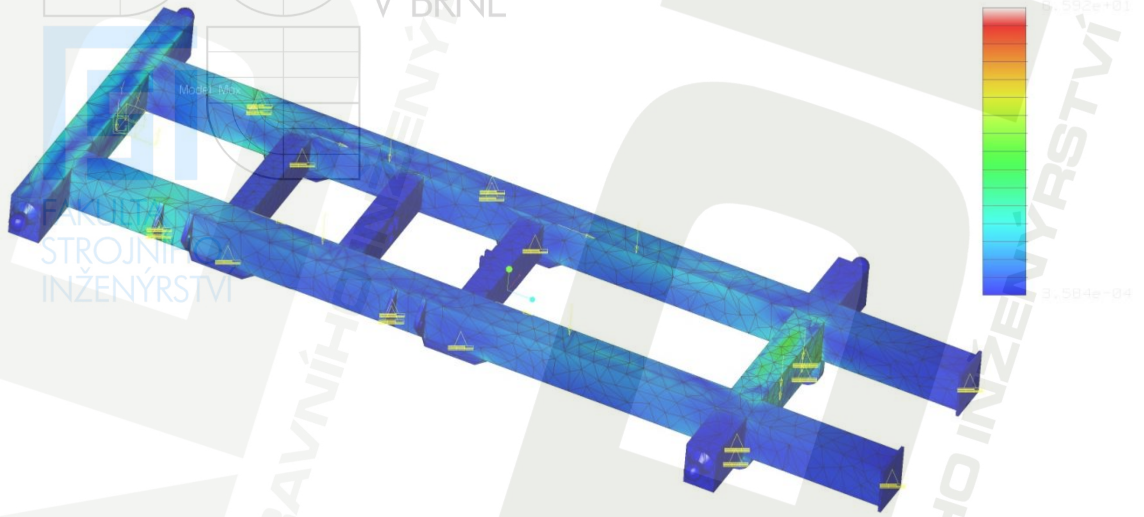
Výpočet:

$F_{roz} = 120000$ N, $M_{roz} = 90$ N.m, $F_{brz_r} = 45000$ N

5.2.1.3.3 Výsledky

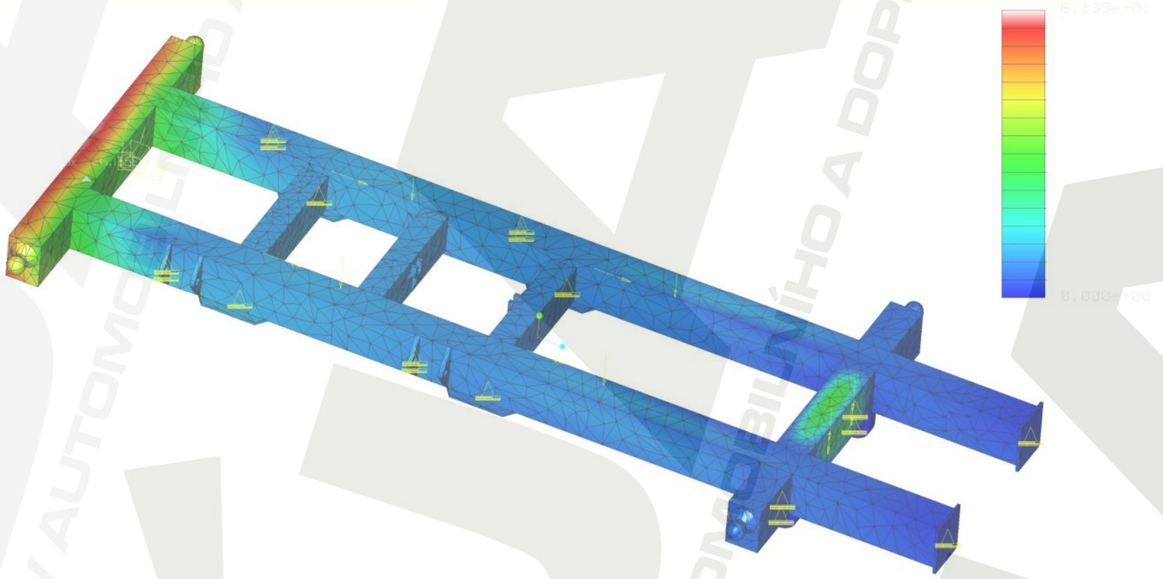
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.8) 85,92 MPa



Obr. 5.8 – Napětí na rámu – brzdění (a = - 6m.s^{-2})

- Maximální deformace (obr. 5.9) 0,6135 mm



Obr. 5.9 – Deformace na rámu – brzdění (a = - 6 m.s^{-2})

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** R_e = 353 MPa

- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1{,}15$
- dynamický součinitel $k_D = 1{,}05$
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{353}{1{,}15} = 307\ \text{MPa}$

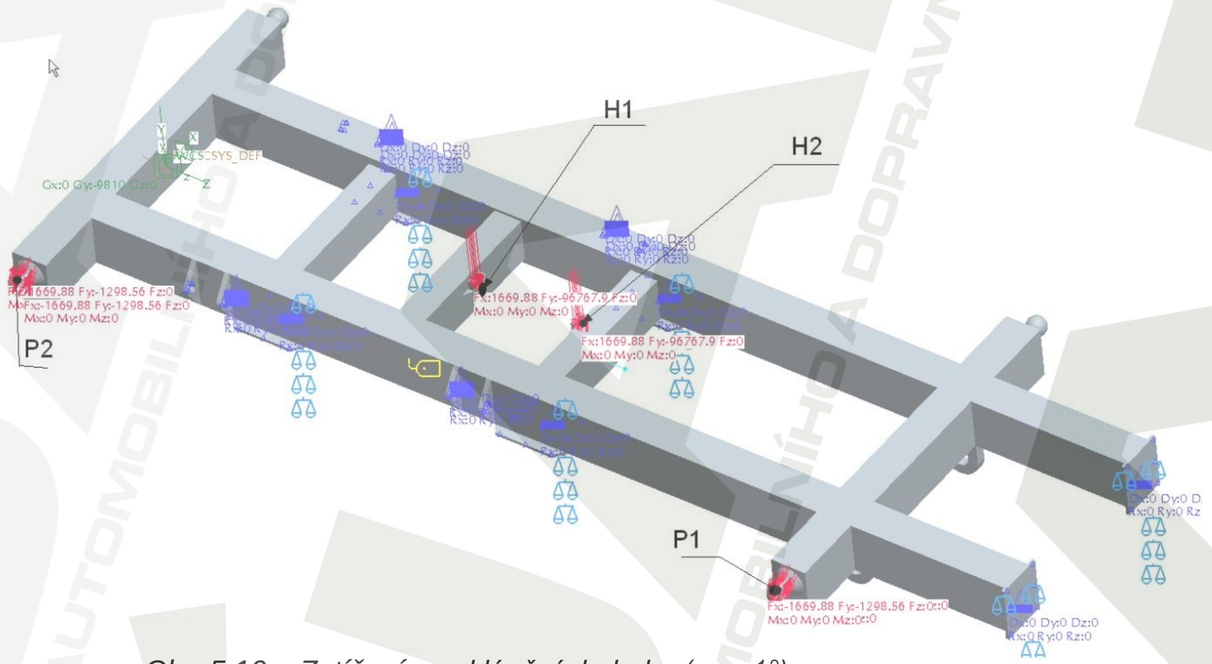
Dovolené napětí: $f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{307}{1{,}05} = 292\ \text{MPa}$

Zhodnocení výsledku:

Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.1.4.1 Zatížení – vyklápění do boku (α = 1°)

Rám je uložen do posledního detailu stejně jako (viz kapitola 5.2.1.1.1). Z (obr. 5.10) je vše patrné.



Obr. 5.10 – Zatížení – vyklápění do boku (α = 1°)

5.2.1.4.2 Výpočet sil působících na rám

Zde síly působí na dvě koule a na dva úchyty hydraulického zdvihacího válce. Přední koule je označena jako podpora $\mathbf{P_1}$ a zadní koule jako podpora $\mathbf{P_3}$. Přední úchyt hydraulického válce je označen jako $\mathbf{H_2}$, zadní úchyt jako $\mathbf{H_1}$. Délka v příčném směru od osy rámu po střed koule je označena malé **l** a její délka je 1m. Výška těžiště je označena symbolem $\mathbf{l_T}$ a její hodnota je 0,75 m. Další parametry, jejich označení a vysvětlení (viz 9., příloha 1). Síly působí ve dvou směrech. Na každé kouli působí stejná síla, to samé se děje na úchytech

hydraulického zdvihacího válce. Síly jsou proměnné v závislosti na úhlu vyklápění. Rám je kontrolován v poloze kdy úhel vyklápění

α = 1°. V tomto okamžiku jsou úchyty hydraulického válce namáhány maximálně. Proto je rám kontrolován při tomto úhlu vyklápění.

Zadání: $M = 20000$ kg, $g = 9{,}81$ m.s^{-2}, $l = 1$ m, $l_T = 0{,}75$ m, $\alpha = 1°$.

Výpočet:

$F_G = 196133$ N, $l_1 = 1{,}25$ m,

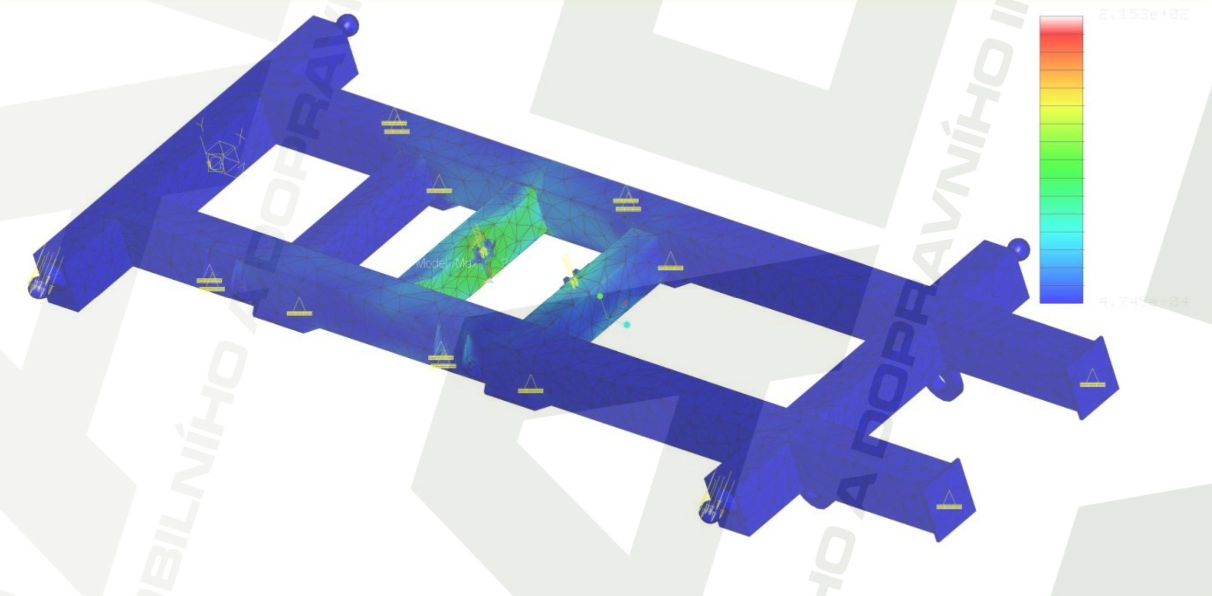
$F_{H2_x} = 1669{,}88$ N, $F_{H2_y} = 96767{,}94$ N, $F_{H1_x} = F_{H2_x}$, $F_{H1_y} = F_{H2_y}$,

$F_{P2_y} = 1298{,}55$ N, $F_{P2_x} = 1669{,}88$ N, $F_{P3_y} = F_{P2_y}$, $F_{P3_x} = F_{P2_x}$.

5.2.1.4.3 Výsledky

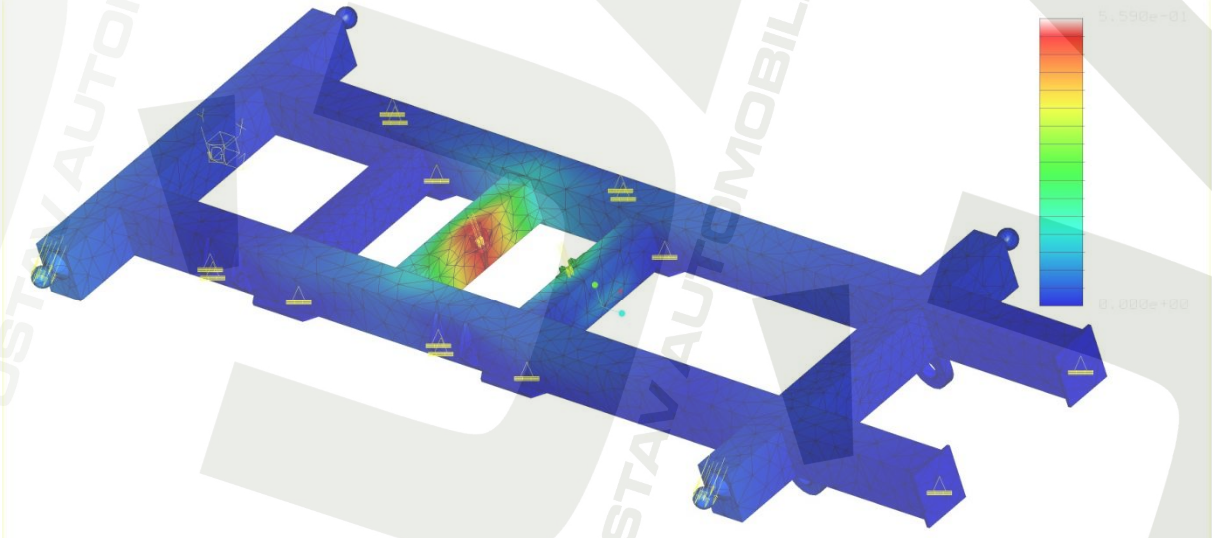
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.11) 215,3 MPa



Obr. 5.11 – Napětí na rámu – vyklápění (α = 1°)

- Maximální deformace (obr. 5.12) 0,5582 mm



Obr. 5.12 – Deformace na rámu – vyklápění do boku (α = 1°)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** $R_e = 353$ MPa
- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1{,}15$
- dynamický součinitel $k_D = 1{,}05$
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{353}{1{,}15} = 307 \text{ MPa}$$

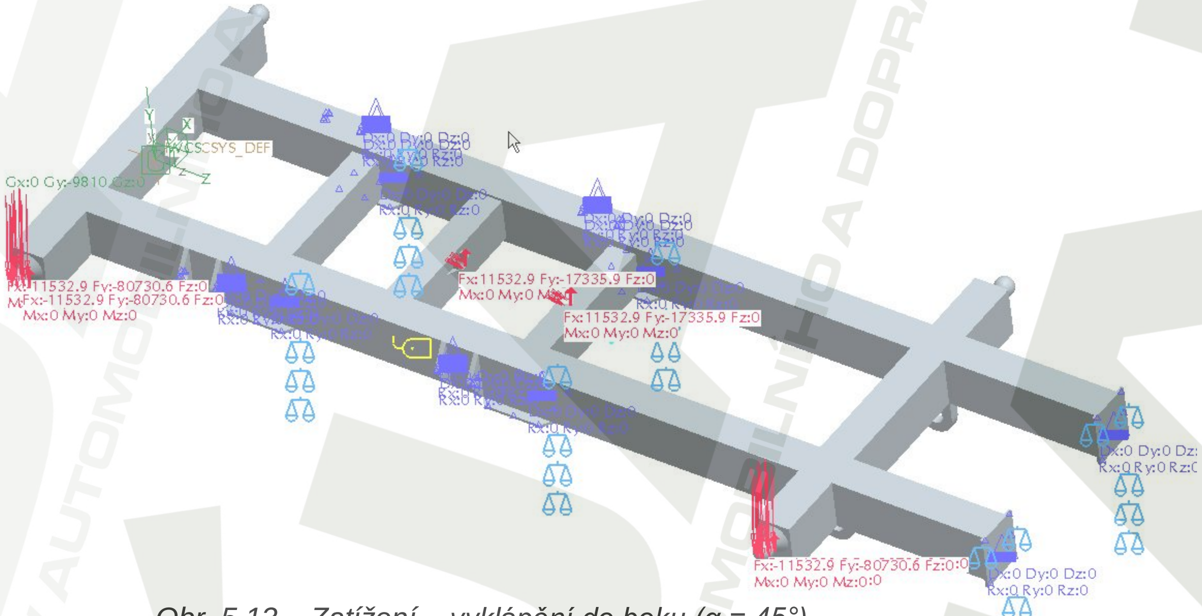
Dovolené napětí: $$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{307}{1{,}05} = 292 \text{ MPa}$$

Zhodnocení výsledku:

Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.1.5.1 Zatížení - vyklápění do boku (α = 45°)

Jedná se zde o maximální úhel vyklápění (obr. 5.13). Tento úhel je pro většinu sypkých materiálů sypným úhlem. Uložení součásti je stejné jako (viz kapitola 5.2.1.4.1)



Obr. 5.13 – Zatížení – vyklápění do boku (α = 45°)

5.2.1.5.2 Výpočet sil působících na rám

Použité symboly jsou úplně stejné jako (viz kapitola 5.2.1.4.2) a působící síly mají stejný charakter, jenom jejich velikost je odlišná. Zde jsou nejvíce namáhány koule v místě uchycení na rám (obr. 5.13).

Zadání: M = 20000 kg, $g = 9{,}81\ m.s^{-2}$, $l = 1$ m, $l_T = 0{,}75$ m, $\alpha = 45°$.

Výpočet:

F_G = 196133 N, l_1 = 1,25 m,

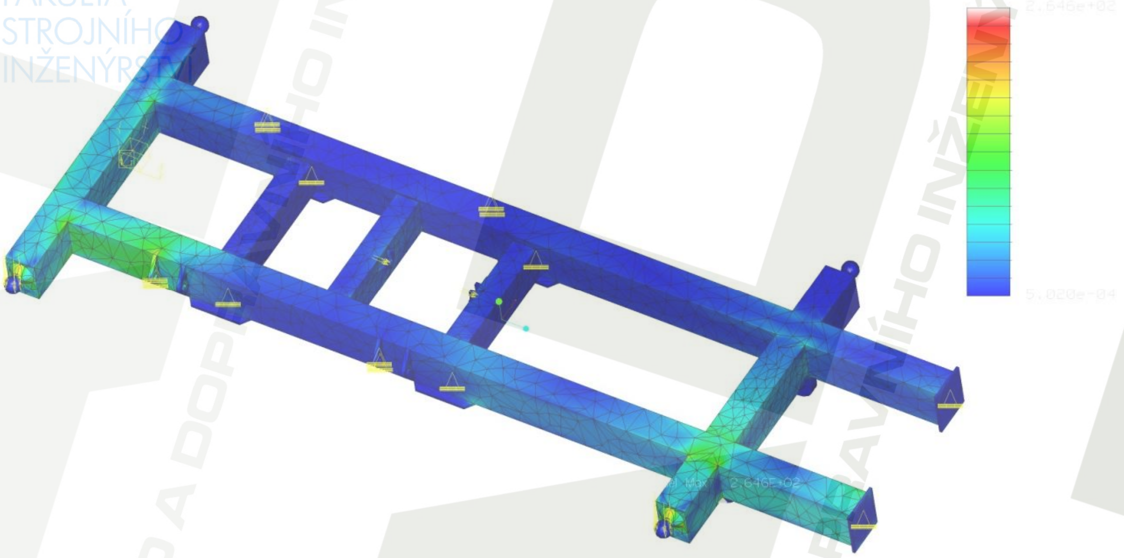
F_{H2_x} = 11532,94 N, F_{H2_y} = 17335,87 N, $F_{H1_x} = F_{H2_x}$, $F_{H1_y} = F_{H2_y}$,

F_{P2_y} = 80730,62 N, F_{P2_x} = 11532,94 N, $F_{P3_y} = F_{P2_y}$, $F_{P3_x} = F_{P2_x}$.

5.2.1.5.3 Výsledky

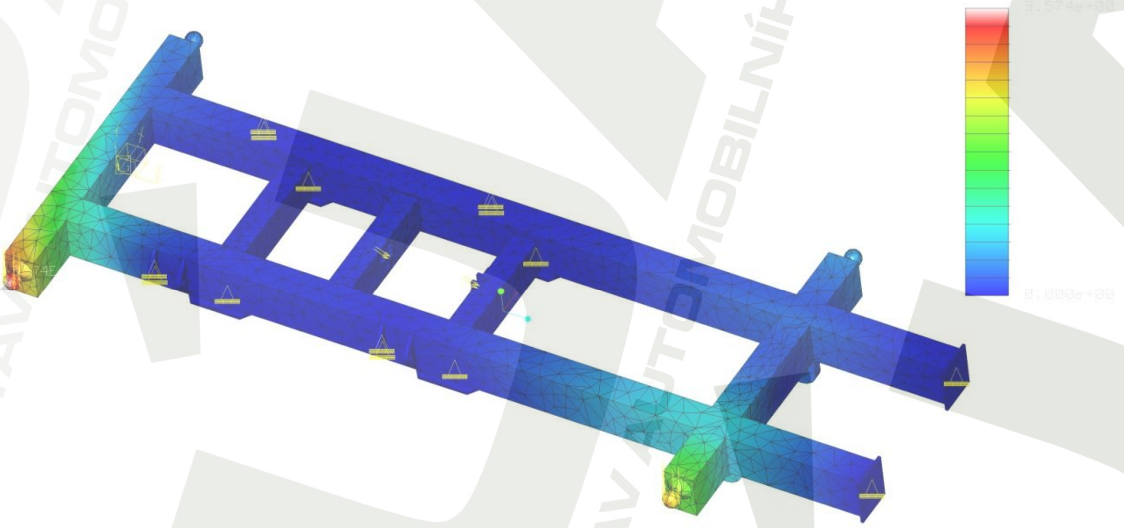
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.14) 264,6 MPa



Obr. 5.14 – Napětí na rámu – vyklápění do boku (α = 45°)

- Maximální deformace (obr. 5.15) 3,574 mm



Obr. 5.15 – Deformace na rámu – vyklápění (α = 45°)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** R_e = 353 MPa
- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) γ_M = 1,15
- dynamický součinitel k_D = 1,05
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $f_{yd}=\frac{R_e}{\gamma_M}=\frac{353}{1,15}=307\ \text{MPa}$

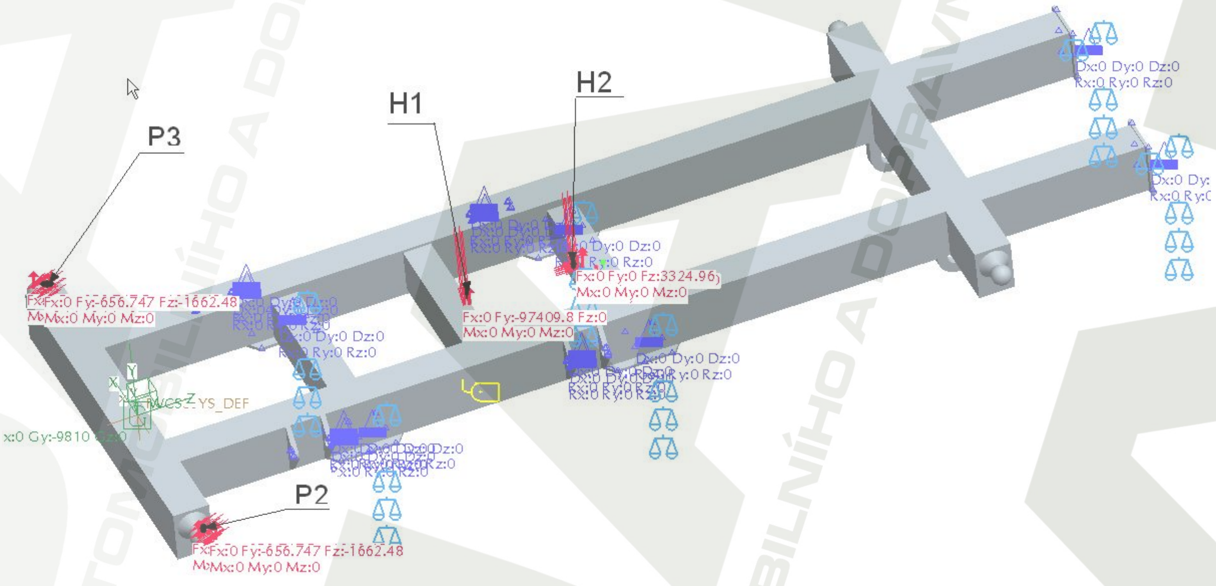
Dovolené napětí: $f_D=\frac{f_{yd}}{k_D}=\frac{307}{1,05}=292\ \text{MPa}$

Zhodnocení výsledku:

Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.1.6.1 Zatížení - vyklápění do zadu (α = 1°)

Rám je uložen pořád stejným způsobem jak doposud (obr. 5.16), změnily se působiště sil.

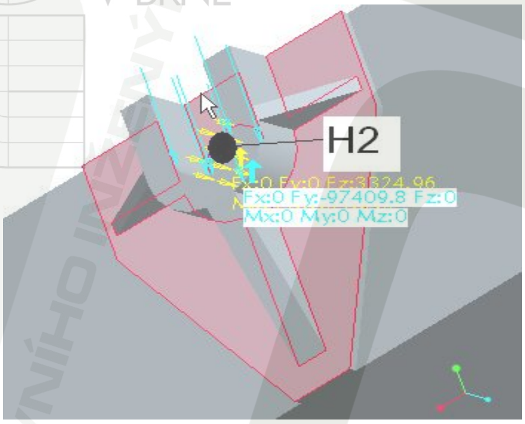


Obr. 5.16 – Zatížení – vyklápění do zadu (α = 1°)

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

5.2.1.6.2 Výpočet sil působících na rám

Zde síly působí na obě zadní koule ve dvou směrech. Na úchyty zdvihacího hydraulického válce působí mimo svislých sil, i síly v podélném směru. Tato podélná síla je zachycena plechem na příčce v místě **H₂** (úchyt hydraulického válce, blíže k přední hlavní příčce (obr. 5.17).



Obr. 5. 17 – Místo H_2, zachycení podélné síly

Plech je zhotoven o tloušťce 5 mm. Je zde z důvodů velkého působení síly na příčku. Výpočty prokázaly mnohonásobné zmenšení napětí v této oblasti. Řešení je konstrukčně velmi snadné a levné. Zadní koule pravá koule je označena jako podpora $\mathbf{P_2}$, zadní levá koule jako podpora $\mathbf{P_3}$. Místa uchycení hydraulického válce jsou označena stejně jako (viz kapitola 5.2.1.4.2). Délka malé **l** je vzdálenost těžiště od klopné hrany v podélném směru a je rovna 2 m. Výška těžiště zůstává stejná 0,75 m. Všechny výpočty jsou opět obsaženy (viz 9., příloha 2).

Zadání: M = 20000 kg, g = 9,81 m.s^{-2}, l = 2 m, l_T = 0,75 m, α = 1°.

Výpočet:

F_G = 196133 N, l_1 = 2,136 m,

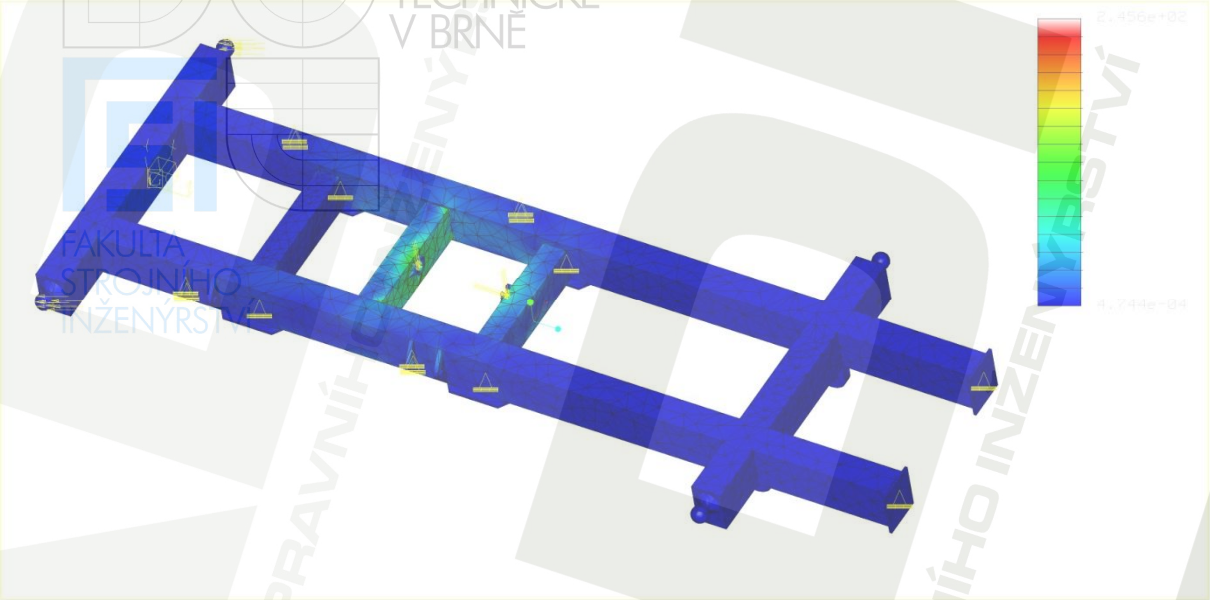
F_{H_z} = 3324,95 N, F_{H2_y} = 97409,75 N, $F_{H1_y} = F_{H2_y}$,

F_{P2_y} = 656,74 N, F_{P2_z} = 1662,47 N, $F_{P3_y} = F_{P2_y}$, $F_{P3_z} = F_{P2_z}$.

5.2.1.6.3 Výsledky

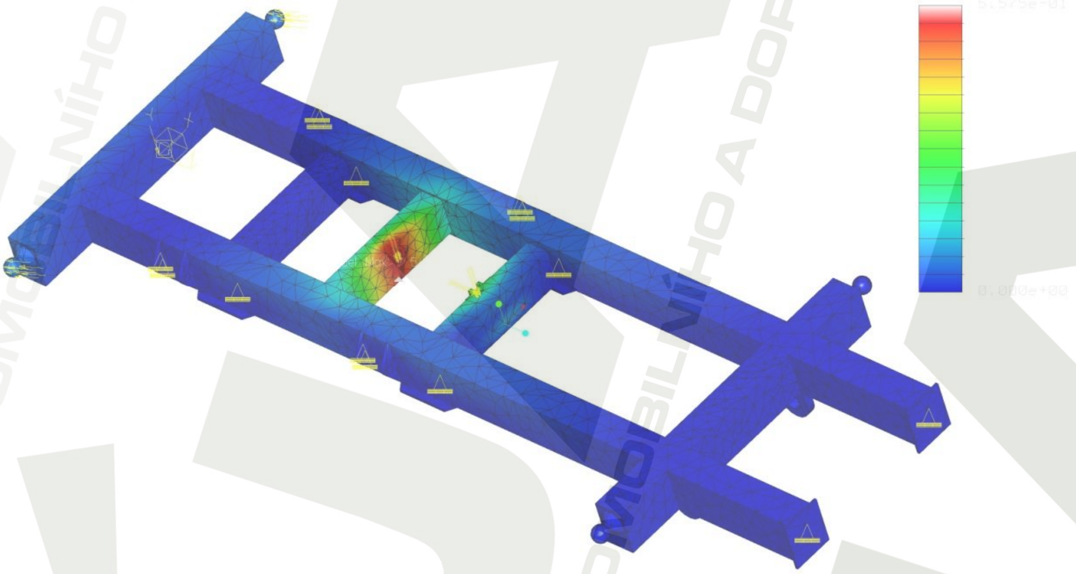
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.18) 245,6 MPa



Obr. 5.18 – Napětí na rámu – vyklápění do zadu (α = 1°)

- Maximální deformace (obr. 5.19) 0,5575 mm



Obr. 5 .19 – Deformace na rámu – vyklápění do zadu (α = 1°)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** $R_e = 353$ MPa
- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1,15$
- dynamický součinitel $k_D = 1,05$
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]

- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{353}{1,15} = 307$ MPa

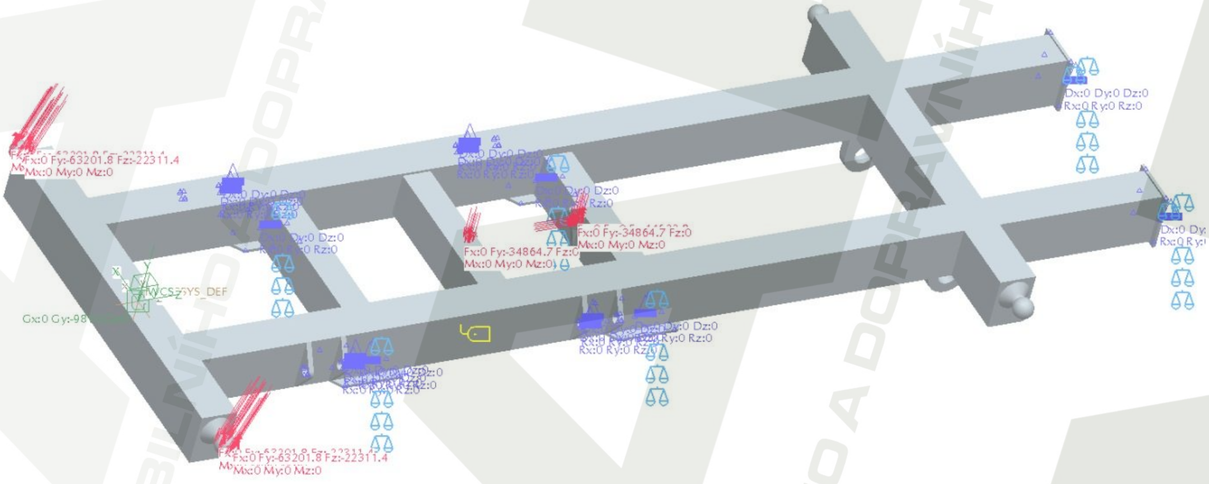
Dovolené napětí: $f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{307}{1,05} = 292$ MPa

Zhodnocení výsledku:

Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.1.7.1 Zatížení – vyklápění do zadu (α = 50°)

Zde se jedná opět o maximální úhel vyklápění. Při tomto úhlu vyklápění jsou nejvíce opět namáhány koule, v místě spojení s rámem. Dalším nejvíce namáhaným místem je spoj hlavního příčného nosníku s podélným. Působící síly a uložení je patrné z (obr. 5.20).



Obr. 5.20 – Zatížení – vyklápění do zadu (α = 50°)

5.2.1.7.2 Výpočet sil působících na rám

Zadání: M = 20000 kg, g = 9,81 m.s^{-2}, l = 2 m, l_T = 0,75 m, α = 50°.

Výpočet:

F_G = 196133 N, l_1 = 2,136 m,

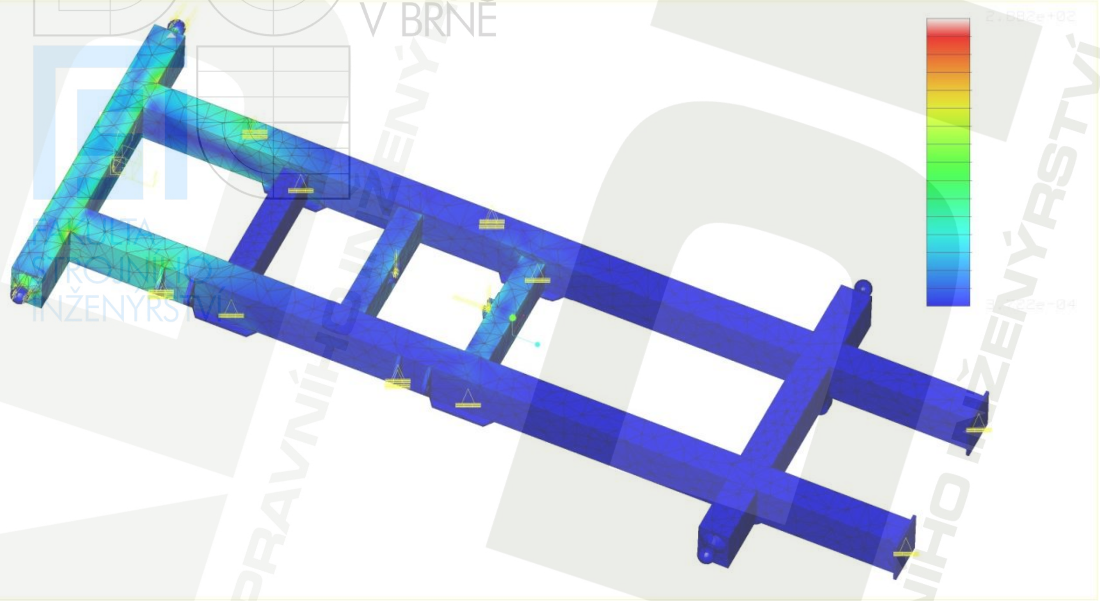
F_{H_z} = 44622,76 N, F_{H2_y} = 34864,69 N, $F_{H1_y} = F_{H2_y}$,

F_{P2_y} = 63201,80 N, F_{P2_z} = 22311,38 N, $F_{P3_y} = F_{P2_y}$, $F_{P3_z} = F_{P2_z}$.

5.2.1.7.3 Výsledky

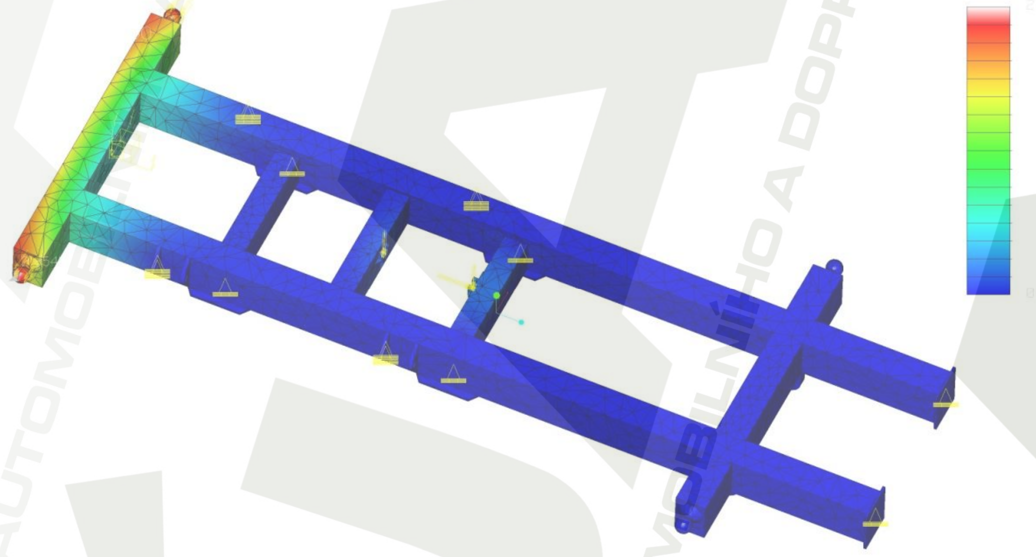
Napětí je určeno metodou HMH.

- Maximální napětí (obr. 5.21) 288,2 MPa



Obr. 5.21 – Napětí na rámu – vyklápění do zadu (α = 50°)

- Maximální deformace (obr. 5.22) 2,854 mm



Obr. 5.22 – Deformace na rámu – vyklápění do zadu (α = 50°)

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401:

- dolní mez kluzu oceli **S355J0** $R_e = 353$ MPa
- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401) $\gamma_M = 1{,}15$
- dynamický součinitel $k_D = 1{,}05$
- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel f_D [MPa]
- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozené od meze kluzu f_{yd} [MPa]

Hodnota návrhové pevnosti: $f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{353}{1,15} = 307$ MPa

Dovolené napětí: $f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{307}{1,05} = 292$ MPa

Zhodnocení výsledku:

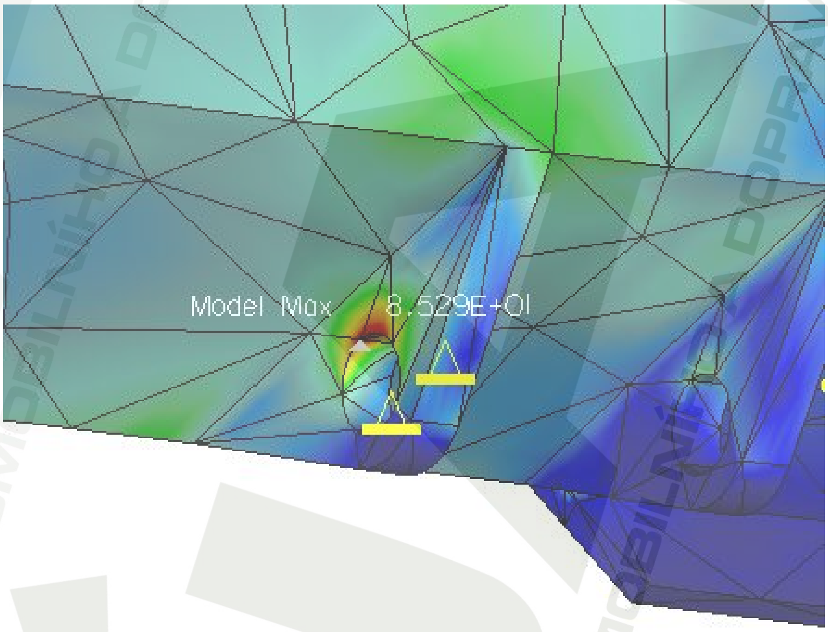
Hodnota maximálního napětí na součásti **nepřekračuje** hodnotu dovoleného napětí ani hodnotu návrhové pevnosti. Vše je v pořádku, součást se bude chovat stabilně.

5.2.2 Posouzení maximálních napětí z hlediska výpočtu svaru

Pozn. Všechny zobrazené hodnoty napětí jsou v MPa. Pro výpočet svarového spojení budou vybrána dvě místa, která v sobě nesou největší napětí.

5.2.2.1 Zatížení tlakem

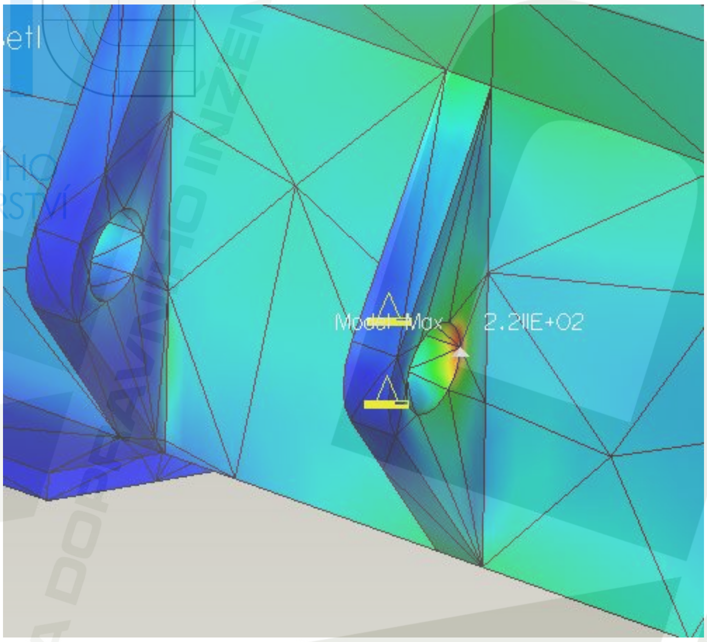
Největší napětí je na zadní nápravě, v místě, kde je ukotven čep s hydraulickým válcem (obr. 5.23). Maximální hodnota je patrná z (obr. 5.23).Toto místo z hlediska výpočtu svaru je pro mě nezajímavé, protože maximální napětí je v otvoru plechu.



Obr. 5.23 – Místo maximálního napětí – zatížení tlakem

5.2.2.2 Rozjezd (a = 6 m.s^{-2})

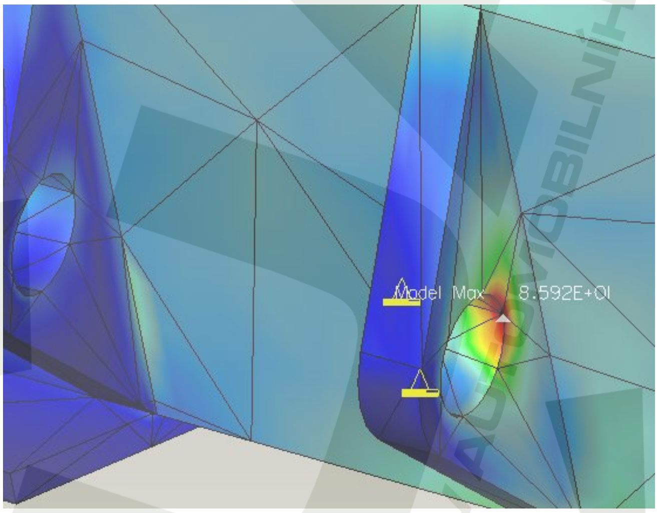
Zde je maximální napětí opět ve stejném místě, ale s tím rozdílem, že se vyskytuje na druhé straně (obr. 5.24). Toto napětí je opět pro mě z hlediska výpočtu svaru nezajímavé, ze stejných důvodů jako u předchozího. Maximální hodnotu lze vidět na tomto obrázku (obr. 5.24).



Obr. 5. 24 - Místo maximálního napětí – zatížení rozjezd (a = 6 m.s^{-2})

5.2.2.3 Brzdění (a = - 6 m.s^{-2})

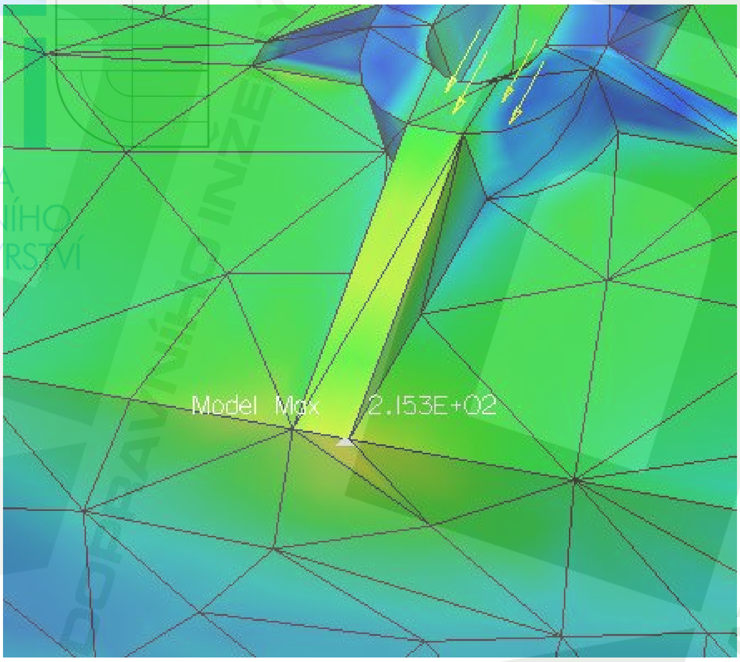
Zde je maximální ve stejném místě jako (viz kapitola 5.2.2.2), jenom hodnota napětí je jiná. Tato hodnota je vidět na (obr. 5.25). Závěry jsou úplně stejné jako u předchozího.



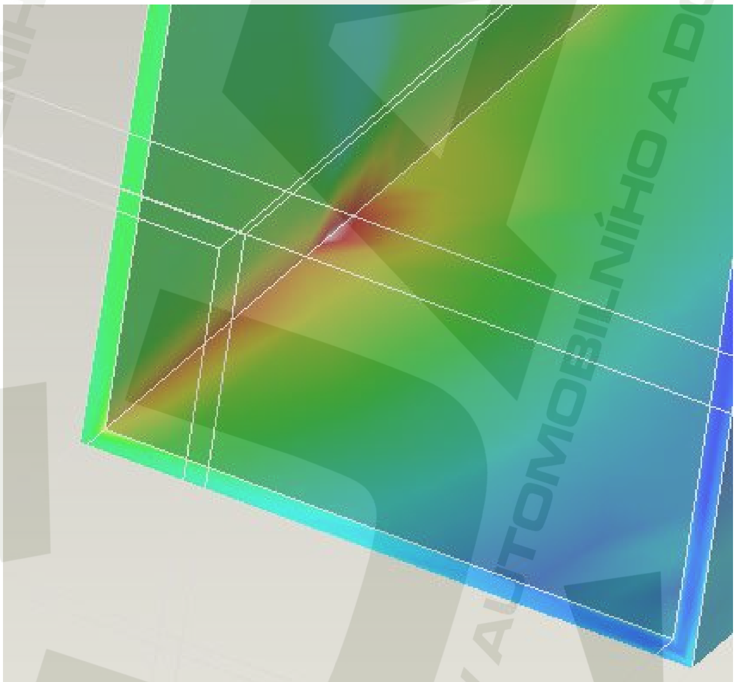
Obr. 5.25 - Místo maximálního napětí – zatížení brzdění (a = - 6 m.s^{-2})

5.2.2.4 Vyklápění do boku (α = 1°)

Zde dochází k největší koncentraci napětí v místě úchytu hydraulického válce (obr. 5.26), na vnitřní straně materiálu (obr. 5.27). Toto místo je pro mě opět nezajímavé, napětí se koncentruje na vnitřní straně profilu.



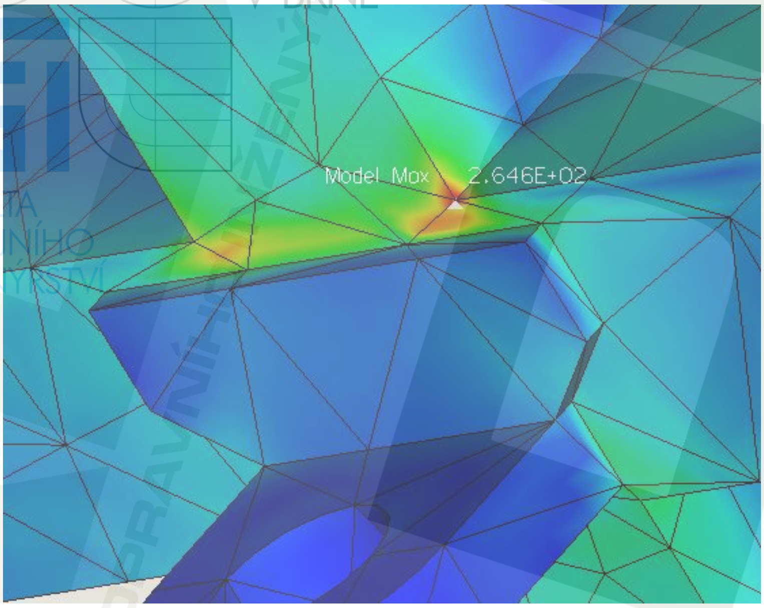
Obr. 5.26 – Místo maximální napětí – zatížení vyklápění do boku (α = 1°)



Obr. 5.27 – Místo maximální napětí – vnitřní strana materiálu

5.2.2.4 Vyklápění do boku (α = 45°)

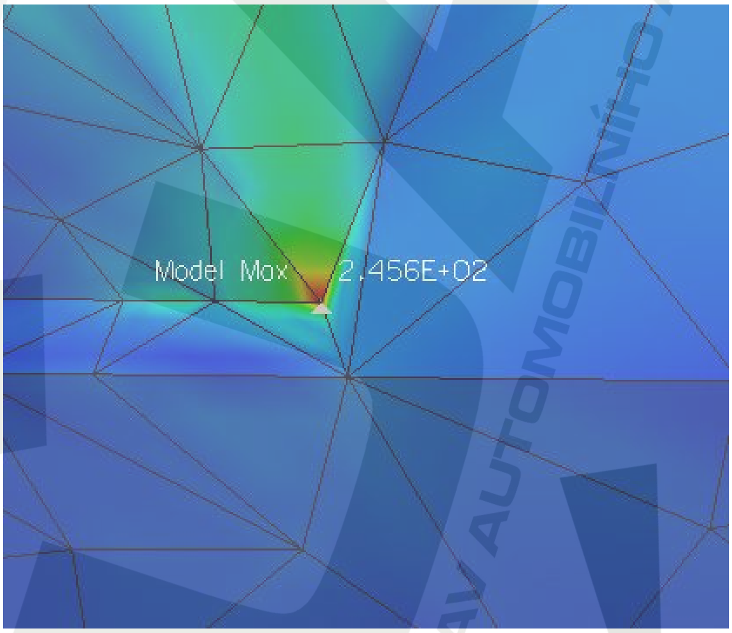
Zde se největší napětí koncentruje v místě spoje hlavní příčky, s hlavním podélným nosníkem (obr. 5.28). Toto místo bude použito pro další výpočet svarového spoje.



Obr. 5.28 – Místo maximálního napětí – zatížení vyklápění do boku (α 45°)

5.2.2.5 Vyklápění do zadu (α = 1°)

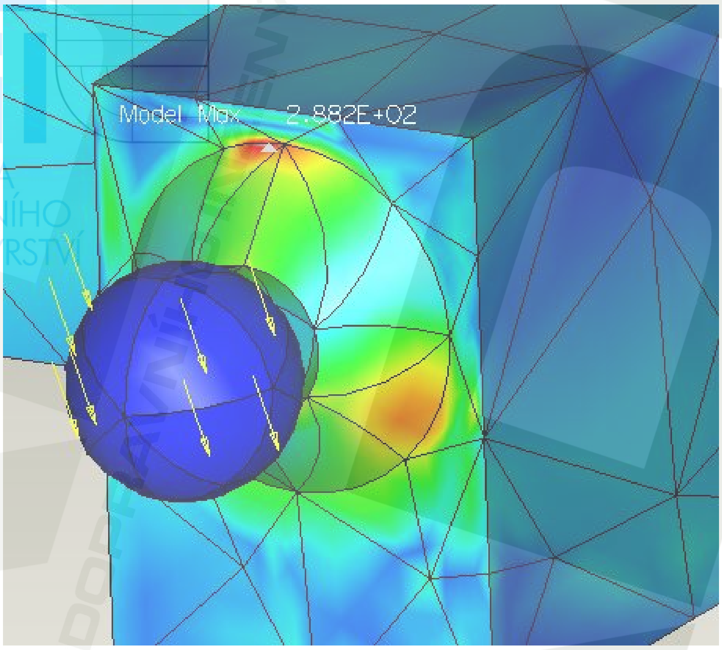
Zde se koncentruje největší napětí v místě spoje pomocné příčky s hlavním podélným nosníkem (obr. 5.29). Zatím nebude bráno v úvahu pro výpočet svarového spoje, protože na (obr. 5.28), je maximální napětí o něco vyšší.



Obr. 5.29 – Místo maximálního napětí – zatížení vyklápění do zadu (α = 1°)

5.2.2.6 Vyklápění do zadu (α = 50°)

Zde se největší napětí koncentruje v místě spoje koule s hlavní zadní příčkou (obr. 5 30). Je to vůbec největší napětí na součásti, které se zde vyskytuje. Toto místo bylo vybráno pro výpočet svarového spojení.



Obr. 5.30 – Místo maximálního napětí – zatížení vyklápění do zadu (α = 50°)

6. Výpočet svarů

Pro výpočet svarového spojení byla vybrána dvě místa. Uvažuje se statické zatížení svarů.

1. Oblast spojení přední hlavní pření příčky s podélným nosníkem, při vyklápění do boku (α = 45°). Hodnota maximálního napětí **264,6 MPa**. Toto místo nazvu **oblast 1**.
2. Oblast spojení koule s hlavní zadní příčkou, při vyklápění do zadu (α = 50°). Hodnota maximálního napětí **288,2 MPa**. Toto místo nazvu **oblast 2**.

6.1 Dílčí výpočty

Pro výpočet svarového spojení byla použita norma **ČSN 05 0120-71**. Tato norma platí pro výpočet svarových spojů strojních konstrukcí, vyrobených z uhlíkových ocelí pevnostní řady 350 až 520 MPa, jsou li provozní teploty od -20°C do +150°C. Neuvažuje se vznik náhlých křehkých lomů, změna mechanických hodnot materiálu způsobených teplotou a vliv vlastních pnutí. Norma neplatí pro výpočet svarových spojů konstrukcí na retré se vztahuje ustanovení zvláštních norem, například tlakové nádoby, jeřáby, rypadla, potrubí apod. Na svařované dílce se doporučuje použít materiály se svařitelností zaručenou nebo zaručenou podmíněnou (stupně svařitelnosti viz ČSN 05 1310). Obě svarová spojení budou realizována koutovým svarem.

6.1.1 Výpočet svaru v oblasti 1

Všechny hodnoty napětí jsou brány ze softwaru Pro/Engineer wildfire 3.0, mudul Pro/Mechanica Structure.

Byla zvolena elektroda E – B 122, mez kluzu R_e = 430 MPa.

- Smykové napětí kolmé na směr svaru $\tau^{\perp}$ = 29, 87 MPa
- Smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru $\tau^{\parallel}$ = 72,9 MPa
- Normálné napětí rovnoběžné se směrem svaru $\sigma^{\parallel}$ = 20,98 MPa
- Převodní součinitel svarového spojení čelní $\alpha^{\tau}{}_{\perp}$ = 0,9
- Převodní součinitel svarového spojení boční $\alpha^{\tau}{}_{\parallel}$ = 0,8
- Mez kluzu v tahu R_e = 430 MPa
- Součinitel bezpečnosti k = 1,5
- Výška koutového svaru a = 3mm

- Hloubka závaru (při svařování metodou MIG)
  t = 0,2 . a = 0,2 . 3 = 0,6 mm
- Součinitel výšky koutového svaru (pro a ≤ 7 mm)
  β_{sv} = 1,3 – 0,03.t = 1,3 – 0,03 . 0,6 = 1,282

Koutové svarové spoje musí vyhovovat podmínce:

$$\tau_S = \sqrt{\left(\frac{\tau_\perp}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_\parallel}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \beta_{sv}\frac{R_e}{k} \qquad (3)$$

$$\tau_S = \sqrt{\left(\frac{29{,}87}{0{,}9}\right)^2 + \left(\frac{72{,}9}{0{,}8}\right)^2} \leq 1{,}282 \cdot \frac{430}{1{,}5}$$

τ_S = 97 MPa ≤ 367,5 MPa ⟶ **podmínka vyhovuje**

Koutové svary spojující stěnu a pás nosníku (krční svary) musí vyhovovat podmínce:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma^2{}_{\parallel} + \left(\frac{\tau_\perp}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_\parallel}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \beta_{sv}\frac{R_e}{k} \qquad (4)$$

$$\sigma_S = \sqrt{20{,}98^2 + \left(\frac{29{,}87}{0{,}9}\right)^2 + \left(\frac{72{,}9}{0{,}8}\right)^2} \leq 1{,}282 \cdot \frac{430}{1{,}5}$$

τ_S = 99,22 MPa ≤ 367,5 MPa ⟶ **podmínka vyhovuje**

6.1.2 Výpočet svaru v oblasti 2

Všechny hodnoty napětí jsou brány ze softwaru Pro/Engineer wilfire 3.0, mudul Pro/Mechanica Structure.

Byla zvolena elektroda E – B 122, mez kluzu R_e = 430 MPa.

- Smykové napětí kolmé na směr svaru $\tau^{\perp}$ = 116,2 MPa
- Smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru $\tau^{\parallel}$ = 24,13 MPa
- Normálné napětí rovnoběžné se směrem svaru $\sigma^{\parallel}$ = 150,9 MPa
- Převodní součinitel svarového spojení čelní $\alpha^{\tau}{}_{\perp}$ = 0,9
- Převodní součinitel svarového spojení boční $\alpha^{\tau}{}_{\parallel}$ = 0,8
- Mez kluzu v tahu R_e = 430 MPa
- Součinitel bezpečnosti k = 1,5
- Výška koutového svaru a = 3mm

- Hloubka závaru (při svařování metodou MIG)
  t = 0,2 . a = 0,2 . 3 = 0,6 mm
- Součinitel výšky koutového svaru (pro a ≤ 7 mm)
  B_{sv} = 1,3 – 0,03.t = 1,3 – 0,03 . 0,6 = 1,282

Koutové svarové spoje musí vyhovovat podmínce:

$$\tau_S = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \beta_{sv} \frac{R_e}{k} \qquad (5)$$

$$\tau_S = \sqrt{\left(\frac{116{,}2}{0{,}9}\right)^2 + \left(\frac{24{,}13}{0{,}8}\right)^2} \leq 1{,}282 \cdot \frac{430}{1{,}5}$$

τ_S = 132,58 MPa ≤ 367,5 MPa ⟶ **podmínka vyhovuje**

Koutové svary spojující stěnu a pás nosníku (krční svary) musí vyhovovat podmínce:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma^2_{\parallel} + \left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} \leq \beta_{sv} \frac{R_e}{k} \qquad (6)$$

$$\sigma_S = \sqrt{150{,}9^2 + \left(\frac{116{,}2}{0{,}9}\right)^2 + \left(\frac{24{,}13}{0{,}8}\right)^2} \leq 1{,}282 \cdot \frac{430}{1{,}5}$$

σ_S = 200,87 MPa ≤ 367,5 MPa ⟶ **podmínka vyhovuje**

7. Závěr

Ve své diplomové práci jsem zpracoval rešeršní řešení konstrukčních prvků podvozku z hlediska použití a jízdních vlastností. Převážně jsem čerpal z internetových stránek CRS Marketingu, předního dodavatele výměnných systémů. Všechny dílčí součásti výměnného systému nástaveb byly v této práci popsány na úrovni informativní. Tato práce obsahuje výčet informací o tom, co lze v současnosti ohledně výměnných systémů na trhu pořídit. Je zde vidět také srovnání jednotlivých použitých konstrukčních prvků. Z celého zpracování lze pozorovat, že systém výměnných nástaveb je čím dál tím více žádanější a to z důvodu značné finanční úspory pro odběratele. Dále jsou tyto vozy vybaveny moderní technikou, která umožňuje větší přesnost a efektivitu práce.

Dále jsem provedl návrh koncepčních řešení. V této fázi jsem navrhl jednotlivé konstrukční prvky a dle zvolené koncepce vytvořil model rámu. Na modelu rámu byla provedena pevnostní kontrola. Byla provedena pouze statická analýza rámu. Rám jsem řešil v pěti zatěžovacích stavech, které již byly popsány v této diplomové práci. Konstrukce rámu vyhověla všem požadavkům, které byly požadovány v zadání. Doufám, že toto zpracování alespoň nějakým způsobem pojednalo o dané problematice a třeba může někomu v budoucnu dobře posloužit při pořizování výměnného systému.

Literatura

[1] Jurášek, O.: Nosné konstrukce stavebních strojů, skripta VUT v Brně, 1986
[2] PACAS, B. a kol.: Dynamika stavebních a zemědělských strojů, SNTL Praha, 1987
[3] BOHÁČEK, F. a kol.: Části a mechanismy strojů I – zásady konstruování spoje, skripta VUT v Brně, 1981.
[4] Ing. Pavel Svoboda, CSc.: Základy konstruování, skripta VUT v Brně, 2003
[5] FIALA, J., SVOBODA, P., ŠIMONOVSKÝ, M.: Strojnické tabulky, 1988
[6] DOBROVOLNÝ, B.: Technická příručka pro konstruktéry, 1944
[7] Česká technická norma – Navrhování ocelových konstrukcí ČSN 73 1401, Vydal Český normalizační institut, v Praze 1998
[8] Zdeněk Konečný, Václav Krys: Pro/Engineer, CAD III – Pevnostní analýzy, multimediální text, http://robot.vsb.cz/skripta-cad-iii/

Internetové zdroje

www.crs-marketing.cz
www.krampe.de
www.annaburger.de
www.zdt.cz
www.farmweb.cz
www.prodej-pneu.cz/TechnicalHelper.aspx?help=3

8. Seznam použitých symbolů

T	- těžiště	[-]
H	- místo, kde je hydraulický válec	[-]
H_1	- místo úchytu na zdvihací hydrauliku	[-]
H_2	- místo úchytu na zdvihací hydrauliku	[-]
P_1	- podpora 1 (přední koule 1)	[-]
P_2	- podpora 2 (zadní koule 2)	[-]
P_3	- podpora 3 (zadní koule 3)	[-]
M	- maximální hmotnost	[kg]
g	- tíhové zrychlení	[$m.s^{-2}$]
l	- vzdálenost těžiště ke klopné hraně v příčném směru	[m]
l_T	- výška těžiště	[m]
l_1	- poloměr vyklápění	[m]
l_2	- okamžitá vzdálenost těžiště od osy rámu při vyklápění	[m]
x	- okamžitá výška těžiště při vyklápění	[m]
y	- okamžitá vzdálenost těžiště od klopné hrany při vyklápění	[m]
α	- okamžitý úhel vyklápění	[°]
β	- úhel při nulovém úhlu vyklápění	[°]
γ	- úhel sevřený mezi vektory tíhové a síly působící na podpory	[°]
ψ	- úhel sevřený mezi vektory tíhové a síly působící na zvedací hydrauliku	[°]
F_G	- tíhová síla	[N]
F_{roz}	- síla působící při rozjezdu	[N]
F_H	- síla působící na zdvihací hydrauliku	[N]
F_{Hy}	- síla působící na zdvihací hydrauliku ve směru osy Y	[N]
F_{Hz}	- síla působící na zdvihací hydrauliku ve směru osy Z	[N]
F_{H1_x}	- síla působící na úchyt hydrauliky v místě H_1 v ose X	[N]
F_{H1_y}	- síla působící na úchyt hydrauliky v místě H_1 v ose Y	[N]
F_{H2_x}	- síla působící na úchyt hydrauliky v místě H_2 v ose X	[N]
F_{H2_y}	- síla působící na úchyt hydrauliky v místě H_2 v ose Y	[N]
F_P	- síla působící na podpory P_1 a P_2	[N]
F_{Px}	- síla působící na podpory P_1 a P_2 ve směru osy X	[N]
F_{Py}	- síla působící na podpory P_1 a P_2 ve směru osy Y	[N]
F_{P1_x}	- síla působící na podporu P_1 ve směru osy X	[N]
F_{P1_y}	- síla působící na podporu P_1 ve směru osy Y	[N]
F_{P2_x}	- síla působící na podporu P_2 ve směru osy X	[N]
F_{P2_y}	- síla působící na podporu P_2 ve směru osy Y	[N]
F_{P3_x}	- síla působící na podporu P_3 ve směru osy X	[N]
F_{P3_y}	- síla působící na podporu P_3 ve směru osy Y	[N]
F_{roz}	- setrvačná síla působící na rám při rozjezdu	[N]
F_{brz}	- setrvačná síla působící na rám při brzdění	[N]
F_{roz_r}	- reakční síla působící na rám při rozjezdu způsobená momentem od těžiště	[N]
F_{brz_r}	- reakční síla působící na rám při brzdění způsobená momentem od těžiště	[N]

M_{roz}	- moment působící na rám při rozjezdu	[N.m]
M_{brz}	- moment působící na rám při brzdění	[N.m]
pi	- 180	[°]
pipul	- 90	[°]
f_y, R_e	- mez kluzu	[MPa]
f_D	- dovolené napětí, které obsahuje dynamický součinitel	[MPa]
f_{yd}	- hodnota návrhové pevnosti oceli odvozená od meze kluzu	[MPa]
τ_s	- redukované smykové napětí	[MPa]
σ_s	- redukované normálové napětí	[MPa]
γ_M	- součinitel spolehlivosti materiálu (tab. 6.1 ČSN 73 1401)	[-]
k_D	- dynamický součinitel	[-]
$\tau^{\perp}$	- smykové napětí kolmé na směr svaru	[MPa]
$\tau^{\parallel}$	- smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru	[MPa]
$\sigma^{\parallel}$	- normálné napětí rovnoběžné se směrem svaru	[MPa]
$\alpha^{\tau}{}_{\perp}$	- převodní součinitel svarového spojení čelní	[-]
$\alpha^{\tau}{}_{\parallel}$	- převodní součinitel svarového spojení boční	[-]
k	- součinitel bezpečnosti	[-]
a	- výška koutového svaru	[mm]
t	- hloubka závaru (při svařování metodou MIG)	[mm]
β_{sv}	- Součinitel výšky koutového svaru (pro a ≤ 7 mm)	[-]

9. Seznam příloh

Příloha 1.: Výpočet sil působících při vyklápění do boku
Příloha 2.: Výpočet sil působících při vyklápění do zadu
Příloha 3.: Výpočet sil působících při rozjezdu a brzdění
Příloha 4.: DVD

9.1 Seznam příloh – výkresová dokumentace

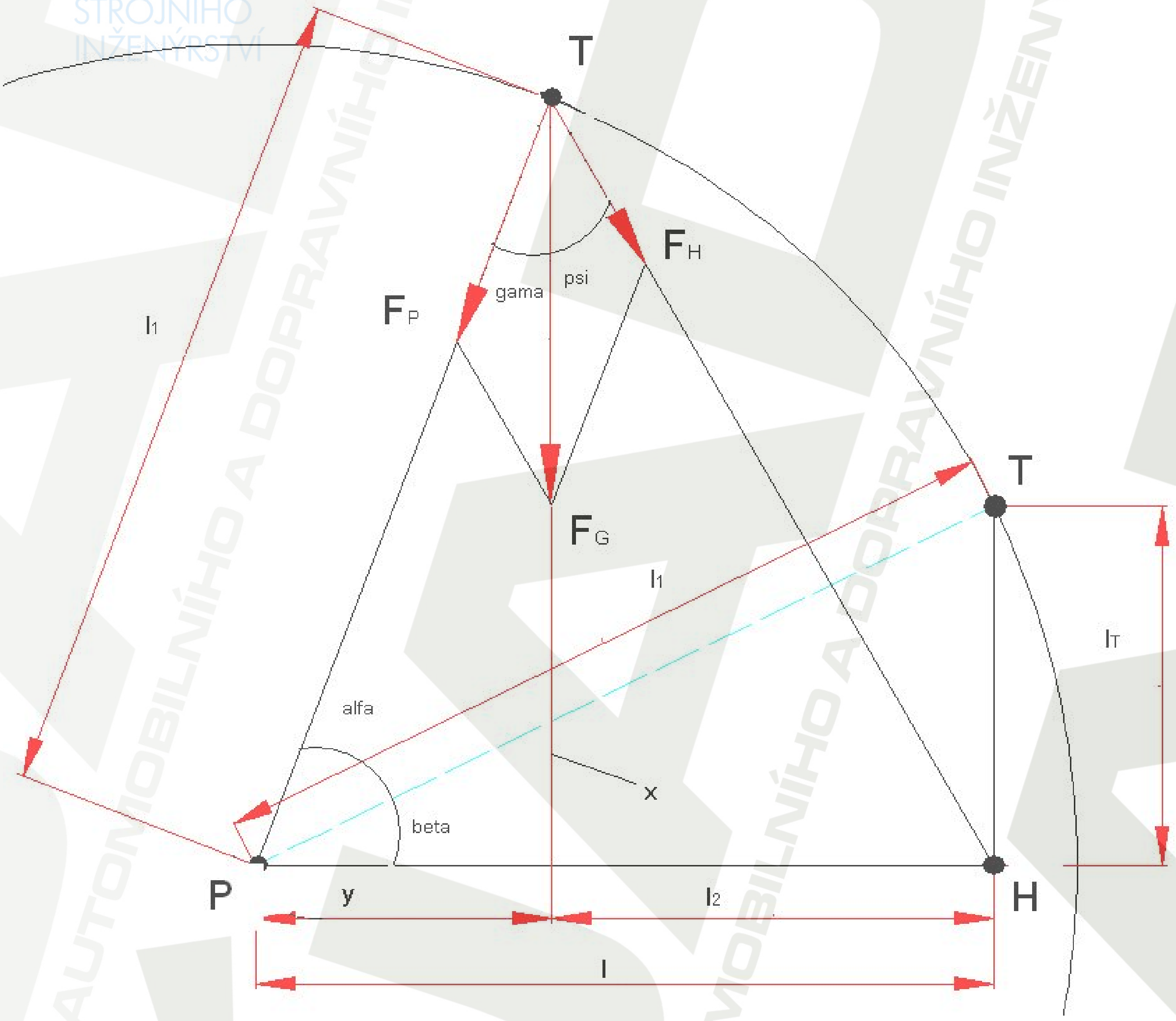
1 – S33 - 02/00	Rám podvozku
4 – S33 – 02/01	Plotna pro nápravu
4 – S33 – 02/02	Koule
4 – S33 – 02/03	Plech na boční čela
4 – S33 – 02/04	Plech na přední čela
4 – S33 – 02/05	Plotna pro oko oje
4 – S33 – 02/06	Úchyt pro hydr. válec
4 – S33 – 02/07	Žebro 1
4 – S33 – 02/08	Žebro 2
4 – S33 – 02/09	Plech pod úchyt hydr. válce
4 – S33 – 02/10	Plech pro odstavnou nohu

10. Přílohy

Příloha 1.: Výpočet sil působících při vyklápění do boku

Výpočty byly vytvořeny v softwaru MathCAD 12.

Schéma, dle kterého byly odvozeny výpočty sil, působících na rám při vyklápění. Schéma je stejné pro oba způsoby vyklápění tj. dopředu i dozadu. Jediné co se mění, je vzdálenost těžiště od klopné hrany, v podélném a příčném směru. Tato vzdálenost je označena symbolem malé **l**. Více (obr. 10.1)



Obr. 10.1 – Schéma výpočtu působících sil na rám

Úhel vyklápění (α = 1°)

$M := 20000kg$ $l := 1m$ $l_T := 0.75m$ $\alpha := 1deg$

$pi := 180deg$ $pipul := 90deg$

$l_1 := \sqrt{l^2 + l_T^2}$ $l_1 = 1.25\,m$

$\beta := atan\left(\frac{l_T}{l}\right)$ $\frac{\beta}{deg} = 36.87$

$x := l_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)$ $x = 0.7673\,m$

$y := \sqrt{l_1^2 - x^2}$ $y = 0.9868\,m$

$l_2 := l - y$ $l_2 = 0.0132\,m$

$\gamma := pi - (pipul + \alpha + \beta)$ $\frac{\gamma}{deg} = 52.13$

$\psi := atan\left(\frac{l_2}{x}\right)$ $\frac{\psi}{deg} = 0.989$

$F_G := M \cdot g$ $F_G = 1.96133 \times 10^5\,N$

$F_{Hy} := F_G \cdot \frac{y}{y + l_2}$ $F_{Hy} = 1.93535883 \times 10^5\,N$

$F_{Hx} := F_{Hy} \cdot \tan(\psi)$ $F_{Hx} = 3.33976166 \times 10^3\,N$

$F_{H2_x} := \frac{F_{Hx}}{2}$ $F_{H2_x} = 1.66988083 \times 10^3\,N$

$F_{H2_y} := \frac{F_{Hy}}{2}$ $F_{H2_y} = 9.67679417 \times 10^4\,N$

$F_{H1_x} := F_{H2_x}$ $F_{H1_x} = 1.66988083 \times 10^3\,N$

$F_{H1_y} := F_{H2_y}$ $F_{H1_y} = 9.67679417 \times 10^4\,N$

$F_{Py} := F_G - F_{Hy}$ $\quad F_{Py} = 2.59711663 \times 10^3 \, N$

$F_{Px} := F_{Py} \cdot \tan(\gamma)$ $\quad F_{Px} = 3.33976166 \times 10^3 \, N$

$F_{P1_y} := \frac{F_{Py}}{2}$ $\quad F_{P1_y} = 1.29855831 \times 10^3 \, N$

$F_{P1_x} := \frac{F_{Px}}{2}$ $\quad F_{P1_x} = 1.66988083 \times 10^3 \, N$

$F_{P2_y} := F_{P1_y}$

$F_{P2_x} := F_{P1_x}$

Úhel vyklápění (α = 45°)

$M := 20000 kg \quad l := 1m \quad l_T := 0.75m \quad \alpha := 45deg$

$pi := 180deg \quad pipul := 90deg$

$l_1 := \sqrt{l^2 + l_T^2}$ $\quad l_1 = 1.25 \, m$

$\beta := \operatorname{atan}\left(\frac{l_T}{l}\right)$ $\quad \frac{\beta}{deg} = 36.87$

$x := l_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)$ $\quad x = 1.2374 \, m$

$y := \sqrt{l_1^2 - x^2}$ $\quad y = 0.1768 \, m$

$l_2 := l - y$ $\quad l_2 = 0.8232 \, m$

$\gamma := pi - (pipul + \alpha + \beta)$ $\quad \frac{\gamma}{deg} = 8.13$

$\psi := \operatorname{atan}\left(\frac{l_2}{x}\right)$ $\quad \frac{\psi}{deg} = 33.634$

$F_G := M \cdot g$ $\quad F_G = 1.96133 \times 10^5 \, N$

$F_{Hy} := F_G \cdot \frac{y}{y + l_2}$ $F_{Hy} = 3.46717436 \times 10^4 \, N$

$F_{Hx} := F_{Hy} \cdot \tan(\psi)$ $F_{Hx} = 2.30658938 \times 10^4 \, N$

$F_{H2_x} := \frac{F_{Hx}}{2}$ $F_{H2_x} = 1.15329469 \times 10^4 \, N$

$F_{H2_y} := \frac{F_{Hy}}{2}$ $F_{H2_y} = 1.73358718 \times 10^4 \, N$

$F_{H1_x} := F_{H2_x}$ $F_{H1_x} = 1.15329469 \times 10^4 \, N$

$F_{H1_y} := F_{H2_y}$ $F_{H1_y} = 1.73358718 \times 10^4 \, N$

$F_{Py} := F_G - F_{Hy}$ $F_{Py} = 1.61461256 \times 10^5 \, N$

$F_{Px} := F_{Py} \cdot \tan(\gamma)$ $F_{Px} = 2.30658938 \times 10^4 \, N$

$F_{P1_y} := \frac{F_{Py}}{2}$ $F_{P1_y} = 8.07306282 \times 10^4 \, N$

$F_{P1_x} := \frac{F_{Px}}{2}$ $F_{P1_x} = 1.15329469 \times 10^4 \, N$

$F_{P2_y} := F_{P1_y}$

$F_{P2_x} := F_{P1_x}$

Příloha 2.: Výpočet sil působících při vyklápění do zadu

Úhel vyklápění (α = 1°)

$M := 20000kg$ $\quad l := 2m$ $\quad l_T := 0.75m$ $\quad \alpha := 1deg$

$pi := 180deg$ $\quad pipul := 90deg$

$l_1 := \sqrt{l^2 + l_T^2}$ $\qquad l_1 = 2.136\,m$

$\beta := atan\left(\frac{l_T}{l}\right)$ $\qquad \frac{\beta}{deg} = 20.556$

$x := l_1 \cdot \sin(\alpha + \beta)$ $\qquad x = 0.7848\,m$

$y := \sqrt{l_1^2 - x^2}$ $\qquad y = 1.9866\,m$

$l_2 := l - y$ $\qquad l_2 = 0.0134\,m$

$\gamma := pi - (pipul + \alpha + \beta)$ $\qquad \frac{\gamma}{deg} = 68.444$

$\psi := atan\left(\frac{l_2}{x}\right)$ $\qquad \frac{\psi}{deg} = 0.978$

$F_G := M \cdot g$ $\qquad F_G = 1.96133 \times 10^5\,N$

$F_{Hy} := F_G \cdot \frac{y}{y + l_2}$ $\qquad F_{Hy} = 1.94819506 \times 10^5\,N$

$F_{Hz} := F_{Hy} \cdot \tan(\psi)$ $\qquad F_{Hz} = 3.32495809 \times 10^3\,N$

$F_{H2_y} := \frac{F_{Hy}}{2}$ $\qquad F_{H2_y} = 9.74097528 \times 10^4\,N$

$F_{H1_y} := F_{H2_y}$ $\qquad F_{H1_y} = 9.74097528 \times 10^4\,N$

$F_{Py} := F_G - F_{Hy}$ $\qquad F_{Py} = 1.31349432 \times 10^3\,N$

$F_{P2_y} := \frac{F_{Py}}{2}$ $\qquad F_{P2_y} = 656.7471589\,N$

$F_{Pz} := F_{Py} \cdot \tan(\gamma)$ $\qquad F_{Pz} = 3.32495809 \times 10^3\,N$

$F_{P2_z} := \frac{F_{Pz}}{2}$ $\qquad F_{P2_z} = 1.66247905 \times 10^3\,N$

Úhel vyklápění (α = 50°)

$M := 20000kg \quad l := 2m \quad l_T := 0.75m \quad \alpha := 50deg$

$pi := 180deg \quad pipul := 90deg$

$l_1 := \sqrt{l^2 + l_T^2}$ $\quad l_1 = 2.136\,m$

$\beta := atan\left(\frac{l_T}{l}\right)$ $\quad \frac{\beta}{deg} = 20.556$

$x := l_1 \cdot sin(\alpha + \beta)$ $\quad x = 2.0142\,m$

$y := \sqrt{l_1^2 - x^2}$ $\quad y = 0.711\,m$

$l_2 := l - y$ $\quad l_2 = 1.289\,m$

$\gamma := pi - (pipul + \alpha + \beta)$ $\quad \frac{\gamma}{deg} = 19.444$

$\psi := atan\left(\frac{l_2}{x}\right)$ $\quad \frac{\psi}{deg} = 32.617$

$F_G := M \cdot g$ $\quad F_G = 1.96133 \times 10^5 N$

$F_{Hy} := F_G \cdot \frac{y}{y + l_2}$ $\quad F_{Hy} = 6.97293892 \times 10^4 N$

$F_{Hz} := F_{Hy} \cdot tan(\psi)$ $\quad F_{Hz} = 4.46227646 \times 10^4 N$

$F_{H2_y} := \frac{F_{Hy}}{2}$ $\quad F_{H2_y} = 3.48646946 \times 10^4 N$

$F_{H1_y} := F_{H2_y}$ $\quad F_{H1_y} = 3.48646946 \times 10^4 N$

$F_{Py} := F_G - F_{Hy}$ $\quad F_{Py} = 1.26403611 \times 10^5 N$

$F_{P2_y} := \frac{F_{Py}}{2}$ $\quad F_{P2_y} = 6.32018054 \times 10^4 N$

$F_{Pz} := F_{Py} \cdot tan(\gamma)$ $\quad F_{Pz} = 4.46227646 \times 10^4 N$

$F_{P2_z} := \frac{F_{Pz}}{2}$ $\quad F_{P2_z} = 2.23113823 \times 10^4 N$

Příloha 3.: Výpočet působících sil při rozjezdu a brzdění

$M := 20000 kg$ $a := 6 \frac{m}{s^2}$ $l_T := 0.75 m$ $l := 2 m$

$F_{roz} := M \cdot a$ $F_{roz} = 1.2 \times 10^5 N$

$M_{roz} := F_{roz} \cdot l_T$ $M_{roz} = 9 \times 10^4 N \cdot m$

$F_{roz_r} := \frac{M_{roz}}{l}$ $F_{roz_r} = 4.5 \times 10^4 N$

$F_{brz_r} := -F_{roz_r}$ $F_{brz_r} = -4.5 \times 10^4 N$

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ