



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘÍVĚS PRO STAVEBNÍ STROJE

TRAILER FOR THE BUILDING MACHINERY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Robert Kramoliš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Robert Kramoliš
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Přívěs pro stavební stroje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce a pevnostní analýza stavebního přívěsu pro silniční dopravu. Koncepce vytvořena pro použití různých druhů odpružení náprav. Koncepce přívěsu zohledňuje legislativní požadavky pro přívěsy z hlediska použití bezpečnostních prvků, povolených rozměrů a hmotností dle nařízení. Přívěs bude schopen přepravit stavební stroje s kolovým i pásovým podvozkem. Technické parametry a požadavky:

Maximální technicky přípustná (povolená) hmotnost 24000 kg.

Délka přívěsu cca 8000 mm.

Transportní rychlost 90 km/h.

Úchyty v rámu pro zajištění stroje.

Dvojice odpružených náprav – pneumatická/hydraulická.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných konstrukčních řešení automobilních přívěsů.

Kritická rešerše legislativních požadavků u přepravníků stavebních strojů.

Návrh konstrukce včetně jednotlivých konstrukčních celků, jejich popis a zhodnocení.

Pevnostní analýza konstrukce pro zátěžné stavy jízdního režimu a nakládky/vykládky stroje.

Celková sestava stavebního přívěsu.

Podsestava rámu stavebního přívěsu.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002.

ISBN 8072042572.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

ředitel ústavu děkan fakulty

ABSTRAKT

V diplomové práci se zabývám návrhem a dále pevnostní kontrolou hlubinného podvalníku s odnímatelným labutím krkem pro přepravu stavebních strojů. První část diplomové práce je věnována rešerši užívaných přepravníků v dnešní době a dále je shrnuta legislativa týkající se tohoto zařízení. V dalších částech je řešený konstrukční návrh přívěsu, tvorba výpočtového modelu a prezentace získaných výsledků. K diplomové práci jsou přiloženy výkresy celku a podsestava rámu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hlubinný podvalník s odnímatelným labutím krkem, přívěs, nákladní doprava, pevnostní analýza

ABSTRACT

In this diploma thesis, I deal with conception and strength analysis of lowbed detachable gooseneck trailer for construction machinery. First part of thesis is about trailers used these days with brief legal requirements for this device. Rest of the thesis contains construction of trailer, creation of finite element model, and presentation of achieved results. This diploma thesis contains drawing documentation.

KEYWORDS

Lowbed detachable gooseneck trailer, trailer, road haulage, strength analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRAMOLIŠ, Robert. *Přívěs pro stavební stroje* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124553>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Přemysla Pokorného a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 17. června 2020

.....

Robert Kramoliš

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za připomínky a rady při práci na této závěrečné práci. Dále bych rád poděkoval mé rodině a přátelům za motivaci a neskonalou podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Automobilní přívěsy na přepravu stavebních strojů.....	13
1.1 Nákladní automobil s valníkovou nástavbou	13
1.2 Podvalník	14
1.3 Hlubinný podvalník	14
1.4 Modulový přepravník	15
2 Legislativa.....	16
2.1 Zákon č. 193/2018 SB.	16
2.2 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel a jejich rozdělení na nápravy	17
2.3 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav	18
3 Konstrukce přívěsu.....	19
3.1 Rám	19
3.2 Nápravové agregáty	22
3.2.1 Nápravy	22
3.2.2 Odpružení	23
3.3 Tažná oj.....	23
3.4 Točnice a královský čep	24
3.5 Další části přívěsu	24
4 Klasifikace zatížení přívěsu	26
4.1 Stání, konstantní jízda	26
4.2 Akcelerace	27
4.3 Průjezd zatáčkou	27
4.4 Brzdění	29
4.5 Nakládka-vykládka stavebního stroje.....	31
5 Volba lineárních hydromotorů.....	33
5.1 Hydromotory na zdvih ložné plochy	33
5.2 Hydromotory pro zajištění labutího krku.....	36
6 Výpočet čepů	37
6.1 Čep pro spojení stojiny a svařence tvaru L.....	37
6.2 Čep lineárních hydromotorů na zdvih ložné plochy	39
7 Tvorba MKP modelu.....	41
7.1 Výpočtový model.....	41
7.2 Nahrazení částí přívěsu	42
7.2.1 Tažná oj	42
7.2.2 Nápravy s odpružením.....	43

7.2.3	Točnice.....	45
7.2.4	Lineární hydromotory	45
7.2.5	Zatížení od přepravovaného vozidla	45
7.3	Zátěžné stavy	46
7.3.1	Stání, konstantní jízda	47
7.3.2	Akcelerace.....	47
7.3.3	Průjezd zatáčkou	47
7.3.4	Brzdění vyrovnané	47
7.3.5	Brzdění pouze tažným vozidlem.....	47
7.3.6	Brzdění pouze přívěsem	47
7.3.7	Nakládka stroje	47
7.4	Mezní stav únosnosti	48
8	Pevnostní analýza	49
8.1	Stání konstantní jízda	49
8.2	Akcelerace	51
8.3	Průjezd zatáčkou.....	53
8.4	Brzdění vyrovnané	55
8.5	Brzdění pouze tažným vozidlem	57
8.6	Brzdění přívěsem.....	57
8.7	Nakládka.....	59
Závěr	62
Seznam použitých zkratk a symbolů	65
Seznam příloh.....	67
Seznam samostatných příloh.....	67

ÚVOD

Doprava je organizovaná, záměrně provozovaná činnost, která slouží k přemísťování osob, nebo věcí z místa na místo. Z historického hlediska je téměř stejně stará jako lidstvo samo a dalo by se říct, že je nosným pilířem celé lidské civilizace. Doprava se dnes dělí podle různých kritérií, jejichž podstatu nejčastěji tvoří prostředí, ve kterém se doprava uskutečňuje, a způsob uskutečňování dopravy v daném prostředí. Hovoří se pak obecně o dopravě pozemní, vzdušné, vodní, podzemní, podle způsobu uskutečňování dopravy na dopravní cestě se pak doprava dělí na silniční, železniční, leteckou anebo plavební, podle druhu se doprava rozděluje na osobní nebo nákladní.

Nezastupitelnou a stále rostoucí úlohu v dopravě má doprava silniční přes veškerá negativa, která jsou s jejich existencí spojená, a mezi která lze zejména zařadit systematické poškozování životního prostředí a fatální závislost na neobnovitelných zdrojích fosilních paliv. Přesto intenzita silniční dopravy neustále narůstá, zvyšují se počty vozidel a četnost jejich používání, snižuje se kvalita a propustnost silniční sítě a tyto faktory zvyšují i pouhou teoretickou pravděpodobnost vzniku dalšího negativního jevu spojeného se silniční dopravou – dopravní nehody. [1]

Ve stavebnictví se nepřepravuje v dnešní době pouze materiál, ale přepravujeme i stavební stroje (rypadla, nakladače, dempřry, grejdry, dozery (Obr. 1), drtiče, třídiče, jeřáby) a potřebnou techniku, u nichž je s ohledem na vzdálenost přesunu, jejich hmotnost a rozměry nerentabilní doprava po vlastní ose, nebo se jedná o takové mechanismy, jejichž provoz na pozemních komunikacích je zcela vyloučen.



Obr. 1 Caterpillar CAT D66 XE[12]

Dozery jsou traktorové stroje, sloužící k rozhrnování/hrnutí zeminy, popř. k demolici. Jejich pracovním nástrojem je radlice, někdy bývají opatřeny i rozrývačem. Většinu času se pohybují na pásovém podvozku, a proto je složitější jejich přeprava mezi stanovišti. Pracovní proces dozeru je dán schopností odřezávat zeminu radlicí a hrnout ji na kratší vzdálenost. Největší výkonnosti dosahuje dozer při práci v lehkých zeminách a hrnutí do vzdálenosti cca 60 metrů. Na větších vzdálenostech již dochází ke ztrátám zeminy podél boků radlice [13].

1 AUTOMOBILNÍ PŘÍVĚSY NA PŘEPRAVU STAVEBNÍCH STROJŮ

NÁVĚS

Návěs je přípojné vozidlo používané pro dopravu nákladu, které nemá vlastní zdroj pohonu a je určeno k tažení motorovým vozidlem. Přitom platí, že větší část celkové hmotnosti návěsu spočívá na nápravách návěsu, a zbylá část spočívá na tahači. Pro příznivé zatížení hnací nápravy tahače a dobré jízdní vlastnosti doznávají návěsy v celosvětovém měřítku velkého uplatnění, a to především v dálkové dopravě. [3]

Při jízdě je návěs připojen k tahači pomocí královského čepu, který přenáší všechny horizontální i vertikální síly mezi tahačem a návěsem. Čep je tak vystaven vysokému namáhání, a proto po čase dochází k jeho opotřebení. Po odpojení návěsu od tahače spočívá přední část návěsu na jedné nebo dvou teleskopických podpěrách. [2]

PŘÍVĚS

Přívěs je přípojné vozidlo používané jen pro dopravu nákladu, které nemá vlastní zdroj pohonu a je určeno k tažení motorovým vozidlem. Přitom platí, že na tažné vozidlo je přenášena jen nepodstatná část celkové hmotnosti přívěsu. K tažnému vozidlu je přívěs připojen pomocí oje vybavené tažným okem, které slouží k zavěšení do tažného zařízení motorového vozidla. Přívěsy s točnicí využívají oj, která je ve vertikální rovině kyvně uložena na otočné části podvozku a otáčí přední nápravou přívěsu v horizontální rovině, zatímco přívěsy bez točnice využívají tuhou oj, která je k přívěsu připevněna nepohyblivě. [2]

1.1 NÁKLADNÍ AUTOMOBIL S VALNÍKOVOU NÁSTAVBOU

Nákladní automobil s valníkovou nástavbou je nejjednodušší provedení nástavby nákladního automobilu (viz Obr 2). Je svým provedením určen zejména pro dopravu nákladu a je opatřen valníkovou karosérií a uzavřenou kabinou.



Obr. 2 Nákladní automobil s valníkovou nástavbou[14]

Ložný prostor může být kryt plachtou, přetaženou přes odnímatelnou nosnou konstrukci. Valníkový Nákladní automobil může být dále vybaven navijákem, hydraulickou rukou, zvedacím čelem apod.

1.2 PODVALNÍK

Nízkoložný přívěs (Obr. 3), nebo návěs se používá pro přepravu těžších a rozměrnějších stavebních strojů, nebo i břemen. Můžou se vyrábět s pevnou nebo roztažitelnou délkou ložné plochy. Vzadu je vybaven sklápěcí rampou, která zajišťuje dostatečně malý nájezdový úhel.



Obr. 3 Nízkoložný podvalník[15]

1.3 HLUBINNÝ PODVALNÍK

Hlubinný podvalník (Obr. 4) má ve většině případů odnímatelný labutí krk (přední část podvalníku ve tvaru „L“) který se při nakládce/vykládce odpojí, umožní nakládku stroje či břemena přímo na ložnou plochu a tím pádem nám vzniká minimální úhel nájezdu. Další nedílnou výhodou je nízko položené těžiště celé jízdní soupravy a předejde se tak případnému překlopení.



Obr. 4 Hlubinný podvalník[16]

Provedení s nájezdovými rampami není obvyklé kvůli většímu nájezdovému úhlu a velkému zatížení poslední nápravy při nakládce/vykládce.

1.4 MODULOVÝ PŘEPRAVNÍK

Ve stavebnictví se mohou vyskytovat požadavky na přepravu extrémně těžkých nebo extrémně rozměrných břemen. Za tímto účelem se používají těžkotonážní modulové přepravníky (Obr. 5). Jedná se o moduly s několika nápravami, které se sestavují do vhodné skladby takovým způsobem, aby vyhověly individuálním požadavkům přepravovaných nákladů, a to jak z hlediska délky a šířky, tak z hlediska nosnosti.



Obr. 5 Modulární podvalník[17]

Tyto moduly se konstruují buď bez pohonu nebo v provedení s hydrostatickým pohonem. Moduly jsou vybaveny výkyvnými nápravami s hydraulickým vyrovnáváním pro přizpůsobení se parametrům nákladu a přepravní trase. Všechna kola jsou řízena hydrostaticky a umožňují velký úhel natočení. [3]

2 LEGISLATIVA

Vyhláška č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích upravuje schvalování typu vozidel, činnost technických zkušeben a zkušebních stanic, podmínky jednotlivé výroby a přestavby silničního vozidla, povinnou výbavu a požadavky na zvláštní vozidla. V minulosti byla součástí uvedené vyhlášky část devátá, tj. spojitelnost a největší povolené hmotnosti a rozměry, a část desátá, tj. závady na vozidle, nicméně ke dni 30. 9. 2018 došlo ke zrušení § 34 až § 40 obsažených v těchto částech. [6]

Dne 1. 10. 2018 nabyla účinnosti vyhláška č. 209/2018 Sb. o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel, která tak nahrazuje zrušenou devátou část výše uvedené vyhlášky. Tato vyhláška zpracovává příslušné předpisy Evropské unie a upravuje:

- a) hodnoty hmotností a rozměrů vozidel a jízdních souprav, poměrů hmotností vozidel v jízdní soupravě a rozložení hmotnosti na nápravy, skupiny náprav, kola a skupiny kol, jejichž nedodržení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nebo stav pozemní komunikace,
- b) podmínky spojitelnosti vozidel v jízdní soupravu, jejichž nedodržení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích,
- c) podmínky použití sklopného nebo odnímatelného zařízení pro snížení aerodynamického odporu, jejichž nedodržení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích,
- d) rozsah údajů uváděných v dokladu o rozměrech vozidla. [6]

2.1 ZÁKON Č. 193/2018 SB.

Návrh konstrukce přípojných vozidel se řídí zákonem č. 193/2018 Sb. ze dne 15. srpna 2018. Tímto zákonem se mění zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Příloha tohoto zákona vymezuje 7 základních kategorií vozidel: [5]

Kategorie L – motorová vozidla zpravidla s méně než čtyřmi koly

Kategorie M – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu osob

Kategorie N – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu nákladů

Kategorie O – přípojná vozidla

Kategorie T – traktory zemědělské nebo lesnické

Kategorie S – pracovní stroje

Kategorie R – ostatní vozidla, která nelze zařadit do výše uvedených kategorií.

Před podrobnějším rozdělením kategorie O, je nutno definovat pojem „nejvyšší přípustná hmotnost“. Nejvyšší přípustná hmotnost je největší hmotnost, se kterou smí být v České republice vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích. Kategorie O – přípojná vozidla – se pak dále člení na: [5],[4]

Kategorie O1 – přípojná vozidla, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost nepřesahuje 750 kg

Kategorie O2 – přípojná vozidla, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost přesahuje 750 kg, nepřesahuje však 3 500 kg

Kategorie O3 – přípojná vozidla, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost přesahuje 3 500 kg, nepřesahuje však 10 000

Kategorie O4 – přípojná vozidla, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost přesahuje 10 000 kg

Kategorie OT1 – přípojná vozidla traktorů, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost nepřesahuje 1 500 kg

Kategorie OT2 – přípojná vozidla traktorů, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost přesahuje 1 500 kg, ale nepřesahuje 3 500 kg

Kategorie OT3 – přípojná vozidla traktorů, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost přesahuje 3 500 kg, nepřesahuje však 6 000 kg

Kategorie OT4 – přípojná vozidla traktorů, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost přesahuje 6 000 kg

Směrnice Evropské unie 2007/46/ES shodně definuje kategorie vozidel M, N, O. Kategorie vozidel L, OT, T, S a R jsou nad rámec značení EU formulovány českými předpisy. Z výše zmíněného je zřejmé, že navrhovaný přívěs spadá do kategorie O4

2.2 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ HMOTNOSTI SILNIČNÍCH VOZIDEL A JEJICH ROZDĚLENÍ NA NÁPRAVY

Hodnoty hmotností na nápravu, skupinu náprav vozidla a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nebo stav pozemní komunikace činí:

a) u jednotlivé nápravy – 10,00 t,

b) u dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav při jejich dílčím rozvoru

1. méně než 1,0 m – 11,00 t,

2. od 1,0 m a méně než 1,3 m – 16,00 t,

3. od 1,3 m a méně než 1,8 m – 18,00 t,
- c) u trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení všech náprav při jejich dílčím rozvoru
1. do 1,3 m včetně – 21,00 t,
 2. nad 1,3 m do 1,4 m včetně – 24,00 t,
 3. nad 1,4 m do 1,8 m včetně – 27,00 t,
- d) nad hodnotu dílčího rozvoru náprav 1,8 m je náprava považována za samostatnou.

2.3 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ ROZMĚRY VOZIDEL A JÍZDNÍCH SOUPRAV

Rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, jsou:

- a) šířka, která činí u vozidel kategorií M, N, O, R, T nebo C, není-li uvedeno jinak – 2,55m,
- b) výška, která činí u vozidel kategorií N nebo O určených pro přepravu vozidel – 4,20 m,
- c) délka, která činí u
 1. jízdní soupravy motorového vozidla s návěsem – 16,50 m,
 2. jízdní soupravy motorového vozidla s přívěsem – 18,75 m,
 3. jízdní soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem kategorie O určeným pro přepravu vozidel – 20,75 m.

Za jízdní soupravu se považuje pouze takové spojení tažného a přípojného vozidla, které umožňuje vzájemný pohyb obou vozidel. Pokud je spojení při jízdě pevné, bez stupňů volnosti, považuje se takové spojení vozidel za jednotlivé vozidlo. [6]

Při konstrukci přívěsu musíme zohledňovat řadu zákonů vyhlášek a předpisů, které shodně definují také směrnice EU.

- Osvětlení (EHK48)[7]
- Pneumatiky (ES 458)
- Systém proti rozstříku (EHS 91-226)[8]
- Brzdy (EHK 13)[9]
- Spojovací zařízení (EHK 55)[10]

Pro rozsah a snadnost dohledání další legislativy, ji nebudu více rozvádět.

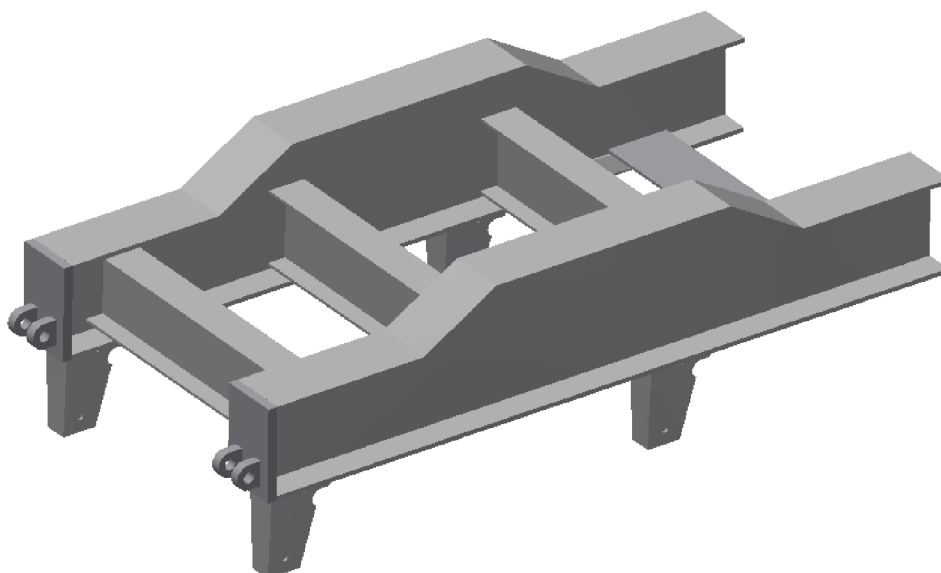
3 KONSTRUKCE PŘÍVĚSU

3.1 RÁM

Po konzultaci s vedoucím, jsem se rozhodl přívěs navrhnout v provedení hlubinného podvalníku s odnímatelným labutím krkem. K hlavním důvodům patří bezpečnější nakládka a vykládka stroje, který najíždí přímo na ložnou plochu umístěnou těsně nad zemí. Díky tomu se získá minimální nájezdový úhel a předejde se případnému převrácení stroje z přívěsu. Další výhodou je snížení těžiště celé jízdní soupravy, které zajistí lepší jízdní vlastnosti. Výsledkem je čtyř nápravový hlubinný podvalník s odnímatelným labutím krkem.

RÁM PŘEDNÍ NÁPRAVY

Rám je tvořen dvěma podélníky a třemi příčnými. Stojina podélníků je z plechu o tloušťce 10 mm a příruby mají tloušťku 10 mm. Střed nosníků má výšku 450 mm a konce 240 mm. Podélníky jsou z profilu IPE 240. Za posledním podélníkem se nachází svařenec z plechu o tloušťce 10 mm, sloužící jako druhá podpěra labutího krku v případě, že je přívěs rozpojen. Oba profily jsou z oceli S355J2. Na venkovních stranách hlavních příčníků je umístěno 8 trubkových držáků na blatníky. Na přední straně jsou k příčníkům navařené držáky oje taktéž z plechu o tloušťce 10 mm. Oj je od firmy JOST. Na vrchní straně bude k podélníkům přišroubovaná točnice taktéž od firmy JOST, na které bude přes královský čep upevněn labutí krk. Na spodní straně podélníků jsou přivařené konzoly nápravy dodávané výrobcem Gigant. Návrh konstrukce je vidět na obrázku 6.



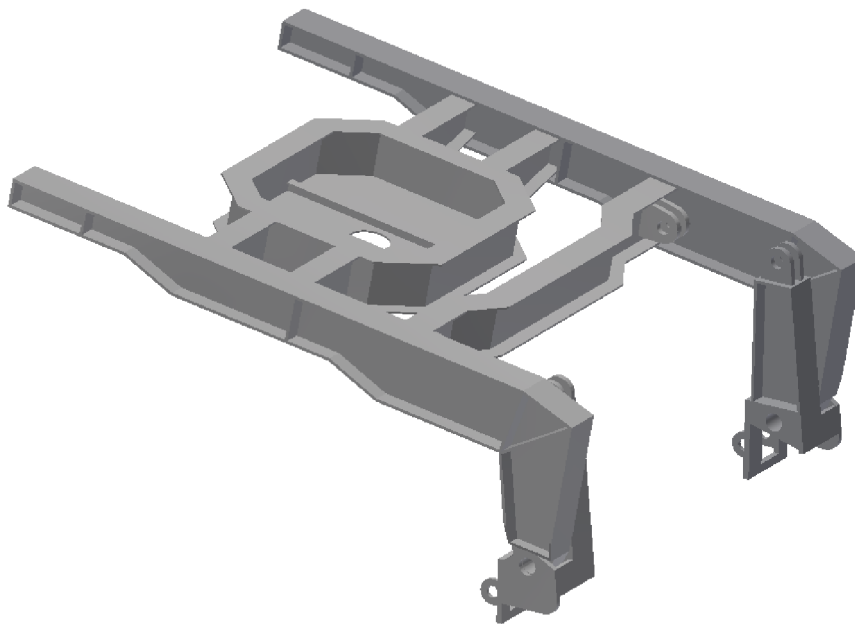
Obr. 6 Rám přední nápravy

Aby byla zajištěna stabilita konstrukce, rozvor náprav a umístění točnice bylo navrhováno s ohledem na dva stavy. První případ nastane ve chvíli, kdy je celý přívěs spojený a konstrukce je zatěžována pouze přes točnici. V tomto případě je potřeba, aby se zatížení nacházelo mezi nápravami. Druhý případ nastane, když bude labutí krk odpojený od ložné plochy a podpěry

mu bude dělat točnice a dva lineární hydromotory podepřené podpěrnou stolicí na rámu přední nápravy. V tomto případě je potřeba, aby těžiště rámu přední nápravy a labutího krku, bylo taktéž mezi nápravami. Rozvor náprav je tedy ve výsledku 1300 mm, střed točnice je v podélném směru 540 mm za osou přední nápravy a těžiště rámu přední nápravy s labutím krkem je v podélném směru 320 mm před zadní nápravou.

LABUTÍ KRK

Labutí krk (Obr 7) se skládá ze dvou ramen ve tvaru L svařených z plechů z materiálu S335J2 o tloušťce 15 mm. Na koncích jsou odlitky z oceli s dírou pro čep. Ramena jsou k sobě svařena dvěma výztuhami stojiny mají tloušťku 8 mm a příruba tloušťku 10 mm. K přední výztuze ve tvaru O je přivařený královský čep a spodní část slouží jako kluzná plocha pro otoč. Pro zpevnění stykové plochy jsou přidány v podélném směru čtyři profily T70. Zadní výztuha je spojena dvěma dvojčinnými lineární hydromotory se stojinami. Na spodní části jsou upevněny další dva hydromotory, které slouží jako druhá podpěra labutího krku, která se bude využívat při rozpojení přívěsu. Stojiny jsou svařeny z plechu o tloušťce 15 mm. Na spodní části je přes čep spojena s rameny ve tvaru L. Na přední straně stojiny je navařen plech tloušťky 40 mm s obdelníkovým výřezem, do kterého se budou zasouvat hranoly ložné plochy. Spodní plocha výřezu je zabroušena do kulata. Zajištění hranolů je provedeno kolíkem.



Obr. 7 Labutí krk

LOŽNÁ PLOCHA A RÁM ZADNÍ NÁPRAVY

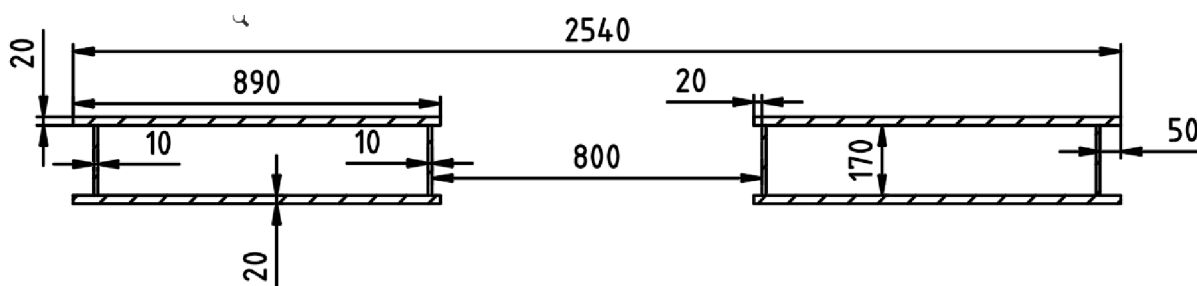
Ložnou plochu tvoří dva podélné svařence z plechu s rádiusem 100 000 mm. Další rozměry jsou uvedeny v obrázku 8. Vytvořené koryto z přesahu horního a spodního plechu bude sloužit pro umístění úchyty stavebního stroje.

Počet úchytnů je dán normou ČSN EN 12640 a vypočítá se podle následujícího vzorce [11].

$$x_{vb} = \frac{1,5 \cdot P}{20} = \frac{1,5 \cdot m_{ss} \cdot g}{20} = \frac{1,5 \cdot 15,5 \cdot 9,81}{20} = 11,4 \quad (1)$$

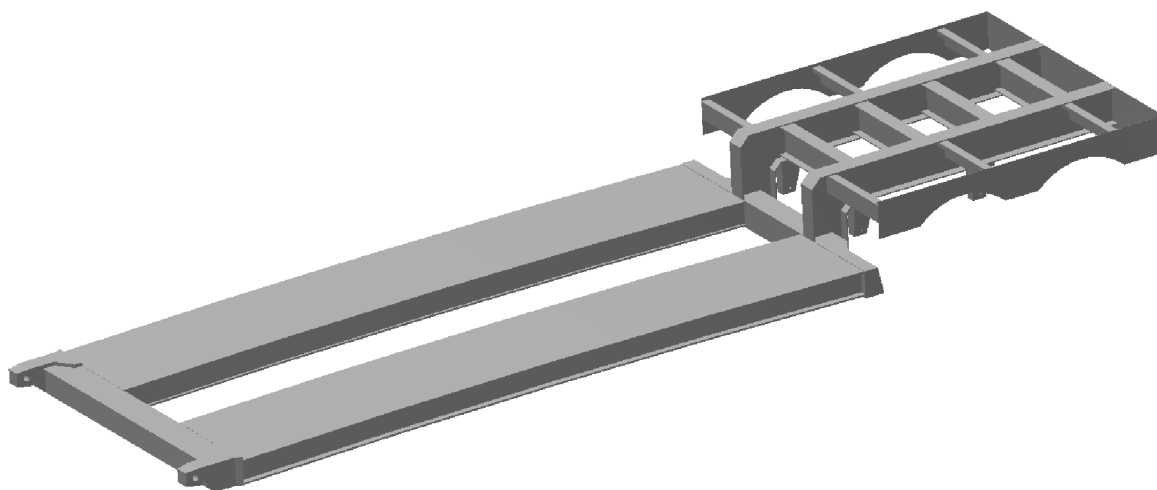
$$x_{vb} = 12$$

Kde x_{vb} počet vázacích bodů [1]
 m_{ss} hmotnost stavebního stroje [t]
 g tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]



Obr. 8 Příčný řez ložné plochy

K přední části ložné plochy je navařena konzola s hranoly. Hranoly mají příčně díru průměru 70 mm a na spodní hraně je výřez průměru 45 mm ve kterém bude uložena zaoblená část oka stojiny od labutího krku. Druhé zajištění spoje labutího krku a ložné plochy je řešeno kolíkem a závlačkou. Ložná plocha je zakončena konzolí svařenou z plechu o tloušťce 10 mm, na kterou dále navazuje rám zadní nápravy.



Obr. 9 Ložná plocha a rám zadní nápravy

Nosnou částí rámu zadní nápravy jsou dva podélně umístěné nosníky profilu IPE 300, středem jsou uloženy 4 výztuže profilu IPE 240. Olemování zadní části je z plechu o tloušťce 1 mm. Boční lemy mají v místech nad první a druhou nápravou jsou dva kruhové výřezy, které jsou voleny z důvodu lepšího zástavbového prostoru a z důvodu samořiditelné nápravy. Při natáčení kol se tak eliminuje případná kolize kola s bočním lemem. Tyto bočnice jsou k podélným

nosníkům přichycený ohýbanými plechy tloušťky 1 mm. Zadní část bude tvořena krycí deskou, na které bude umístěno zadní osvětlení, směrová světla, odrazky a SPZ. Dále budou na spodní části profilu IPE 300 přivařené konzoly nápravy.

3.2 NÁPRAVOVÉ AGREGÁTY

V dnešní době výrobci dodávají jednotlivé komponenty náprav a příslušenství (náprava, odpružení, brzdy atd.), nebo celky, které se nazývají nápravové agregáty. Hlavní úkolem nápravového agregátu je vedení kol a přenášení sil z podložky na rám přívěsu. Mezi hlavní požadavky patří, vysoká tuhost, pevnost a co nejnižší hmotnost. Na přepravníku jsou použity celkem čtyři nápravové agregáty.

3.2.1 NÁPRAVY

Pro tyto komponenty bylo zvoleno italského výrobce ADR system, který se specializuje na těžké transportní, stavební, průmyslové a zemědělské stroje. Na rámu přední nápravy jsou použity dvě tuhé nápravy s označením A90RMRKB. Maximální nosnost jednotlivých náprav je 7 000 kg, hmotnost cca 300 kg. Katalogový list nápravy je uveden v příloze č.1. Na zadní části přívěsu jsou umístěny taktéž dvě nápravy, ovšem kvůli délce přívěsu jsou voleny samořiditelné nápravy (Obr 10) označením BM90RMRKB. Katalogový list nápravy je uveden v příloze č.2 nosnost je jako u předchozích náprav 7 000 kg. Díky natáčení kol se docílí nejen lepší manévrovatelnosti, ale také nedochází k tak velkému tření mezi pneumatikou a vozovkou. Tím pádem zvyšujeme životnost pneumatik a šetří se palivo.



Obr. 10 Samořiditelné nápravy ADR[18]

Otáčení kol zajišťuje elektro-hydraulický okruh. Proces řízení kol je následující. Senzor snímá rotaci kol, kterou vyhodnotí kontrolér a určí nejvhodnější úhel (až 10°), dále se přes hydraulický rozvaděč reguluje natočení kol. Hydraulický obvod může být napojený na přípojně auto, nebo může být přímo na přívěsu umístěna pumpa. Nápravnice mají u obou typů čtvercový průřez o straně 90 mm. Disky budou připevněny 10 šrouby M22.

Nápravy jsou osazeny bubnovými brzdami. Ty mají za úkol převádět kinetickou energii přívěsu na tepelnou energii. Tuto činnost zajišťuje buben spojený s nábojem kola, na který se přitlačují brzdové čelisti. Brzdná síla je ovládána přes vzduchový vysokotlaký systém, který se skládá ze dvou okruhů. První okruh je plnicí, ten zajišťuje stlačeným vzduchem vzduchojem. Druhý okruh je ovládací. K dosažení lepšího brzdného účinku jsou brzdy vybaveny el. Systémem EBS (optimalizace brzdné síly mezi vozidlem a přívěsem) a ABS (zabraňuje blokaci kol).

Nápravy jsou osazené dvoumontáží kol. Disky od firmy Hayes Lemmerz 7,5x19,5 ET 143, k bubnové brzdě jsou připevněny 10 šrouby M22, roztečná kružnice má průměr 225 mm a středový otvor 176 mm. Pneumatiky od firmy Kama NF 201 245/70R19,5 [22].

3.2.2 ODPRUŽENÍ

Hlavním úkolem odpružení je pohlcování rázů, které jsou na rám přívěsu přenášeny od vozovky. U přepravníků se v dnešní době využívají převážně pneumatické pérování se vzduchovými pružinami. Ty mohou být v provedení typu vlnovkovém nebo vakovém. Výhodou vzduchového odpružení je nastavitelnost světlé výšky.

Na přívěsu je použito osmi odpružení od společnosti Gigant série TKLRO 700635134. (Příloha 3) V případě nerovnosti povrchu se dá s výškou manipulovat v rozmezí 75 mm, aby nedošlo ke kontaktu ložné plochy s vozovkou. Uložení nápravnice bude provedeno nad ramenem odpružení pomocí třmenů. Rameno odpružení je na jedné straně upevněno v konzole nápravy. Na druhé straně je vzduchová pružina, který je k rámu konstrukce přišroubována dvěma šrouby, z nichž jeden slouží k přívodu tlakového vzduchu.



Obr. 11 Nápravový agregát BPW[19]

3.3 TAŽNÁ OJ

Taženou oji je zajištěno spojení a přenos sil tažného vozidla a samotného přívěsu. Lze se setkat s dvěma typy ojí, s tím že každý typ oje se používá v různých případech. Přívěsy již nemají točnici využívají tuhou oj, ta je přivařena k přívěsu a je nepohyblivá. Na konci je přišroubované

tažné oko, přes které je realizován spoj s autem. Druhým typem oje, je kyvně uložená oj ve vertikálním směru a používá se u přívěsu u kterých se na přední části nachází točnice. Na jednom konci je umístěno tažné oko, od kterého se rozchází dvě tyče (U profil, dutý čtvercový průřez). Na koncích jsou umístěny oka a přes šroub spojena s točnicí. Oj použitá na přívěsu je standardního profilu od firmy Rockinger typ c, dvě tyče jsou profilu U80 a cca v 1/3 se nachází výztuž s okem, které slouží k zajištění oje. Schéma a rozměry jsou v příloze č.4.

3.4 TOČNICE A KRÁLOVSKÝ ČEP

Točnice je zvolena od výrobce JOST typ JSK 42 K2 40 35 AA (viz Obr a slouží ke spojení labutího krku a přívěsu dolly. Na horní části se nachází kluzná plocha a otvor pro královský čep. Ovládání zámku čepu je přes madlo na pravé straně, Točnice má vlastní rozvod oleje, který slouží jako mazání kluzné plochy. Kozlík točnice je přímo přišroubovaný k hlavním podélným nosníkům 12 šrouby M16x1.5. Výška točnice je 190 mm, díky tomu se získá větší úhel rozmezí náklonu (36°) kluzné plochy, a bude zajištěna dostatečná manipulace s výškou zdvihu. Tabulka s vybranou točnicí je v příloze 5. Královský čep bude taktéž od firmy JOST typ ECE R55-01 G50. o velikosti 2 palců.



Obr. 12 Točnice JOST [20]

3.5 DALŠÍ ČÁSTI PŘÍVĚSU

Mezi další části přívěsu bych zmínil osvětlení, které bude na 24 V, a spojení s vozidlem bude přes 15 pólovou zástrčku.

Podlaha rámu zadní nápravy bude pokryta dřevěnými pláty. Uchycení podlahy je přes šrouby v rozích. Výhodou podlahy je snadná výměna a ochrana samotného rámu proti poškození od přepravovaných vozidel.

Ochranu proti rozstříku na kola rámu přední nápravy zajišťují blatníky přichycené trubkovými držáky. Na blatnících jsou přidělané zástěrky.

Na labutím krku je umístěný odkládací prostor, sloužit bude pro umístění ocelových zakládacích klínů AL-KO a rezervního kola.

Tab. 1 Základní parametry přívěsu

Rozměry	
Délka [mm]	12 806
Šířka [mm]	2 500
Délka ložné plochy [mm]	5 500
Šířka ložné plochy [mm]	2 500
Hmotnost	
Maximální technicky přípustná [kg]	24 000
Pohotovostní [kg]	8 500
Užitečná [kg]	15 500

4 KLASIFIKACE ZATÍŽENÍ PŘÍVĚSU

Pro vyhotovení pevnostní analýzy je nezbytné identifikovat silové účinky působící na přívěs během provozu. Vzniklé napětí a deformace v konstrukci rámu je dle normy ČSN EN 12195-1 zkoumáno v jednotlivých zátěžných stavech. Norma udává tabulku s koeficienty zrychlení, v jednotlivých směrech, které ovlivní výsledné zatížení rámu přívěsu. Uvedené koeficienty jsou určeny pro vozidla s nejvyšší přípustnou hmotností vyšší jak 3500 kg, kde je zařazena také přípojná vozidla kategorie O4, kam spadá navrhovaný přívěs.[4]

Tab. 2 Koeficienty zrychlení při provozu[4]

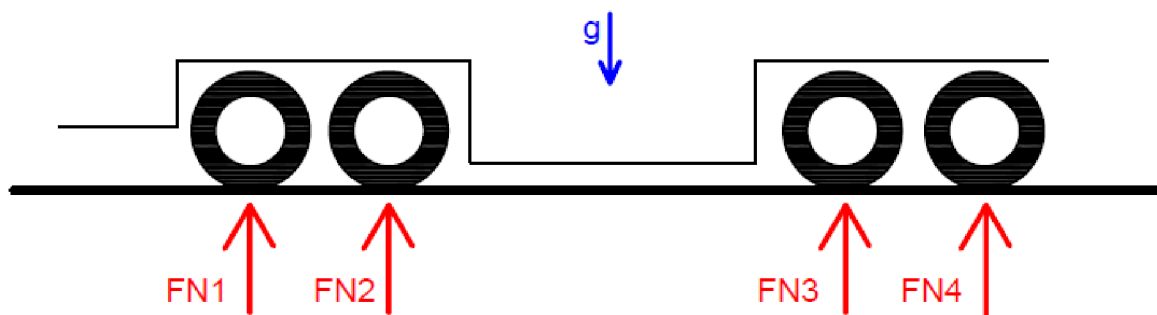
Zajištění v	Koeficienty zrychlení				
	c_x , podélně		c_y , příčně		c_z , svisle dolů
	vpřed	vzad	pouze posunutí	naklápění	
podélném směru	0,8	0,5	–	–	1,0
příčném směru	–	–	0,5	0,5/0,6 ^a	1,0

Mezi zatěžovací stavy stanovené normou, které jsou kontrolovány v pevnostní analýze patří akcelerace, průjezd zatáčkou, a tři způsoby brždění.

Dle zadání jsou všechny zátěžné stavy vyhodnoceny jak pro zatížení rámu kolovým strojem, tak pro zatížení od stroje s pásovým podvozkem. Kritické výsledky jsou předpokládány u stavebního stroje s kolovým podvozkem, z důvodu přenášení váhy stroje na rám, které je realizované přes čtyři plošky v místech styku pneumatiky s ložnou plochou. U pásového stroje jsou tíhové síly na rám rozloženy na daleko větší plochu.

4.1 STÁNÍ, KONSTANTNÍ JÍZDA

V tomto jízdním stavu nevznikají, kromě tíhového zrychlení ve svislém směru, žádné příčné ani podélné zrychlení. Na rám přívěsu působí rázové síly, vyvolané nerovnostmi od vozovky. V pevnostní analýze předpokládáme, že jsou tyto síly pohlceny jednak odpružením náprav a také samotnými pneumatikami.



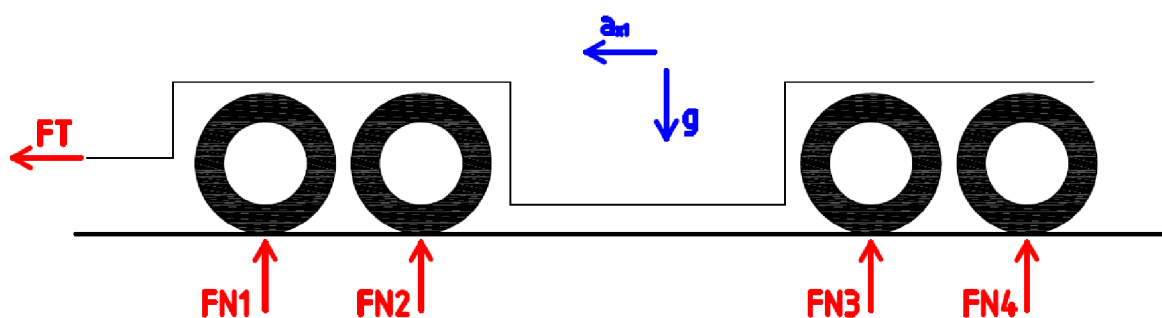
Obr. 13 Rozbor sil v zátěžném stavu stání, konstantní jízda

Reakční síly $FN1$, $FN2$, $FN3$, $FN4$, vznikají mezi nápravami a vozovkou a působí ve svislém směru. Tažnou oji není přeneseno žádné zatížení.

4.2 AKCELERACE

Při akceleraci na přívěs působí podélné zrychlení a_{x1} , největší hodnoty toto zrychlení nabývá v okamžiku rozjíždění soupravy. Mimo zrychlení, na přívěs dále působí tíhové zrychlení ve svislém směru.

Na oko tažné oje působí ve směru jízdy tažná síla FT . Od této síly vzniká setrvačná síla působící v těžišti přívěsu s nákladem. Směr setrvačné síly je opačný směru jízdy. Pneumatiky jako u předchozího stavu přenášení pouze svislé zatížení.



Obr. 14 Rozbor sil v zátěžném stavu akcelerace

VÝPOČET ZRYCHLENÍ – AKCELERACE

$$a_{x1} = c_{x1 \text{ vzad}} \cdot g \quad (2)$$

$$a_{x1} = 0,5 \cdot 9,81$$

$$a_{x1} = 4,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:

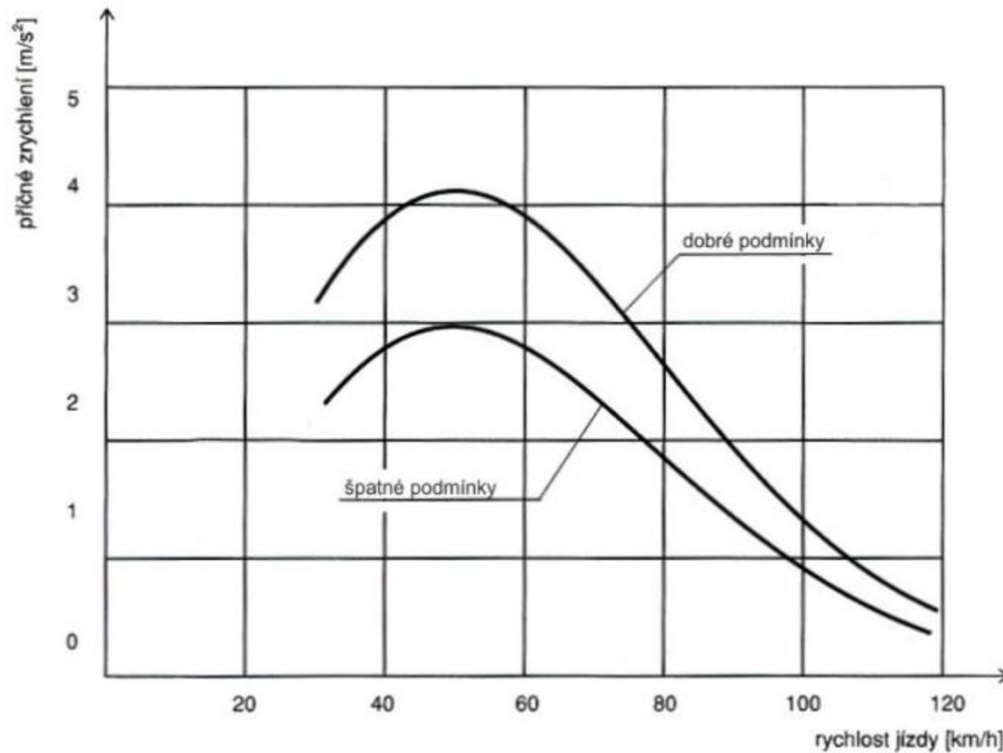
a_{x1}	výsledné zrychlení podle normy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
$c_{x1 \text{ vzad}}$	koeficient zrychlení [1] dle normy[4]
g	tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Reakční síly $FN1$, $FN2$, $FN3$, $FN4$, vznikají mezi nápravami a vozovkou, působí ve svislém směru. Na tažnou oji působí síla FT .

4.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Tento zátěžný stav uvažuje pohyb jízdní soupravy, jako rovnoměrný pohyb po kružnici. Při tomto pohybu na přívěs působí dostředivé zrychlení, které působí od trajektorie do středu kružnice. Reakcí na dostředivé zrychlení je vyvolání odstředivé síly se směrem opačným. Z tabulky pro získání největšího příčného zrychlení při průjezdu zatáčkou se dostane koeficient zrychlení 0,5

Na obrázku je znázorněn graf příčných zrychlení dosahovaných v reálném provozu. Na něm můžeme vidět, že maximální příčné zrychlení dosahuje hodnoty přibližně $4,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tato hodnota je především ovlivněna adhezí pneumatik. Hodnota zrychlení podle normy je $4,91$ a reálnou hodnotu příčného zrychlení tedy přesahuje.



Obr. 15 Příčná zrychlení v reálném provozu [1]

Síly působící na přívěs jsou obdobné jako při akceleraci, tou s výjimkou, že na pneumatiky navíc působí příčné síly.

VÝPOČET ZRYCHLENÍ – PRŮJEZD ZATÁČKOU

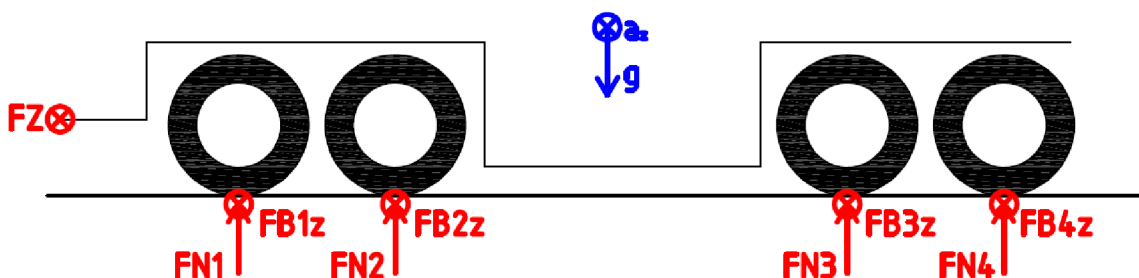
$$a_y = c_y \cdot g \quad (3)$$

$$a_y = 0,5 \cdot 9,81$$

$$a_y = 4,91 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

Kde: a_y výsledné zrychlení podle normy [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
 c_y koeficient zrychlení [1] dle normy[4]
 g tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Reakční síly $FN1$, $FN2$, $FN3$, $FN4$, vznikají mezi nápravami a vozovkou, působí ve svislém směru. Síly $FB1z$, $FB2z$, $FB3z$, $FB4z$ působí na pneumatiky v příčném směru Na tažnou oji působí síla FZ .



Obr. 16 Rozbor sil v zátěžném stavu průjezd zatáčkou

4.4 BRZDĚNÍ

V případě brzdění jízdní soupravy, mezi vozovkou a pneumatikou vzniká třecí síla, a zrychlení v podélném směru opačné orientace, než je směr jízdy. Při brzdění vzniká moment od setrvačné síly, ten má za následek překlápění přívěsu dopředu a větší namáhání předního rámu a náprav. Veškeré úvahy jsou brány pro případ brzdění na mezi blokování kol.

VÝPOČET ZRYCHLENÍ – BRZDĚNÍ

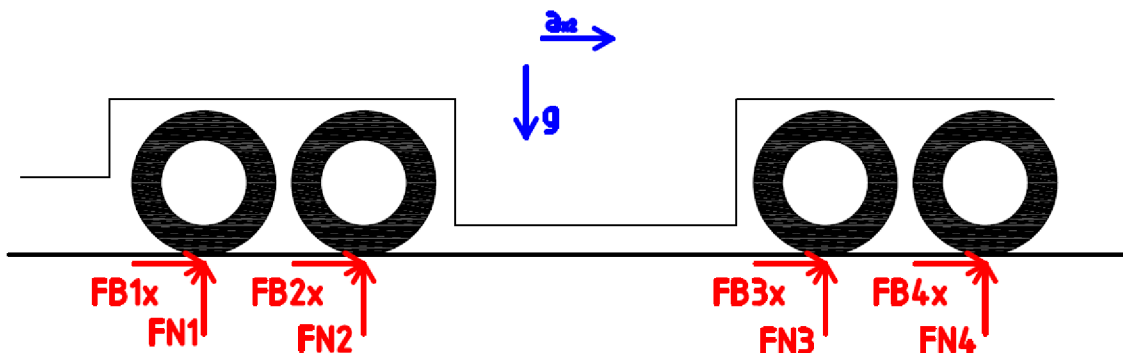
$$a_{x2} = c_{x \text{ vpřed}} \cdot g \tag{4}$$

$$a_{x2} = 0,8 \cdot 9,81$$

$$a_{x2} = 7,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde: a_{x2} výsledné zrychlení podle normy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 $c_{x1 \text{ vpřed}}$ koeficient zrychlení [1] dle normy[4]
 g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Nejběžnějším případem v praxi je brzdění vyrovnané. V tomto případě dochází k brzdění u přívěsu i taženého vozidla, brzdná síla je největší a koeficient zrychlení dle tabulky 2 je 0,8. Díky elektronickému systému EBS (elektronický brzdový systém), je brzdná síla mezi koly taženého i přípojného vozidla vyrovnávána. Omezí se tím výkyvy brzdného účinku mezi vozidly a můžeme předpokládat, že na tažnou oji v podélném směru nebude působit síla. Pneumatiky přenáší svislé zatížení i brzdnou sílu.



Obr. 17 Rozbor sil v zátěžném stavu vyrovnané brzdění

Reakční síly $FN1$, $FN2$, $FN3$, $FN4$, vznikají mezi nápravami a vozovkou, působí ve svislém směru. Síly $FB1x$, $FB2x$, $FB3x$, $FB4x$ působí na pneumatiky v podélném směru. Na tažnou oji nepůsobí žádná síla.

Další případ, ke kterému může dojít, je při poruše brzdového systému přívěsu bez spuštění nouzové brzdy. V tomto případě bude výsledné zrychlení ponížené. Výsledné zrychlení nebude dosahovat velikosti jako při vyrovnaném brzdění, a proto je možno tuto velikost snížit na základě poměru nejvyšší přípustné hmotnosti jízdní soupravy a nejvyšší přípustné hmotnosti tažného vozidla. Podle vyhlášky č. 341/2014 Sb. *Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* přípustná hmotnost jízdní soupravy nesmí přesáhnout 48 t. V závislosti na přípustnou hmotnost přívěsu dle zadání na tažné vozidlo připadá 24 000 kg. Na pneumatiky působí pouze normálová síla od vozovky a tažná oj přenáší vodorovnou sílu.

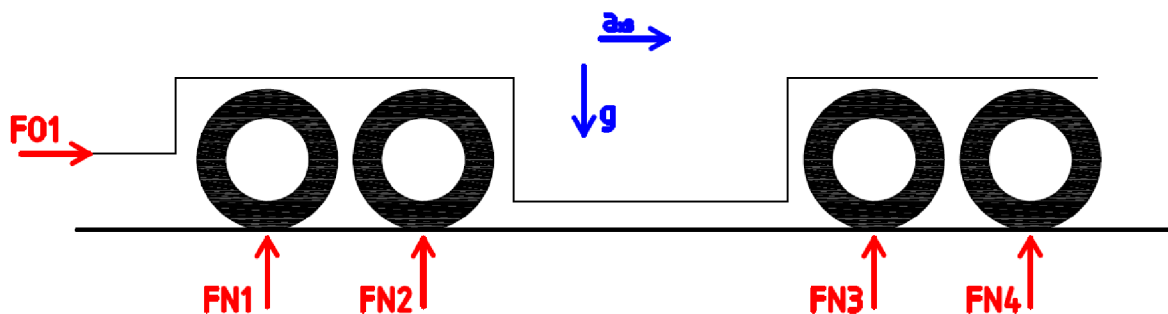
VÝPOČET PONÍŽENÉHO ZRYCHLENÍ

$$a_{x3} = \frac{m_v}{m_s} \cdot c_{x\text{ vpřed}} \cdot g \quad (5)$$

$$a_{x3} = \frac{24\,000}{48\,000} \cdot 0,8 \cdot 9,81$$

$$a_{x3} = 3,924$$

Kde: a_{x3} ponížené výsledné zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 m_v hmotnost vozidla [kg][4]
 m_s hmotnost jízdní soupravy [kg]

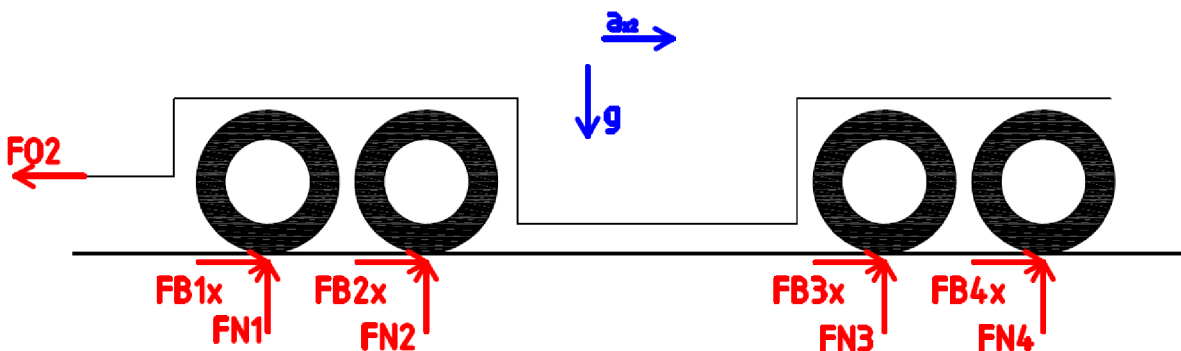


Obr. 18 Rozbor sil v zátěžném stavu brzdění pouze taženým vozidlem

Reakční síly $FN1$, $FN2$, $FN3$, $FN4$, vznikají mezi nápravami a vozovkou, působí ve svislém směru. Na tažnou působí síla $FO1$ v podélném směru.

Poslední z případů je nouzové brzdění, kdy dochází k brzdění pouze přívěsem. Brzdové soustavy přípojných vozidel jsou navrženy, aby v případě poruchy dodávky tlakového vzduchu došlo ihned k zabrzdění. Tažná oj přenáší, jako v předchozím případě podélnou sílu a pneumatiky přenáší svislé zatížení i brzdnou sílu. Výsledné zrychlení bude shodné

s vyrovnaným brzděním. Síla působící na oko oje bude brána z předpokladu maximální přípustné hmotnosti vozidla.



Obr. 19 Rozbor sil v zátěžném stavu nouzové brzdění pouze přívěsem

VÝPOČET PODÉLNÉ SÍLY V TAŽNÉM OKU

$$FO2 = a_{x3} * m_v$$

$$FO2 = 7,85 * 24\ 000$$

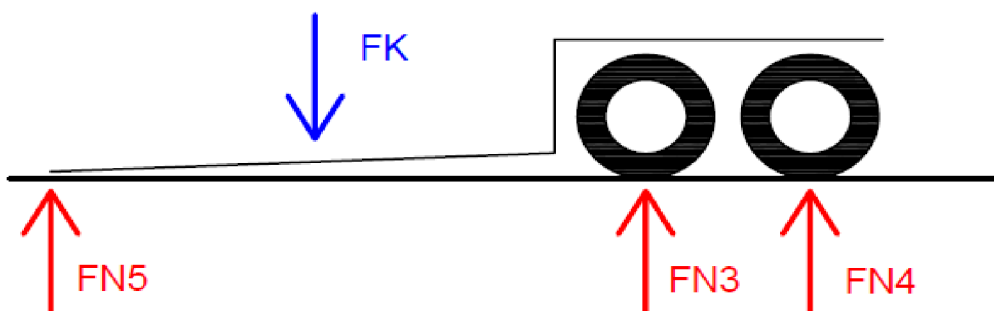
$$FO2 = 188\ 400\ N$$

Kde $FO2$ podélná síla v tažném oku [N]

4.5 NAKLÁDKA-VYKLÁDKA STAVEBNÍHO STROJE

Posledním zatěžovacím stavem, který je třeba vyhodnotit, je nakládka stavebního stroje. Při nakládce je od ložné plochy odpojena přední část přívěsu, a ložná plocha je v kontaktu s podložím přes přední konzoli. Zadní nápravy jsou zabrzděny a kola podložena klíny. Pro tento případ jsem se rozhodl hodnotit dva kritické stavy.

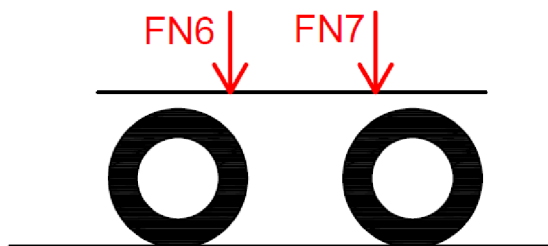
První případ bude nakládka stroje s kolovým podvozkem v čase, kdy se bude druhá náprava nacházet před přední konzolí ložné plochy. Na ložnou plochu bude působit zatížení FK vyvolané od přední nápravy nakládaného stroje.



Obr. 20 Rozbor sil v zátěžném stavu nakládka stroje

Reakční síly od podloží na přívěs budou působit na pneumatiky první a druhé nápravy $FN3$, $FN4$ a dále $FN5$ na přední čelo ložné plochy. V tomto případě bude na ložnou plochu působit největší ohybový moment a vznikající napětí v jeho důsledku bude mít největší vliv.

V posledním zátěžném stavu je provedena kontrola podpěrné stolice na rámu přední nápravy. Labutí krk je s rámem přední nápravy spojen přes točnici. Před rozpojením labutího krku od ložné plochy je třeba vytvořit druhou podporu, pro zajištění stability. Na konci podélníků je umístěna příčně podpěrná stolice, která bude sloužit jako podloží pro dva lineární hydromotory umístěné na labutím krku. Těžiště labutího krku se nachází mezi středem točnice a osou lineárních hydromotorů.



Obr. 21 Rozbor sil v zátěžném stavu nakládky stroje

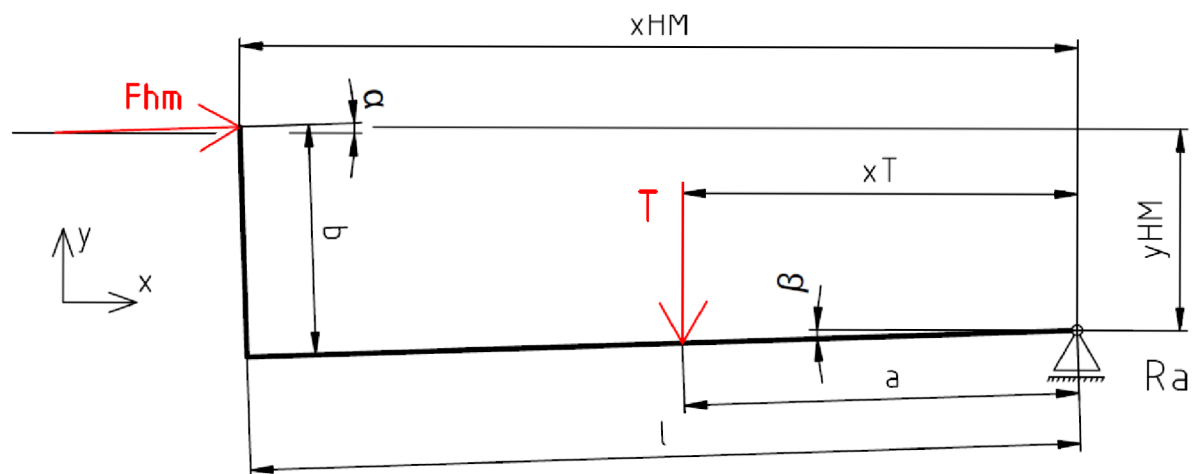
Reakční síly na rámu přední nápravy jsou $FN6$, $FN7$ se směrem svisle dolů.

5 VOLBA LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ

Přímočarý hydromotor slouží k přeměně energie tlakové na energii mechanickou. Na přívěsu jsou celkem umístěny čtyři dvojčinné lineární hydromotory od firmy Hydroma. Dva hydromotory slouží k zajištění labutího krku v době, kdy je přívěs rozpojený. Další dva hydromotory jsou použity na zdvih ložné plochy.

Při výpočtu se vycházelo ze silové a momentové rovnováhy. Na základě těchto rovnic se spočítala maximální síla, kterou je třeba vyvinout.

5.1 HYDROMOTORY NA ZDVIH LOŽNÉ PLOCHY



Obr. 22 Statický rozbor zdvihu ložné plochy (F_{hm} – síla vyvinutá přímočarým hydromotorem, α – úhel hydromotoru s vodorovnou rovinou, b – délka stojiny, l – délka od předního čela ložné plochy ke třetí nápravě, T – tíhová síla vyvolaná od přepravovaného stroje, a – délka od osy těžiště břemene po třetí nápravu, R_a – třetí náprava)

ODVOZENÍ PROMĚNNÝCH VZDÁLENOSTÍ NA VELIKOSTI ZDVIHU

$$x_{HM} = l \cdot \cos(\beta) - b \cdot \sin(\beta);$$

$$y_{HM} = l \cdot \sin(\beta) + b \cdot \cos(\beta);$$

$$x_T = l \cdot \cos(\beta) - b \cdot \sin(\beta);$$

ROVNICE SILOVÉ A MOMENTOVÉ ROVNOVÁHY

$$\sum_{i=1}^n F_x = 0; -F_{ax} + 2 \cdot F_{hm} \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (6)$$

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0; F_{ay} + 2 \cdot F_{hm} \cdot \sin(\alpha) = -T \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{OA} = 0; 2 \cdot F_{hm} \cdot \sin(\alpha) \cdot x_{HM} + 2 \cdot F_{hm} \cdot \cos(\alpha) \cdot y_{HM} = T \cdot x_T \quad (8)$$

Rozsah velikosti úhlu a velikosti jednotlivých ramen byly stanoveny ze zhotoveného 3D modelu v prostředí Autodesk Inventor 2018.

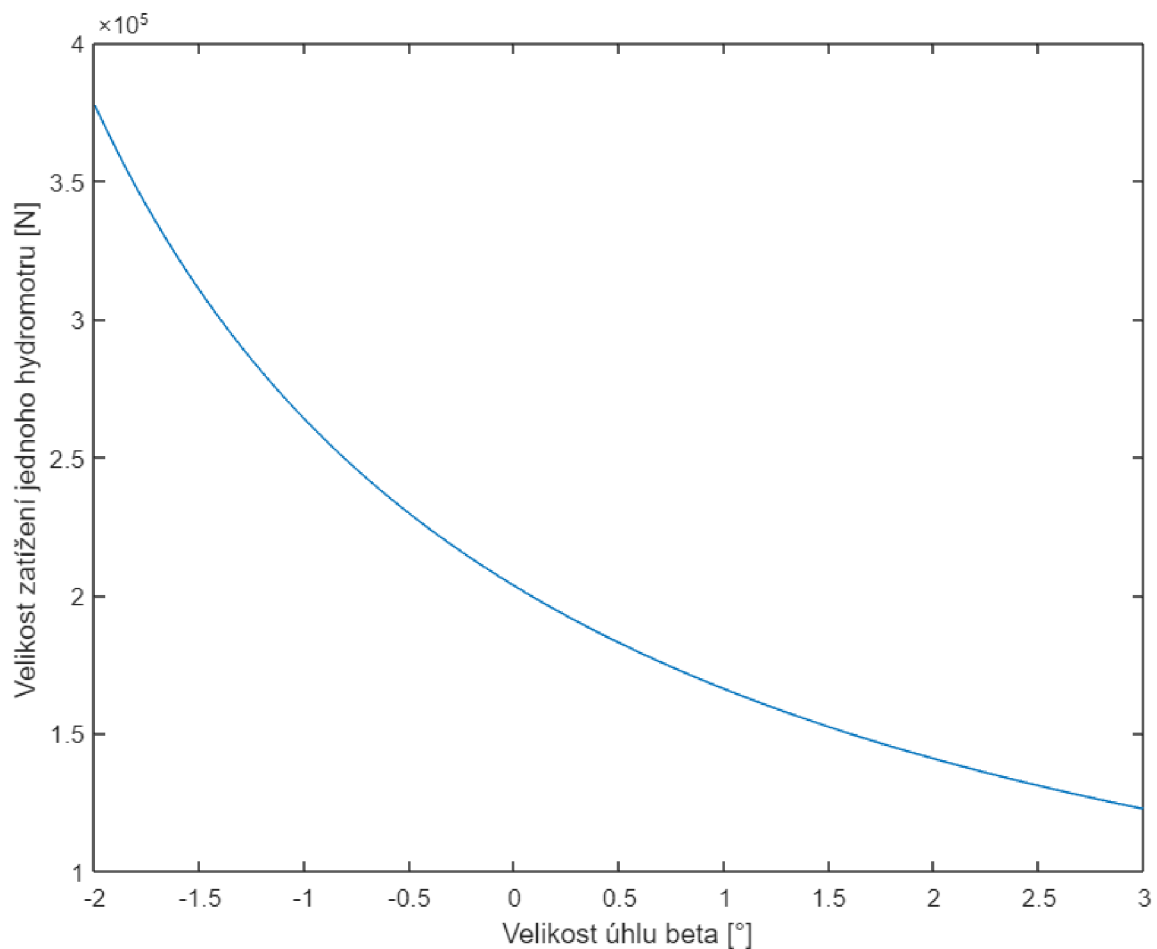
$$\alpha = \langle 2; 15 \rangle$$

$$\beta = \langle -2; 3 \rangle$$

$$l = 6550 \text{ mm}$$

$$a = 3500 \text{ mm}$$

$$b = 1000 \text{ mm}$$



Obr. 23 Velikost potřebné síly pro zvednutí ložné plochy

Z grafu je patrné, že maximální velikost síly v ose lineárního hydromotoru $F_{hm} = 377454 \text{ N}$ je ihned po odpoutání ložné plochy od podloží. Důvodem je nejmenší rameno, na kterém síla vyvolaná hydromotorem působí. Výhodou snižujícího se zatížení je ten fakt, že při jízdě na hydromotor bude působit síla menší a nebude zatěžován na maximální únosnost.

Na základě známe maximální síly a známého provozního tlaku pístu, je pomocí Pascalova zákona dopočítaný nejmenší potřebný průměr pístu hydromotoru.

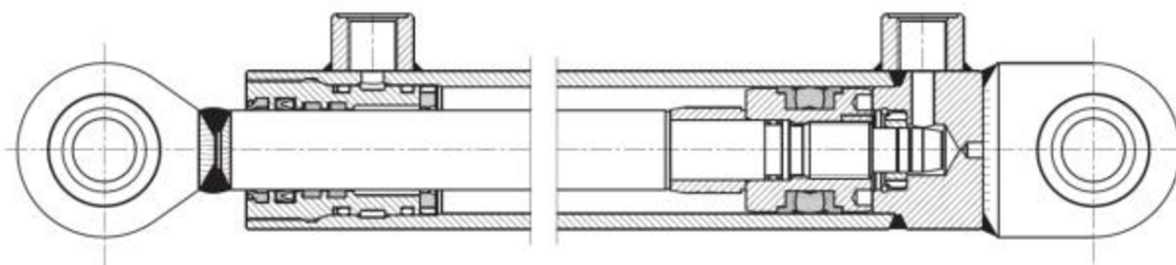
$$p = \frac{F_{hm}}{S_{hm}} \quad (9)$$

$$S_{hm} = \frac{F_{hm}}{p} = \frac{\pi \cdot D_{hm}^2}{4}$$

$$D_{hm} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{hm}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 377\,454}{\pi \cdot 20}} = 155 \text{ mm}$$

Kde:	p	jmenovitý tlak hydromotoru [MPa]
	F_{hm}	maximální síla vyvinutá hydromotorem [N]
	S_{hm}	plocha vnitřního průměru hydromotoru [mm ²]
	D_{hm}	vnitřní průměr hydromotoru [mm]

Na základě výpočtu je zvolen dle katalogu výrobce dvojčinný lineární hydromotor s tlumením v koncových polohách s označením ZH2T 180/90*1150 R.

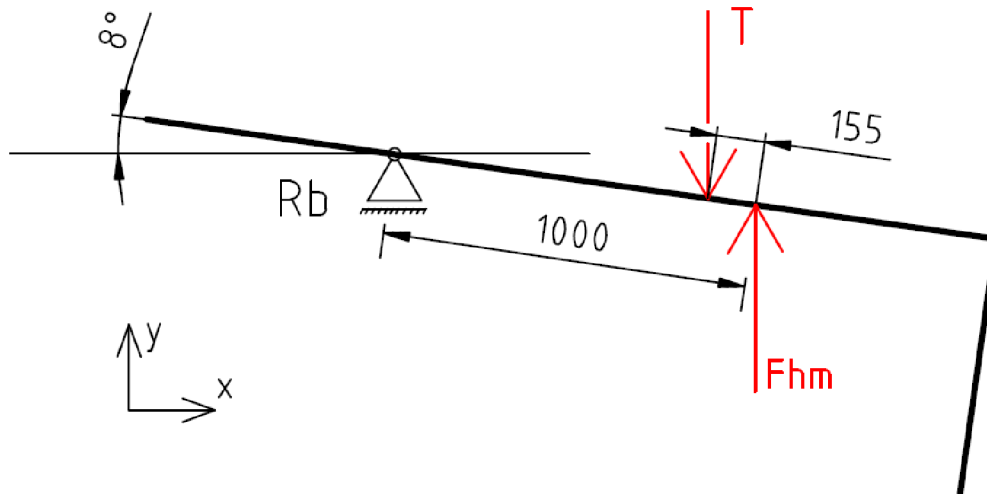


Obr. 24 Dvojčinný lineární hydromotor ZH2T [21]

Základní rozměry hydromotoru:

- Vnitřní průměr $D_{hm} = 180 \text{ mm}$
- Průměr pístnice $d_{hm} = 90 \text{ mm}$
- Zdvih hydromotoru $Z_{hm} = 1150 \text{ mm}$
- Délka zasunutého hydromotoru $L_{hm} = 645 \text{ mm}$

5.2 HYDROMOTORY PRO ZAJIŠTĚNÍ LABUTÍHO KRKU



Obr. 25 Statický rozbor zajištění labutího krku (R_b točnice, T – tíhová síla vyvolaná hmotností labutího krku, F_{hm} – síla vyvolaná lineárním hydromotorem)

ROVNICE SILOVÉ A MOMENTOVÉ ROVNOVÁHY

$$\sum_{i=1}^n M_{OB} = 0; 2 \cdot F_{hm1} \cdot 1000 \cdot \cos(8) = T_1 \cdot 845 \cdot \cos(8) \quad (10)$$

Maximální velikost síly v ose lineárního hydromotoru $F_{hm1} = 7564$ N. Minimální průměr pístu opět určíme z Pascalova zákona.

$$p = \frac{F_{hm1}}{S_{hm1}} \quad (11)$$

$$S_{hm1} = \frac{F_{hm1}}{p} = \frac{\pi \cdot D_{hm1}^2}{4}$$

$$D_{hm1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{hm1}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7564}{\pi \cdot 20}} = 22 \text{ mm}$$

Z vypočítané hodnoty průměru pístu se z katalogu výrobce vybral lineární hydromotor s označením ZH2 32/18*300 K.

Základní rozměry hydromotoru:

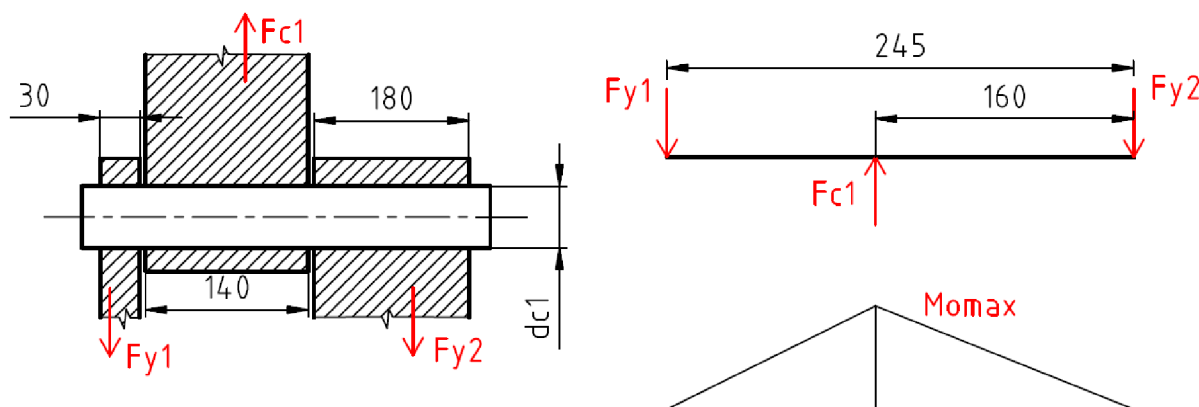
- Vnitřní průměr $D_{hm1} = 32$ mm
- Průměr pístnice $d_{hm1} = 18$ mm
- Zdvih hydromotoru $Z_{hm1} = 300$ mm
- Délka zasunutého hydromotoru $L_{hm1} = 175$ mm

Kontrola na vzpěr je v obou případech kontrolována v příloze 5.

6 VÝPOČET ČEPŮ

V této kapitole je uveden výpočet pro dva druhy čepů pro točné (kloubové) spojení. Postup výpočtu je shodný pro oba případy. Jako první se určí maximální ohybový moment a z něho určíme potřebný minimální průměr čepu. Dále bude provedena kontrola na stříh.

6.1 ČEP PRO SPOJENÍ STOJINY A SVAŘENCE TVARU L



Obr. 26 Statický rozbor čepu pro spojení stojiny a svařence tvaru L a průběh VVÚ

Čep bude zhotoven z kruhové tyče válcované za tepla materiálu 11 503, který má následující parametry

- $\sigma_{D0} = 130 \text{ MPa}$
- $\tau_{DS} = 40 \text{ MPa}$
- $p_D = 90 \text{ MPa}$
- $Re = 290 \text{ MPa}$

Kde:	σ_{D0}	dovolené napětí v ohybu [MPa]
	τ_{DS}	dovolené smyková napětí [MPa]
	Re	mez kluzu [MPa]
	p_D	dovolený otláčení [MPa]

Síla F_{c1} se určila z modelu podle zatížení. Dále ze silové a momentové rovnice rovnováhy jsme si určili síly v krajních bodech.

$$F_{c1} = 57\,700 \text{ N}$$

$$F_{y1} = 37\,682 \text{ N}$$

$$F_{y2} = 20\,019 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{o_{max}} = F_{y2} \cdot 160 \tag{12}$$

$$M_{o_{max}} = 20\,019 \cdot 160$$

$$M_{o_{max}} = 3\,203\,040 \text{ Nmm}$$

NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (13)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{M_{o_{max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3}{32}} \rightarrow d_{\check{c}1} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{max}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3\,203\,040}{\pi \cdot 130}}$$

$$d_{\check{c}1} = 63 \text{ mm}$$

Tyč bude volena průměru 70 mm a obrobená na 65 mm.

KONTROLA ČEPU NA STŘIH

$$\tau_s = \frac{F_{c1}}{S_{\check{c}1}} \leq \tau_{DS} \quad (14)$$

$$\tau_s = \frac{F_{c1}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4}\right)} = \frac{4 \cdot F_{c1}}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 57\,700}{\pi \cdot 65^2}$$

$$\tau_s = 17,4 < 40$$

KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

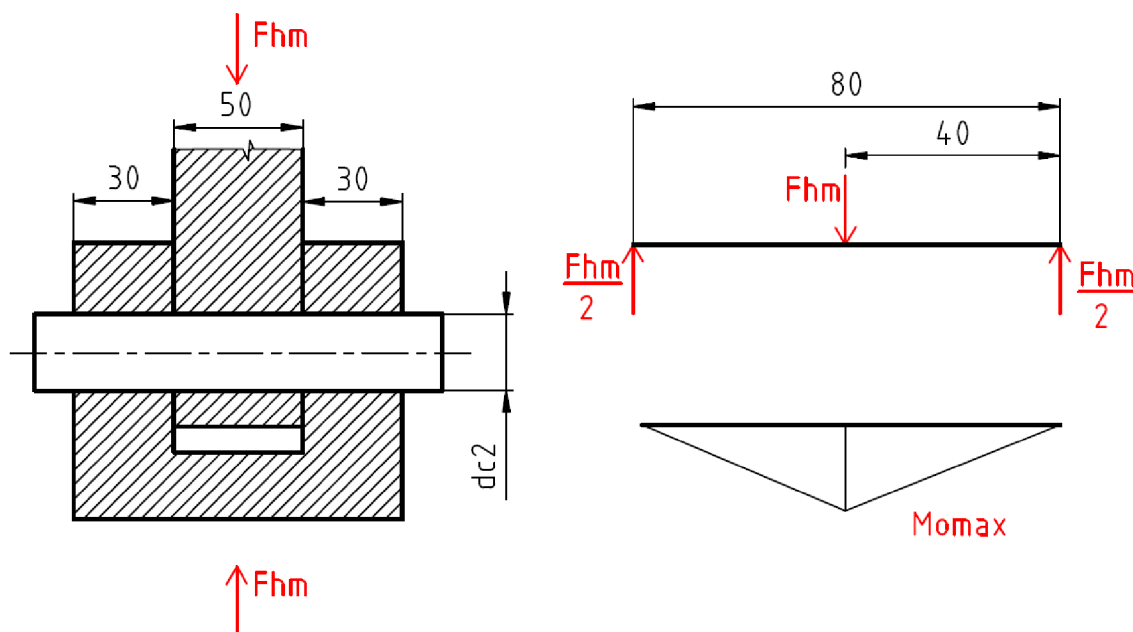
$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (15)$$

$$p = \frac{F_{c1}}{d_{\check{c}1} \cdot 140}$$

$$p = \frac{57\,700}{65 \cdot 140} = 6,34 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

6.2 ČEP LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ NA ZDVIH LOŽNÉ PLOCHY



Obr. 27 Statický rozbor čepu lineárních hydromotorů na zdvih ložné plochy a průběh VVÚ

V tomto případě se bude ověřovat, zda se může na čep použít opět materiál 11 503, protože průměr závěsného oka je stanoven na 90 mm.

- $\sigma_{DO} = 130 \text{ MPa}$
- $\tau_{DS} = 40 \text{ MPa}$
- $p_D = 90 \text{ MPa}$
- $Re = 290 \text{ MPa}$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{O_{max}} = \frac{F_{hm} \cdot 40}{2} \quad (16)$$

$$M_{O_{max}} = \frac{377\,454 \cdot 40}{2}$$

$$M_{O_{max}} = 7\,549\,080 \text{ Nmm}$$

NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{DO} \quad (17)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{M_{Omax}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3}{32}} \rightarrow d_{\check{c}2} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7\,549\,080}{\pi \cdot 130}}$$

$$d_{\check{c}2} = 83,9 \text{ mm}$$

Při maximálním zatížení stačí průměr cca 84 mm. Tety materiál 11 503 je vyhovující a může být použit na čep. Kruhová tyč válcovaná za tepla bude volena průměru 95 mm a obrobená na průměr 90 mm.

KONTROLA ČEPU NA STŘIH

$$\tau_s = \frac{F_{hm}}{S_{\check{c}2}} \leq \tau_{DS} \quad (18)$$

$$\tau_s = \frac{F_{hm}}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^2}{4}\right)} = \frac{2 \cdot F_{hm}}{\pi \cdot d_{\check{c}2}^2}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot 377\,454}{\pi \cdot 90^2}$$

$$\tau_s = 30 < 40$$

KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (19)$$

$$p = \frac{F_{hm}}{d_{\check{c}2} \cdot 50}$$

$$p = \frac{377\,454}{90 \cdot 50} = 83,8 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D$$

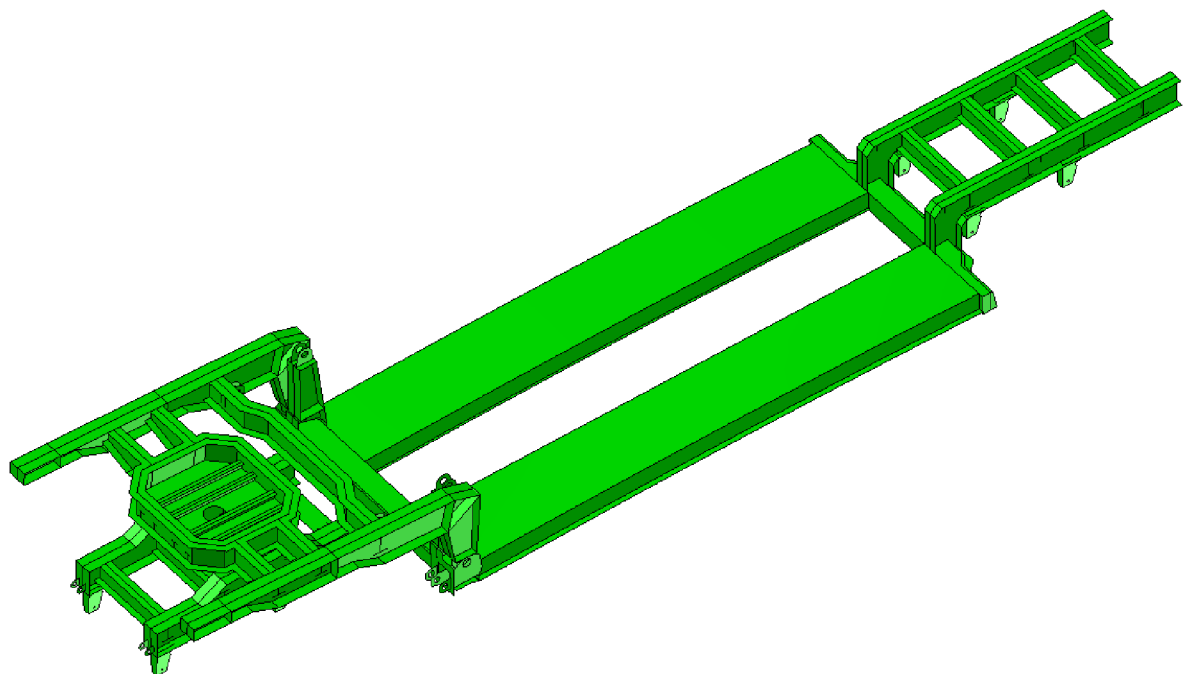
7 TVORBA MKP MODELU

Díky pevnostní kontrole zahrnuté v konstrukčním návrhu lze ještě před samotnou výrobou najít slabá místa, která by mohla u reálného modelu být možným problémem. Nejde jen o slabá místa, ale celkově o kontrolu funkčnosti navrženého rámu a možnost dodatečné optimalizace návrhu. K vyhotovení pevnostní analýzy přívěsu bylo využito lineární metody konečných prvků (MKP) v prostředí MSC Apex Iberian Lynx Feature Pack 2.

Převážná část přívěsu je tvořena tenkostěnnými profily, z toho důvodu se jako nejvhodnější řešení jeví nahradit objemový model modelem střednicovým (skořepinovým). Výhodou střednicového modelu je velká úspora výpočetního času, při zachování kvality výsledků. Předmětem analýzy je pouze navrhovaný rám přívěsu. Části modelu, jakými jsou např. nápravy, odpružení, točnice atd., jsou voleny podle katalogu, aby splňovaly požadavky, a proto u nich není nutné kontrolu provádět. Je ovšem nezbytné všechny součásti nahradit, aby byla simulace co nejvíce přiblížena k reálnému stavu.

7.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Navržený model přívěsu byl vyhotoven v programu Autodesk Inventor 2018 Professional. Výsledný model odpovídá reálné konstrukci a jedná se o model objemový, který neobsahuje veškeré technologické prvky, jakými jsou např. zaoblení profilů a úkosity od svařování atd. Dále byl model exportován do programu MSC Apex a tam převeden na střednicové plochy, kterým byly přiřazeny všechny nezbytné vlastnosti jako je tloušťka, materiál.



Obr. 28 Střednicový model rámu přívěsu

Na střednicovém modelu (viz Obr. 28) byla vytvořena konečno-prvková síť tzv. mesh, pro kterou byly použity převážně čtyřuzlové prvky (quad). Velikost prvku byla volena v rozmezí

10 až 20 mm v závislosti na složitosti rámu. Dalším parametrem velikosti elementu je, že by jeho velikost měla být menší jak polovina tloušťky plechu či profilu, kterou střednice nahrazuje. Výsledná síť je celkově tvořena z 204 279 prvků. Výsledný výpočtový model je dále rozšířen o prvky použité u náhrad.

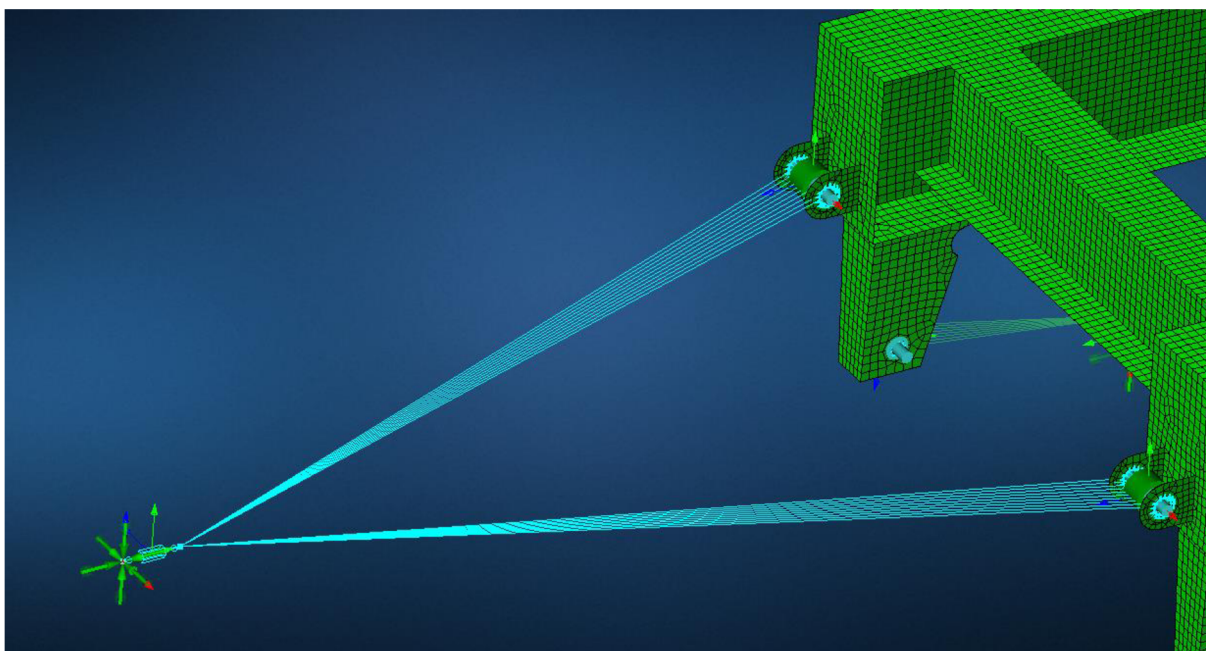
7.2 NAHRAZENÍ ČÁSTÍ PŘÍVĚSU

Jak bylo zmíněno, jsou na přívěsu části, které nespádají do analýzy přívěsu a je třeba je nahradit tak, aby co nejpřesněji simulovaly skutečné chování. Nahrazeny budou tyto prvky:

- Tažná oj
- Nápravy s odpružením
- Točnice
- Lineární hydromotory
- Zatížení od přepravovaného vozidla

7.2.1 TAŽNÁ OJ

Tažná oj slouží ke spojení tažného vozidla a přívěsu. Má dvě ramena, která jsou přes čep spojena s rámem přední nápravy a tažné oko, které se připojuje k vozidlu. Spojení oje s rámem je realizováno přes dva beamy, které reprezentují čepy. Čepy jsou k rámu zajištěny vazbou, která umožňuje pouze rotaci v příčném směru. Zbylé rotace a translační pohyby jsou zamezeny. Tažné oko je nahrazeno jedním uzlem, jež je ve shodné vzdálenost od rámu jako je reálná vzdálenost středu tažného oka od rámu. Dále jsou uzlu vazbou povoleny rotace okolo všech tří os, a dle zátěžného stavu se odvíjejí omezení translační. Spojení uzlu a beamů je přes funkci RB3. (viz Obr. 29)

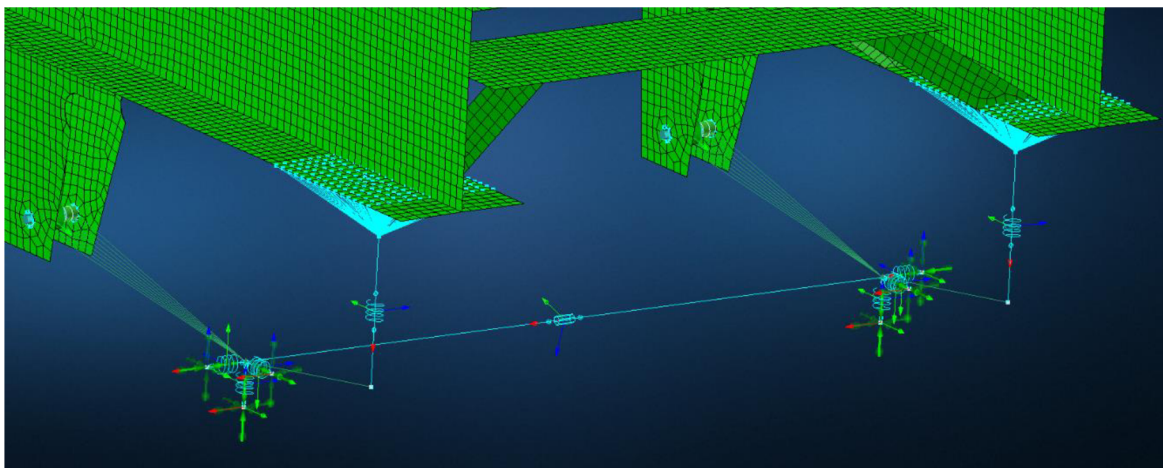


Obr. 29 Nahrazení oje

7.2.2 NÁPRAVY S ODPRUŽENÍM

Zatížení přenášené do rámu přívěsu přes nápravy a odpružení má velký vliv na celkovou napjatost. Nápravy, odpružení i konzoly nápravy jsou dodávány výrobcem, ovšem pro přesnější simulaci jsou konzoly modelovány jako skořepina, na výsledné napětí vzniklé v konzolách nebude brán ohled.

Rameno nápravy je realizováno přes tři uzly. První uzel představuje čepové spojení jako v předchozím případě oje. Skládá se tedy z prvku beam který má povolenou pouze rotaci okolo osy ležící v příčném směru přívěsu. Dále je prvek beam spojen s posledním uzlem pomocí RBE2. Referenční bod je umístěn v prostředním uzlu, který představuje reálnou polohu spoje nápravy a ramene. Vzduchový měch je nahrazen prvkem lineární pružiny. Jeden konec je přichycen k rámu přívěsu a druhý k zadní části ramene nápravy. Nápravnice, a tedy spojení prostředních uzlů je realizováno prvkem rigid link. Tuhost pneumatiky je nahrazena třemi prvky spring přichycenými k prostřednímu uzlu. Jednotlivé pružiny jsou umístěny v podélném příčném a horizontálním směru jízdy přívěsu. Druhý konec pružiny je přichycen vazbou, která pružině zamezuje translační pohyb ve směru, v kterém pružina leží. Celkové provedení náhrady nápravového agregátu je vidět na obrázku 30.



Obr. 30 Nahrazení nápravového agregátu

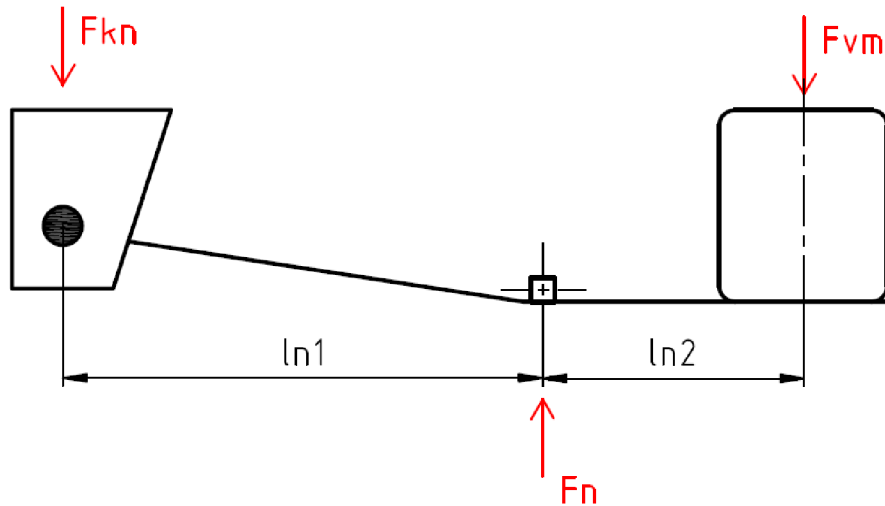
VÝPOČET TUHOSTI PRUŽIN VZDUCHOVÉHO VAKU

Z důvodu udržování stálé jízdní výšky se tlak ve vzduchovém měchu mění, a proto i tuhost odpružení se mění. Z toho důvodu se bude při výpočtu tuhosti vzduchového měchu brát tato úvaha. Z momentové rovnováhy se určí síla působící na měch. Velikost propružení je brána jako 5 % z rozdílu maximální a minimální jízdní výšky (viz příloha 3). Podle schéma znázorněném na obrázku 31 se odvodí momentová rovnice rovnováhy, z které se dále vypočítá tuhost vzduchového měchu.

$$F_{vm} = F_n \cdot \frac{ln1}{ln1 + ln2} \quad (20)$$

$$F_{vm} = \frac{m_{max}}{2} \cdot g \cdot \frac{ln1}{ln1 + ln2}$$

$$F_{vm} = \frac{7\,000}{2} \cdot 9,81 \cdot \frac{430}{430 + 290} = 20\,506\,N$$



Obr. 31 Schéma zatížení odpružení nápravy

Kde	F_n	normálová síla působící od vozovky na pneumatiku [N]
	F_{vm}	síla působící na jeden vzduchový měch [N]
	F_{kn}	síla působící na jednu konzoli nápravy [N]
	$ln1$	délka od středu čepu konzoly po střed nápravnice [mm]
	$ln2$	délka od středu nápravnice po střed vzduchového vaku [mm]
	m_{max}	maximální zatížení jedné nápravy

$$k_{vm} = \frac{F_{vm}}{h_p} \quad (21)$$

$$k_{vm} = \frac{20\,506}{75 \cdot 0,05}$$

$$k_{vm} = 5\,468\,Nmm^{-1}$$

Kde	k_{vm}	tuhost vzduchového odpružení [Nmm^{-1}]
	h_p	velikost pro pružení vaku [mm]

VÝPOČET TUHOSTI PNEUMATIKY

Za účelem vyšší únosnosti je na přívěsu použito osmi dvojmontáží pneumatik. Při výpočtu tuhosti pneumatiky je vycházeno z rozdílu poloměrů pneumatiky v zatíženém a nezatíženém stavu. Hodnoty jsou stanoveny z katalogu Firmy Kama pro pneumatiky s označením NF 201 245/70R19,5 (viz příloha 7). Hodnota nezatížené pneumatiky je ve sloupečku 12 a hodnota max zatížené pneumatiky je ve sloupečku 14.

$$k_p = \frac{2 \cdot m_{max} \cdot 9,81}{\Delta R} \quad (22)$$

$$k_p = \frac{2 \cdot 2\,120 \cdot 9,81}{29}$$

$$k_p = 1\,436 \text{ Nmm}^{-1}$$

Kde	k_p	tuhost pneumatiky [Nmm ⁻¹]
	m_{max}	maximální zatížení jedné pneumatiky ve dvojmontáži [N]
	ΔR	rozdíl poloměrů zatížené a nezatížené pneumatiky [mm]

7.2.3 TOČNICE

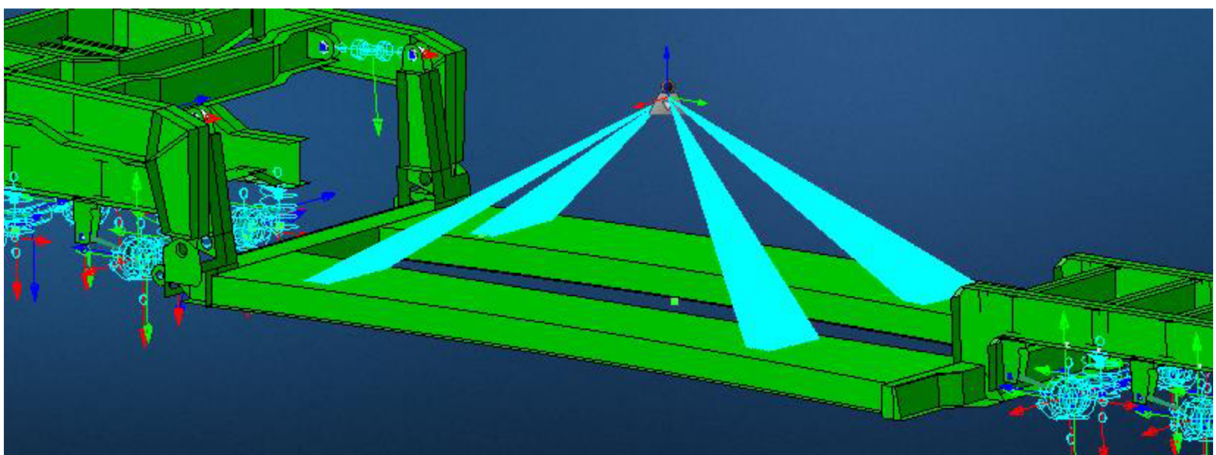
Točnice spojuje labutí krk a rám přední nápravy. Jako náhrada byla volena funkce discrete tie, která má zamezeny všechny translace a rotaci v ose, která má shodný směr se směrem jízdy. Body ke spojení byly vybrány plochy styku, kde je točnice přišroubovaná k rámu a celá kluzná plocha. Referenční bod byl volen v ose kruhového otvoru na labutím krku ve vzdálenosti 50 mm.

7.2.4 LINEÁRNÍ HYDROMOTORY

Čepy byly opět nahrazeny prvkem beam a s děrami spojeny a povolena jen rotace v příčném směru. Samotné hydromotory jsou nahrazeny prvkem rigid link, protože za předpoklad bylo zvoleno, že jsou hydromotory dokonale tuhé.

7.2.5 ZATÍŽENÍ OD PŘEPRAVOVANÉHO VOZIDLA

Pro získání nejpresnějších výsledků při pevnostní kontrole, je třeba co nejpresněji k reálnému stavu simulovat zatížení přívěsu. V zadání práce nejsou blíže specifikované parametry přepravovaného stroje a proto jsem pro výpočet zvolil následovně.



Obr. 32 Nahrazení zatížení od přepravovaného stroje

S ohledem na hmotnost samotného přívěsu, která je cca 8 500 kg, a maximální technicky přípustnou hmotností, která činí 24 000 kg je stanovena maximální hmotnost přepravovaného vozidla na 15 500 kg.

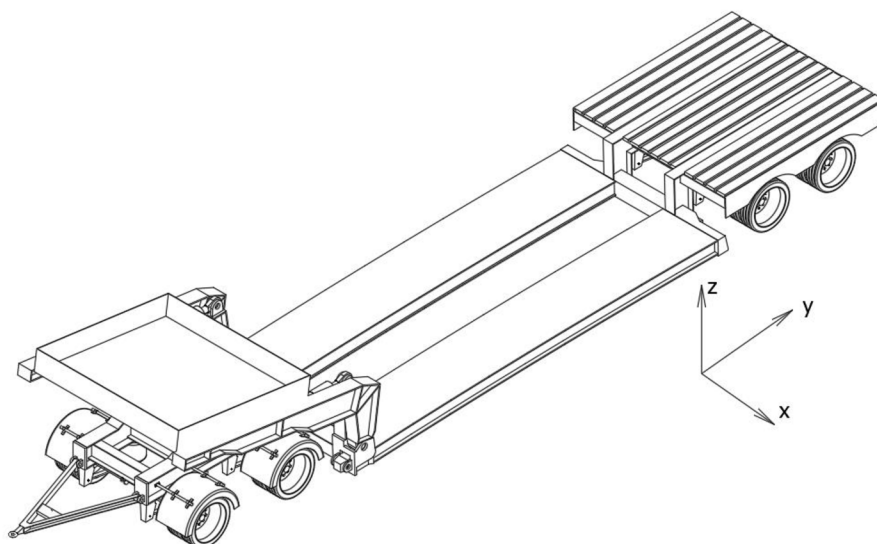
Pro účely pevnostní analýzy se z hlediska zatížení jeví kolový podvozek jako kritičtější z důvodu menší kontaktní plochy. Proto pro vyhodnocení zátěžných stavů jízdního režimu je uvažováno pouze s kolovým podvozkem. S ohledem na nejrůznější druhy a provedení strojů jak stavebních, tak i strojů s odlišným účele, které lze na přívěsu přepravovat, byly zvoleny následující parametry

- Rozvor náprav [mm] 3 500 mm
- Těžiště od přední nápravy [mm] 2 000 mm
- Těžiště od podloží [mm] 1 200 mm

Zatížení stroje je nahrazeno funkcí point mass remote location. Celkové zatížení přepravovaného stroje je umístěno v určeném těžišti a spojené s ložnou plochou přes 4 obdélníky, které reprezentují styk kola stroje s ložnou plochou. Ve výpočtovém modelu tedy nejsou zahrnuty tahové síly, vznikající ve vázacích bodech.

7.3 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Pro simulaci jízdních podmínek v pevnostní analýze se bude vycházet z kapitoly 4, kde jsou rozebrány síly a zrychlení působící na přívěs. Pro přehlednost jsou definované vazby, síly a zrychlení působící na přívěs uspořádány do tabulky, která je v příloze 8. Na obrázku 33 je návrh přívěsu s vyznačením souřadného systému, podle kterého se určily zátěžné stavy.



Obr. 33 Návrh přívěsu se souřadným systémem pro určení zátěžných stavů

7.3.1 STÁNÍ, KONSTANTNÍ JÍZDA

Na přívěs je uvažováno pouze tíhové zrychlení o velikosti $9\,810\text{ mms}^{-2}$ svisle dolů, tedy záporně ve směru osy z. Pružiny, nahrazující tuhost pneumatiky, jsou aktivní v příčném a svislém směru. Vazba v místě tažného zařízení zamezuje translačním pohybům ve všech směrech, ale rotace je ve všech směrech povolena.

7.3.2 AKCELERACE

Na přívěs je uvažováno zrychlení tíhové o velikosti $9\,810\text{ mms}^{-2}$ svisle dolů, spolu se zrychlením o velikosti $4\,910\text{ mms}^{-2}$, které leží ve směru osy y. Vazba v místě tažného zařízení a taktéž pružiny nahrazující tuhost pneumatiky, jsou nastaveny shodně s předchozím stavem stání/konstantní jízda.

7.3.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Na přívěs je uvažováno tíhové zrychlení o velikosti $9\,810\text{ mms}^{-2}$ svisle dolů, spolu se zrychlením o velikosti $4\,910\text{ mms}^{-2}$, shodně se směrem osy x. Vazba v místě tažného zařízení a taktéž pružiny nahrazující tuhost pneumatiky, jsou nastaveny shodně s přechozími stavy.

7.3.4 BRZDĚNÍ VYROVNANÉ

Na přívěs je uvažováno tíhové zrychlení o velikosti $9\,810\text{ mms}^{-2}$ svisle dolů, spolu se zrychlením o velikosti $7\,850\text{ mms}^{-2}$, proti směru osy y. Pružiny, nahrazující tuhost pneumatik, jsou aktivní ve všech třech směrech. Vazba v místě tažného zařízení má zamezený translační pohyb ve svislém a příčném směru. Translační pohyb ve směru podélném a rotační pohyb okolo všech tří os jsou povoleny.

7.3.5 BRZDĚNÍ POUZE TAŽNÝM VOZIDLEM

Na přívěs je uvažováno tíhové zrychlení o velikosti $9\,810\text{ mms}^{-2}$ svisle dolů, spolu se zrychlením o velikosti $3\,924\text{ mms}^{-2}$, proti směru osy y. Pružiny, nahrazující tuhost pneumatik, jsou aktivní ve svislém a příčném směru. Vazba v místě tažného zařízení má zamezený translační pohyb do všech směrů. Rotace je umožněna ve všech směrech.

7.3.6 BRZDĚNÍ POUZE PŘÍVĚSEM

Na přívěs je uvažováno tíhové zrychlení o velikosti $9\,810\text{ mms}^{-2}$ svisle dolů, spolu se zrychlením o velikosti $3\,924\text{ mms}^{-2}$, proti směru osy y. Pružiny, nahrazující tuhost pneumatik, jsou aktivní ve všech třech směrech. Vazba v místě tažného zařízení má zamezený translační pohyb do svislého a příčného směru. V podélném směru proti ose y je umístěna síla o velikosti 188400 N . Rotace je umožněna ve všech směrech.

7.3.7 NAKLÁDKA STROJE

V prvním případě se bude ověřovat podpěra pro lineární hydromotory podpírající labutí krk. Na rám bude působit pouze tíhové zrychlení $9\,810\text{ mms}^{-2}$ ve směru svisle dolů. Vazba v místě tažného zařízení a taktéž pružiny nahrazující tuhost pneumatiky, jsou nastaveny shodně se stavem stání/konstantní jízda.

Při nakládce stroje s kolovým podvozkem, na přívěs uvažováno tíhové zrychlení $9,810 \text{ mms}^{-2}$. Přepravovaný stroj má kola zadní nápravy umístěné v půlce nájezdových ramp a přední náprava je od čela vzdálená 3400 mm. Pružiny jsou aktivní ve všech třech směrech a na spodní straně čela je umístěna vazba, která povoluje pouze rotaci okolo osy x.

7.4 MEZNÍ STAV ÚNOSNOSTI

Použitý materiál na konstrukci přívěsu je ocel s označením S355J2 (11 503). Jde o nelegovanou konstrukční ocel, vhodnou ke svařování. Výpočet mezního stavu únosnosti byl volen podle normy o navrhování ocelových konstrukcí ČSN EN 1993-1-1.

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_m} = \frac{355}{1,15} = 309 \text{ MPa}$$

Kde f_{yd} hodnota návrhové pevnosti [MPa]
 R_e dolní mez kluzu [MPa]
 γ_m součinitel dílčí spolehlivosti materiálu [1]

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{309}{1,5} = 206 \text{ MPa}$$

Kde f_D návrhová pevnost [MPa]
 k_D dynamický součinitel [1]

Hodnota $f_D = 206 \text{ MPa}$ je dovolené napětí a slouží jako horní mezní hodnota pro ocel S355J2 pro porovnání výsledků v pevnostní analýze.

8 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

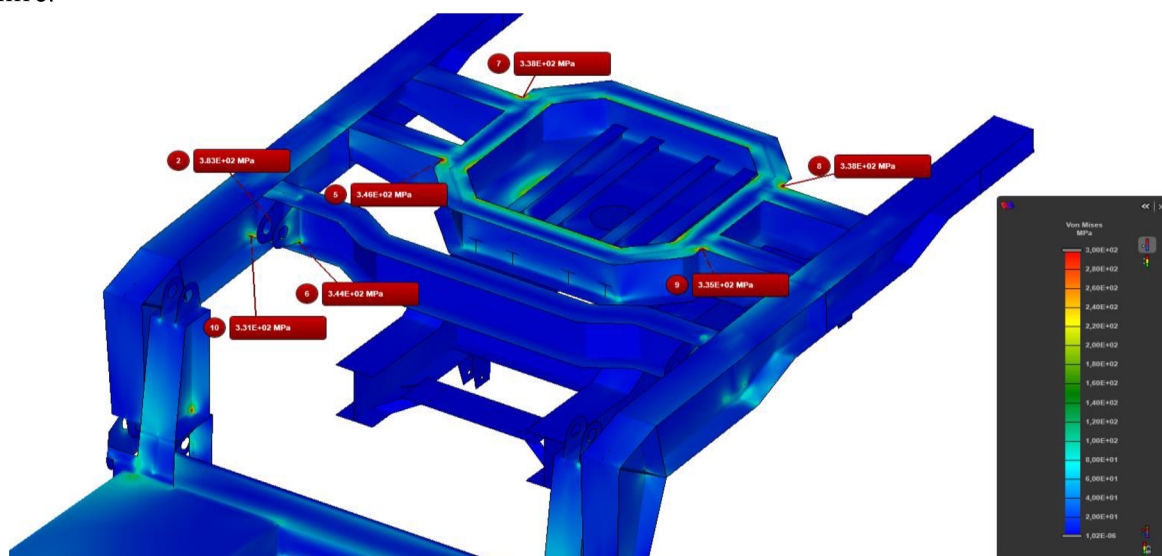
U výsledků pevnostní analýzy, je třeba si připomenout že model objemový je nahrazen střednicovým modelem. Vytvořený střednicový model nepočítá se sváry a zaobleními. Ostré hrany, anebo také napojení ploch na sebe nám v modelu vytvoří ostrý přechod, který ve výsledku udělá špičkové napětí. Velikost takto vzniklého špičkového napětí, je úměrně ovlivněno velikosti vytvořené sítě. Čím jemnější síť tím vyšší hodnota napětí, na druhou stranu čím jemnější síť tím menší oblast napětím ovlivněna.

Těmto odchylkám od skutečného stavu by se dalo předejít vytvořením objemového výpočtového modelu, který by dokonale odpovídal reálnému modelu. Tento postup v sobě ovšem nese i nevýhody mezi které spadá velikost modelu a extrémní nárůst času potřebného na výpočet. Pro praxi je výhodnější pracovat se zjednodušeným střednicovým modelem, který s sebou nese i nedostatky. Na ty se ovšem bude brát zřetel a budou zhodnocovány v jednotlivých zátěžných stavech.

Do konečného zhodnocení pevnostní analýzy, není zahrnuta deformace rámu přívěsu. Výpočtový model obsahuje četný počet pružin, a získané velikosti deformací odpovídají součtu deformacím rámu a deformacím pružin. Z toho důvodu jsou tyto výsledky pevnostní analýzy opominuty. Stav napjatosti je dále určen teorii HMH, což v prostředí MSC Apex odpovídá napětí von Mises.

8.1 STÁNÍ KONSTANTNÍ JÍZDA

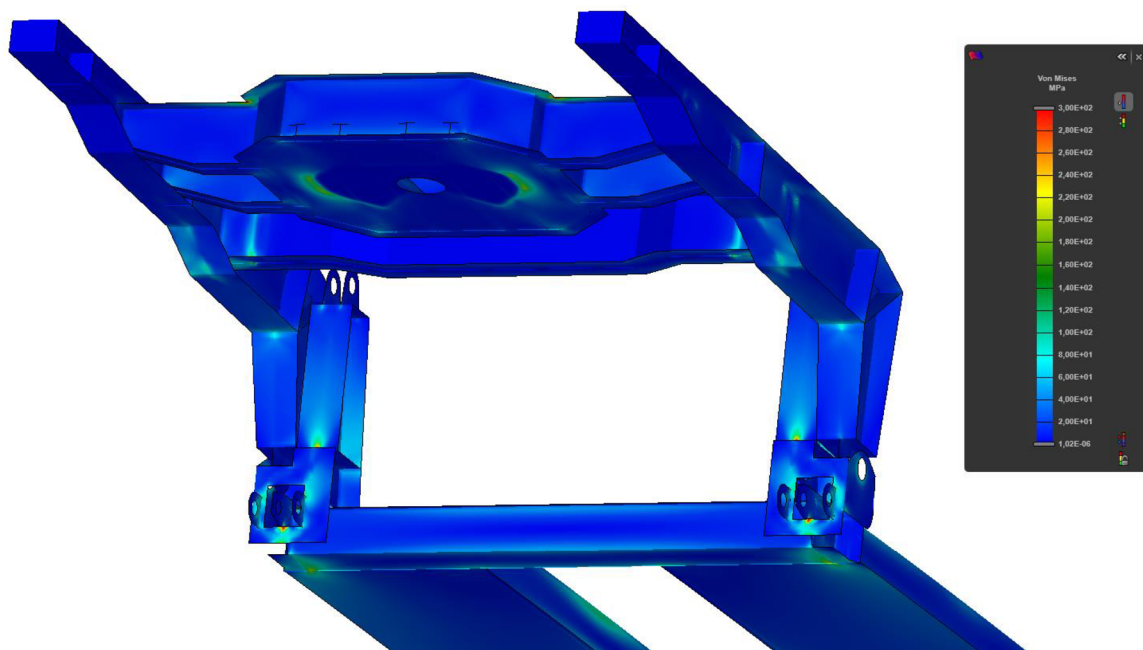
Na obrázku 34 je zachycen labutí krk. Nejvyšší napětí a to 383 MPa vzniká v napojení úchyty hydromotoru a příčné výztuhy labutího krku. Hydromotory jsou záměrně umístěny ke krajům výztuhy, aby na pásnici svařence tvaru L působil co možná nejmenší ohybový moment. I tak je patrné, že v napojení pásnice na stojinu bude ohybový moment přenášen ovšem v přípustné míře.



Obr. 34 Zatěžovací stav stání, konstantní jízda: vrchní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Za kritické místo je považovaná horní pásnice výztuže tvaru O, která bude vytlačována směrem vzhůru. Největší napětí bude vznikat na krajích pásnice, jak je patrné z obrázku 35. Při stání, nebo konstantní jízdě lze vidět symetrické rozložení zatížení, které je přípustné a vyhovuje. Špičkové napětí ve venkovních rozích jsou způsobeny ostrými hranami, která v reálném modelu nejsou.

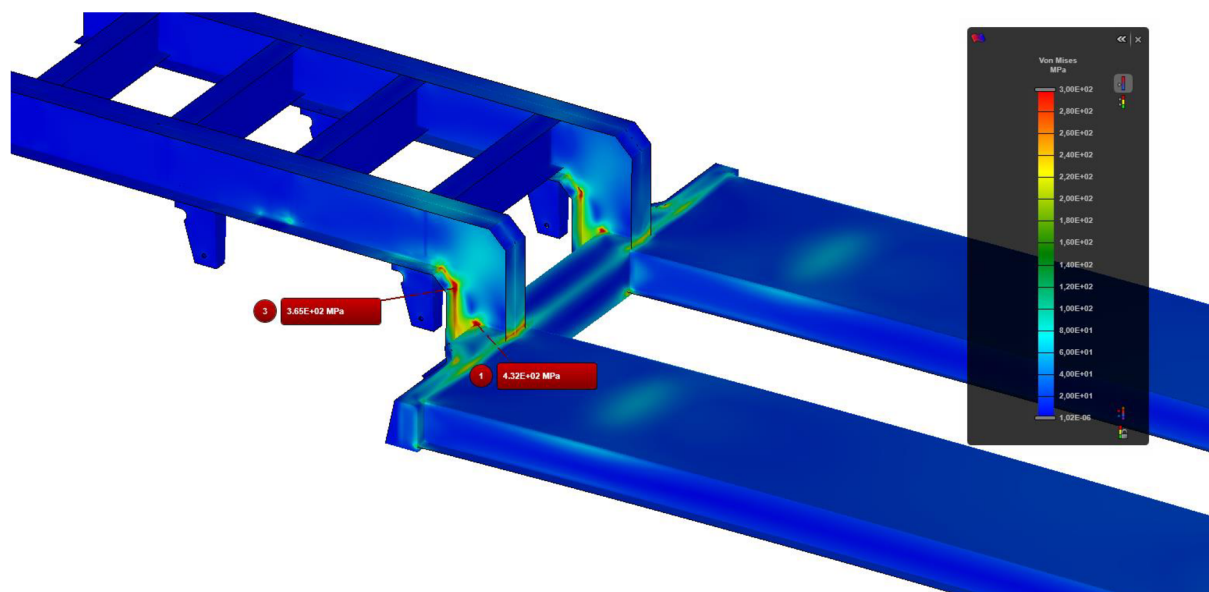
Na spodní straně labutího krku lze pozorovat nejvyšší zatížení na krajích točnice. Dále je vidět dvou špičkových napětí v zavěšení oka stojiny a hranolu ložné plochy. Celý spoj je ovšem natolik mohutný, že se dá předpokládat považovat za dokonale tuhý.



Obr. 35 Zatěžovací stav stání konstantní jízda: spodní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

V zadní části podvalníku se jako nejvíc kritické místo jeví napojení rámu zadní nápravy na ložnou plochu. Napětí se koncentruje do zadního čela ložné plochy a pokračuje ke konzoli nápravy. Z důvodu napojení více ploch na sebe se vytvoří špičková napětí označená v obrázku 36. Hodnota špičkového napětí dosahuje zde z celého přívěsu nejvyšší hodnotu a to 432 MPa, avšak dále jde vidět že, uvažované adekvátní napětí v blízké vzdálenosti od špiček nepřesahuje návrhovou pevnost.

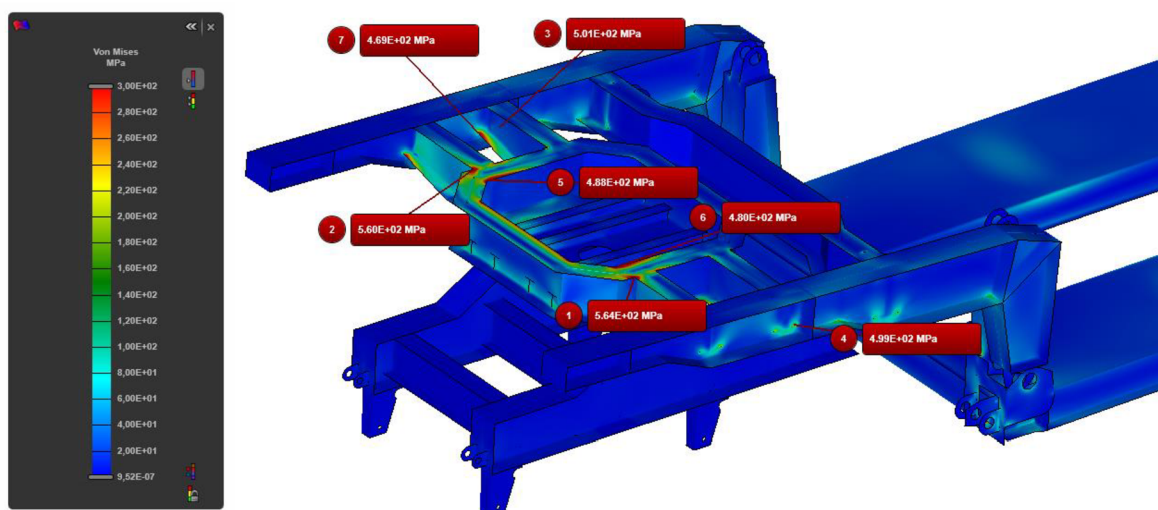
V tomto zátěžném stavu můžeme vyhodnotit návrh konstrukce jako vyhovující.



Obr. 36 Zatěžovací stav stání konstantní jízdy: rám zadní nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

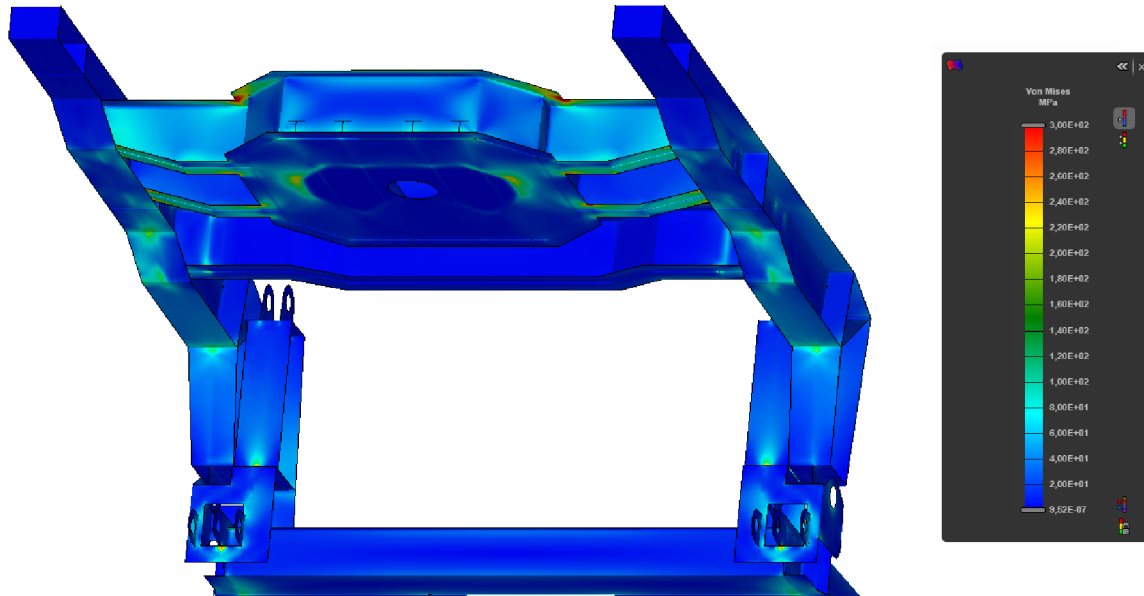
8.2 AKCELERACE

Na obrázku 37 je patrné, že při akceleraci se napětí přesouvá do přední části výztuže tvaru O. Celkový průběh napětí v pásnici je akceptovatelný, pouze se v rozích vyskytují špičková napětí dosahující hodnoty až 564 MPa. U pátého a šestého označení, je vidět napětí přesahující 300 MPa dále po hraně. Tato skutečnost je způsobena tím, že pásnice bude zatížena na ohyb ve směru osy x, a proto je krajní vlákno nejvíce namáhané. Tento fakt je viditelný také u napojení výztuže na podélné nosníky tvaru L.



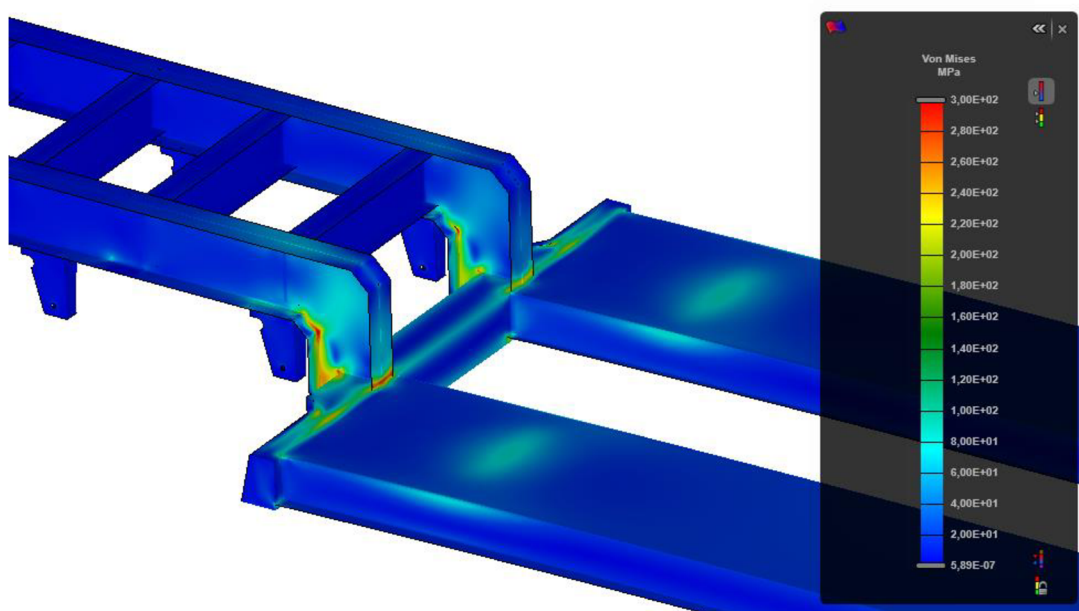
Obr. 37 Zatěžovací stav akcelerace: vrchní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Na spodní straně labutího krku vyobrazeného na obrázku 38 je patrné, že se celkově napětí ve výztuži tvaru O zvýšilo jak na pásnicích, tak na stojinách. Nepatrně kleslo i napětí v oblasti spoje hranolů a oka stojiny díky zatížení přepravovaného stroje, které kvůli zrychlení má více zatíženou přední nápravu, která je umístěna na konci ložné plochy.



Obr. 38 Zatěžovací stav akcelerace: spodní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Výsledné napětí na zadní části přívěsu je obdobné jako při stálé jízdě a koncentruje se v navázání zadního čela ložné plochy a rámu zadní nápravy. Napětí přesahující 300 MPa je patrné okolo spodního navázání stojiny na pásnici.



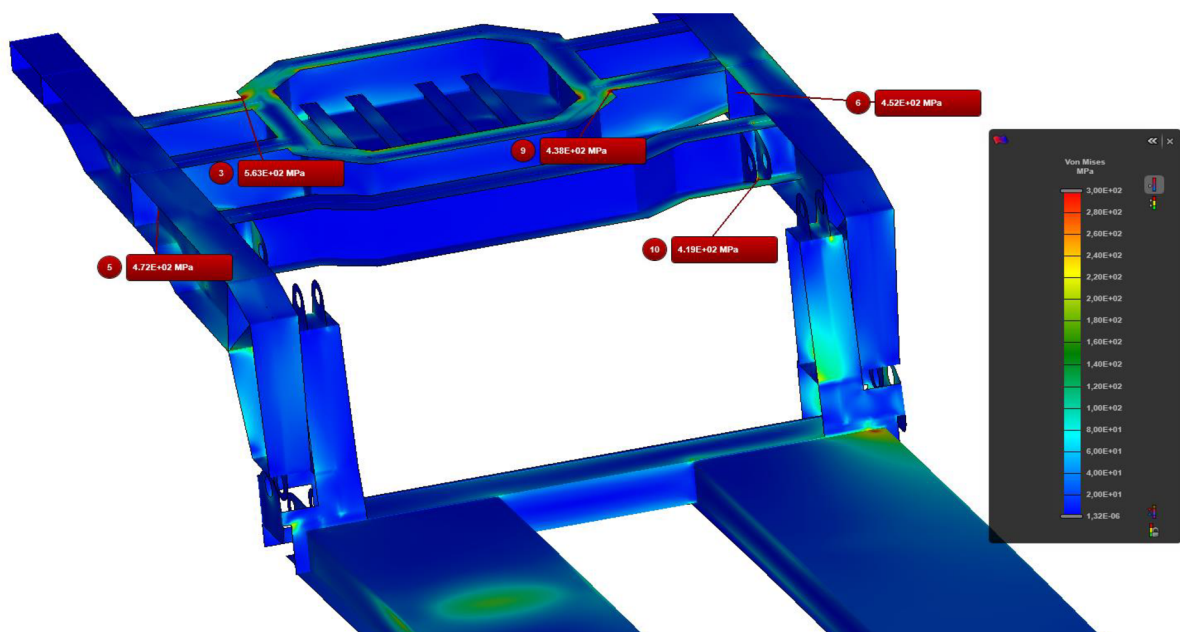
Obr. 39 Zatěžovací stav akcelerace: rám zadní nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

V tomto místě je očekávána nejvyšší hodnota napětí, ovšem vypočítaná hodnota je zkrácena kvůli plochám, které jsou na sebe ostře navázané. Z obrázku 39 lze usoudit, že v nejbližším okolí spoje je hodnota napětí výrazně nižší, proto je toto napětí hodnoceno jako špičkové. Dále je patrné, oproti stálé jízdě, zvýšení zatížení přední nápravy od přepravovaného stroje.

8.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

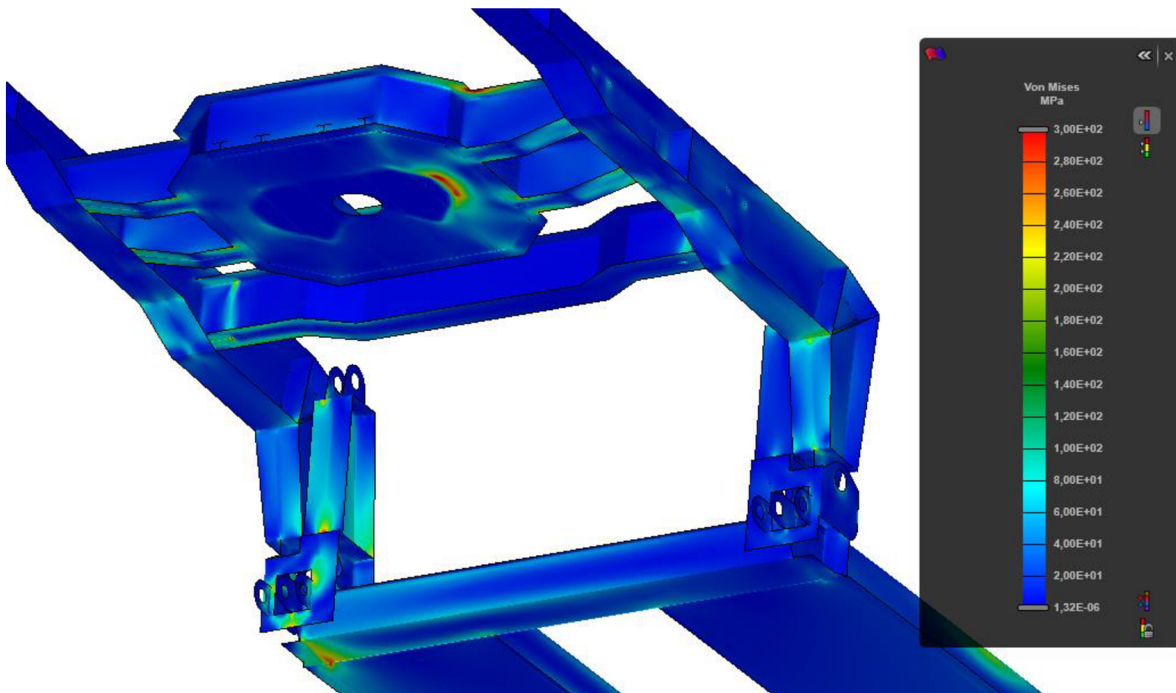
Ze všech zkoumaných zátěžných stavů, nastávají při průjezdu zatáčkou největší deformace rámu. Tento fakt je z důvodu volených otevřených profilů. Jak bylo zmíněno, otevřené profily mají vysokou tuhost v podélném směru, ovšem ve směru příčném je tuhost profilu daleko nižší. Výsledkem tedy je, že při průjezdu zatáčkou na přívěs nepůsobí jako ve zbylých stavech pouze síly v podélném směru, ale působí i síly v příčném směru.

Vyhodnocený stav odpovídá pravotočivé zatáčce. Na obrázku 40 zachycujícím horní část labutího krku a přední část ložné plochy jde vidět přesun napětí na horní pásnici výztuže tvaru O do rohů ležících příčně proti sobě. V tomto stavu taky dojde k maximálnímu zatížení pravého lineárního hydromotoru. Z toho důvodu je na pravé stojině a v pravém kraji ložné plochy vyšší napětí než na levé straně. Dále je na obrázku 40 označeno číslem deset napětí, které vzniká ve spoji příčné výztuhy a uložení hydromotoru. Toto napětí má velikost 419 MPa, ovšem uvažované napětí v blízkém okolí splňuje dovolené napětí a velikost 419 MPa je brána jako špičkové napětí. Dále je na obrázku 40 patrné přenesení zatížení pouze levé strany ložné plochy.



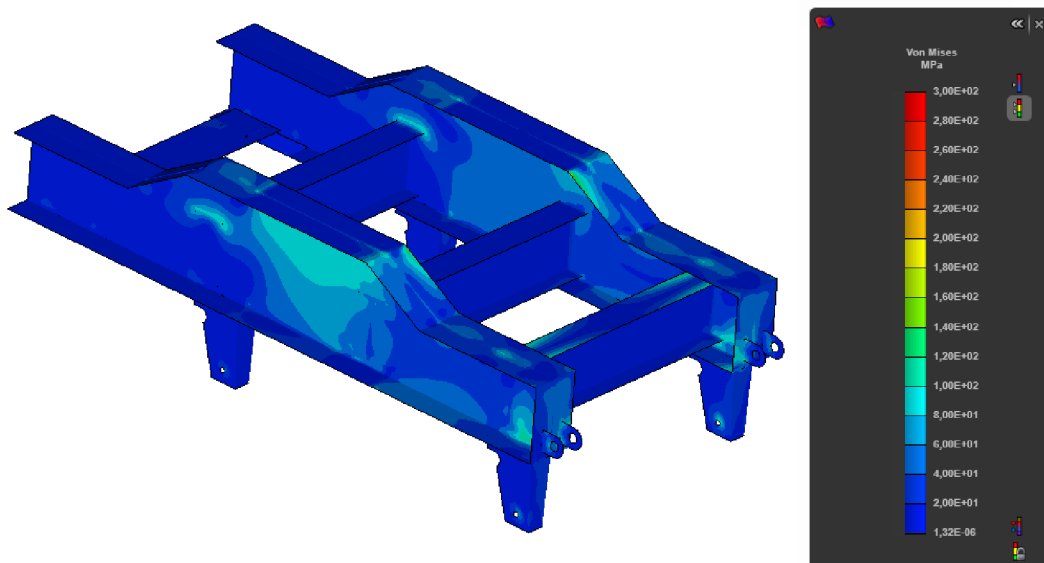
Obr. 40 Zatěžovací stav průjezd zatáčkou: vrchní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Na obrázku 41 je zobrazena spodní část labutího krku. Je patrné, že na spodní pásnici výztuže tvaru O, která slouží jako kluzná plocha pro točnici, vzniká na levé straně za hranou kontaktu točnice s pásnicí napětí o velikosti 350 MPa. S ohledem na dovolené napětí zahrnující dynamický součinitel, které činí 206 MPa je tento stav vyhodnocen jako nevyhovující.



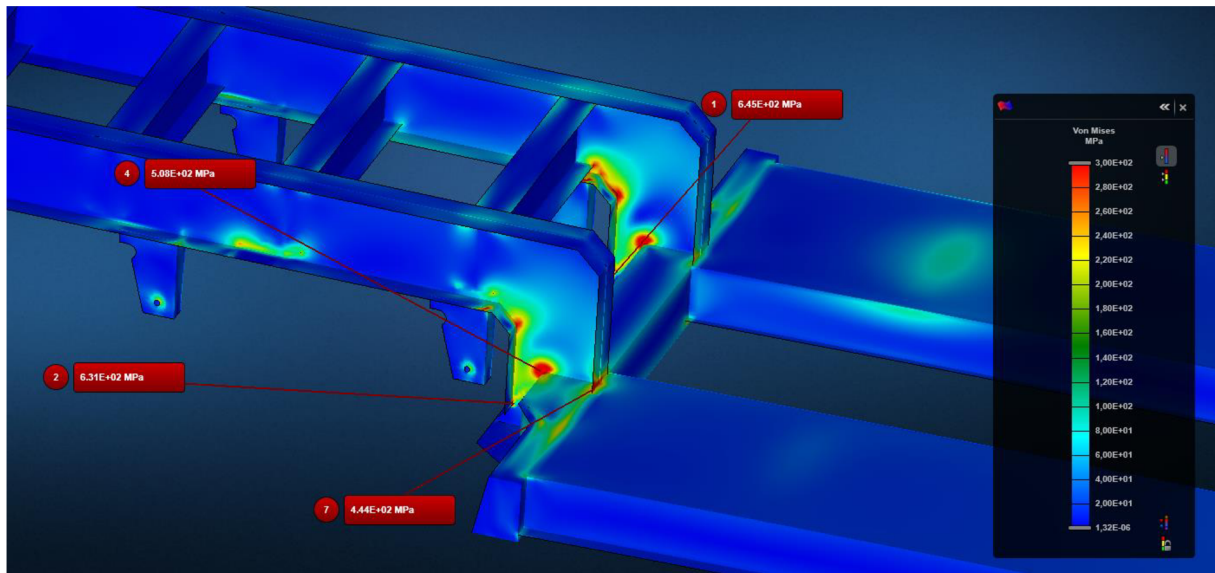
Obr. 42 Zatěžovací stav průjezd zatáčkou: spodní část labutiho krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Při průjezdu zatáčkou se začíná objevovat napětí v rámu přední nápravy, jak je vidět na obrázku. Točnice se může otáčet okolo příčné osy (osa x) a proto při brzdění a akceleraci přední rám přenáší pouze svislé zatížení. Při brzdění na rám působí ovšem příčná síla, která nám v rámu vyvodí napětí. Tažná oj zamezuje translačnímu pohybu v ose x, tím pádem vzniká napětí v přední části rámu, které postupuje až do středu, kde je napětí vyvolané točnicí. Žádné z napětí však nepřesahuje hodnotu dovolené napětí zahrnující dynamický součinitel a stav je vyhovující.



Obr. 41 Zatěžovací stav průjezd zatáčkou: rám přední nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

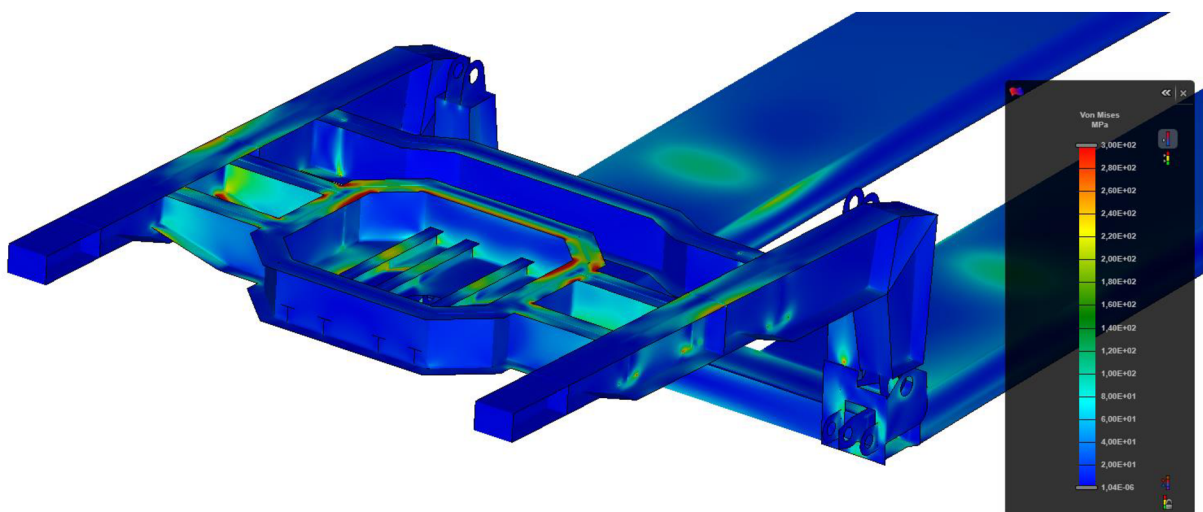
Při průjezdu zatáčkou se napětí posunulo až k druhé nápravě. Na obrázku 43 je patrné vyšší zatížení levé strany přívěsu. Krom popsaných špiček napětí v předcházejících stavech se objevují nové špičky, které jsou patrné na konzolách první nápravy v jejich rozích a dále na první a druhé příčné výztuze. Výsledný zhodnocení zadní části přívěsu posuzují jako vyhovující, protože posuzované adekvátní napětí nepřesahuje povolenou mez.



Obr. 43 Zatěžovací stav průjezd zatáčkou: rám zadní nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

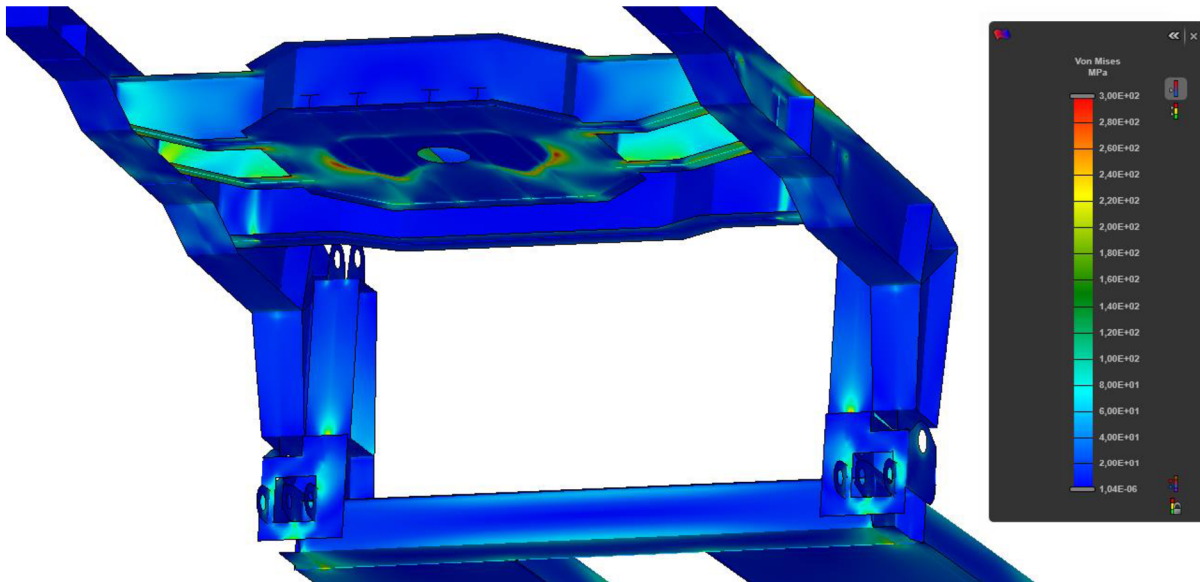
8.4 BRZDĚNÍ VYROVNANÉ

Při brzdění se podle očekávání přesunulo napětí do zadní části na horní pásnici výztuže tvaru O. Špičky napětí vznikají symetricky k zátěžnému stavu akcelerace, jak je vidět na obrázku 44. K navýšení hodnoty napětí přispívá vyšší hodnota zrychlení, a také zatížení přepravovaného



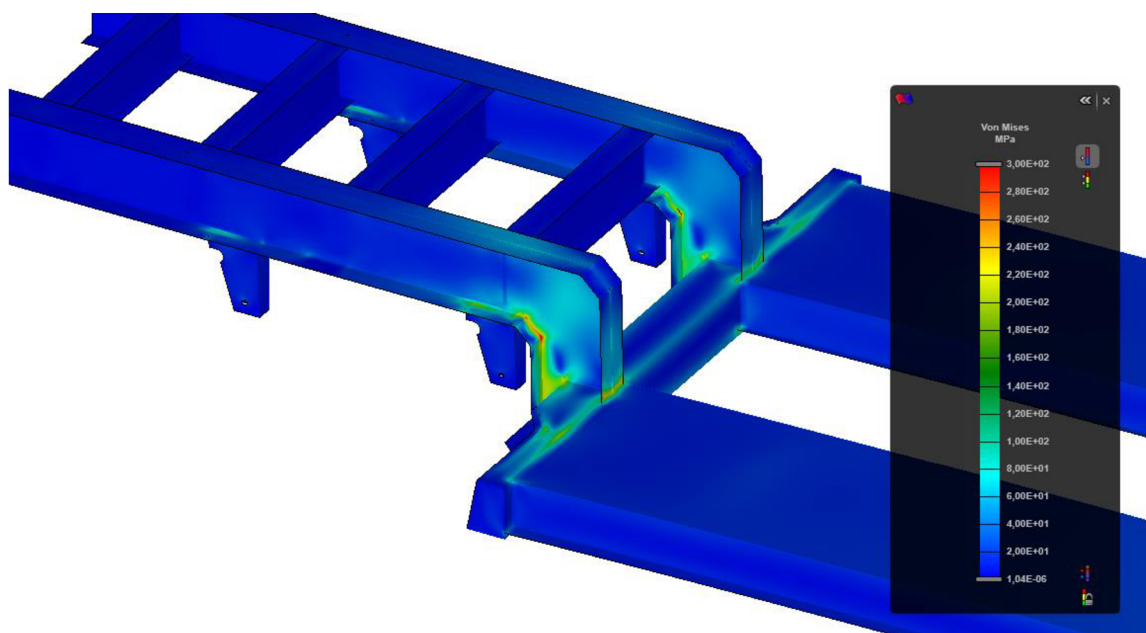
Obr. 44 Zatěžovací stav vyrovnané brzdění: horní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

stroje, které je na přívěs přenášeno převážně zadní nápravou. V případě uzavazování adekvátních napětí v okolí špiček se i tak napětí pohybuje okolo 250 MPa což je o 44 MPa více než dovolené napětí. Taktéž je vyšší napětí patrné u výztuh spodní pásnice kde se napětí pohybuje okolo 240 MPa.



Obr. 45 Zatěžovací stav vyrovnané brzdění: spodní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Na pohledu zespod vyobrazeném na obrázku 45 je viditelné napětí přesahující 300 MPa v okolí točnice. Na zbylých částech výztuže se už neobjevují napětí přesahující mez, ale i tak je stav nevyhovující.

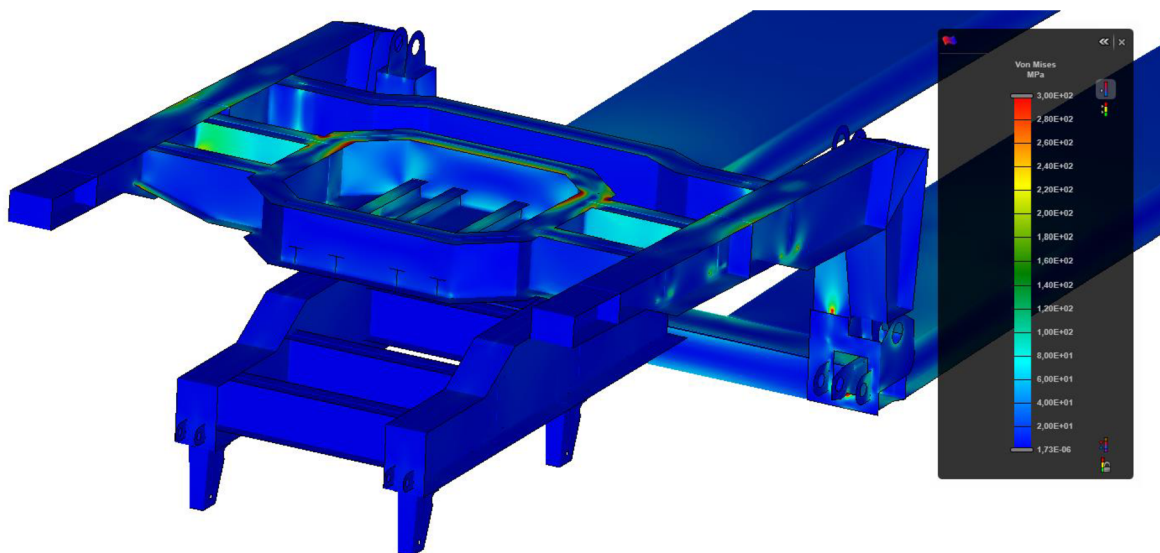


Obr. 46 Zatěžovací stav vyrovnané brzdění: rám zadní nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Při zátěžném stavu brzdění se zatížení od přepravovaného stroje přeneso na ložnou plochu převážně přes zadní nápravu, která je umístěna v přední části. Jako důsledkem je celkové snížení napětí jak na zadním čele ložené plochy, tak v ohybu příčníků. Špičková napětí jsou stále viditelná na hranách a spojích, kde jsou vytvořeny ostré přechody ploch, ovšem i tato hodnota napětí se dle obrázku 46 viditelně snížila. Účinek brzděné síly jde vidět zvýšeným napětím nad konzolí druhé nápravy.

8.5 BRZDĚNÍ POUZE TAŽNÝM VOZIDLEM

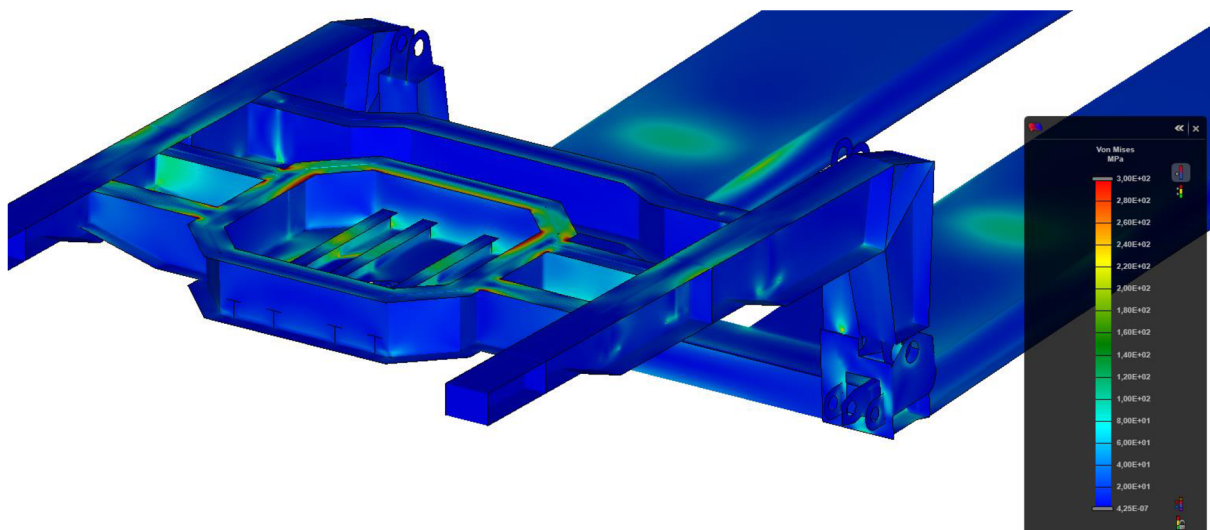
Brzdění pouze tažným vozidlem je stav, který může nastat s nejmenší pravděpodobností. Hodnota výsledného zrychlení je ponížena, jak je uvedeno v kapitole 4.4. Výsledky pevnostní analýzy jsou z větší části shodné s přechozím stavem vyrovnaného brzdění. Rozdíly jsou patrné u konzol nápravy, okolo kterých se vytratilo napětí, což je logické, protože kola nebudou bržděna. Z důvodu poníženoého výsledného zrychlení se na přívěsu snížilo napětí o cca 100 MPa. Kromě maxim dosahujících ve špičkách napětí, které dosáhly 481 MPa, nebylo na přívěsu objeveno žádné kritické místo. Pro ukázkou je přiložen obrázek 47 a dále nebude tento stav rozebírán.



Obr. 47 Zatěžovací stav brzdění tažným vozidlem: horní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

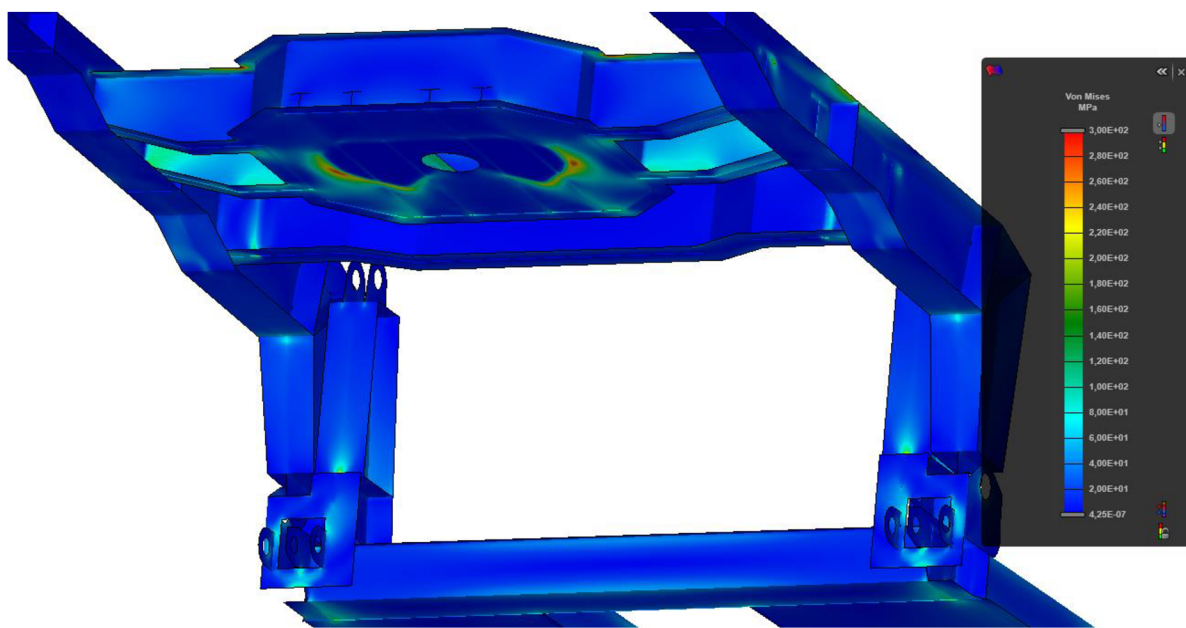
8.6 BRZDĚNÍ PŘÍVĚSEM

Posledním vyhodnoceným jízdním stavem je nouzové brzdění, které může nastat například v případě poruchy dodávky talkového vzduchu v přívěsu. Jak je patrné na obrázku 48 ve výztuži tvaru O se napětí opět koncentruje v zadní části a na horní pásnici jsou v rozích patrné špičkové napětí. Při uvažování adekvátního napětí se hodnota pohybuje okolo 180 MPa, což je bráno jako vyhovující hodnota. Hodnota, která však přesahuje 206 MPa je patrná na krajních výztužích spodní pásnice. Pro tuto část byla hodnota dovolenoého napětí překročena i při brzdění vyrovnaném.



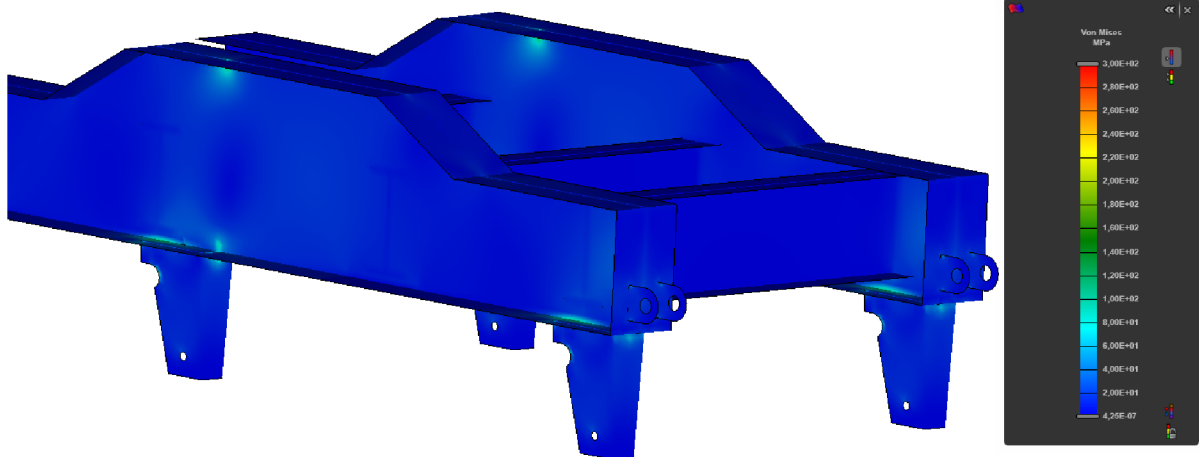
Obr. 48 Zatěžovací stav brzdění přívěsem: horní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Na spodní straně labutího krku lze opět vidět () na spodní pásnici napětí přesahující dovolenou mez kluzu. Hodnota napětí je oproti vyrovnanému brzdění nižší, protože rám přední nápravy je tažným vozem, které nebrzdí, taženo směrem vpřed. Ovšem i přesto jsou okolo krajů točnice hodnoty napětí přesahující až 300 MPa a proto je spodní pásnice jako v případě rovnoměrného brzdění vyhodnocena jako nevyhovující.



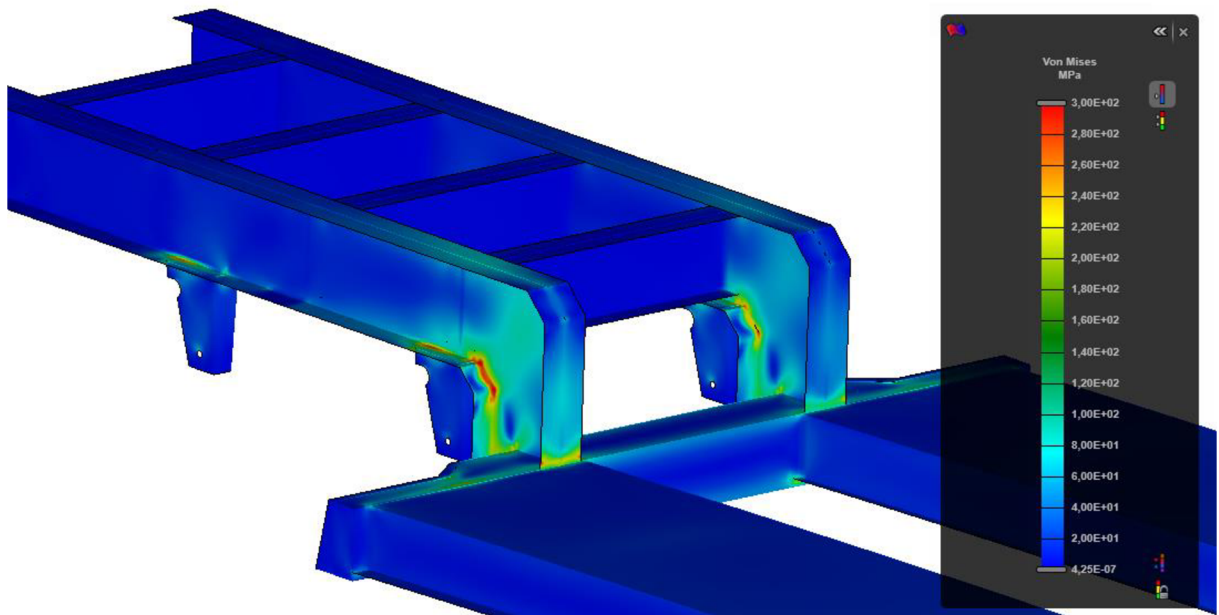
Obr. 49 Zatěžovací stav brzdění přívěsem: spodní část labutího krku, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Na rámu přední nápravy jsou patrné zatížení okolo konzolí nápravy. Hodnota napětí je vyšší jak u vyrovnaného brzdění z důvodu zatížení od tažného vozidla ve směru jízdy. Hodnota napětí se však pohybuje okolo 100 MPa a nepřesahuje dovolené napětí. Taktéž uložení hydromotoru nevykazuje hodnotu napětí, která by překračovala mez 206 MPa a tak je výsledný stav na vyhodnocen jako vyhovující.



Obr. 50 Zatěžovací stav brzdění přívěsem: rám přední nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Na zadní části přívěsu lze opět vidět špičky napětí, které vznikají ostrým napojením ploch v zakřivené části podélníků. Další špičky se objevují u konzolí opět v ostrém navázání pásnice na stojinu podélníků. To je způsobeno vyšším zatížením zadní části konzoly, kde se i špičky objevují. Tyto špičky ovšem nepřesahují hodnotu 300 MPa jak je patrné z obrázku 51. Celkový průběh napětí v zadní části můžeme považovat za vyhovující.

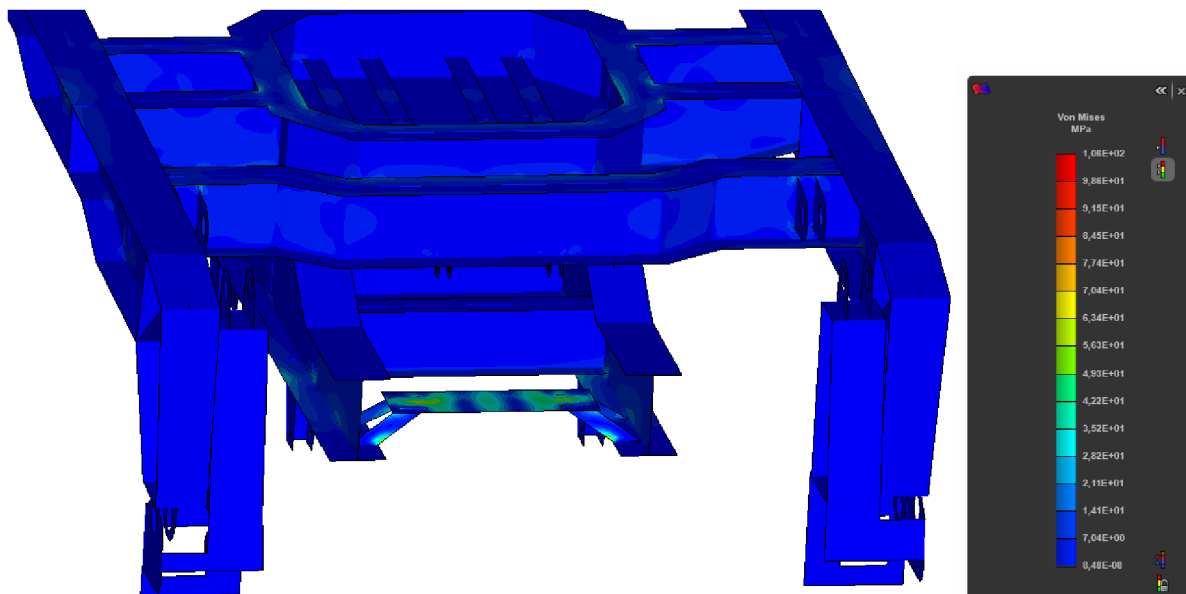


Obr. 51 Zatěžovací stav brzdění přívěsem: rám zadní nápravy, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

8.7 NAKLÁDKA

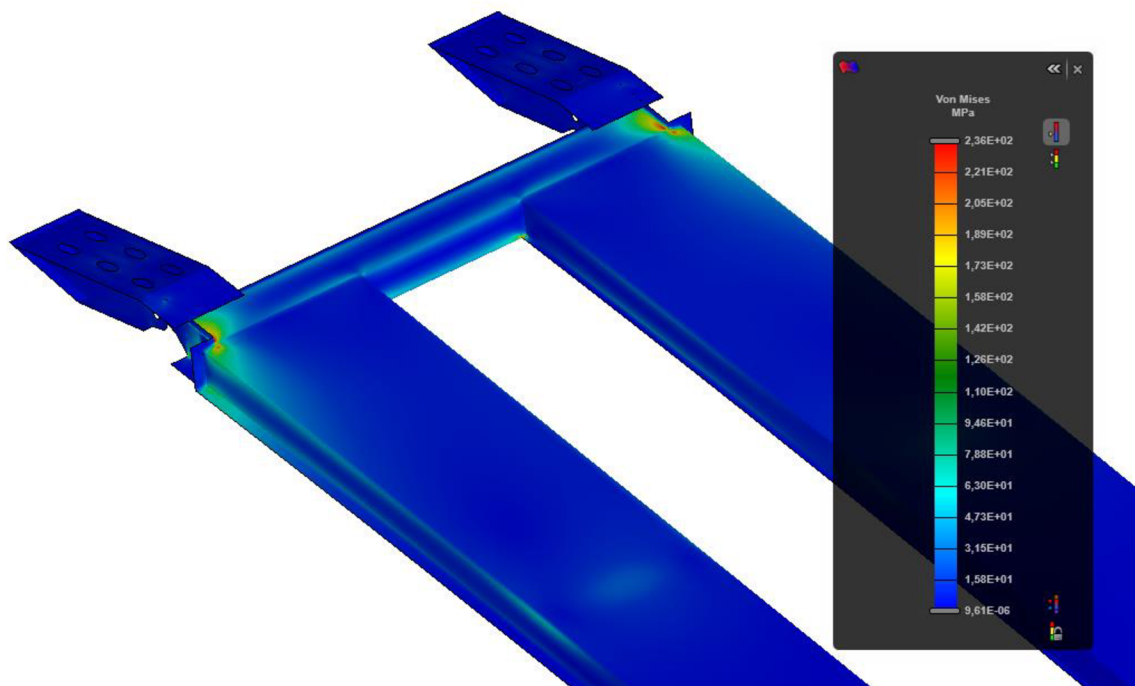
Při nakládce je přední náprava a labutí krk odpojen od ložné plochy. Důvodem kontroly je podpěrná stolice umístěna na konci rámu přední nápravy. Dle vyhodnoceného stavu je na obrázku vidět, že maximální napětí v podpěrné stolici je 106 MPa. Tato hodnota je vypočítána

ve spojení nohy a vodorovného plechu. Celkový průběh napětí dosahujeme maxima okolo 75 MPa, což je pro hodnotu dovoleného napětí s dynamickým součinitelem vyhovující.



Obr. 52 Zatěžovací stav nakládky: labutí krk, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Ložná plocha je kontrolována při najíždění kolového stroje, kdy zadní náprava je ve středu nájezdových ramp. Jde vidět, že nájezdové rampy jsou natolik krátké, že i při dosažení nejvyššího ohybového momentu nedochází k nárůstu napětí



Obr. 53 Zatěžovací stav nakládky: nájezdy na ložnou plochu, stupnice redukovaného napětí 0-300 MPa, měřítko deformace 1:1

Jak je vidět na obrázku 53, tak k nejvyšší koncentraci napětí dochází v napojení předního čela s podlahou ložné plochy na krajích v místě hranolů. Obdobné hodnoty vznikají i na spodní straně. Protože se zde nachází ostré spojení více ploch, a dá se předpokládat, že reálná hodnota napětí nebude dosahovat hodnoty vypočítané (236 MPa), stav vyhodnocuji jako vyhovující.

ZÁVĚR

Předmět diplomové práce je provést návrh přívěsu pro stavební stroje, který je určen k tažení nákladním vozidlem na pozemních komunikacích. Začátkem práce je provedena stručná rešerše používaných přepravníků v dnešní době. Další části zahrnují nezbytné legislativní požadavky pro provoz kategorie přípojných vozidel.

Další část práce se zaměřuje detailně na popis koncepčního návrhu jak rámu, tak nezbytných konstrukčních částí pro provozuschopnost přívěsu jako je oje, točnice, nápravy. Výsledkem je přívěs v provedení hlubinného podvalníku s odnímatelným labutím krkem se čtyřmi nápravami. Nezbytnou součástí podvalníku jsou lineární hydromotory k ovládní výšky ložné plochy. Výpočet na samotné hydromotory je proveden v samostatné kapitole.

Na první pohled se může zdát provedení hlubinného podvalníku s odnímatelným labutím krkem jako složité a náročné, ovšem přes tyto nevýhody s sebou provedené řešení nese spoustu výhod. Přívěs při nakládce nemá potřebu velkých a těžkých nájezdových ramp nebo podpěrných noh, které přidávají na váze celého přívěsu a nakládka je realizována přímo na ložnou plochu. Pevnostní analýza je primárně zaměřena na přepravu stavebních strojů ovšem díky délce a výšce ložné je možno na přívěsu převážet nepřeborné množství rozličných břemen.

Pro vyhotovení pevnostní analýzy bylo nezbytné vytvořit výpočtový model. Pro zjednodušení se volil skořepinový model rámu, který byl navýšen o náhrady, které nespádaly do kontroly. K určení okrajových podmínek bylo třeba vyhotovit rozbor sil působících na přívěs v průběhu jízdy i při nakládce.

Nejrozsáhlejší kapitola práce je věnována vyhodnocení výsledků pevnostní analýzy. Zkoumány jsou vzniklé napětí a nejvíce namáhané části přívěsu. Ke každé části přívěsu je dále zhodnoceno, zdali je stav vyhovující, nebo z jakého důvodu a proč je stav nevyhovující. Jako nejvíc nevyhovující se jevila výztuž tvaru O na labutím krku, kde i přes špičky vznikalo napětí převyšující dovolenou hodnotu. Na přívěs byla použita konstrukční ocel S355J2. V dnešní době se ovšem čím dál častěji používá vysokopevnostní ocel, u které se mez kluzu pohybuje nad hodnotou 700 MPa. Nahrazení nevyhovujících částí by se dalo řešit použitím právě zmíněné vysokopevnostní oceli. Dalším zkoumáním by mohlo být i nahrazení vícero částí přívěsu, kdy by se ušetřila ne malá váha, popřípadě by se dala zvýšit životnost přívěsu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. *Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-7204-257-2.
- [2] VLK, František. *Stavba motorových vozidel. 1*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, Dr.Sc., 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [3] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce. 2*. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 80-85920-61-1
- [4] Česká technická norma ČSN EN 12195-1: Zajišťování břemen na silničních vozidlech – Bezpečnost – Část 1: Výpočet zajišťovacích sil. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [5] Zákon č. 193/2018 Sb., *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů*, 15. srpna 2018.
- [6] Vyhláška Ministerstva dopravy č. 341/2014 Sb., *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů*, 19. prosince 2014.
- [7] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 48 – *Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska montáže zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci*, 8. října 2016.
- [8] Směrnice Rady 91/226/EHS *o sblížení právních předpisů členských států týkajících se systémů proti rozstříku u určitých kategorií motorových vozidel a jejich přípojných vozidel*, 27. března 1991.
- [9] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 13 – *Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel kategorií M, N a O z hlediska brzdění*, 8. října 2015.
- [10] Předpis Evropské hospodářské komise Spojených národů (EHK OSN) č. 55 – *Jednotná ustanovení týkající se schvalování mechanických spojovacích konstrukčních částí jízdních souprav vozidel*, 10. února 2018.
- [11] Česká technická norma ČSN EN 12640: Fixace nákladu na silničních vozidlech – Vázací body na vozidlech pro přepravu zboží – Minimální požadavky a zkoušení. Praha: Český normalizační institut, 2002.
- [12] *Caterpillar CAT D6 XE. Trucker* [online]. [cit. 2019-11-12]. Dostupné z: https://www.trucker.cz/rubriky/doprava/caterpillar-cat-d6-xe-nove-logo-novy-pohon-nova-doba_46952.html

- [13] Dozer. *Wikipedia* [online]. [cit. 2019-11-12]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Dozer>
- [14] MAN. Truck.man.eu [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: https://www.truck.man.eu/man/media/cz/content_medien/doc/business_website_truck_master_1/einsatzgebiete/de_2/man-lkw-tg-bau.pdf
- [15] Nízkoložný podvalník. Svan.cz [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: http://www.svan.cz/?page_id=126
- [16] Hlubinný podvalník. In: Stavební-technika.cz [online]. [cit. 2019-11-12]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/images/resized/2015/1024x800-fit/05z8-vladyka-2.jpg>
- [17] Modulární přepravník. In: Wikipedia.org [online]. [cit. 2019-11-12]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Podvaln%C3%ADk>
- [18] Samořiditelná náprava. Adrnapravy.cz [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://www.adrnapravy.cz/riditelne.html>
- [19] Nápravový agregát. Newsroom-en.bpw.de [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <https://newsroom-en.bpw.de/pressreleases/bpw-air-suspension-airlight-ii-now-for-swap-body-and-jumbo-trailers-as-well-2343501>
- [20] Točnice. Jost.nz [online]. [cit. 2020-06-01]. Dostupné z: <http://www.jost.nz/products/jost-new-zealand/fifth-wheel-couplings-standard.html>
- [21] Výrobní katalog. Hydraulics.cz [online]. [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://www.hydrroma.cz/files/product/9/40/21966/data/064-10019.pdf.pdf>
- [22] Tyres Catalogue. Td-kama.com [online]. [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <https://www.td-kama.com/upload/catalog2018.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{x1}	[m·s ⁻²]	výsledné zrychlení pro zátěžný stav akcelerace
a_{x2}	[m·s ⁻²]	výsledné zrychlení
a_{x3}	[m·s ⁻²]	výslední zrychlení
a_y	[m·s ⁻²]	výsledné zrychlení
b	[mm]	délka stojiny
$c_{x1vpřed}$	[1]	koeficient zrychlení
c_{x1vzad}	[1]	koeficient zrychlení
c_y	[m·s ⁻²]	koeficient zrychlení
$d_{č1}$	[mm]	průměr čepu
D_{hm}	[mm]	vnitřní průměr hydromotoru
$F1$	[N]	síla od podloží na první nápravu
$F2$	[N]	síla od podloží na druhou nápravu
$F3$	[N]	síla od podloží na třetí nápravu
$F4$	[N]	síla od podloží na čtvrtou nápravu
$FB1$	[N]	příčná síla působící na pneumatiky od podloží první náprava
$FB2$	[N]	příčná síla působící na pneumatiky od podloží druhá náprava
$FB3$	[N]	příčná síla působící na pneumatiky od podloží třetí náprava
$FB4$	[N]	příčná síla působící na pneumatiky od podloží čtvrtá náprava
f_d	[1]	dynamický součinitel
F_{hm}	[N]	síla hydromotoru
F_{hm}	[N]	maximální síla vyvinutá hydromotorem
$FO2$	[N]	podélná síla v tažném oku
FT	[N]	síla v tažné oji
F_{vm}	[N]	síla působící na jeden měch nápravy
F_x	[N]	síla v ose x
F_y	[N]	síla v ose y
f_{yd}	[MPa]	hodnota návrhové pevnosti
FZ	[N]	příčná síla působící na tažnou oji
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h_p	[mm]	velikost propružení vzduchového vaku
k_p	[N·mm ⁻¹]	tuhost pneumatiky

k_{vm}	[N·mm ⁻¹]	tuhost vzduchového měchu
l	[mm]	délka ložné plochy
Lhm	[mm]	délka zasunutého hydromotoru
M_{oA}	[N·mm]	moment k bodu A
M_{omax}	[N·mm]	Maximální ohybový moment
m_s	[kg]	hmotnost jízdní soupravy
m_v	[kg]	hmotnost vozidla
p	[MPa]	tlak
Re	[MPa]	mez kluzu
Shm	[mm ²]	plocha vnitřního průměru hydromotoru
T	[kg]	zatížení od stroje
U	[V]	napětí
xT	[mm]	délka mezi čelem ložné plochy a zatížením T
Zhm	[mm]	zdvih hydromotoru
α	[°]	úhel sklonu
β	[°]	úhel sklonu
γ_m	[1]	součinitel dílčí spolehlivosti materiálu
τ_s	[MPa]	smykové napětí
σ	[MPa]	napětí v ohybu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Tuhá náprava	I
Příloha 2 – Samořiditelná náprava	II
Příloha 3 – Odpružení	III
Příloha 4 - Tažná oj	IV
Příloha 5 – Točnice	V
Příloha 6 - Diagram vzpěrné pevnosti	VI
Příloha 7 - Pneumatiky	VII
Příloha 8 - Tabulka zatěžovacích jízdních stavů	VIII

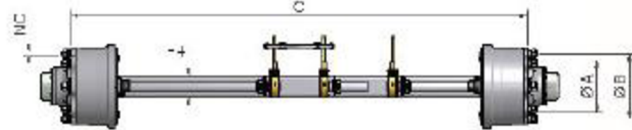
SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

0 – DP – 00/A1
1 – DP – 00/A1
2 – DP – 00/A1
3 – DP – 00/A2

PŘÍLOHA 1 – TUHÁ NÁPRAVA



ASSI CON FRENO COMBINATO
 BRAKED AXLES - HUB AND DRUM
 BREMSACHSEN - TROMMEL ENGFLANSCHT



CODICE Code Bestellnr.	QUADRO Square vkt (mm)	PORTATA (kg) Capacity - Achslast												ATTACCO p.e.d. Radanchluss		
		25 km/h			40 km/h			60 km/h			> 65 km/h			NC	ØA (mm)	ØB (mm)
FRENO - Brake - Bremse FG 306E 300x60																
A50JA6FG...	50	3.100	3.500	2.800	2.800	3.100	2.500	2.500	2.750	2.250	-	-	-	6 M18	180	205
A55KA6FG...	55	3.800	4.500	3.500	3.500	3.900	3.000	3.000	3.450	2.750	-	-	-	6 M18	180	205
A60LA6FG...	60	4.700	5.400	4.200	4.200	4.800	3.800	3.800	4.350	3.500	-	-	-	6 M18	180	205
A70MA6FG...	70	5.800	6.800	5.100	5.100	5.800	4.300	4.300	4.900	3.850	-	-	-	6 M18	180	205
A70NA6FG...	70	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	-	-	-	6 M18	180	205
A70NA8FG...	70	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	-	-	-	8 M18	220	275
A80N8FG...	80	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	-	-	-	8 M18	220	275
A80QI6FG...	80	8.200	9.000	7.400	7.700	8.400	7.000	7.000	7.700	6.300	-	-	-	6 M18	180	205
A80QI8FG...	80	8.200	9.000	7.400	7.700	8.400	7.000	7.000	7.700	6.300	-	-	-	8 M18	220	275
A90RM6FG...	90	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	-	-	-	6 M18	180	205
A90RM8FG...	90	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	-	-	-	8 M18	220	275
FRENO - Brake - Bremse IC 309E 300x90																
A60LA6IC...	60	4.700	5.400	4.200	4.200	4.800	3.800	3.800	4.350	3.500	-	-	-	6 M18	180	205
A70MA6IC...	70	5.800	6.800	5.100	5.100	5.800	4.300	4.300	4.900	3.850	-	-	-	6 M18	180	205
A70NA6IC...	70	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	-	-	-	6 M18	180	205
A70NA8IC...	70	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	-	-	-	8 M18	220	275
A80QI6IC...	80	8.200	9.000	7.400	7.700	8.400	7.000	7.000	7.700	6.300	-	-	-	6 M18	180	205
A80QI8IC...	80	8.200	9.000	7.400	7.700	8.400	7.000	7.000	7.700	6.300	-	-	-	8 M18	220	275
A90RM6IC...	90	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	-	-	-	6 M18	180	205
A90RM8IC...	90	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	-	-	-	8 M18	220	275
FRENO - Brake - Bremse JB - JF 310E 300x100																
A70N6JB...	70	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	5.400	6.000	4.800	6 M18	180	205
A70N8JB...	70	7.200	8.300	6.700	6.700	7.400	6.000	6.000	6.900	5.400	5.400	6.000	4.800	8 M18	220	275
A80QI6JB...	80	8.200	9.000	7.400	7.700	8.400	7.000	7.000	7.700	6.300	6.300	7.000	5.700	6 M18	180	205
A80QI8JB...	80	8.200	9.000	7.400	7.700	8.400	7.000	7.000	7.700	6.300	6.300	7.000	5.700	8 M18	220	275
FRENO - Brake - Bremse KB - KF 314E 300x135																
A80RM6KB...	80	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	7.700	8.500	7.000	6 M18	180	205
A80RM8KB...	80	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	7.700	8.500	7.000	8 M18	220	275
A90RM8KB...	90	10.000	10.900	9.000	9.200	10.000	8.500	8.500	9.400	7.700	7.700	8.500	7.000	10 M22	175	225
A90TN8KB...	90	11.800	12.900	10.800	11.000	12.000	10.000	10.000	11.000	9.000	8.900	9.800	8.000	8 M20	220	275
AA0TE8KB...	100	12.500	13.800	11.300	11.500	12.500	10.500	10.500	11.500	9.500	9.500	10.500	8.500	8 M20	220	275
AA0TERKB...	100	12.500	13.800	11.300	11.500	12.500	10.500	10.500	11.500	9.500	9.500	10.500	8.500	10 M22	175	225
AA0UA8KB...	100	14.000	15.200	12.600	13.000	14.200	11.800	11.800	13.000	11.000	11.000	12.000	10.000	8 M20	220	275
AA0UARKB...	100	14.000	15.200	12.600	13.000	14.200	11.800	11.800	13.000	11.000	11.000	12.000	10.000	10 M22	175	225

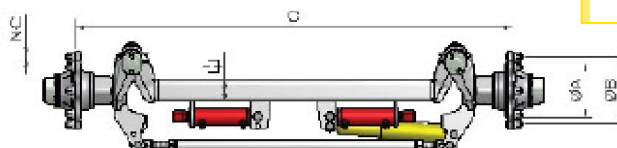
Le portate degli assali sono dipendenti dalla carreggiata, distanza degli appoggi e ruote impiegate nell'applicazione.
 The capacity of the axles depend on track, spring centers and wheels used.
 Die Achslasten sind abhängig von der verwendeten Spur, Federmitte und Reifen der Achsen.

PŘÍLOHA 2 – SAMOŘIDITELNÁ NÁPRAVA

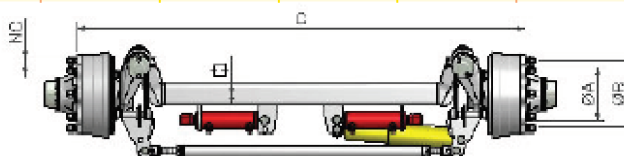


ASSI AUTOSTERZANTI
SELF STEERING AXLES
NACHLAUFLENKACHSEN

SM Type



CODICE Code Bestellnr.	QUADRO Square vkt (mm)	PORTATA (kg) Capacity - Achslast				ATTACCO p.c.d. Radanschluss		
		25 km/h	40 km/h	60 km/h	> 65 km/h	NC	ØA (mm)	ØB (mm)
BM90RM600...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	6 M18	180	205
BM90RM800...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	8 M18	220	275
BM90TN800...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	8 M20	220	275
BM90TN100...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	10 M22	280	335



FRENO - Brake - Bremse IC 309E 300X90								
BM90RM6IC...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	6 M18	180	205
BM90RM8IC...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	8 M18	220	275
FRENO - Brake - Bremse KB - KF 314E 300X135								
BM90MRKKB...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	10 M22	175	225
BM90TN8KB...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	8 M20	220	275
BMA0TE8KB...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	8 M20	220	275
BMA0TERKB...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	10 M22	175	225
BMA0UA8KB...	100	10.500 (-)	10.500 (-)	10.500 (-)	10.000	8 M20	220	275
BMA0UARKB...	100	10.500 (-)	10.500 (-)	10.500 (-)	10.000	10 M22	175	225
FRENO - Brake - Bremse NF 356E 350X60								
BM90RM6NF...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	6 M18	180	205
BM90RM8NF...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	8 M18	220	275
BM90TN8NF...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	8 M20	220	275
FRENO - Brake - Bremse QC 359E 350X90								
BM90RM6QC...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	6 M18	180	205
BM90RM8QC...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	8 M18	220	275
BM90TN8QC...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	8 M20	220	275
BMA0TE8QC...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	8 M20	220	275
FRENO - Brake - Bremse TG 408E 400X80								
BM90RM6TG...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	6 M18	180	205
BM90RM8TG...	90	9.000	8.500	7.700	7.000	8 M18	220	275
BM90TN8TG...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	8 M20	220	275
BM90TN1TG...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	10 M22	280	335
BMA0TE8TG...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	8 M20	220	275
BMA0TE1TG...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	10 M22	280	335
BMA0UA8TG...	100	10.500 (-)	10.500 (-)	10.500 (-)	10.000	8 M20	220	275
BMA0UA1TG...	100	10.500 (-)	10.500 (-)	10.500 (-)	10.000	10 M22	280	335
FRENO - Brake - Bremse VE 406E 406X120								
BM90TN8VE...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	8 M20	220	275
BM90TN1VE...	90	10.500 (-)	10.000	9.000	8.000	10 M22	280	335
BMA0TE8VE...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	8 M20	220	275
BMA0TE1VE...	100	10.500 (-)	10.500	9.500	8.500	10 M22	280	335
BMA0UA8VE...	100	10.500 (-)	10.500 (-)	10.500 (-)	10.000	8 M20	220	275
BMA0UA1VE...	100	10.500 (-)	10.500 (-)	10.500 (-)	10.000	10 M22	280	335

54

LUFTFEDER- AGGREGATE

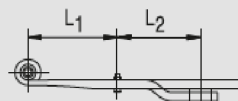
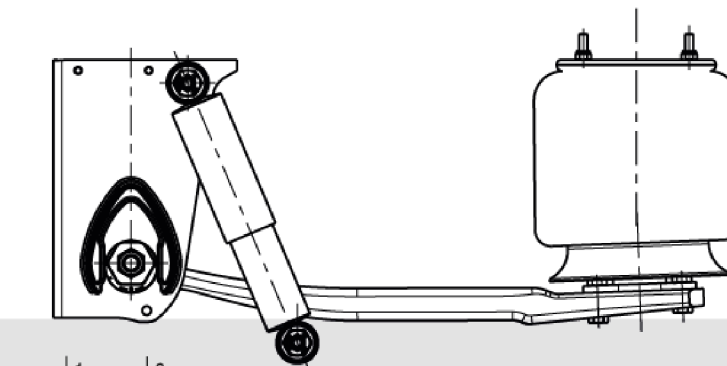
TKLR, KLR - GL70 L

FAHRHÖHE ca. 180 - 525 mm

BALG: Ø 300 mm

GESAMTHUB: mindestens 180 mm

LENKERBREITE: 70 mm



BAUREIHE	FH Fahrhöhe	RS Radstand min.	ZUL.ACHS- LAST (kg)	BESTELL- NR.	BEZEICHNUNG	L1	L2	t	EH Einbauhöhe	ABSENK- WEG	ZEICHNUNGS- NR.
TKLRT	180 - 235	995	7000	700635136	TKLRT 43.29/7.1	430	290	46	270 +50/-0	ca. 85	71.519-4
TKLRO	225 - 300			700635134	TKLRO 43.29/7.1				320 ±45/-30	ca. 90	71.521-4
	290 - 355			700687072					385 +35/-30	ca. 95	71.567-4
KLRT	360 - 405			700681070	KLRT 43.29/7.1				295 +45/-0	ca. 63	71.522-4
KLRO	405 - 480			700681071	KLRO 43.29/7.1				370 +45/-30	ca. 91	71.523-4
	470 - 525			700681072					435 +25/-30	ca. 93	71.568-4

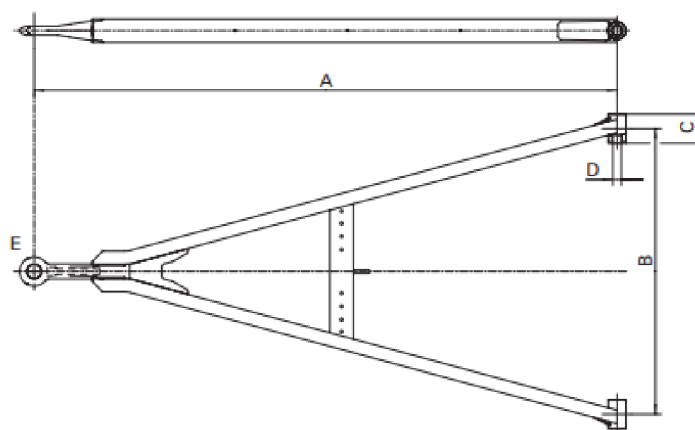
PŘÍLOHA 3 - ODPRUŽENÍ





PŘÍLOHA 4 - TAŽNÁ OJ

Zuggabeln • Drawbars • Flèches de remorque • Timoni • Lanzas-timón

GNZ

- DE** Zuggabel Normalprofil
- EN** Drawbar standard profile
- FR** Flèche de remorque – profil standard
- IT** Timoni profilo normale
- ES** Perfil normal de la lanza-timón



				D	EG/ECE	A	B	C	D	E	
		(t)	(t)	(kN)		(mm)	(mm)	(mm)	(mm)		
YA	GNZ 9,4	9,4	5	70	E1 01-1964	650-750	320-1100	60-100	20-50	1,6	U 50
YA	GNZ 9,4	9,4	5	70	E1 01-1964	800-1950	320-1250	60-100	20-50	1,6	U 50
YD	GNZ 18	16	8	98	E1 01-1911	1000-2600	300-410	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C,A	U 65
YD	GNZ 18	18	10	98	E1 01-1911	1000-1100	420-920	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C,A	U 65
YD	GNZ 18	18	10	98	E1 01-1911	1150-1200	420-1050	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C,A	U 65
YD	GNZ 18	18	10	98	E1 01-1911	1250-1400	420-1200	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C,A	U 65
YD	GNZ 18	18	10	98	E1 01-1911	1450-2600	420-1400	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C,A	U 65
YG	GNZ 27	27	12	125	E1 01-1909	1000-1700	250-1400	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C	U 80
YG	GNZ 27	27	12	125	E1 01-1909	1750-2050	320-1400	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C	U 80
YG	GNZ 27	27	12	125	E1 01-1909	2100-3100	320-1500	60-100	24-50	1,3,4,5,6,C	U 80
YF	GNZ 40 A	40	12	125	E1 01-2001	1000-1850	200-590	70-100	26-50	1,3,4,5,6,C	U 100
YF	GNZ 40 A	40	12	125	E1 01-2001	1900-3800	250-590	70-100	26-50	1,3,4,5,6,C	U 100
YF	GNZ 40 A	40	18	125	E1 01-2001	1000-3800	600-1500	70-100	26-50	1,3,4,5,6,C	U 100
YF	GNZ 40 B	40	12	168	E1 01-2021	1000-1750	200-590	70-100	30-50	3,4,5	U 100
YF	GNZ 40 B	40	12	168	E1 01-2021	1800-3300	250-590	70-100	30-50	3,4,5	U 100
YF	GNZ 40 B	40	18	168	E1 01-2021	1000-3300	600-1400	70-100	30-50	3,4,5	U 100
YC	GNZ 50	50	18	190	E1 01-2022	1200-3800	400-590	70-100	30-50	3,5	U 100
YC	GNZ 50	50	24	190	E1 01-2022	1200-3800	600-1400	70-100	30-50	3,5	U 100
YB	GNZ 50 HD	60	24	206	E1 01-2676	1600-3400	900-1400	70-100	30-50	3,5	U 100

PŘÍLOHA 5 - TOČNICE

Fifth wheel couplings and mounting plates

JSK 42 K2 – K6 Frame mounting

Selection table/Versions available

Frame mounting

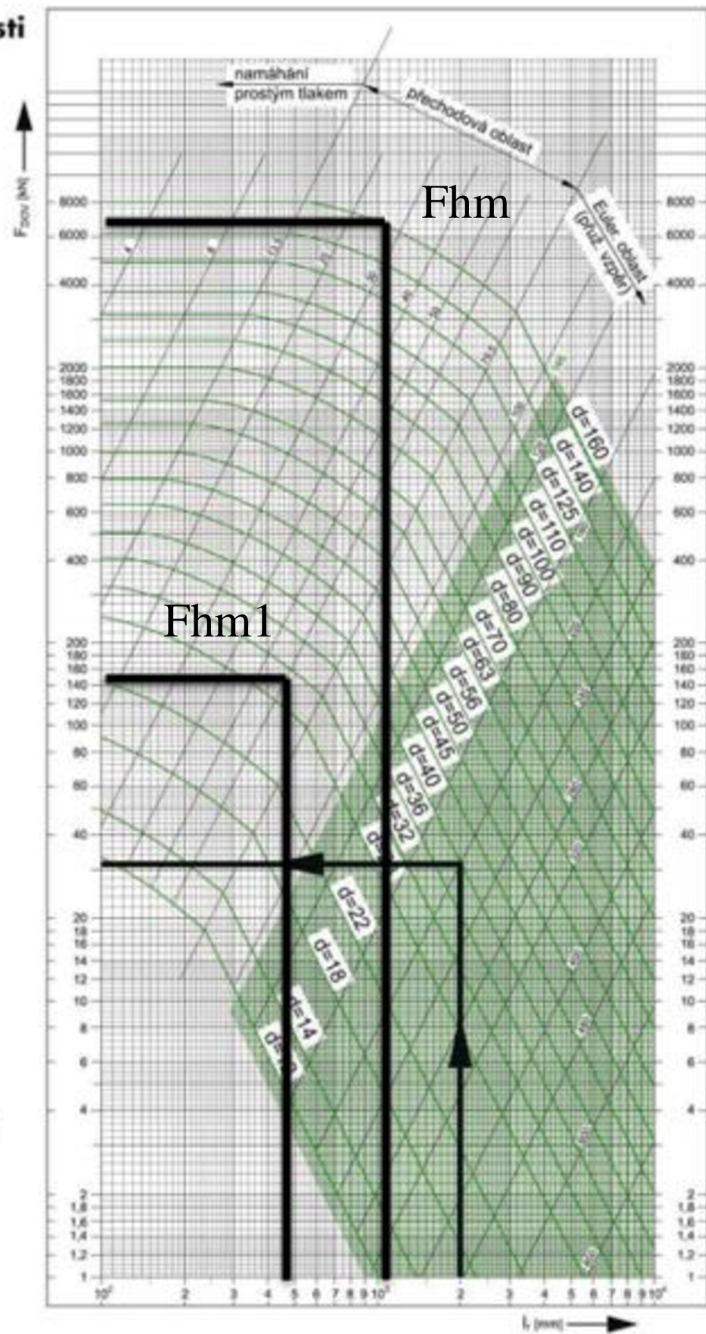
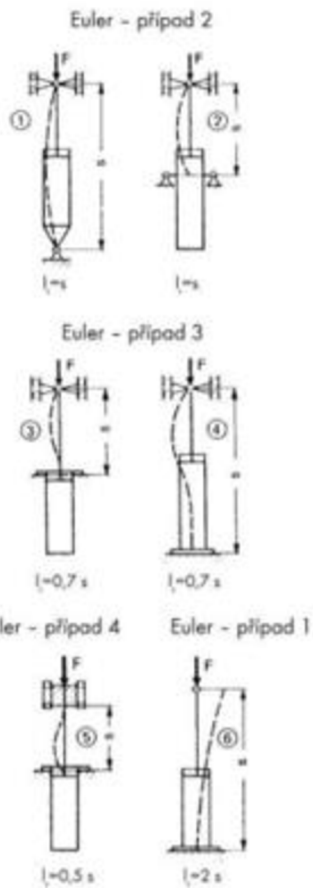
Order No.	LB	H (mm)	X/Y	D value (kN)	Imposed load U (t)	Weight (kg)	Approval (ECE)	WA	ZL	Sensoric	SKS
JSK 42 K2 20 39 AA	K2	150	13°	152	20	130	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K2 20 01 CL	K2	150	13°	152	20	134	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	K	-	-
JSK 42 K2 20 AI AA	K2	150	13°	152	20	134	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	J	ST*	-
JSK 42 K2 20 CW AA	K2	150	13°	152	20	135	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	J	-	ST
JSK 42 K3 20 35 AA	K3	150	13°	152	20	128	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K3 20 39 AA	K3	150	13°	152	20	128	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K6 20 35 AA	K6	150	13°	152	20	128	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K6 20 39 AA	K6	150	13°	152	20	128	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K2 40 35 AA	K2	190	16°	152	20	136	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K2 40 39 AA	K2	190	16°	152	20	136	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K2 40 DO CL	K2	190	16°	152	20	140	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	K	-	-
JSK 42 K2 40 AI AA	K2	190	16°	152	20	140	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	J	ST*	-
JSK 42 K2 40 CW AA	K2	190	16°	152	20	141	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	K	-	ST
JSK 42 K2 40 C7 AA	K2	190	16°	152	20	137	E1 55R-01 1245	W	J	ST*	-
JSK 42 K3 40 35 AA	K3	190	16°	152	20	132	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K3 40 39 AA	K3	190	16°	152	20	132	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K6 40 35 AA	K6	190	16°	152	20	132	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K6 40 39 AA	K6	190	16°	152	20	132	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K6 40 DA AA	K6	190	16°	152	20	138	E1 55R-01 1245	LT5P ST	J	ST	-
JSK 42 K6 40 EC AA	K6	190	16°	152	20	136	E1 55R-01 1245	Z	J	ST	-
JSK 42 K2 57 34 AA	K2	225	25°	152	20	138	E1 55R-01 1245	Z	K	-	-
JSK 42 K2 57 39 AA	K2	225	25°	152	20	138	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K2 57 DO CL	K2	225	25°	152	20	144	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	K	-	-
JSK 42 K2 57 AI AA	K2	225	25°	152	20	144	E1 55R-01 1245	LT5P MAN	J	ST*	-
JSK 42 K2 57 C7 AA	K2	225	25°	152	20	139	E1 55R-01 1245	W	J	ST*	-
JSK 42 K3 57 35 AA	K3	225	25°	152	20	134	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K3 57 39 AA	K3	225	25°	152	20	134	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K6 57 35 AA	K6	225	25°	152	20	135	E1 55R-01 1245	Z	J	-	-
JSK 42 K6 57 39 AA	K6	225	25°	152	20	135	E1 55R-01 1245	W	J	-	-
JSK 42 K6 57 CV AA	K6	225	25°	152	20	135	E1 55R-01 1245	LT5P ST	J	EV	-
JSK 42 K6 57 C6 AA	K6	225	25°	152	20	139	E1 55R-01 1245	Z	J	ST*	-
JSK 42 K6 57 C7 AA	K6	225	25°	152	20	139	E1 55R-01 1245	W	J	ST*	-
JSK 42 K6 57 F5 AA	K6	225	25°	152	20	135	E1 55R-01 1245	W+LT1P	J	EV	-
JSK 42 K6 57 DA AA	K6	225	25°	152	20	140	E1 55R-01 1245	LT5P ST	J	ST	-

Explanatory notes for the selection tables please refer to page 15.

PŘÍLOHA 6 – DIAGRAM VZPĚRNÉ PEVNOSTI

Diagram vzpěrné pevnosti

- Pro výpočet l , se neuvažuje, resp. je nepřípustné zatěžovat pístní tyč radiální silou.
- Pro provoz PČH při jmenovitých hodnotách provozních parametrů je námi stanovená míra bezpečnosti koeficientem $kv=2$.
Pro případy provozu PČH při vyšších hodnotách provozních parametrů doporučujeme zvýšit hodnotu kv .
- Zároveň by měla být hodnota kv posouzena v kontextu celého strojního celku.



Určení dovoleného namáhání:

- určit Eulerův případ
- stanovit redukovanou délku l ,
- pro daný $\varnothing d$ určíme dovolené zatížení silou F_{dov}
(l , 2000 mm, \varnothing pístní tyče 40 mm, $\rightarrow F_{dov} = 32$ kN)



PŘÍLOHA 7 – PNEUMATIKY

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
NF 201	315/70R22,5	Pyreum	Bequum	152/130 152/130	M	120	Putumum	Beceumum	Depocum	13,2	120	1 014 ± 15	316	488 ± 7	62,5	3 200	2 350	9,0	9,0	-	-	-	-	-	-	TY 231-150-048138861
	245/70R19,5	Pyreum	Bequum	136/134	M	115	Putumum	Beceumum	Depocum	13	130	839 ± 12	252	380 ± 6	53,4	2 240	2 130	8,1	7,50	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	275/70R22,5	Pyreum	Bequum	148/145	M	130	Putumum	Beceumum	Depocum	14,5	130	965 ± 14	284	450 ± 7	51,3	3 150	2 990	9,2	8,25	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	295/80R22,5	Pyreum	Bequum	152/148	M	125	Putumum	Beceumum	Depocum	15	130	1 038 ± 15	310	480 ± 7	60,5	3 350	3 180	8,8	9,00	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	315/80R22,5	Pyreum	Bequum	152/148	L	130	Putumum	Beceumum	Depocum	15	120	930 ± 14	313	480 ± 7	56,4	3 350	3 180	9,2	9,75	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
NF 201+	315/80R22,5	Pyreum	Bequum	156/150	L	130	Putumum	Beceumum	Depocum	15,2	120	1 078 ± 16	318	508 ± 8	64,7	4 000	3 340	9,2	9,00	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	155/80R22,5	Pyreum	Bequum	152/148	L	130	Putumum	Beceumum	Depocum	15	120	929 ± 14	313	440 ± 7	56,2	3 350	3 180	9,2	9,75	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	215/75R17,5	Pyreum	Bequum	126/124	M	102	Putumum	Beceumum	Depocum	12,9	130	774 ± 11	220	338 ± 3	26,7	1 700	1 600	7,1	6,00	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
	225/75R17,5	Pyreum	Bequum	128/127	M	105	Putumum	Beceumum	Depocum	13,0	130	783 ± 12	235	364 ± 5	27,5	1 850	1 750	7,4	6,75	-	-	-	-	-	TY 221-111-1401-048138861	
	235/75R17,5	Pyreum	Bequum	132/130	M	114	Putumum	Beceumum	Depocum	13,5	130	799 ± 6	241	373 ± 3	28,9	2 000	1 900	8,0	6,75	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
NF 202	245/70R17,5	Pyreum	Bequum	136/134	M	121	Putumum	Beceumum	Depocum	13,0	130	798 ± 12	232	364 ± 5	32,4	2 240	2 120	8,7	7,50	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	265/70R19,5	Pyreum	Bequum	145/143	M	127	Putumum	Beceumum	Depocum	17	130	900 ± 13	294	417 ± 8	41,5	2 980	2 725	8,8	8,25	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
	285/75R22,5	Pyreum	Bequum	148/146 150/146	M	123	Putumum	Beceumum	Depocum	15	130	1 014 ± 10	305	478 ± 7	56,4	3 150	2 900	8,7	9,00	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
	295/80R22,5	Pyreum	Bequum	152/148	M	125	Putumum	Beceumum	Depocum	15,0	130	1 050 ± 16	310	480 ± 7	59,9	3 350	3 150	8,8	9,00	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
	315/70R22,5	Pyreum	Bequum	145/130 152/128	M	120	Putumum	Beceumum	Depocum	15,2	120	1 014 ± 15	316	468 ± 7	61,0	3 240	3 150	8,7	9,00	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
NF 201	315/70R22,5	Pyreum	Bequum	145/130 152/128	M	120	Putumum	Beceumum	Depocum	15,2	120	1 014 ± 15	316	468 ± 7	61,9	3 270	3 150	8,7	9,00	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	265/70R19,5	Pyreum	Bequum	140/138	M	112	Putumum	Beceumum	Depocum	13,0	130	867 ± 13	266	400 ± 6	41,5	2 500	2 300	7,9	7,50	-	-	-	-	-	TY 221-110-1401-048138861	
	295/80R22,5	Pyreum	Bequum	152/148	M	121	Putumum	Beceumum	Depocum	15	130	1 050 ± 16	310	490 ± 7	60,0	3 350	3 150	8,7	9,00	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861	
	128/2,5	Pyreum	Bequum	152/148	L	125	Putumum	Beceumum	Depocum	15,2	120	1 084 ± 16	307	504 ± 8	62,1	3 350	3 150	8,7	9,00	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861
	285/80R22,5	Pyreum	Bequum	140 138	M	130	Putumum	Beceumum	Depocum	16	130	1 072 ± 16	309	490 ± 7	70,2	4 500	-	9,2	11,75	-	-	-	-	-	-	TY 231-100-048138861

PŘÍLOHA 8 – TABULKA ZATĚŽOVACÍCH JÍZDNÍCH STAVŮ

Zatěžovací jízdní stavy	Zrychlení [mms]			Pneumatiky			Těžné zařízení [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
Stání, konstatní jízda	0	0	-9 801	vazba	volné	vazba	vazba	vazba	vazba
Akcelerace	0	4 910	-9 801	vazba	volné	vazba	vazba	vazba	vazba
Průjezd zatáčkou	4 901	0	-9 801	vazba	volné	vazba	vazba	vazba	vazba
Brzdění vyrovnané	0	-7 850	-9 801	vazba	vazba	vazba	vazba	volné	vazba
Brzdění těžným vozidlem	0	-3 924	-9 801	vazba	volné	vazba	vazba	vazba	vazba
Brzdění přívěsem	0	-7 850	-9 801	vazba	vazba	vazba	vazba	-188 400	vazba