

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2010

Jaromír Malý

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

Návrh a konstrukce návěsu za motorové vozidlo skupiny T

Jaromír Malý

Bakalářská práce

2010

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jaromír MALÝ**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh a konstrukce návěsu za motorové vozidlo skupiny T**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

1. Úvod, legislativa
2. Parametry tažného vozidla
3. Ideový návrh
4. Konstrukce - výpočty vybraných celků
5. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

1. Vlk, F.: Stavba motorových vozidel. Nakladatelství prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2003, ISBN 80-238-8757-2

2. Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2000, ISBN 80-238-5274-4

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Pokorný

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **26. února 2010**

Termín odevzdání bakalářské práce: **31. května 2010**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 20.05.2010

Jaromír Malý

PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Pokornému za odborné konzultace při tvorbě této práce a za svůj čas, který mi vždy ochotně věnoval. Dále chci poděkovat firmě ZDT, spol. s r.o., Nové Veselí za poskytnutí elektronických materiálů.

SOUHRN

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem třístranně sklopného návěsu pro přepravu dřevařské kulatiny za motorové vozidlo Zetor 6911. V první části práce je popsáno legislativní zařazení a požadavky pro návrh návěsu. V další části práce je popis jednotlivých částí návěsu s ohledem na stanovené požadavky. Poslední část práce je věnována kontrolní analýze navržených konstrukčních dílů.

KLÍČOVÁ SLOVA

návěs, motorové vozidlo, legislativa, konstrukce, analýza

TITLE

Concept and construction of semitrailer unit for motor vehicle group T

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with engineering design of three-way tipper semitrailer for wooden timber transportation behind the motor vehicle Zetor 6911. The first part describes legislative settings and requirements for semitrailer project. In the next part of the thesis there is a description of component parts of semitrailer considering the defined requirements. The last part of the thesis is dedicated to controlling analysis of suggested construction parts.

KEYWORDS

semitrailer, motor vehicle, legislation, construction, analysis

Obsah:

1	Úvod.....	8
2	Legislativa navrhovaného návěsu	9
2.1	Zákon č. 56/2001 Sb.	9
2.2	Zákon č. 341/2002 Sb.	10
2.3	Technické požadavky na konstrukci přípojných vozidel kategorií O _{T1} , O _{T2} , O _{T3} , O _{T4}	13
3	Popis zemědělského a lesnického traktoru Zetor 6911.....	18
3.1	Všeobecné technické údaje traktoru	18
3.1.1	Rozměry traktoru	18
3.1.2	Hmotnosti.....	20
3.1.3	Převodovka	20
3.1.4	Motor	20
3.1.5	Brzdový systém.....	21
3.1.6	Hydraulický systém	21
4	Ideový návrh traktorového návěsu.....	22
4.1	Požadavky na návěs	22
4.2	Hlavní rozměry a hmotnosti	22
4.3	Podlahový rošt	24
4.4	Uložení nástavby na rám.....	24
4.5	Rám.....	25
4.6	Náprava, kola	26
4.7	Pneumatická brzdová soustava	26
5	Konstrukční návrh.....	27
5.1	Konstrukční návrh nápravy a kol.....	27
5.2	Konstrukční návrh vysokotlakého brzdového systému	27
5.3	Návrh hydraulického systému	29
5.4	Konstrukční návrh rámu a podlahového roštu	32
5.4.1	Podlahový rošt	32
5.4.1.1	Statické zatížení podélníků před vyklápěním	33
5.4.1.2	Statické zatížení podélníků při začátku vyklápění.....	34
5.4.1.3	Statické zatížení příčníků s navařenými držáky koulí	35
5.4.1.4	Statické zatížení kolébky roštu	36
5.4.1.5	Celková kontrola podlahového roštu pomocí programu Pro/E	37

5.4.2	Žebřinový rám.....	39
5.4.2.1	Statické zatížení podélníků – návěs v odpřihnutém stavu	39
5.4.2.2	Statické zatížení podélníků – návěs v jízdní soupravě	40
5.4.2.3	Statické zatížení příčníků s navařenými koulemi	41
5.4.2.4	Statické zatížení šikmých vzpěr oje.....	42
5.4.2.5	Uložení hydraulického válce	42
5.4.2.6	Statické zatížení uložení hydraulického válce	43
5.4.2.7	Celková kontrola žebřinového rámu pomocí programu Pro/E	43
5.4.3	Rám tvaru písmene „Y“	45
5.4.3.1	Statické zatížení podélníků – návěs v jízdní soupravě	45
5.4.3.2	Statické zatížení podélníku zakončeného tažným okem.....	46
5.4.3.3	Statické zatížení příčníků s navařenými koulemi	46
5.4.3.4	Celková kontrola rámu tvaru „Y“ pomocí programu Pro/E	48
6	Závěr	50
7	Použitá literatura	52
	Seznam obrázků	53
	Seznam tabulek	55
	Seznam příloh	56

1 Úvod

Rozvoj ekonomiky a hospodářství v mezinárodním i tuzemském měřítku vyžaduje rozvoj osobní i nákladní dopravy. Zvyšováním nároků na dopravu vzrůstá požadavek na konstrukci motorových vozidel.

U problematiky nákladních dopravních prostředků se konstruktéři snaží o maximální účelnost, ekologičnost, spolehlivost a bezpečnost navrhovaného vozidla, jak z hlediska aktivní, tak i pasivní bezpečnosti pro provozovatele i ostatní účastníky silničního provozu.

Výběr tématu bakalářské práce je veden snahou o využití teoretických poznatků získaných během bakalářského studia na vysoké škole a aplikací na vlastní řešení navrhovaného návěsu pro přepravu dřevařské kulatiny.

Záměrem této bakalářské práce je nástin problematiky konstrukce navrhovaného traktorového návěsu podle legislativních požadavků. První část bakalářské práce je věnována legislativnímu zařazení a požadavkům kladených na konstrukci návěsu. V další části jsou popsány požadavky vyplývající z praktických problémů při přepravě materiálu. Konstrukční návrh hlavních částí třístranně sklopného traktorového návěsu vychází z nápravy, podlahového roštu, hydraulického a brzdového systému a dvou různých návrhů nosného rámu. Závěrem je provedena analýza pomocí programu Pro/Engineer, dávající ucelený náhled na vhodnost použití konstrukčních celků.

2 Legislativa navrhovaného návrhu

Oblast silniční dopravy je odrazem naznačených evropských trendů, dochází k vydávání zákonů a vyhlášek, které akceptují jednak mezinárodní dohody, jednak evropské právo (Směrnice Evropské unie event. Evropské hospodářské komise). Tento proces je v podstatě již dlouhodobě realizován, neboť silniční doprava má mezinárodní charakter a dohody na řešení technických i právních aspektů jsou předpokladem jejího úspěšného fungování. V zásadě to platí pro nákladní a osobní vozidla, jejichž schvalování k provozu nebo platnost technických kontrol na území jiných států nečiní v praxi zásadní potíže. Ovšem řešení této problematiky pro zemědělské nebo lesnické traktory je ponecháno na národních úrovních, i když v oblasti technické se uplatňuje řada individuálních Směrnic EU, resp. všechny jednotlivé homologace a schválení podle předpisů EHK a směrnic EHS/ES nahrazuje homologace typu vozidla jako celku podle směrnice č. 74/150/EHS.

2.1 Zákon č. 56/2001 Sb. [1]

Zákon č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu na pozemních komunikacích sjednocuje s obvyklou praxí v EU třídění vozidel na silniční vozidla (motocykly, osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, speciální vozidla, přípojná vozidla, ostatní silniční vozidla) a zvláštní vozidla. Nově jsou do kategorie zvláštních vozidel zařazeny zemědělské nebo lesnické traktory a jejich přípojná vozidla. Dále tam patří pracovní stroje samojízdné, pracovní stroje přípojně, nemotorové pracovní stroje a vozidla, vozíky pro invalidy.

Kategorie přípojných vozidel se člení na:

- O₁ - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 750 kg,
- O₂ - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 750 kg, ale nepřevyšuje 3500 kg,
- O₃ - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 3 500 kg, ale nepřevyšuje 10 000 kg,
- O₄ - přípojná vozidla, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 10 000 kg,

- O_{T1} - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 1 500 kg,
- O_{T2} - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 1 500 kg, ale nepřevyšuje 3 500 kg,
- O_{T3} - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 3 500 kg, ale nepřevyšuje 6 000 kg,
- O_{T4} - přípojná vozidla traktoru, jejichž největší přípustná hmotnost převyšuje 6 000 kg.

2.2 Zákon č. 341/2002 Sb. [2]

V prováděcí vyhlášce č. 341/2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, vydané Ministerstvem dopravy jsou kategorie:

- T - traktory definována v příloze č. 18 jako: motorové vozidlo vybavené koly nebo pásy, jehož hlavní funkcí je tažná síla a které je zvláště konstruováno pro tažení, tlačení, nesení nebo pohon určitého nářadí, strojů nebo přípojných vozidel, určených pro užití zejména v zemědělství nebo lesnictví. Může být vybaveno pro přepravu nákladu a osob.
- O_T - přípojná vozidla traktorů definována ve vyhlášce č. 283/2009Sb. kterou se mění vyhláška č. 341/2002 Sb. v příloze č. 3 jako: traktorové přívěsy a návěsy - ve smyslu technické normy ČSN EN 1853, určené k přepravě nákladu. Jejich největší konstrukční rychlost nesmí převyšovat 40 km.h^{-1} .

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

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

- největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla nesmí překročit

u jednotlivé nápravy	-	10,0 t
u jednotlivé hnací nápravy	-	11,5 t
u dvojnápravy motorových vozidel součet zatížení obou náprav při jejich dílčím rozvoru	do 1,0 m	11,5 t
	od 1,0 do 1,3 m	16,0 t
	od 1,3 do 1,8 m	18,0 t
u hnací dvojnápravy s dvojmontáží pneumatik a vzduchovým pérováním při rozvoru	od 1,3 do 1,8 m	19,0 t

Tab. 1 – Největší povolené hmotnosti na nápravu [2]

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

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

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

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

U souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí větší než 40 km.h^{-1} je tento poměr okamžitých hmotností 1,5 (§ 14, bod (2)). U souprav traktoru a traktorového návěsu se

okamžitou hmotností každého z vozidel soupravy rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru, resp. návěsu. Podíl hmotností připadající na nápravy traktorového návěsu nesmí převyšovat největší povolenou hmotnost přípojného vozidla uvedenou v technickém průkazu vozidla. Dále je nutno dodržet vzdálenost mezi poslední nápravou motorového vozidla, jehož největší povolená hmotnost převyšuje 3,50 t, a první nápravou přívěsu, jehož největší povolená hmotnost převyšuje 3,50 t, musí být nejméně 3,00 m.

Uvedené hodnoty největší povolené hmotnosti vozidla nebo největší povolené hmotnosti na nápravu vozidla jsou cennou informací pro provozovatele silniční dopravy, neboť jsou pro ně kritérii při rozhodování o agregaci jednotlivých vozidel s přívěsy či návěsy při zajišťování nejrůznějších přeprav věcí a materiálů o nejrůznějších přepravních vlastnostech, z nichž je nejdůležitější především měrná hmotnost. Ta ve spojitosti s objemem ložného prostoru vozidla rozhoduje o vytížení, ale také o možném přetížení vozidla a překročení výše uvedených parametrů povolených hmotností.

Pro úplnost je třeba dodat, že vyhláška č. 341/2002 Sb. v §16 definuje rozměry jednotlivých vozidel a souprav (včetně nákladu) následovně:

- největší povolená šířka

vozidla kategorie M ₂ , M ₃ , N, O, O _T , T	2,55 m
samojízdné, přípojně a nesené pracovní stroje v soupravě s nosičem	3,0 m

Tab. 2 – Největší povolená šířka [2]

- největší povolená výška

souprava tahače s návěsem	4,0 m + 2% výšky
---------------------------	------------------

Tab. 3 – Největší povolená výška soupravy [2]

- největší povolená délka

souprava traktoru s jedním přívěsem (návěsem)	18,0 m
---	--------

Tab. 4 – Největší povolená délka soupravy [2]

2.3 Technické požadavky na konstrukci přípojných vozidel kategorií O_{T1} , O_{T2} , O_{T3} , O_{T4} [2]

Pro traktorové přívěsy a návěsy (dále jen "vozidla") platí ustanovení přílohy č. 3 a dále ustanovení paragrafů vyhlášky, týkající se:

- rozměrů vozidel,
 - vyznačení obrysů vozidel,
 - hmotnosti vozidel,
 - kol a pneumatik,
 - značení některých údajů na vozidle,
 - výrobního (továrního) štítku, výrobního čísla,
 - umístění tabulky s registrační značkou,
 - povinné výbavy.
-
- Brzdové zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem "dokument EHK - TRANS/SC1/WP29/R.274", s výjimkou hodnot účinku brzdění při zkoušce typu 0.
 - Vozidla kategorie O_{T4} musí být vybavena vzduchovou dvouhadicovou brzdovou soustavou.
 - U vozidel se vzduchovou brzdovou soustavou musí doba náběhu tlaku a zásobníky energie splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 13 - přílohy 6, 7.
 - Nájezdovou brzdovou soustavou mohou být vybavena vozidla kategorií O_{T1} , O_{T2} .
 - Zařízení pro vnější osvětlení a světelnou signalizaci musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 48, kromě požadavku na vybavení svítlnou pro zadní mlhové světlo. Světelná zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickými předpisy a musí být podle nich homologována.
 - Vozidla s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ musí mít všechna kola opatřena účinnými kryty (blatníky, podběhy) a alespoň u kol poslední nápravy i účinnými lapači nečistot, které v dostatečné míře zabraňují rozstřiku nečistot dozadu za jedoucím vozidlem.

- Blatníky, podběhy a lapače nečistot musí překrývat šířku běhounu pneumatiky a vnější boční okraje blatníků musí být zaobleny; u předních řízených kol přívěsu může být za tyto kryty považována nástavba (karoserie přívěsu); u náprav umístěných bezprostředně za sebou postačí společný kryt kol. U vozidel se sklápěcí karosérií postačí, jsou-li zadními kryty opatřena kola poslední nápravy na jejich zadní straně.
- Kryty kol a lapače nečistot musí splňovat tyto podmínky:
 - a) při provozní hmotnosti vozidla musí kryty kol (s výjimkou zadních blatníků vozidel se sklápěcí karosérií) zakrývat kola tak, aby přední i zadní hrana krytu kola byla nejvýše 150 mm nad vodorovnou rovinou procházející středem kola,
 - b) zadní kryt na zadní straně u vozidla se sklápěcí karosérií musí být svou horní hranou nejméně tak vysoko, jako je nejvyšší bod pneumatiky při největší povolené hmotnosti vozidla, a spodní hranou níže, než je střed kola vozidla při jeho provozní hmotnosti,
 - c) lapače nečistot musí být spodní hranou tak nízko, aby rovina proložená teoretickým bodem styku pneumatiky při největší povolené hmotnosti vozidla a spodní hranou lapače svírala s rovinou vozovky úhel nejvýše 20 st.
- Bočnice, podlahy a podlahové krytiny, pokud jsou ze dřeva nebo jiného hořlavého materiálu, musí být v místech, která mohou být vystavena vysokým teplotám při poruše funkčních částí vozidla (pneumatiky apod.), chráněny ohnivzdorným materiálem. Materiál bočnic, podlah a podlahových krytin musí též krátkodobě vzdorovat palivům, mazivům, vodě a běžným dezinfekčním prostředkům.
- Dřevěné podlahy a bočnice karosérií musí být zhotoveny beze spár. Podlahy vozidel se sklápěcí karosérií, není-li karoserie celokovová, musí být oplechovány.
- Odjištění a zajištění, otvírání a zavírání bočnic, zadních čel a jejich sklápění musí být umožněno takovým konstrukčním provedením kování, závěsů a závěrů, aby jakákoli ruční (svalová) manipulace byla snadná, bez nadměrné fyzické námahy a pokud možno bez jiných pomůcek. Uzavírací zařízení bočnice a zadního čela musí být umístěna tak, aby obsluha na ně mohla působit z místa mimo dosah sklápění bočnice nebo čela. Bočnice

musí být konstrukčně provedeny tak, aby byly zajištěny proti samovolnému otevírání a odolné proti bočním deformacím způsobujícím změnu vnějšího obrysu vozidla. Při ruční manipulaci se zadním čelem a s bočnicemi nesmí ovládací síla (svalová) přesahovat 245 N. U vozidel se sklápěcí karosérií může být otevírání a zavírání zadního čela nebo bočnic, popřípadě zadního čela a bočnic, automatické nebo ovládané z místa řidiče. Sklápěcí karoserie musí být konstrukčně provedena tak, aby byla zajištěna proti samovolnému pohybu.

- Přístupové prostředky pro vstup na ložnou plochu nebo do ložného prostoru musí splňovat požadavky technické normy ČSN EN 1853.
- Oko oje vozidla musí být provedeno podle technické normy ČSN 47 0023, ISO 20019.
- Dvounápravové a vícenápravové přívěsy musí mít oj vyváženou tak, aby se po odpojení nemohla dotknout vozovky, a aby spojování přívěsu s tažným vozidlem mohlo být prováděno s nejmenší možnou námahou. Oko oje těchto přívěsů musí být přibližně ve stejné výšce nad vozovkou, jako je závěs tažného vozidla nebo musí být oj na tuto výšku seřiditelná.
- V případě, že síla pro ruční zvedání oje u návěsů a jednonápravových přívěsů přesahuje 245 N, musí mít návěs, popřípadě přívěs, přední převislou část před nápravou nebo oj vybavenou podpěrným zařízením, které:
 - a) zabráni převrácení vozidla při odpojení od tažného vozidla v rozsahu provozních zatížení i při nerovnoměrném rozdělení nákladu a při ložných manipulacích připuštěných v návodu k obsluze vozidla,
 - b) umožní, že přípojné vozidlo může být v podepřeném stavu spojeno s tažným vozidlem.
- Svislé zatížení působící směrem dolů na oji návěsu musí být nejméně 3 % hmotnosti prázdného návěsu.
- U dvounápravových a vícenápravových přívěsů s točnicovým řízením musí být oj tak dlouhá, aby vzdálenost mezi osou oka oje a osou točnice byla nejméně o 1,2 m větší, než je obrysový poloměr přední části karoserie opsaný z osy točnice.
- Jednonápravové přívěsy nesmějí být na zádi vybaveny zařízením ke spojování vozidel.

- Vozidla kategorií O_{T3} a O_{T4} musí být vzadu vybavena zadním ochranným zařízením proti podjetí, které dostatečným způsobem chrání automobily kategorií M_1 a N_1 v případě jejich nárazu zezadu do vozidel výše uvedených kategorií. Vozidla kategorií O_{T3} a O_{T4} a zadní ochranná zařízení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 58, 70/221/EHS a musí být podle něj homologována nebo schválena. Ustanovení tohoto odstavce se nevztahují na:
 - a) přívěsy speciálního provedení pro přepravu velmi dlouhých nedělitelných nákladů,
 - b) vozidla, u nichž jakékoliv zadní ochranné zařízení je neslučitelné s účelem použití daného vozidla.
- Vozidla musí být dostatečně odpružena s případným použitím tlumičů pérování a stabilizátorů.
- U dílů, součástí, celků a skupin používaných nebo určených pro vozidla nesmí být použito materiálů obsahujících azbest.
- Vnější povrch vozidel nesmí mít špičaté nebo ostré výčnělky směřující ven, které by svým tvarem, rozměry nebo tvrdostí zvětšovaly nebezpečí poranění osob.
- Vozidla musí být vybavena nejméně jedním zakládacím klínem. Vozidla se třemi a více nápravami, jednonápravové přívěsy a návěsy musí být vybaveny nejméně dvěma zakládacími klíny. Tyto klíny musí být schopny účinně zajistit vozidlo proti samovolnému pohybu, musí být lehce přístupné obsluze a bezpečně uchopitelné.
- Pneumatiky musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 106 a musí být podle něj homologovány; pokud tyto pneumatiky nejsou homologovány, musí být schváleny a opatřeny schvalovací značkou.
- Vozidla, jejichž nejvyšší konstrukční rychlost nepřevyšuje $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (tzv. "pomalá vozidla") musí být při provozu na pozemních komunikacích na zádi opatřena deskami zadního značení. Toto označení musí splňovat podmínky stanovené technickým předpisem EHK č. 69 a musí být podle něj homologováno.
- Elektrická instalace vozidla musí být izolována a vedena tak, aby bylo zamezeno samovolnému poškození vodičů nebo vzniku zkratu. Připojení

elektrické instalace pro předepsané osvětlení k tažnému vozidlu musí být provedeno sedmipólovým elektrickým vedením se sedmipólovou vidlicí černé (tmavé) barvy. Vidlice, co do provedení, barvy a umístění musí splňovat podmínky stanovené technickou normou ISO 1724, ČSN 30 4450 a musí být podle ní schválena.

3 Popis zemědělského a lesnického traktoru Zetor 6911[4]

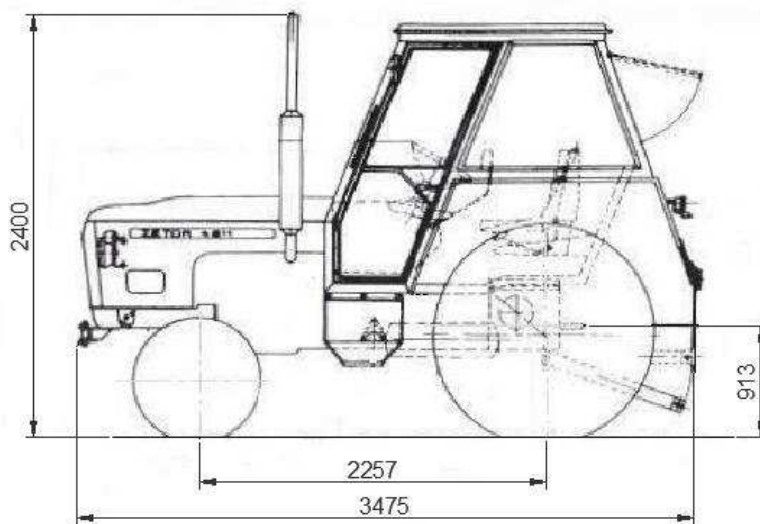
Kolový traktor Zetor 6911 je určen k tahu a k poskytování výkonu strojům určeným k používání v zemědělství a lesním hospodářství, v dopravě a v průmyslu.

Jako energetické zdroje jsou traktory určeny:

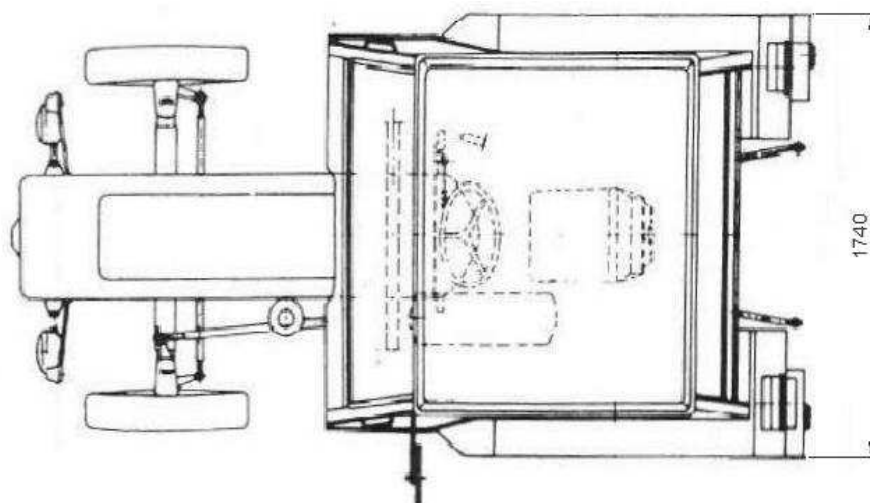
- k nesení nebo tažení zemědělských strojů a nářadí,
- k pohonu nesených, polonesených, případně tažených strojů nebo strojů stabilních,
- k dopravě v zemědělství a lesním hospodářství připojením příslušných přívěsů a návěsů, které odpovídají příslušným normám a doporučení výrobce.

3.1 Všeobecné technické údaje traktoru [4]

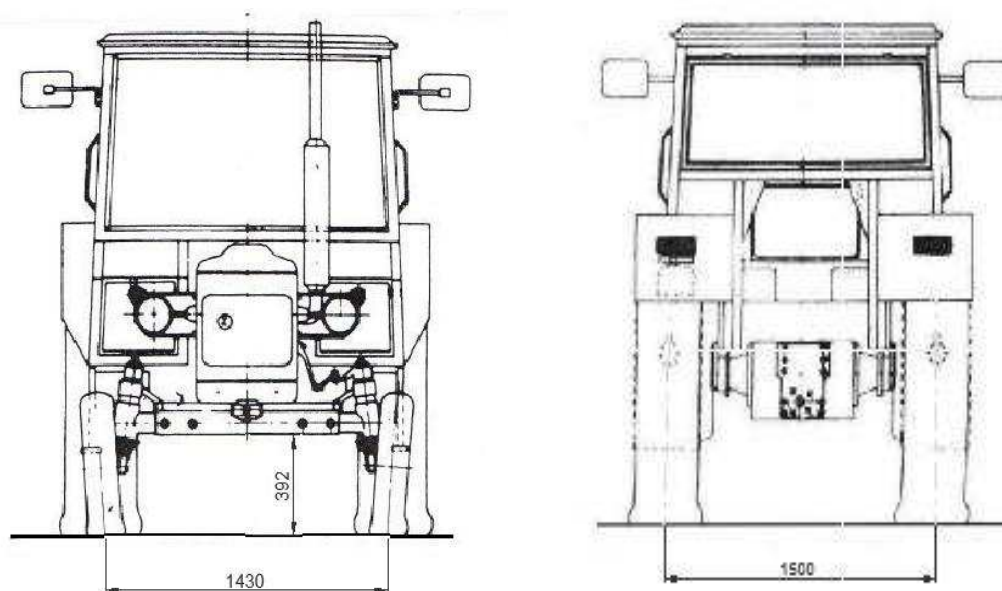
3.1.1 Rozměry traktoru



Obr. 1 – Rozměry traktoru – boční pohled [4]



Obr. 2 – Rozměr traktoru – pohled shora [4]



Obr. 3 – Rozměry traktoru – přední, zadní pohled [4]

Hlavní rozměry traktoru	[mm]
Délka	3475
Délka obrysová se závěsným zařízením	3720
Šířka	1740
Výška	2230
Rozvor	2257
Rozchod předních kol	1430
Rozchod zadních kol	1500
Světlá výška se závěsným zařízením	392

Výška závěsu pro přívěs (stavitelný po 50m)	813 – 963
Vzdálenost těžiště od osy zadních kol	764
Výška těžiště nad základní rovinou	845

Tab. 5 – Hlavní rozměry traktoru[4]

3.1.2 Hmotnosti

Hmotnost	[kg]
Pohotovostní	3060
Užitečná	1100
Celková	4240
Připadající na přední nápravu	1100
Připadající na zadní nápravu	3140
Nejvyšší přípustná hmotnost přívěsu brzděného	7250
Maximální únosnost zadní nápravy	3600

Tab. 6 – Hmotnosti traktoru [4]

3.1.3 Převodovka

Mechanické převodové ústrojí, s přímými zuby. Počet převodových stupňů je 10+2 (5 silničních + 1 silniční zpáteční a 5 redukovaných + 1 redukovaný zpáteční)

3.1.4 Motor

Typ	Z 6901
Druh motoru	Vznětový, řadový, čtyřdobý s přímým vstřikováním paliva, rozvodem OHV
Počet válců	4
Chladicí systém	Kapalinový s nuceným oběhem
Mazací systém	Tlakový, rozstřikovací, oběžný, s olejovou náplní ve vodním víku motoru, tvořící část klikové skříně

Tab. 7 – Motor traktoru [4]

3.1.5 Brzdový systém

- **Hydraulický** – je umožněno brzdění jen jednoho kola nezávisle na druhém, při rozpojených pedálech, použitím dvoupedálového systému brzd s automatickým vyrovnávačem. Vyrovnávač tlaku propojuje levý a pravý okruh, s nichž každý je ovládán samostatným brzdovým pedálem.
- **Mechanický** – pásová ruční brzda působící současně na obě kola.
- **Pneumatické** – ovládání přívěsů je provedeno jako jednohadicové o provozním tlaku 0,6 MPa. Ovládání vzduchových brzd je synchronizováno s ovládáním hydraulického i mechanického okruhu, čímž při zastavení traktoru a zajištěním ruční brzdy je zabrzděn i přívěs.

3.1.6 Hydraulický systém

Hydraulické zařízení traktoru tvoří regulační hydraulika Zetormatic, která se skládá ze dvou okruhů:

- **vnitřní okruh** - slouží ke zvedání a spouštění zemědělských návěsných strojů a nářadí,
- **vnější okruh** - dodává tlakový olej pro stroje a nářadí, které mají vlastní hydraulické válce (jednočinné nebo dvoučinné). Tento okruh má dva vývody zakončené rychlospojkami RPT13. Je-li do jednoho vývodu přiváděn tlakový olej, je druhý vývod spojen s odpadem a naopak, což umožňuje práci s dvoučinným válcem. Pro práci s jednočinným válcem slouží spojení pouze s jedním vývodem.

4 Ideový návrh traktorového návěsu

Mou ideou je navrhnout jednoosý, třístranně sklápěný traktorový návěs k přepravě dřevařské kulatiny s maximální konstrukční rychlostí 40km/h (obr. 4, obr. 5). Navrhovaný návěs má svými rozměry a hmotností představovat běžný traktorový návěs z kategorie O_{T3}. Konstrukce návěsu musí umožňovat přepravu kulatiny v délkách 1,5 a 3 m. Přepravu dvojí délky umožní variabilní sloupkové bočnice, které pro přepravu krátké kulatiny budou umístěny v přední a zadní části návěsu. Pro přepravu dlouhého materiálu se sloupky přesunou na boční strany návěsu.

4.1 Požadavky na návěs

Ideový návrh vychází z následujících požadavků:

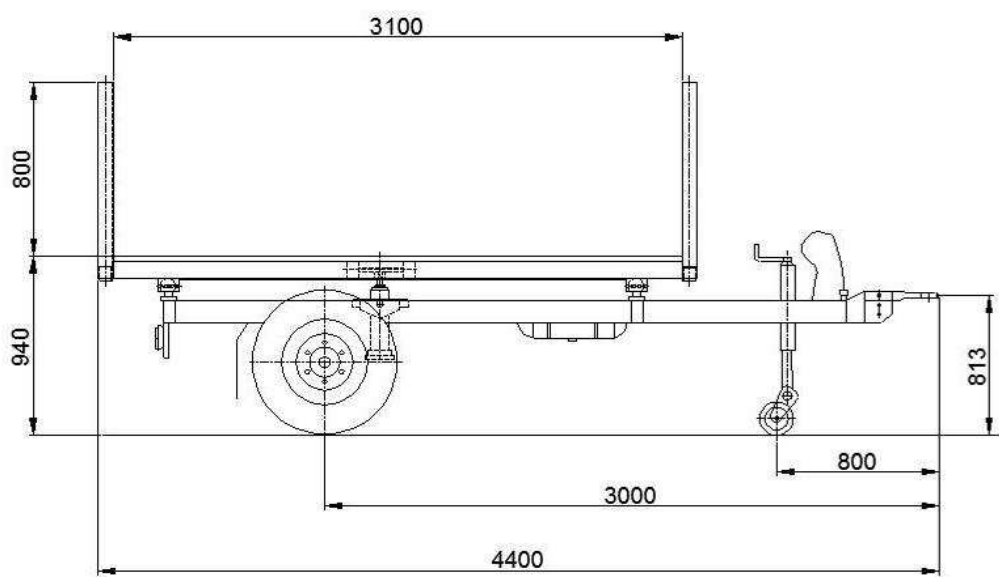
- bezpečná a levná konstrukce,
- rozměry a hmotnost zatížení z kategorie O_{T3},
- třístranně sklopný a pneumaticky brzděný,
- po zapojení s tažným vozidlem do jízdní soupravy vodorovná nakládací plocha,
- možnost převážet dvě různé délky dřevařské kulatiny,
- jednoduchá manipulace se samostatným návěsem,
- traktorový návěs vyhovující legislativním požadavkům pro provoz na pozemních komunikacích.

4.2 Hlavní rozměry a hmotnosti

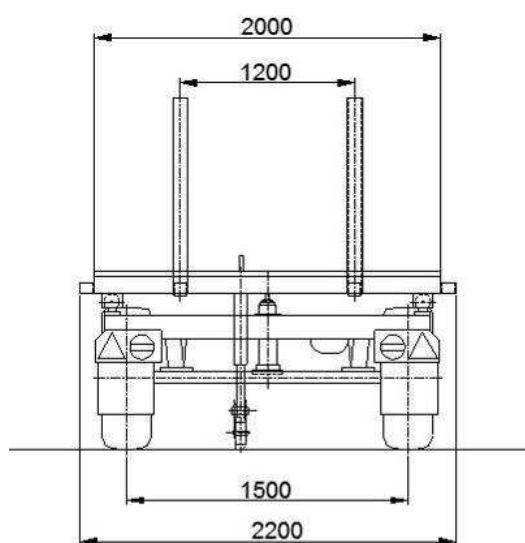
Hlavní rozměry a hmotnosti vycházejí z požadavku na traktorový návěs. Požadovaná délka ložné plochy nástavby činí 3100 mm, vnitřní šířka ložné plochy 2000 mm. Výška sloupkových bočnic předního i zadního čela je 800 mm. Sloupky je možno variabilně dle potřeby přemisťovat. Další důležité rozměry a hmotnosti jsou uvedeny v tab. 8.

Délka návěsu včetně oje	4400 mm
Maximální šířka	2200 mm
Maximální výška	1750 mm
Výška ložné plochy od země	940 mm
Výška závěsného oka od země	813 mm
Pohotovostní hmotnost	1000 kg
Celková hmotnost	4000 kg

Tab. 8 – Hlavní rozměry a hmotnosti



Obr. 4 – Ideový návrh traktorového návěsu (bokorys) [14]



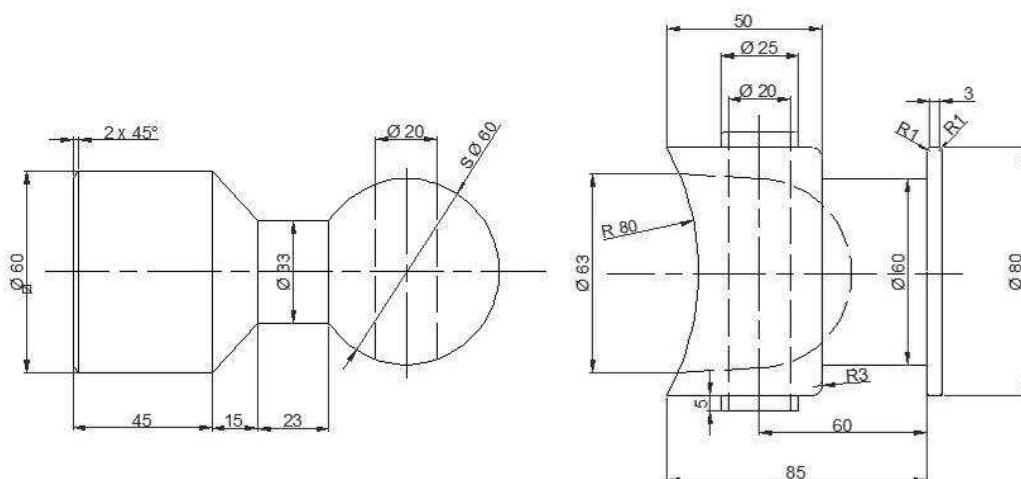
Obr. 5 – Ideový návrh traktorového návěsu [14]

4.3 Podlahový rošt

Ložná plocha obdélníkového tvaru (cca $6,8\text{m}^2$) bude tvořena nosným roštem na který bude přivařen krycí plech. Rošt se bude skládat z podélníků a na ně přivařených příčníků ve funkci zpevňujících příček. Na tuto konstrukci bude navařen plech, který bude mít za úkol vytvořit souvislou ložnou plochu. Pro konstrukci podlahového roštu je použit materiál 11523, který je vhodný pro konstrukci strojů, automobilů a motocyklů.

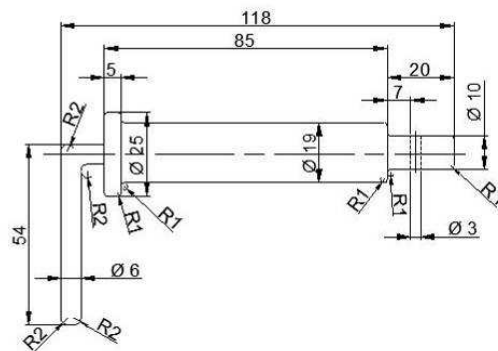
4.4 Uložení nástavby na rám

Důležitou vlastností návěsu je vyklopení nákladu do tří stran. Z tohoto důvodu je nutné použít kulové uložení. Jedná se o držáky koulí, navařené na rošt nástavby a koule (přední a zadní) průměru 60 mm (viz. obr.6), které jsou přivařeny k rámu návěsu a zajišťovací čep.



Obr. 6 – Uložení nástavby na rámu pomocí kulového systému [9]

V zadní kouli jsou vytvořené dvě na sobě kolmé díry pro zajišťovací kolík, umožňující zadní vyklápění.

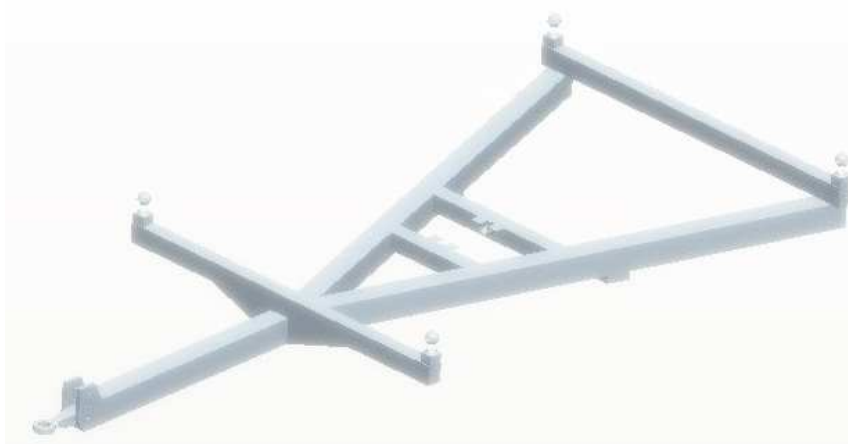


Obr. 7 – Zajišťovací kolík [9]

Zajišťovací kolík (obr. 7) slouží k zajištění nástavby při jízdě a určování vyklápěcí strany pomocí vhodného uvolnění kolíků.

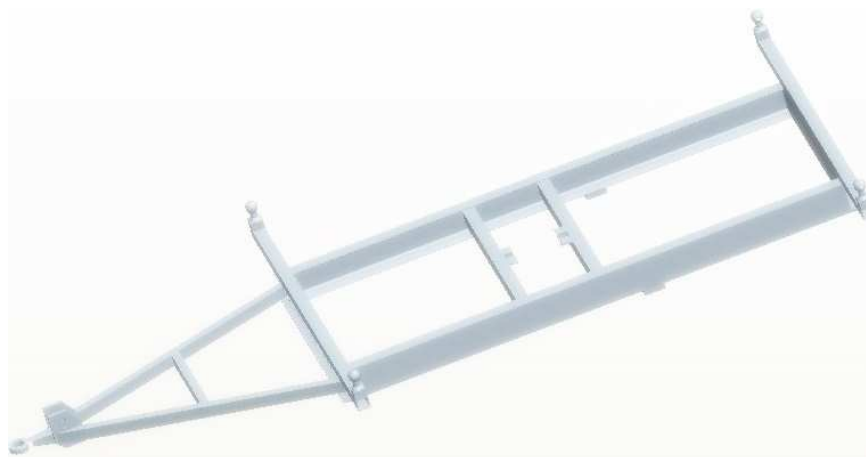
4.5 Rám

První variantou návrhu je svařenec rámu ve tvaru uzavřeného písmene „Y“, kde podélníky i příčnící jsou zhotoveny z trubkového, obdélníkového profilu (obr. 8) materiálu 11 523. Přední konec rámu je ukončen tažným okem, který je pevně upevněn pomocí šroubového spoje k podélníku návěsu. Rozměr oka oje stanovuje mezinárodní norma ISO 1102. Pro přípojné vozidlo o celkové hmotnosti větší než 3,5 tuny je průměr oka oje 50 mm.



Obr. 8 – Návrh rámu ve tvaru „Y“ [12]

Druhou navrhovanou variantou je žebřinový rám tvořený dvěma podélníky profilu „U“ a dvěma hlavními příčnícími trubkového obdélníkového profilu z materiálu 11 523, nesoucí kulové uložení pro třístranné vyklápění. Rám je vybaven dalšími doplňujícími příčnícími, které slouží pro uchycení hydraulického zařízení. Oj přípojného vozidla je k rámu přivařena pomocí dvou šikmých vzpěr (obr. 9).



Obr. 9 – Návrh žebřinového rámu [12]

4.6 Náprava, kola

Pro návrh návěsu je použita tuhá náprava typu ADR, poskytnutá firmou ZDT spol. s r.o., Nové Veselí. Jedná se o hnanou, neodpruženou, pneumaticky brzděnou nápravu s rozchodem 1500 mm.

4.7 Pneumatická brzdová soustava

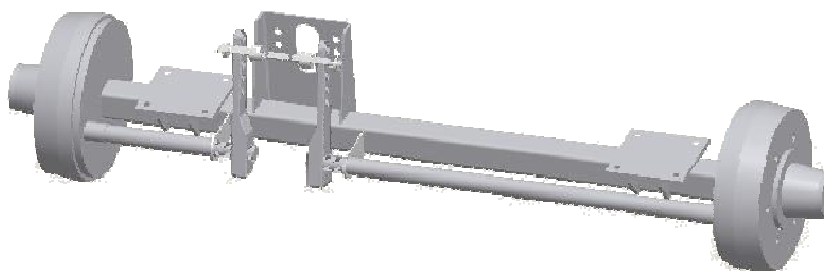
Charakteristickým znakem brzdové vysokotlaké soustavy traktorového návěsu je spojení s vysokotlakovou brzdovou soustavou tažného vozidla pomocí jednohadicového systému.

5 Konstrukční návrh

Tato kapitola je věnována konstrukčnímu návrhu jednotlivých částí návěsu, které byly zmíněny v předchozí kapitole, tj. návrhu nápravy, brzdového a hydraulického systému, podlahového roštu a rámu.

5.1 Konstrukční návrh nápravy a kol

Pro vyhodnocení velikosti profilu mostu nápravy jsou v příloze 1 uvedeny typy a graf náprav vyráběných firmou ADT, kde na osu „y“ se nanáší celkové zatížení nápravy a na osu „x“ velikost vyložení (vzdálenost mezi vnější hranou rámu a vnější plochou brzdového bubnu). Po vyhodnocení jsem zvolil typ nápravy „TIPO FC 300 x 60 (A60LA06FC)“, vyhovující provozním i zatěžujícím podmínkám (obr. 10).



Obr. 10 – Tuhá náprava ADR [10]

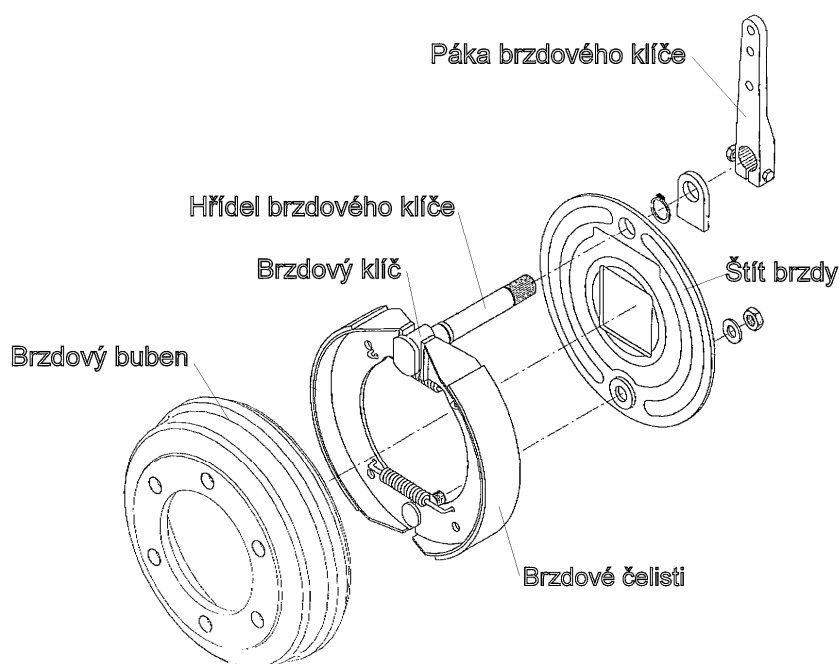
Tento typ nápravy musí být vybaven pneumatikami o rozměru 10,0/ 75 x 15,3 14 PR a diskovým kolem o rozměru 9,00 x 15.

5.2 Konstrukční návrh vysokotlakého brzdového systému

Vysokotlaká pneumatická brzdová soustava návěsu se skládá ze:

- spojovací hadice s připojovací hlavicí,
- vzduchojemu - plní funkci zásobníku tlakového vzduchu,
- rozvaděče,
- brzdového válce,
- potrubí - propojuje jednotlivé detaily,

- brzdového ústrojí kol [5]- zvolená náprava je vybavena bubnovými brzdami (obr. 11), kde brzdný moment se vyvozuje pomocí vychylování páky brzdového klíče.



Obr. 11– Pneumaticky ovládaná bubnová brzda [10]

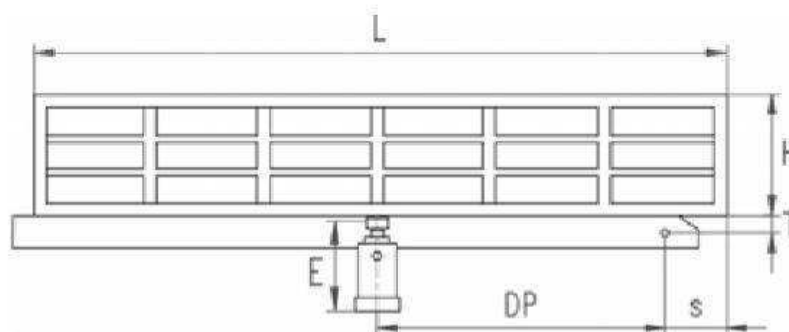
Ovládání brzdové soustavy přívěsu je prováděno prostřednictvím brzdiče přívěsu, umístěného na tažném vozidle. Brzdič má za úkol snížit tlak ve spojovací hadici, na což reaguje rozvaděč, který vpouští vzduch do brzdové soustavy přívěsu. Dále má za úkol zprostředkovat plnění vzduchojemu na návěsu v době, kdy se nebrzdí.

Při normální jízdě (bez brzdění) je spojovací hadice, která je zakončena připojovací hlavicí pod tlakem. Jakmile dojde ke sešlápnutí brzdového pedálu, odpouští se pomocí brzdiče přívěsu tlakový vzduch do atmosféry, tím dochází ve spojovací větvi k poklesu tlaku. Zmenšování tlaku odpovídá dráze o kterou řidič sešlápl pedál brzdy. Celkový brzdící účinek pneumatického okruhu je úměrný poklesu tlaku ve spojovací větvi s návěsem.

Mechanická vazba nožních hydraulických brzd tažného vozidla se vzduchovými brzdami návěsu je seřizena tak, aby vzduchové brzdy přívěsu účinkovaly asi o 0,2 sec. dříve než brzdy tažného vozidla. Zabrání se tím najetí návěsu na tažné vozidlo, což je nebezpečné zejména na náledí a při sjíždění dlouhých kopců.

5.3 Návrh hydraulického systému

Hydraulický systém bude dodán firmou Trans – Technik. Tato firma nabízí jedno, dvou a třístranné sklápění (obr. 12) pomocí jednoho hydraulického pístu.



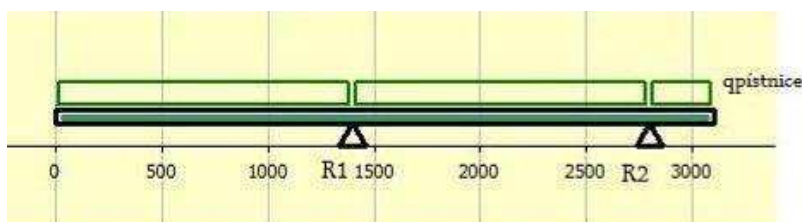
Obr. 12 – Jednoválcové provedení [9]

Z ideové představy vyplývá použití třístranné varianty sklápění. Návrh hydraulického pístu je určen z maximální hmotnosti nákladu 3000 kg a hmotnosti podlahového roštu vážícího cca. 200 kg (ověřené programem Pro/Engineer 3.0).

$$q_{\text{pístnice}} = \frac{(m_{\text{max}} + m_{\text{rošt}}) \cdot g}{L} \quad (1)$$
$$q_{\text{pístnice}} = \frac{(3000 + 200) \cdot 9,81}{3,1} = \underline{\underline{10126,5 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}]}}$$

Výsledky výpočtu z protokolu č. 1.

Tab. 9 a obr. 13 jsou výstupem z programu MITCalc. Kompletní protokoly výpočtu jsou uvedeny v části Přílohy.

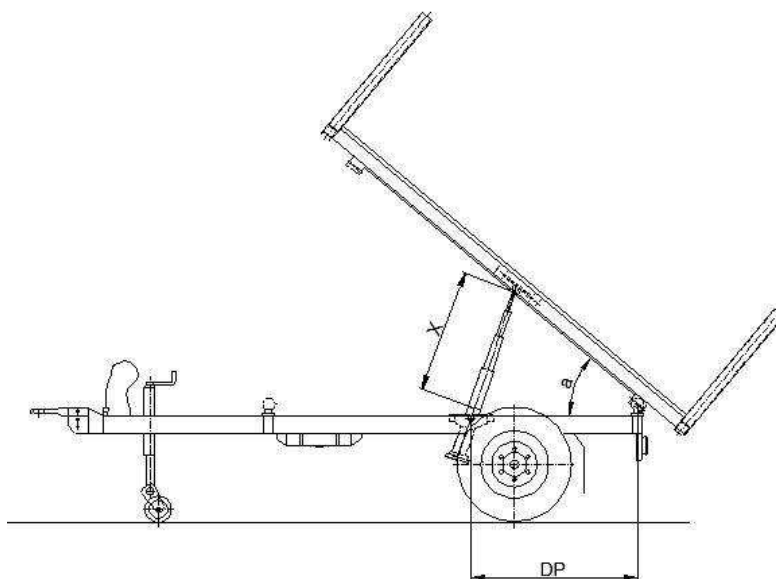


Obr. 13 – Zobrazení spojitého zatížení – dimenzování pístnice [11]

Číslo podpory zleva	R1 [N]	R2 [N]
Reakce v podporách	28027,3	3363,3

Tab. 9 – Výsledky výpočtu – počátek zadního vyklápění [11]

Hydraulický píst je nejvíce zatížen při začátku zadního vyklápění, kdy ještě nedochází ke zvedání, nýbrž převzetí spojitého zatížení z předního kulového uložení. V tento moment vzniká v hydraulickém pístu reakce $R_1 = 28027,3$ N. Podle reakce R_1 je vybráno jednoválcové hydraulické provedení s maximálním zatížením $F = 30\,000$ N. Další důležitou hodnotou je potřebný zdvih pístu X (obr. 14).



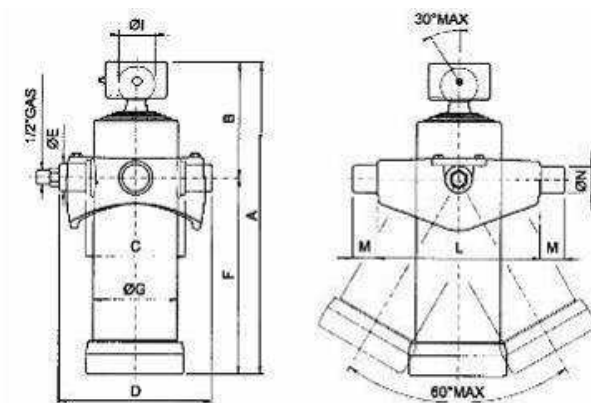
Obr. 14 – Rozměry uložení hydraulického válce [14]

Kde: $DP = 1400$ mm...osová vzdálenost válce od osy vyklápění

X ...teoretický zdvih pístu

a ...max. úhel vyklopení (doporučený úhel 50°)

Z hodnoty DP a úhlu je vybrán z katalogu výrobce doporučený teoretický zdvih hydraulického válce $X = 1185$ mm. Pomocí vypočtených hodnot zdvihu válce a maximálního zatížení je zvolen takový hydraulický píst, který splňuje provozní podmínky (obr. 15, tab. 10).



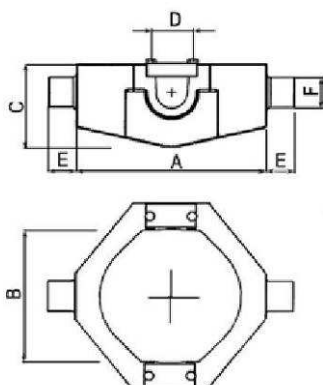
Obr. 15 – Hydraulický válec [9]

Typ válce - objednací číslo	Zdvih CT mm	Počet teleskopů	Max.zatížení koule (t)	Max.zatížení kardanu (t)	Průměr teleskopů (mm)								Rozměry (mm)												Kardan - velikost	Objem oleje (dm3)	Hmotnost (kg)
					32	45	60	75	90	105	120	140	A +5 -5	B	C	D	E	F	G	I	L	M	N				
					zatížení v tunách při 180 barech																						
					1	3	5	8	11,4	15,6	20,3	27,7															
					0721 126.507	1260	5	8	10																		

Tab. 10 – Rozměry zvoleného hydraulického válce [9]

Hydraulický píst se skládá z pěti teleskopů majících skutečný zdvih 1260 mm (tab. 10). Poslední pátý teleskop je dimenzován na zatěžující sílu $F = 30\,000\text{ N}$.

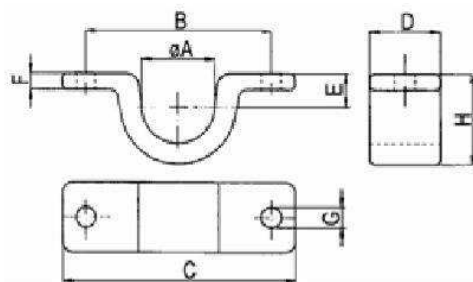
Ke zvolenému válci je vybráno ložisko pro třístranný pohyb (obr. 16, tab. 11) a navařovací ložisko (obr. 17, tab. 12) dodávané firmou Trans – Technik.



Velikost	A	B	C	Ø D	E	Ø F	Hmotnost [kg]
3	230	150	106	41	40	40	8,2

Obr. 16 – Ložisko pro třístranný pohyb [9]

Tab. 11 – Rozměry ložiska [9]



Obr. 17 – Navařovací ložisko [9]

Ø A	B	C	D	E	F	Ø G	H	Hmotnost [kg]
41	110	145	45	20	10	13	51	0,60

Tab. 12 – Rozměry navařovacího ložiska [9]

5.4 Konstrukční návrh rámu a podlahového roštu

V této kapitole se zabývám návrhem nosných částí návěsu, tj. rámem a podlahovým roštem. Na všechny navrhované díly je použit materiál S355J2G3 (ČSN 11 523). Materiál je používán na konstrukci automobilů, strojů a strojních zařízení.

Mechanické vlastnosti materiálu: mez kluzu $R_e = 333 \text{ MPa}$, mez pevnosti $R_m = 520 - 628 \text{ MPa}$, zaručená tavná svařitelnost je do tloušťky 25 mm.

Navrhnuté profily musí splňovat podmínku velikosti doporučeného součinitele provozní bezpečnosti „k“ pro dané zatížení ($k = 2,5$ dynamické zatížení, $k = 1,5 - 2$ statické zatížení).

Z důvodu svařování jednotlivých částí konstrukce je zaveden přídatný součinitel o velikosti 0,9. Tím se mezní napětí pro materiál ČSN 11 523 sníží na hodnotu $R_e = 300 \text{ MPa}$.

Pro výpočet jednotlivých konstrukčních částí je použita analytická metoda podle zásad statiky, kterou využívá výpočtový program MITCalc. Tento program slouží pro rychlé, přesné a spolehlivé strojírenské výpočty.

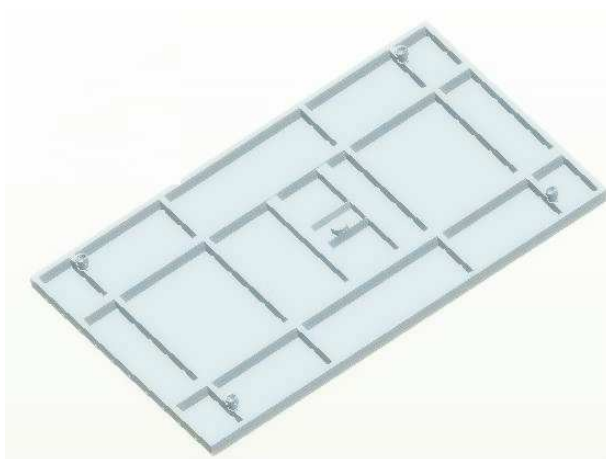
5.4.1 Podlahový rošt

Podlahový rošt je zjednodušen a rozdělen na jednotlivé nosníky, které jsou řešeny samostatně. Výsledkem jsou místa a velikosti reakcí, momentů, průhybů a napětí.

Při návrhu jednotlivých profilů je uvažována provozní situace s maximální přípustnou hmotností nákladu (3000 kg) a vlastní hmotností profilu. Hlavní nosnou část podlahového roštu tvoří dva podélníky trubkového obdélníkového profilu velikosti

90 x 70 tl. 5 mm. Na podélníky podlahového roštu jsou přivařeny dvě trubky čtvercového profilu 80 x 80 tl. 5mm, sloužící pro uchycení vrchní části hydraulického válce. Podlahový rošt je vybaven dvěma příčníky délky 2000 mm, mající osovou vzdálenost 2500 mm, které nesou navařené držáky koulí. Na příčníky jsou použity trubky obdélníkového profilu 90 x 40 tl. 3 mm.

Pro dosažení vhodného a bezpečného tvaru je podlahový rošt zakončen obvodovými trubkami obdélníkového profilu 90 x 40 tl. 3 mm. Toto zakončení výrazně zvyšuje tuhost a ohybovou odolnost (obr. 18).



Obr. 18 – Podlahový rošt [12]

5.4.1.1 Statické zatížení podélníků před vyklápěním

Podélníky jsou kontrolovány na velikost ohybového napětí před začátkem vyklápění (obr. 19), kdy se celá velikost spojitého zatížení (dle vztahu (2)) přenáší na rám návěsu pomocí kulového systému. Při kontrole jsou uvažovány pouze dva hlavní podélníky. Obvodové podélníky zapříčiní snížení velikosti ohybového napětí u hlavních podélníků.

$$q_{vykl} = \frac{m_{\max} \cdot g}{L} \quad (2)$$

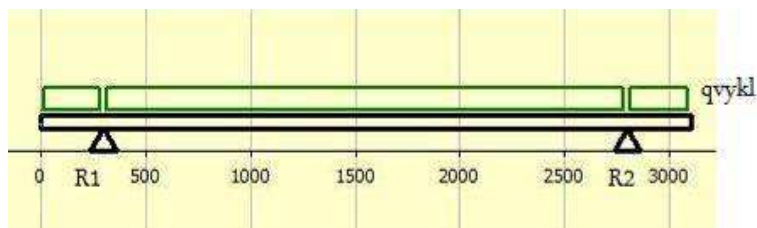
$$q_{vykl} = \frac{3000 \cdot 9,81}{3,1} = \underline{\underline{9493,5 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}]}}}$$

Kde: $m_{\max}$... maximální hmotnost nákladu

g ... tíhové zrychlení

L ... délka ložné plochy

Výsledky výpočtu z protokolu č. 2.



Obr. 19 – Zobrazení spojitého zatížení – před začátkem vyklápění [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	150796	
	R ₂ [N]	150796	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-436,83	7163
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-6,479	2,430
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-5,8	95,2

Tab. 13 – Výsledky výpočtu – před začátkem vyklápění [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

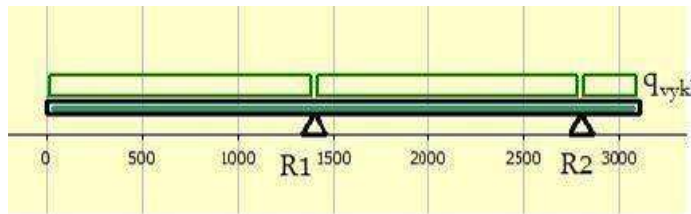
$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} \quad (3)$$

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{95,2} = \underline{\underline{3,15}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4)$$

5.4.1.2 Statické zatížení podélníků při začátku vyklápění

Výpočet provozní bezpečnosti je proveden pro zadní vyklápění (obr. 20), jelikož v tomto případě dochází k největšímu zatížení podélníků.

Výsledky výpočtu z protokolu č. 3.



Obr. 20 – Zobrazení spojitého zatížení – počátek zadním vyklápění [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	28027,32	
	R ₂ [N]	3363,28	
Ohybový moment Min./Max.	Mo [Nm]	-9922,9	0,0
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-13,889	1,145
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-131,9	0

Tab. 14 – Výsledky výpočtu – počátek zadního vyklápění [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{131,9} = 2,27 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5)$$

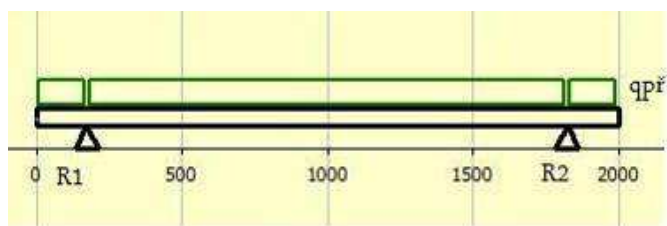
5.4.1.3 Statické zatížení příčníků s navařenými držáky koulí

Kontrola vhodně zvoleného profilu je v tomto případě komplikovaná, neboť příčníky jsou rozděleny na tři části. Při návrhu profilu jsou příčníky uvažovány jako nedělené (obr. 21). Dále je nutno si uvědomit, že příčníky jsou vetknuty na obou koncích do obvodového profilu. Pro usnadnění výpočtu toto vetknutí zanedbáváme a uvažujeme pouze spojitě zatížení příčníků, které dále přenáší držáky koulí. Velikost spojitě zatížení příčníků vyplývá ze vztahu (6).

$$q_{př} = \frac{m_{\max} \cdot g}{B} = \frac{3000 \cdot 9,81}{2} = 14715 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (6)$$

Kde: $m_{\max}$... maximální hmotnost nákladu
 g ... tíhové zrychlení
 B ... šířka ložné plochy

Výsledky výpočtu z protokolu č. 4.



Obr. 21 – Zobrazení spojitého zatížení – příčník podlahového roštu [11]

Reakce v podporách	R_1 [N]	14831,8	
	R_2 [N]	14831,8	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-226,59	4820,34
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-4,29	1,43
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-6,8	144,5

Tab. 15 – Výsledky výpočtu – příčník podlahového roštu [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{144,5} = 2,08 \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}} \quad (7)$$

Do podlahového roštu jsou navařeny dva zpevňující příčníky stejného profilu jako příčníky nesoucí držáky koulí.

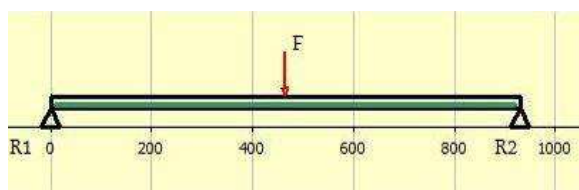
5.4.1.4 Statické zatížení kolébky roštu

Profily sloužící pro uchycení vrchní části hydraulického válce jsou nejvíce zatíženy při zadním vyklápění, kde čtvercové trubky jsou zatíženy silou $R_1 = F = 30\,000$ N (viz. tab. 9). Také v tomto případě jsou výpočty nepatrně zkresleny,

neboť profily jsou zatěžovány přes úchyt hydraulického válce (profil U 200 x 80 tl. 10 mm) a dochází ke vzniku ohybového i krutového napětí.

Z důvodu vzniklého napětí v krutu, působícího na profil, je vhodné použít čtvercový průřez o velikosti 80 x 80 tl. 5 mm.

Výsledky výpočtu z protokolu č. 5.



Obr. 22 – Zobrazení spojitého zatížení – hydraulická kolébka [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	15109,51	
	R ₂ [N]	15109,51	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	0,0	7000,46
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-0,851	0
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	0,0	99,1

Tab. 16 – Výsledky výpočtu – hydraulická kolébka [11]

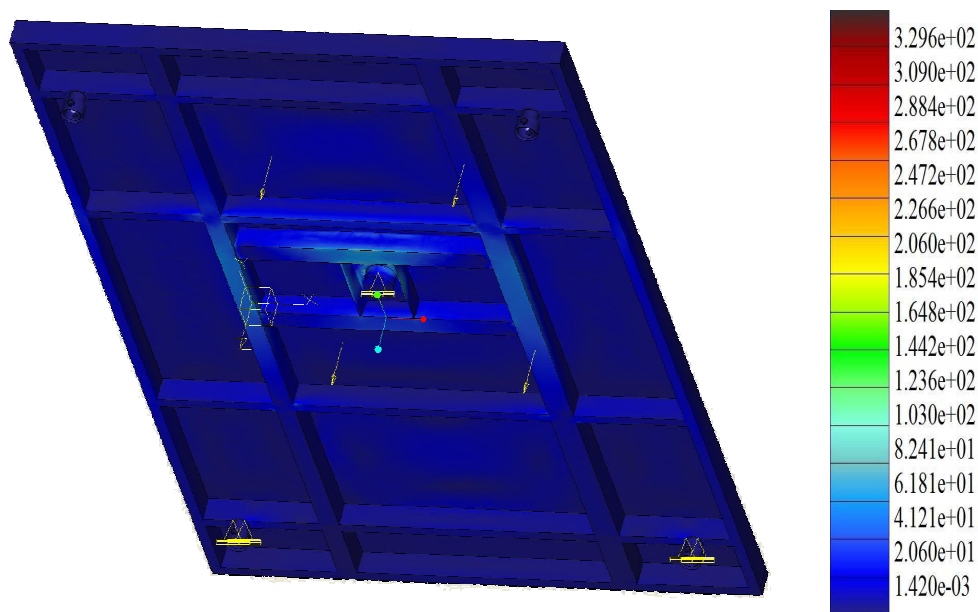
Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{99,1} = \underline{\underline{3,03}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (8)$$

Na zhotovený podlahový rošt přijde navařit ocelový plech tloušťky 5 mm, který má za úkol vytvořit ucelenou ložnou plochu.

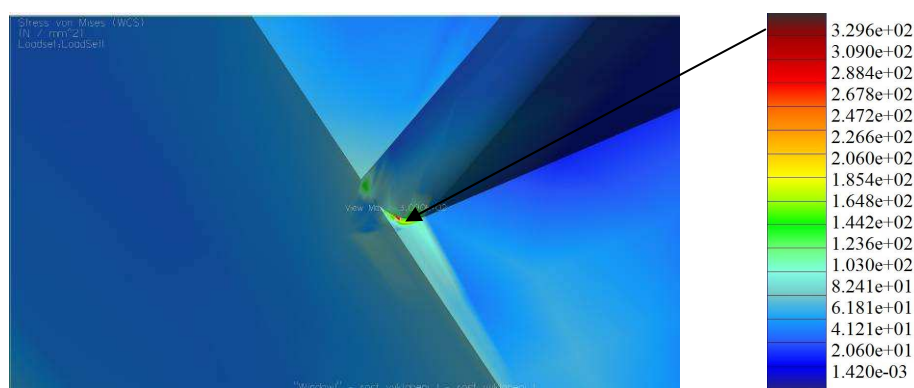
5.4.1.5 Celková kontrola podlahového roštu pomocí programu Pro/Engineer 3.0

Cílem kontroly je se přesvědčit o vhodnosti použitých profilů, které byly vybrány na jednotlivá místa roštu. Je simulována situace, která nastává při počátku zadního vyklápění



Obr. 23 – Analýza podlahového roštu [12]

Při analýze je zjištěno lokální maximální napětí $\sigma_{\max} = 330$ MPa přesahující mez kluzu v místě styku „U“ profilu s trubkovým, obdélníkovým profilem sloužícím pro uchycení horní části hydraulického válce. Jedná se o velké napětí koncentrované na malé ploše, které může být zapříčiněno nedokonalostí zvolené analýzy. Pro detailnější vyhodnocení je zapotřebí provést novou analýzu konkrétního místa, vedoucí k přesnému stanovení velikosti napětí a zhodnocení vhodnosti zvolených profilů.



Obr. 24 – Maximální napětí podlahového roštu [12]

5.4.2 Žebřinový rám

Při návrhu jednotlivých profilů je uvažována provozní situace s maximální přípustnou hmotností nákladu (3000 kg), hmotností podlahového roštu (200 kg) a vlastní hmotností profilů. Žebřinový rám je zjednodušen a rozdělen na jednotlivé nosníky, které jsou řešeny samostatně. Hlavní nosnou část žebřinového rámu tvoří dva podélníky délky 2440 mm, vzdálené od sebe 1000 mm, profilu U 160 x 65 tl. 7,5 mm. Na podélníky rámu jsou přivařeny dvě trubky obdélníkového profilu 60 x 60 tl. 5 mm, délky 1710 mm, které nesou koule pro třístranné sklápění. Rám je vybaven dvěma příčnický délky 985 mm, mající osovou vzdálenost 370 mm, které slouží pro uložení hydraulického válce na rám. Pro uložení hydraulického válce na rám je použit trubkový obdélníkový profil 80 x 60 tl. 5 mm.

Pro dosažení bezpečného tvaru jsou podélníky rámu zakončeny z obou stran příčnický profilu totožného s podélníky.

5.4.2.1 Statické zatížení podélníků – návěs v odpříhnutém stavu

Podélníky profilu U 165 x 65 tl. 7,5 mm jsou pomocí konzol připevněny k nápravě návěsu. Jejich tvar by měl splňovat podmínku co nejmenšího ohybového napětí. Délka podélníků je zvolena 2440 mm z ohledem na umístění příčnicků na podélníky. Podélníky jsou zatíženy silou $F/2 = 15696 \text{ N}$ (9).

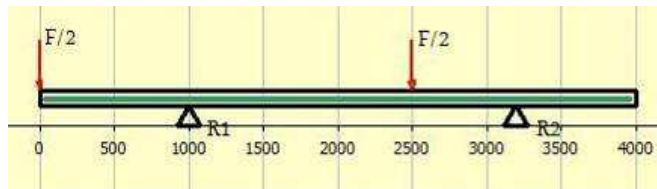
$$\frac{F}{2} = \frac{(m_{\max} + m_{\text{rost}}) \cdot g}{2} \quad (9)$$
$$\frac{F}{2} = \frac{(3000 + 200) \cdot 9,81}{2} = \underline{\underline{15696 \text{ N}}}$$

Kde: $m_{\max}$... maximální hmotnost nákladu

m_{rost} ... hmotnost podlahového roštu

g ... tíhové zrychlení

Výsledky výpočtu z protokolu č. 6.



Obr. 25 – Zatížení podélníků rámu v odpřihnutém stavu [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	28641,6	
	R ₂ [N]	4248,0	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-15883,20	2552,40
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-3,393	0,607
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-68,5	11

Tab. 17 – Výsledky výpočtu – zatížení podélníků v odpřihnutém stavu [11]

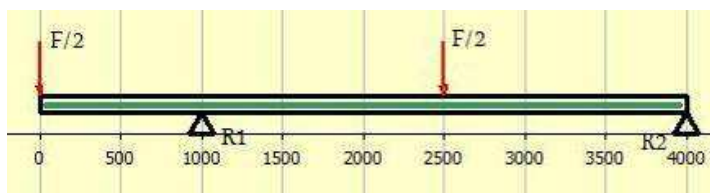
Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{67,7} = \underline{\underline{4,4}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (10)$$

5.4.2.2 Statické zatížení podélníků – návěs v jízdní soupravě

V této situaci se mění velikost průběhu ohybového momentu, napětí i velikost průhybu nosníku. Je zapotřebí provést kontrolu, zda zvolený profil vyhovuje.

Výsledky výpočtu z protokolu č. 7.



Obr. 26 – Zatížení podélníků rámu v jízdní soupravě [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	29774,40	
	R ₂ [N]	3115,20	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-15883,20	4251,60
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-3,066	0,418
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-68,5	18,3

Tab. 18 – Výsledky výpočtu – zatížení podélníků v jízdní soupravě [12]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

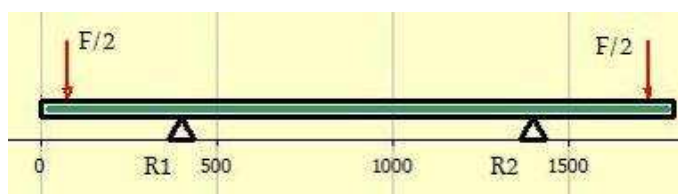
$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{68,5} = \underline{\underline{4,38}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (11)$$

5.4.2.3 Statické zatížení příčníků s navařenými koulemi

Trubky obdélníkového profilu s navařenými koulemi (obr. 27) jsou umístěny na podélnících v takových vzdálenostech, aby osy koulí byly od přední a zadní části podlahového roštu vzdáleny 300 mm. Tím je dána podélná vzdálenost os koulí, činící 2500 mm. Příčná osová vzdálenost os koulí je zvolena 1650 mm.

Profily jednak slouží k nesení podlahového roštu s nákladem při jízdě a jednak k nesení zatížení při vyklápění. Při vyklápění dochází ke změně směru působení sil vyvolané podlahovým roštem a samotným nákladem. Z tohoto důvodu je vhodné použít trubky čtvercového průřezu, vyznačující se stejnými průřezovými charakteristikami, jak v ose x, tak v ose y. Profily jsou zatíženy silou $F/2 = 15696 \text{ N}$ (9).

Výsledky výpočtu z protokolu č. 8.



Obr. 27 – Zobrazení zatížení – příčník žebřinového rámu [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	15851,43	
	R ₂ [N]	15851,43	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-5112,05	0,00
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-4,73	2,71
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-137,10	0,00

Tab. 19 – Výsledky výpočtu – příčník žebřinového rámu [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{137,1} = \underline{\underline{2,19}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (12)$$

5.4.2.4 Statické zatížení šikmých vzpěr oje

Návrh šikmých vzpěr oje vychází z protokolu č. 7, kde největší ohybový moment, působící na vzpěry se nachází v místě působení zatěžující síly F/2 a jeho velikost je M_{o max} = 4251,60 Nm. Z tohoto důvodu je vybrán trubkový obdélníkový profil velikosti 60 x 40 tl. 5 mm splňující velikost provozního součinitele bezpečnosti (14).

$$\sigma_c = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{4251,6 \cdot 1000}{27166,7} = \underline{\underline{156,5 \text{ MPa}}} \quad (13)$$

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{156,5} = \underline{\underline{1,92}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (14)$$

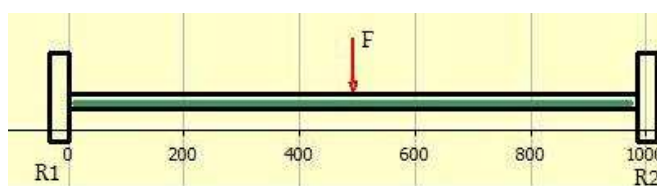
5.4.2.5 Uložení hydraulického válce

Je tvořeno dvěma trubkovými, obdélníkovými profily 80 x 60 tl. 5mm o délce 985 mm. Profily jsou umístěny mezi podélníky ve vzdálenosti vyhovující rozměrům ložiska pro třístranný pohyb hydraulického válce. Tyto profily jsou opatřeny navařujícími ložisky. Výška navaření na boky profilů vyplývá z podmínky velikosti o jakou musí válec vyčnívat nad podélníky rámu, aby bylo zaručené dosednutí podlahového roštu při sklápění zpět do kulového uložení, a tím vznikla vodorovná ložná plocha.

5.4.2.6 Statické zatížení uložení hydraulického válce

Pístnice působí na kolébku, vetknutou mezi podélníky rámu, největší silou při počátku zadního vyklápění, kdy je podlahový rošt téměř ve vodorovné poloze, ale nesený už pístem hydraulického válce (obr. 28). Pro výpočet je uvažována maximální síla hydraulického pístu $F = 30\,000\text{ N}$.

Výsledky výpočtu z protokolu č. 9.



Obr. 28 – Zobrazení zatížení – počátek zadního vyklápění [11]

Reakce v podporách	R_1 [N]	15100,52	
	R_2 [N]	15100,52	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-3710,25	3710,25
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-0,315	0,001
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-65,6	65,5

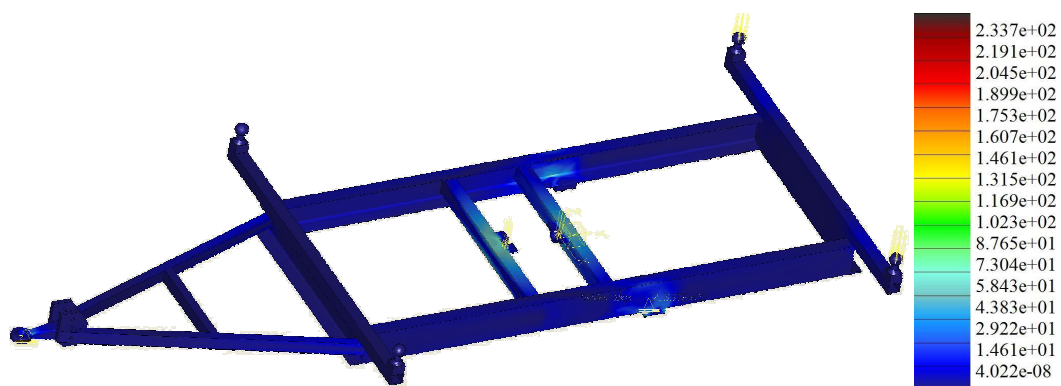
Tab. 20 – Výsledky výpočtu – počátky zadního vyklápění [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

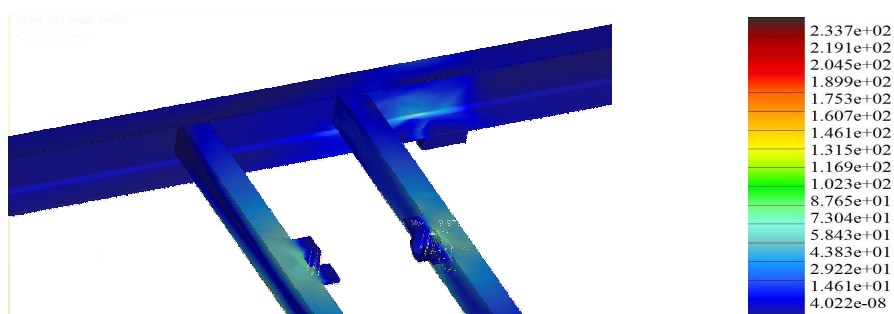
$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{65,6} = \underline{\underline{4,57}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (15)$$

5.4.2.7 Celková kontrola žebřinového rámu pomocí programu Pro/Engineer 3.0

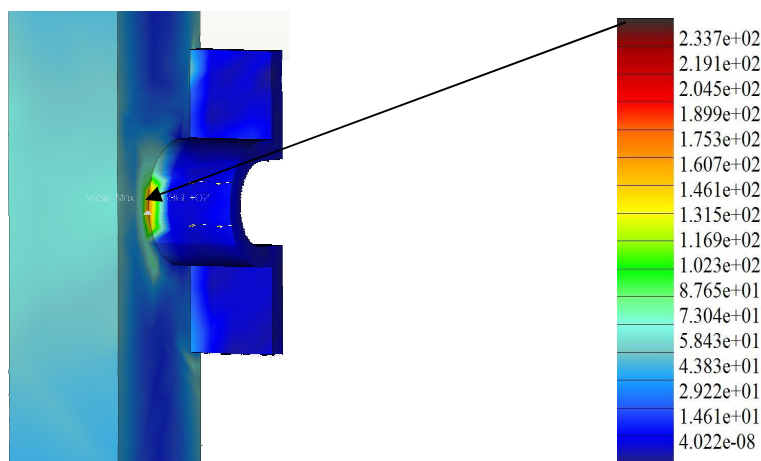
Při provádění analýzy je simulována situace počátku zadního vyklápění, kde je zjištěno lokální maximální napětí $\sigma_{\max} = 234\text{ MPa}$ v místě styku navařujícího ložiska s trubkovým čtvercovým profilem blíže k oji návěsu (obr. 31). Pro detailnější vyhodnocení je zapotřebí provést novou analýzu konkrétního místa, vedoucí k přesnému stanovení velikosti napětí a zhodnocení použitelnosti navařujícího ložiska.



Obr. 29 – Analýza žebřinového rámu [12]



Obr. 30 – Nejvíce zatížená oblast žebřinového rámu [12]



Obr. 31 – Maximální napětí žebřinového rámu [12]

5.4.3 Rám tvaru písmene „Y“

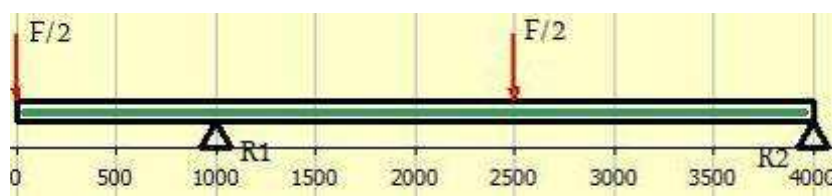
Pro návrh rámu je uvažována stejná provozní situace jako při návrhu žebřinového rámu, tj. přípustná hmotnost nákladu (3000 kg), hmotnost podlahového roštu (200 kg) a vlastní hmotnost profilů. Hlavní nosnou část rámu tvoří dvě trubky obdélníkového profilu 120 x 100 tl. 6 mm, sbíhající se v přední části do jednoho trubkového obdélníkového profilu 120 x 100 tl. 6 mm ukončeného tažným okem. Na podélníky rámu jsou přivařeny dva příčné trubkové obdélníkové profily 90 x 70 tl. 5 mm, délky 1710 mm nesoucí koule pro třístranné vyklápění. Dále je rám opatřen příčnicí trubkového obdélníkového profilu 80 x 60 tl. 5 mm, pro uchycení hydraulického zvedacího zařízení, mající osovou vzdálenost 370 mm.

5.4.3.1 Statické zatížení podélníků – návěs v jízdní soupravě

Pro vhodnou kontrolu podélníků je uvažována situace, kdy je návěs spojen s tažným vozidlem do jízdní soupravy, neboť právě v této situaci dochází ke vzniku největšího ohybového napětí působícího na podélníky (viz. porovnání protokolu výpočtu č. 6 a 7).

Podélníky, které jsou pomocí konzol připevněny k tuhé nápravě návěsu jsou zatíženy silou $F/2 = 15696 \text{ N}$ (9).

Výsledky výpočtu z protokolu č. 10.



Obr. 32 – Zatížení podélníků rámu v jízdní soupravě [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	29821,00	
	R ₂ [N]	3138,50	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-15891,94	4266,89
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-5,49	0,75
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-92,40	24,80

Tab. 21 – Výsledky výpočtu – zatížení podélníků v jízdní soupravě [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{92,4} = \underline{\underline{3,25}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (16)$$

5.4.3.2 Statické zatížení podélníku zakončeného tažným okem

Návrh podélníku vychází z protokolu č.10, kde největší ohybový moment, působící na podélník se nachází v místě působení síly F/2 a jeho velikost je M_{o max} = 4266,89 Nm. Aby byla splněna podmínka velikosti provozního součinitele bezpečnosti, je vybrán trubkový obdélníkový profil velikosti 120 x 100 tl. 6 mm.

$$\sigma_c = \frac{M_{o max}}{W_o} = \frac{4251,6 \cdot 1000}{27166,7} = \underline{\underline{156,5 \text{ MPa}}} \quad (17)$$

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{156,5} = \underline{\underline{1,92}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (18)$$

5.4.3.3 Statické zatížení příčníků s navařenými koulemi

Příčníky jsou přivařeny na podélníky v takové vzdálenosti aby osy koulí byly od přední a zadní části podlahového roštu vzdáleny 300 mm. Touto podmínkou je dána podélná osová vzdálenost koulí, činící 2500 mm. Příčná osová vzdálenost koulí je zvolena 1650 mm.

Přední příčník má pouze jednu podporu a je zatěžován na krajích silami o velikosti F/4 = 7848 N (19). Tuto představu lze převést na případ (obr. 33), kdy nosník má dvě podpory na koncích a uprostřed působí síla F/2 = 15696 N (9).

Zadní příčník je zatížen na krajích silou F/4 = 7848 N (19).

$$\frac{F}{4} = \frac{(m_{\max} + m_{\text{rost}}) \cdot g}{4} \quad (19)$$

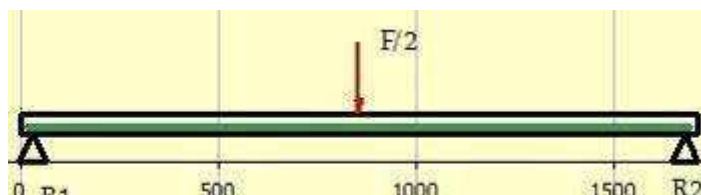
$$\frac{F}{4} = \frac{(3000 + 200) \cdot 9,81}{4} = \underline{\underline{7848N}}$$

Kde: $m_{\max}$... maximální hmotnost nákladu

m_{rost} ... hmotnost podlahového roštu

g ... tíhové zrychlení

Výsledky výpočtu z protokolu č. 11.



Obr. 33 – Zobrazení zatížení – přední příčník [11]

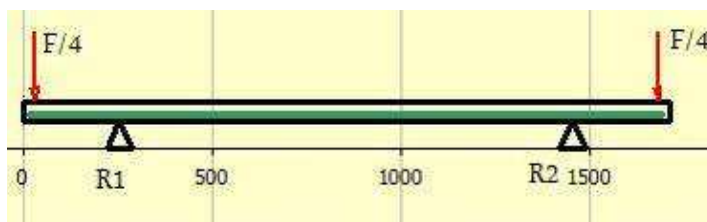
Reakce v podporách	R_1 [N]	7948,68	
	R_2 [N]	7948,68	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-0,05	6514,62
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-4,16	0,23
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	0	173,20

Tab. 22 - Výsledky výpočtu – přední příčník [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{173,2} = \underline{\underline{1,73}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (20)$$

Výsledky výpočtu z protokolu č. 12.



Obr. 34 – Zobrazení zatížení – zadní příčník [11]

Reakce v podporách	R ₁ [N]	7948,68	
	R ₂ [N]	7948,68	
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-1769,62	0,00
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-0,86	0,89
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-47,10	0,00

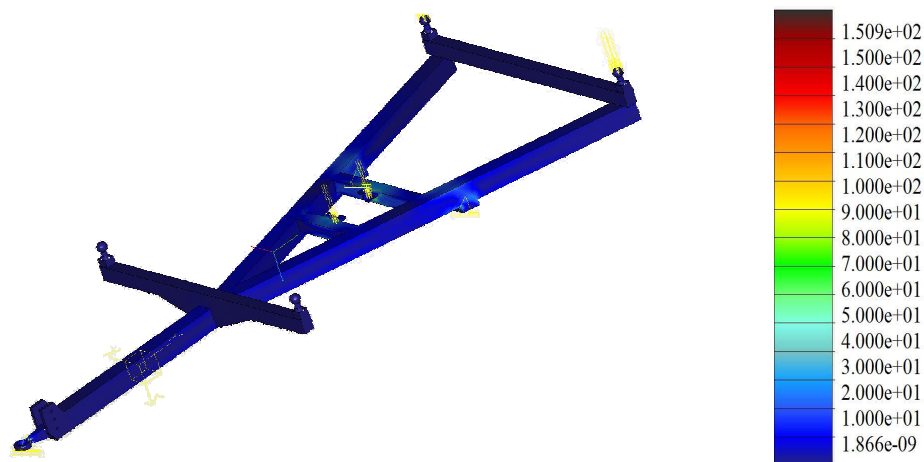
Tab. 23 – Výsledky výpočtu – zadní příčník [11]

Velikost provozního součinitele je vypočítána pomocí vztahu (3).

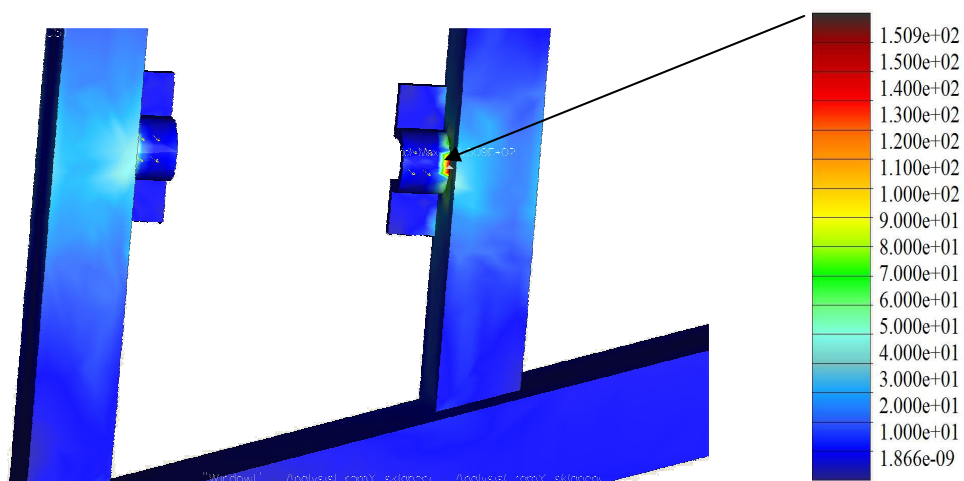
$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_c} = \frac{300}{47,1} = \underline{\underline{6,37}} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (21)$$

5.4.3.4 Celková kontrola rámu tvaru „Y“ pomocí programu Pro/Engineer 3.0

Při provádění analýzy je simulována situace počátku zadního vyklápění, kde je zjištěno lokální maximální napětí $\sigma_{\max} = 151 \text{ MPa}$ v místě styku navařujícího ložiska s trubkovým, čtvercovým profilem blíže k oji návěsu (Obr. 36).



Obr. 35 – Analýza „Y - nového“ rámu [12]



Obr. 36 – Maximální napětí rámu „Y“ [12]

6 Závěr

Návrh koncepce splňuje svým provedením a provozními vlastnosti zákonné předpisy Evropské hospodářské komise EKH a evropské hospodářské společnosti ES/EHS. Základní právní normou je zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu na pozemních komunikacích a vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Na výše uvedené zákony je brán ohled v konstrukci nosných částí traktorového návěsu.

Nosnou část návěsu tvoří rám, ke kterému jsou připevněny ostatní podskupiny. Z tohoto pohledu bylo nutné, před samotným konstrukčním návrhem základních nosných částí, zvolit požadavky a následně koncepci návěsu. Návrh návěsu je podřízen použití sériově vyráběných dílů, tj. nápravy, hydraulického i brzdového systému.

Po stanovení požadavků bylo přistoupeno k výpočtům hlavních konstrukčních částí. První typ rámu by se dal charakterizovat jako žebřinový. Rám je svařen z dvou podélníků („U“ profil) a dvou příčníků (trubkový, obdélníkový profil). Velikost provozního součinitele bezpečnosti jednotlivých částí rámu vychází okolo hodnoty 4, což splňuje prvotní požadavky návrhu pro statické i dynamické zatížení. Pro ověření správnosti návrhu je provedena analýza pomocí programu Pro/Engineer 3.0. Celkové výsledky analýzy potvrzují výpočet. V nejvíce zatíženém místě vzniká velká koncentrace napětí přesahující dovolenou mezní hranici. Proto je zapotřebí toto místo podrobit nové důkladné analýze a popřípadě navrhnout nápravná opatření na zmenšení maximálního napětí.

Druhou variantou je rám podobný uzavřenému písmenu „Y“. Rám je svařen ze tří podélníků (trubkový, obdélníkový profil) a dvou příčníků (trubkový, obdélníkový profil). Velikost provozního součinitele bezpečnosti jednotlivých částí vychází dle stanovených požadavků. Pro ověření je provedena analýza pomocí programu Pro/Engineer 3.0. Výsledky analýzy potvrzují výpočet, kde maximální napětí nepřesahuje mezní napětí a součinitel bezpečnosti odpovídá požadavkům na něj kladených.

Další část práce je věnována návrhu podlahového roštu, skládajícího se ze dvou hlavních podélníků, dvou hlavních příčníků a pomocných příčníků ve funkci zpevňujících příček. Velikost provozního součinitele jednotlivých částí podlahového roštu vychází dle stanovených požadavků. Pro ověření výpočtu je provedena analýza

pomocí programu Pro/Engineer 3.0. Celkový výpočet potvrzuje vypočtené hodnoty. Maximální napětí přesahuje dovolené napětí, vzniklé v místě styku „U“ profilu s trubkovým obdélníkovým profilem. Místo je zapotřebí důkladně prověřit novou analýzou a popřípadě provést konstrukční úpravy návrhu.

V bakalářské práci se mi podařilo dodržet stanovených požadavků. Věřím, že realizovatelnost mého konstrukčního návrhu nebude pouze v rovině teoretické. Po detailnějším rozboru může plnit funkci technického podkladu pro kusovou popř. malosériovou výrobu.

7 Použitá literatura

- [1] Česko. Zákon č.56/2001 Sb., ze dne 10. ledna 2001 o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.. In Sbírka zákonů, Česká republika. 2001, 71, s. 1-44.
- [2] Česko. Vyhláška č.341/2002 Sb., ze dne 11. července 2002 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In Sbírka zákonů, Česká republika. 2002, 133, s. 1-117.
- [3] Technický průkaz a dokumentace vozidla Zetor 6911
- [4] Dílenská příručka traktorů ZETOR 4911, 5911, 5945, 6911, 6945. Vyd 1. Brno : Zetor Brno, 1978. 200 s.
- [5] Vlk F.: Podvozky motorových vozidel 1. vid., Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. 392 s. ISBN 80-238-5274-4.
- [6] Vlk F.: Stavba motorových vozidel 1. vid., Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [7] Menčík J.: Pružnost pevnost I., Soubor přednášek DFJP, obor DP.
- [8] Kout J.: Mechanika I., Soubor přednášek DFJP, obor DP.

Elektronické dokumenty

- [9] Trans Technik spol. s r.o., Available from www: <<http://transtechnik.cz>>
- [10] Firma ZDT, spol.s r.o.,Nové Veselí, Available from www:<<http://zdt.cz>>

Programové vybavení

- [11] MITCalc
- [12] Pro/Engineer 3.0
- [13] SolidWorks 2005
- [14] AutoCad 2009

Seznam obrázků

Obr. 1 – Rozměry traktoru – boční pohled	18
Obr. 2 – Rozměr traktoru – pohled shora.....	19
Obr. 3 – Rozměry traktoru – přední, zadní pohled	19
Obr. 4 – Ideový návrh traktorového návěsu (bokorys)	23
Obr. 5 – Ideový návrh traktorového návěsu.....	23
Obr. 6 – Uložení nástavby na rámu pomocí kulového systému.....	24
Obr. 7 – Zajišťovací kolík.....	25
Obr. 8 – Návrh rámu ve tvaru „Y“	25
Obr. 9 – Návrh žebřinového rámu.....	26
Obr. 10 – Tuhá náprava ADR	27
Obr. 11 – Pneumaticky ovládaná bubnová brzda.....	28
Obr. 12 – Jednoválcové provedení.....	29
Obr. 13 – Zobrazení spojitého zatížení – dimenzování pístnice	29
Obr. 14 – Rozměry uložení hydraulického válce.....	30
Obr. 15 – Hydraulický válec	31
Obr. 16 – Ložisko pro třístranný pohyb.....	31
Obr. 17 – Navařovací ložisko žiska	32
Obr. 18 – Podlahový rošt	33
Obr. 19 – Zobrazení spojitého zatížení – před začátkem vyklápění	34
Obr. 20 – Zobrazení spojitého zatížení - počátek zadním vyklápění.....	35
Obr. 21 – Zobrazení spojitého zatížení – příčník podlahového roštu	36
Obr. 22 – Zobrazení spojitého zatížení – hydraulická kolébka.....	37
Obr. 23 – Analýza podlahového roštu.....	38
Obr. 24 – Maximální napětí podlahového roštu	38
Obr. 25 – Zatížení podélníků rámu v odpřihnutém stavu	40
Obr. 26 – Zatížení podélníků rámu v jízdní soupravě.....	40
Obr. 27 – Zobrazení zatížení – příčník žebřinového rámu.....	41
Obr. 28 – Zobrazení zatížení - počátek zadního vyklápění.....	43
Obr. 29 – Analýza žebřinového rámu	44
Obr. 30 – Nejvíce zatížená oblast žebřinového rámu	44
Obr. 31 – Maximální napětí žebřinového rámu	44

Obr. 32 – Zatížení podélníků rámu v jízdní soupravě.....	45
Obr. 33 – Zobrazení zatížení – přední příčník	47
Obr. 34 – Zobrazení zatížení – zadní příčník.....	48
Obr. 35 – Analýza „Y - nového“ rámu	48
Obr. 36 – Maximální napětí rámu „Y“.....	49

Seznam tabulek

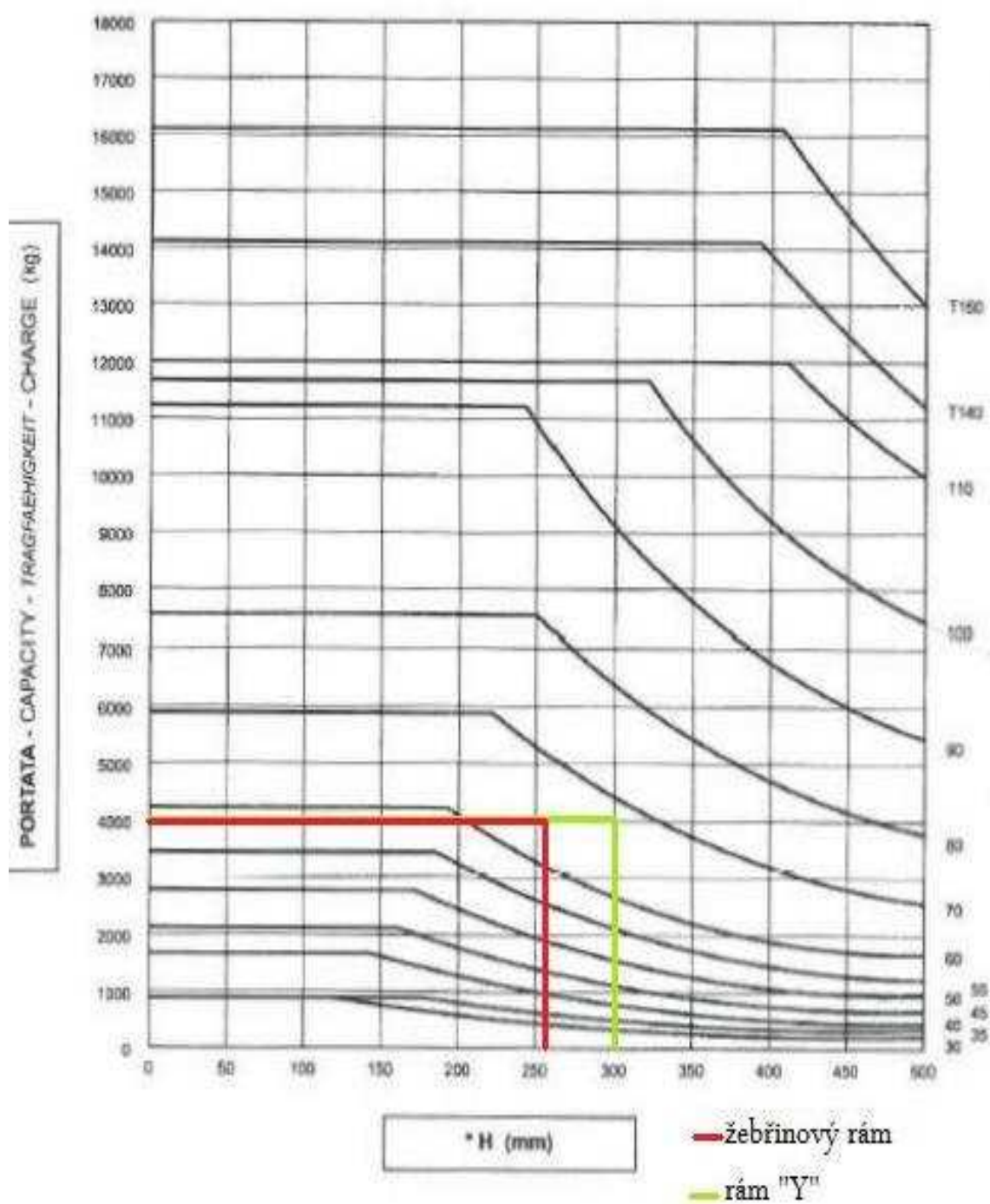
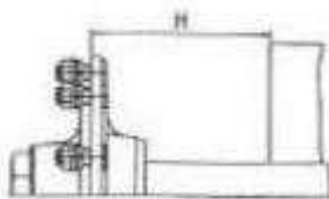
Tab. 1 – Největší povolené hmotnosti na nápravu	11
Tab. 2 – Největší povolená šířka	12
Tab. 3 – Největší povolená výška soupravy	12
Tab. 4 – Největší povolená délka soupravy	12
Tab. 5 – Hlavní rozměry traktoru	20
Tab. 6 – Hmotnosti traktoru	20
Tab. 7 – Motor traktoru	20
Tab. 8 – Hlavní rozměry a hmotnosti	23
Tab. 9 – Výsledky výpočtu – počátek zadního vyklápění	30
Tab. 10 – Rozměry zvoleného hydraulického válce	31
Tab. 11 – Rozměry ložiska	31
Tab. 12 – Rozměry navařovacího ložiska	32
Tab. 13 – Výsledky výpočtu – před začátkem vyklápění	34
Tab. 14 – Výsledky výpočtu – počátek zadního vyklápění	35
Tab. 15 – Výsledky výpočtu – příčník podlahového roštu	36
Tab. 16 – Výsledky výpočtu – hydraulická kolébka	37
Tab. 17 – Výsledky výpočtu – zatížení podélníků v odpríhnutém stavu	40
Tab. 18 – Výsledky výpočtu – zatížení podélníků v jízdní soupravě	41
Tab. 19 – Výsledky výpočtu – příčník žebřinového rámu	42
Tab. 20 – Výsledky výpočtu – počátky zadního vyklápění	43
Tab. 21 – Výsledky výpočtu – zatížení podélníků v jízdní soupravě	46
Tab. 22 – Výsledky výpočtu – přední příčník	47
Tab. 23 – Výsledky výpočtu – zadní příčník	48

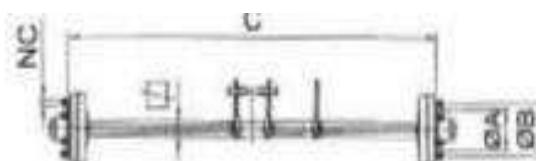
Seznam příloh

Příloha 1. – Graf a zvolený typ nápravy

Příloha 2. – Protokoly výpočtů

Příloha 3. – Výkresová dokumentace na CD nosiči





TIPO AA 14M 140x30

CODICE code Bestelnr. code	QUADRO square vitr cote	PORTATA capacity Achselast charge									ATTACCO p.e.d. Radenschuss arms de roue		
		25 km/h			40 km/h			60 km/h			NC	A	B
		mm	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg			
A30B4AA...	30	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	62	95
A30B4FAA...	30	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	58	98
A30B4GAA...	30	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	60	100
A35B4AA...	35	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	62	95
A35B4FAA...	35	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	58	98
A35B4GAA...	35	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	60	100
A40B4AA...	40	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	62	95
A40B4FAA...	40	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	58	98
A40B4GAA...	40	1100	1300	850	900	1050	750	-	-	-	4 M12	60	100

TIPO BG 20M 200x40

A40D4BA...	40	1400	1650	1250	1250	1450	1150	-	-	-	4 M12	62	95
A40D4GBA...	40	1400	1650	1250	1250	1450	1150	-	-	-	4 M12	60	100
A40D4FAA...	40	1400	1650	1250	1250	1450	1150	-	-	-	4 M12	58	98
A40G4TBA...	40	1850	2200	1650	1650	1950	1450	1450	1850	1200	4 M16	84	130
A40G4SBA...	40	1850	2200	1650	1650	1950	1450	1450	1850	1200	5 M16	94	140
A45G4SBA...	45	1850	2200	1650	1650	1950	1450	1450	1850	1200	5 M16	94	140
A45G4SBA...	45	2500	3000	2000	2100	2500	1800	1800	2100	1600	6 M16	94	140
A50G4SBA...	50	3300	3900	2700	2700	3200	2400	2400	2900	2000	5 M18	94	140

TIPO CA 250 250x40

A45G4G5CA...	45	1850	2200	1650	1650	1950	1450	1450	1850	1200	5 M14	68	112
--------------	----	------	------	------	------	------	------	------	------	------	-------	----	-----

TIPO DA 25M 250x60

A50JA06DA...	50	3300	3900	2700	2700	3200	2400	2400	2900	2000	5 M18	94	140
A50JA08DA...	50	3300	3900	2700	2700	3200	2400	2400	2900	2000	6 M18	160	205
A55JA05DA...	55	3300	3900	2700	2700	3200	2400	2400	2900	2000	5 M18	94	140
A55JA06DA...	55	3300	3900	2700	2700	3200	2400	2400	2900	2000	6 M18	160	205
A60JA06DA...	60	4800	5700	4000	4000	5000	3500	3500	4500	3000	6 M18	160	205
A70MA06DA...	70	6000	7000	5000	5000	6000	4000	4000	5000	3500	6 M18	160	205

TIPO FC 30M 300x60

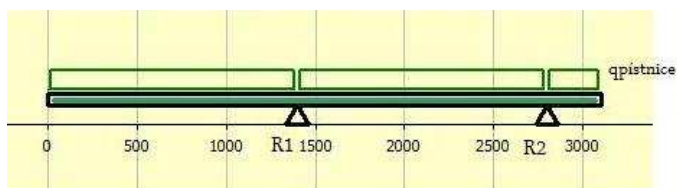
A60LA06FC...	60	4800	5700	4000	4000	5000	3500	3500	4500	3000	6 M18	160	205
A70MA06FC...	70	6000	7000	5000	5000	6000	4000	4000	5000	3500	6 M18	160	205

TIPO FD 30M 300x60

A70NA06FD...	70	7000	8500	6500	6500	7500	6000	6000	7000	5000	6 M18	160	205
A70NA08FD...	70	7000	8500	6500	6500	7500	6000	6000	7000	5000	8 M18	220	275
A80QC06FD...	80	8000	9000	7000	7000	8000	6500	6500	7500	6000	6 M18	160	205
A80QC08FD...	80	8000	9000	7000	7000	8000	6500	6500	7500	6000	8 M18	220	275

Protokol výpočtu č. 1.

Statické zatížení podélníků (trubkový, obdélníkový profil 90 x 70 tl. 5 mm) podlahového roštu – dimenzování pístnice:



Zadané hodnoty:

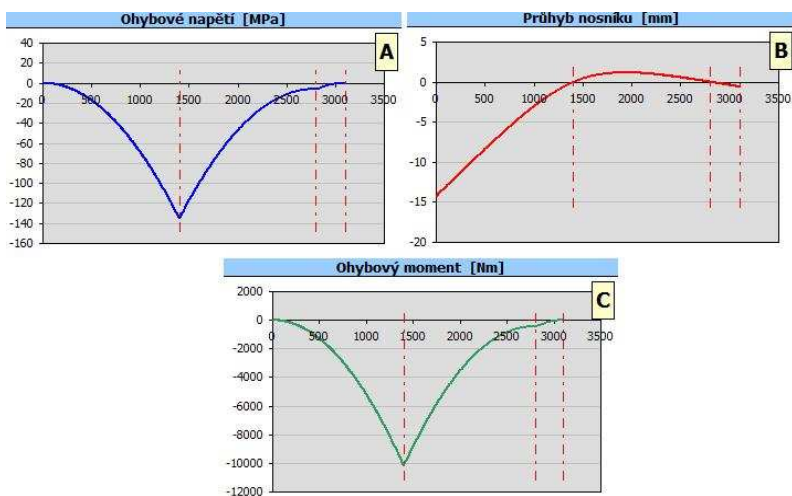
Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	l [mm]	1400	1400	300
Spojité zatížení	q [N/m]	10126,40	10126,40	10126,40
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	1400	2800
Zatížení vlastní vahou	NE			

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	3000
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	3385000
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	75222,22

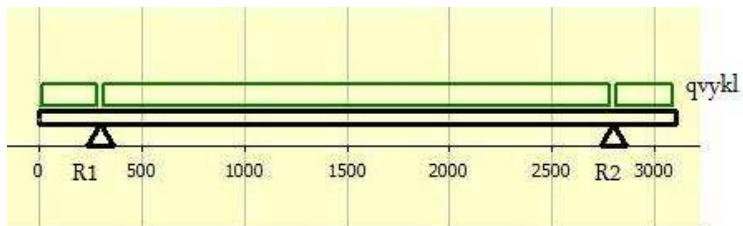
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	28027,3	
	R_2 [N]	3363,3	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-9922,9	0,0
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-13,889	1,145
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-131,9	0



Protokol výpočtu č. 2.

Statické zatížení podélníků (trubkový, obdélníkový profil 90 x 70 tl. 5 mm)
podlahového roštu – před začátkem vyklápění:



Zadané hodnoty:

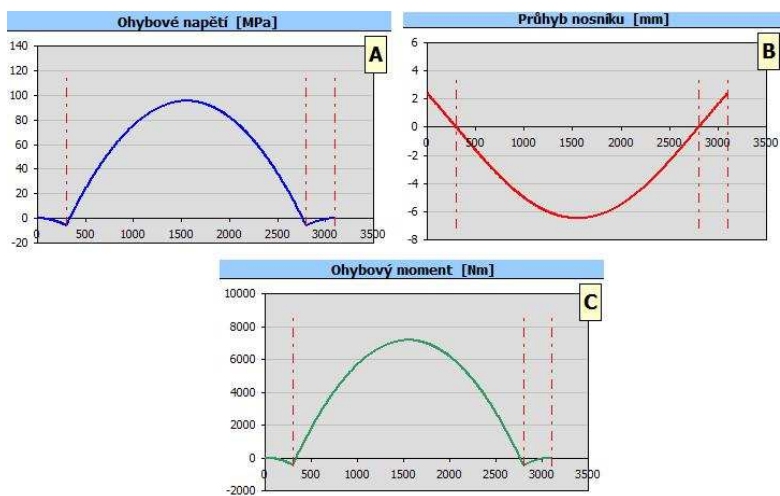
Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	l [mm]	300	2500	300
Spojité zatížení	q [N/m]	9493,5	9493,5	9493,5
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	300	2800
Zatížení vlastní vahou		ANO		

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	3000
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	3385000
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	75222,22

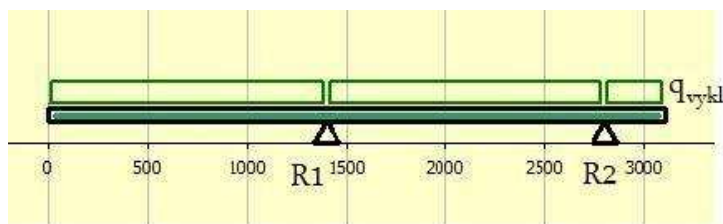
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	150796	
	R_2 [N]	150796	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-436,83	7163
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-6,479	2,430
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-5,8	95,2



Protokol výpočtu č. 3.

Statické zatížení podélníků (trubkový, obdélníkový profil 90 x 70 tl. 5 mm)
podlahového roštu – začátek zadního vyklápění:



Zadané hodnoty:

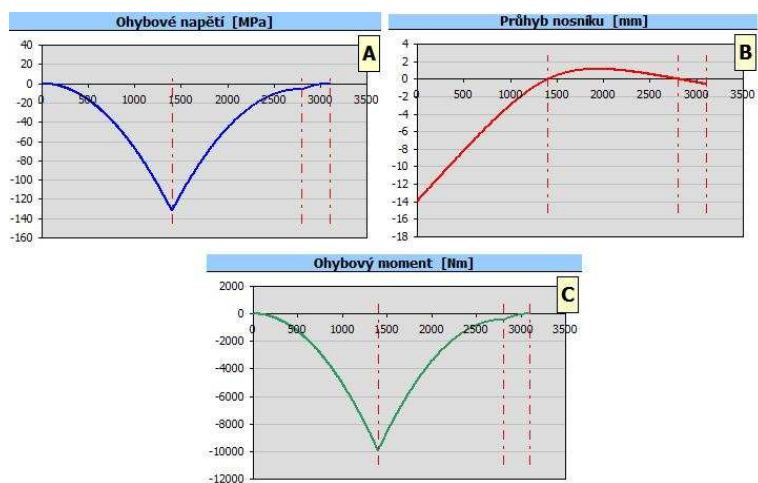
Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	l [mm]	1400	1400	300
Spojité zatížení	q [N/m]	9,49	9,49	9,49
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	1400	2800
Zatížení vlastní vahou	ANO			

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	3000
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	3385000
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	75222,22

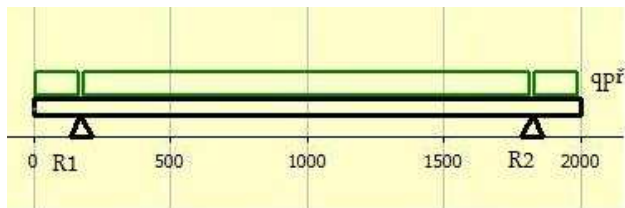
Výsledek výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	28027,32	
	R_2 [N]	3363,28	
Ohybový moment Min./Max.	M_0 [Nm]	-9922,9	0,0
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-13,889	1,145
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-131,9	0



Protokol výpočtu č. 4.

Statické zatížení příčníků (trubkový, obdélníkový profil 90 x 40 tl. 3 mm) – podlahového roštu:



Zadané hodnoty:

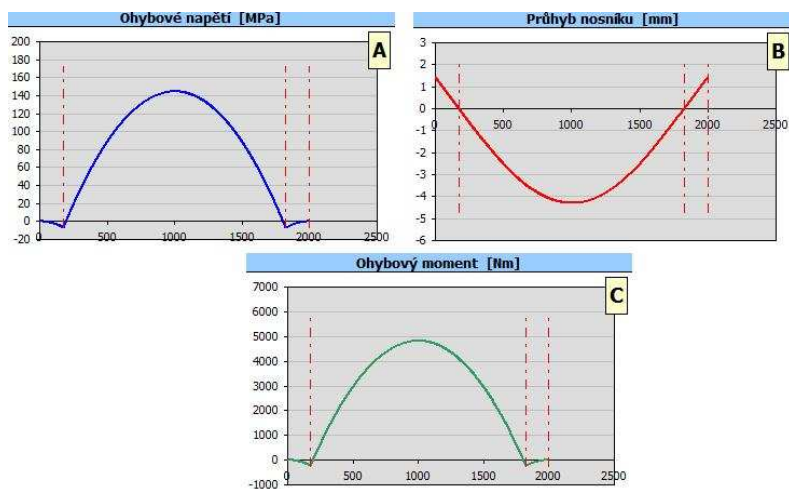
Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	l [mm]	175	1650	175
Spojitě zatížení	q [N/m]	14715	14715	14715
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	175	1825
Zatížení vlastní vahou	ANO			

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	1488
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	1501344
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	33363,2

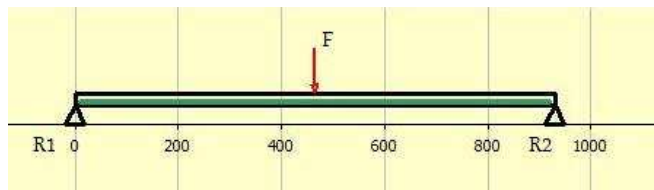
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	14831,8
	R_2 [N]	14831,8
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-226,59 4820,34
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-4,29 1,43
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-6,8 144,5



Protokol výpočtu č. 5.

Statické zatížení hydraulické kolébky (trubkový, obdélníkový profil 80 x 80 tl. 5 mm) podlahového roštu:



Zadané hodnoty:

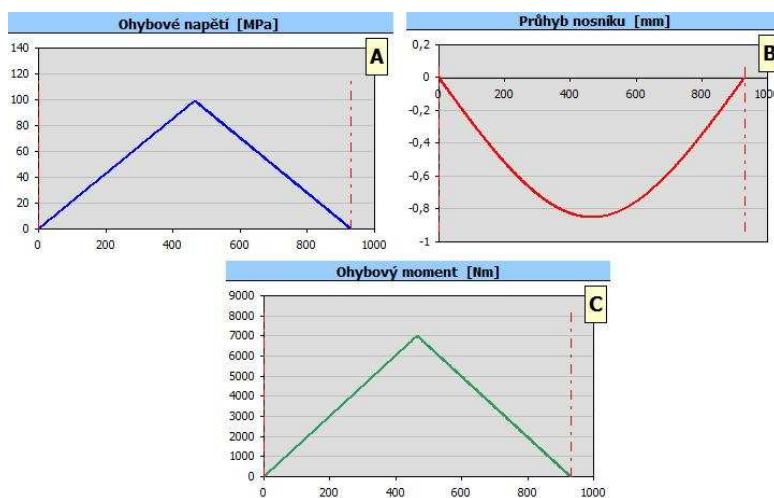
Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	[mm]	0	930	0
Působící síla	F [N]	-	30 000	-
Vzdálenost působení síly od podpory R_1	[mm]	-	465	-
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	-	930
Zatížení vlastní vahou		ANO		

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	300
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	2825000
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	70625

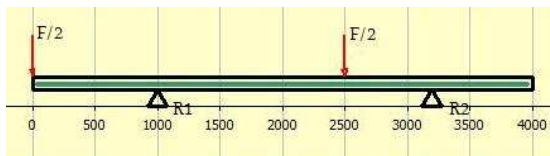
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	15109,51	
	R_2 [N]	15109,51	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	0,0	7000,46
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-0,851	0
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	0,0	99,1



Protokol výpočtu č. 6.

Statické zatížení podélníků žebřinového rámu (U 160 x 65 tl. 7,5 mm) -
odpříhnutý stav :



Zadané hodnoty:

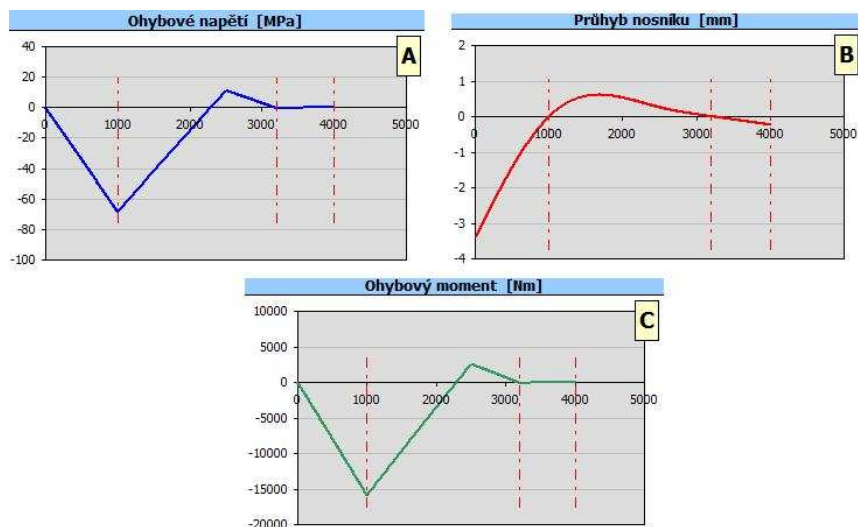
Číslo pole nosníku		L ₁	L ₂	L ₃
Délka pole nosníku	[mm]	1000	2200	800
Působící síla	F/2 [N]	15696	15696	-
Vzdálenost působení síly od podpory R ₁	[mm]	-1000	1500	-
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	1000	3200
Zatížení vlastní vahou	ANO			

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	4800
Kvadratický moment k ose x	I _x [mm ⁴]	18500000
Průřezový modul v ohybu	W _x [mm ³]	232000

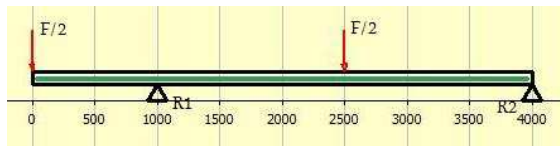
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R ₁ [N]	28641,6	
	R ₂ [N]	4248,0	
Ohybový moment Min./Max.	M ₀ [Nm]	-15883,20	2552,40
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-3,393	0,607
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-68,5	11



Protokol výpočtu č. 7.

Statické zatížení podélníků žebřinového rámu (U 160 x 65 tl. 7,5 mm) - spojení návěsu do jízdní soupravy :



Zadané hodnoty:

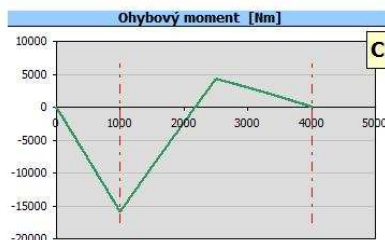
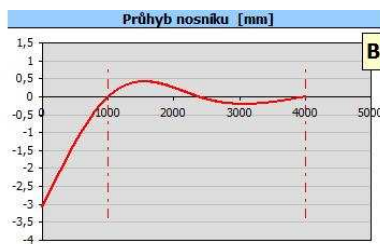
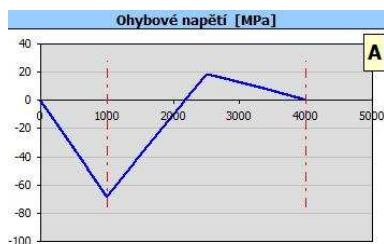
Číslo pole nosníku		L ₁	L ₂	L ₃
Délka pole nosníku	[mm]	1000	3000	0
Působící síla	F/2 [N]	15696	15696	-
Vzdálenost působení síly od podpory R ₁	[mm]	-1000	1500	-
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	1000	4000
Zatížení vlastní vahou	ANO			

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	4800
Kvadratický moment k ose x	I _x [mm ⁴]	18500000
Průřezový modul v ohybu	W _x [mm ³]	232000

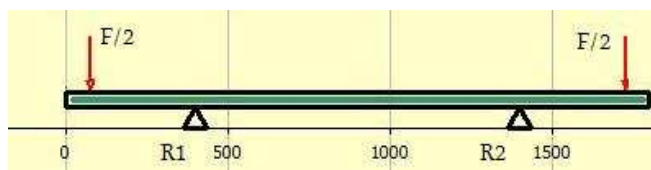
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R ₁ [N]	29774,40	
	R ₂ [N]	3115,20	
Ohybový moment Min./Max.	M ₀ [Nm]	-15883,20	4251,60
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-3,066	0,418
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-68,5	18,3



Protokol výpočtu č. 8.

Statické zatížení příčníků žebřinového rámu (trubkový, čtvercový profil 60 x 60 tl. 5 mm):



Zadané hodnoty:

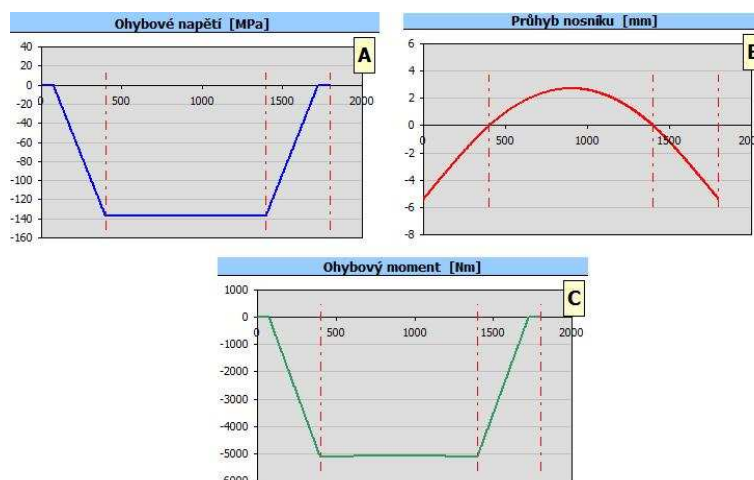
Číslo pole nosníku		L ₁	L ₂	L ₃
Délka pole nosníku	[mm]	355	1000	355
Působící síla	F/2 [N]	15696	-	15696
Vzdálenost působení síly od podpory R ₁	[mm]	-325	-	1680
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	355	1355
Zatížení vlastní vahou		ANO		

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	2200
Kvadratický moment k ose x	I _x [mm ⁴]	1118333,33
Průřezový modul v ohybu	W _x [mm ³]	37277,78

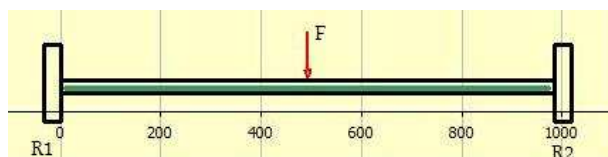
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R ₁ [N]	15843,66
	R ₂ [N]	15843,66
Ohybový moment Min./Max.	M _o [Nm]	-5112,05 0,00
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-4,73 2,71
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-137,10 0,00



Protokol výpočtu č. 9.

Statické zatížení kolébky hydraulického válce (trubkový, obdélníkový profil 80 x 60 tl. 5 mm) – počátek zadního vyklápění:



Zadané hodnoty:

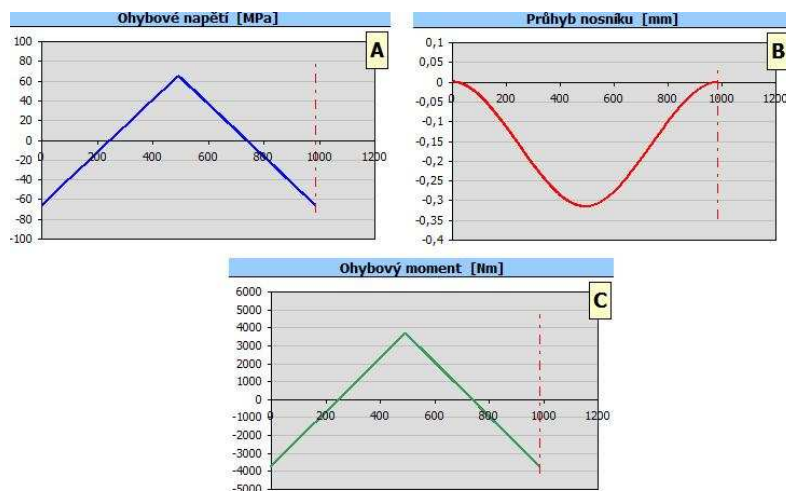
Číslo pole nosníku		L_1
Délka pole nosníku	[mm]	985
Působící síla	F [N]	30 000
Vzdálenost působení síly od podpory R_1	[mm]	492,5
Souřadnice počátku pole	[mm]	-
Zatížení vlastní vahou	ANO	

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	2600
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	2261666,7
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	56541,7

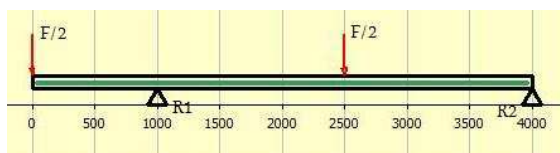
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	15100,52
	R_2 [N]	15100,52
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-3710,25 3710,25
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-0,315 0,001
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-65,6 65,5



Protokol výpočtu č. 10.

Statické zatížení podélníků žebřinového rámu (trubkový, obdélníkový profil 120 x 100 tl. 6 mm) – spojení návěsu do jízdní soupravy :



Zadané hodnoty:

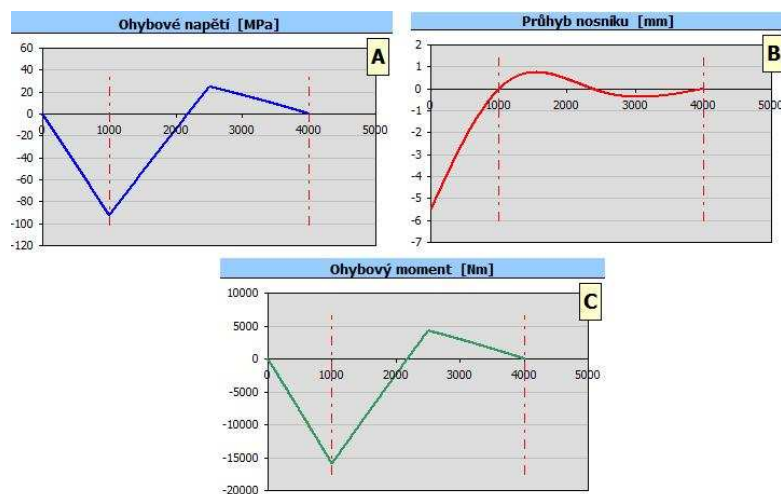
Číslo pole nosníku		L ₁	L ₂	L ₃
Délka pole nosníku	[mm]	1000	3000	0
Působící síla	F/2 [N]	15696	15696	-
Vzdálenost působení síly od podpory R ₁	[mm]	-1000	1500	-
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	1000	4000
Zatížení vlastní vahou	ANO			

Profil nosníku:

Počet nosníků	2	
Plocha	S [mm ²]	4992,00
Kvadratický moment k ose x	I _x [mm ⁴]	10324224,00
Průřezový modul v ohybu	W _x [mm ³]	172070,40

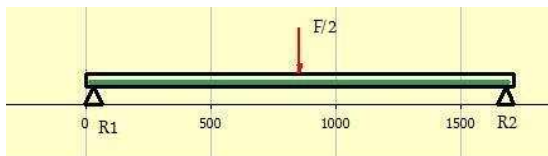
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R ₁ [N]	29821,00
	R ₂ [N]	3138,50
Ohybový moment Min./Max.	M ₀ [Nm]	-15891,94 4266,89
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-5,49 0,75
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-92,40 24,80



Protokol výpočtu č. 11.

Statické zatížení předního příčnicku (trubkový, obdélníkový profil 90 x 70 tl. 5 mm):



Zadané hodnoty:

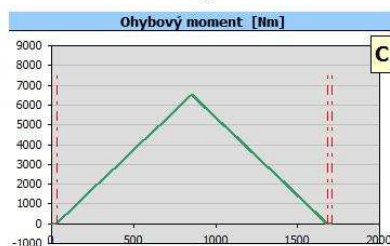
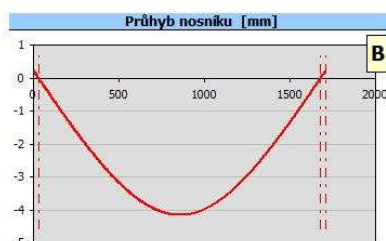
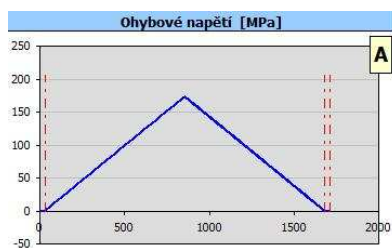
Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	[mm]	30	1650	30
Působící síla	$F/2$ [N]	15696	-	-
Vzdálenost působení síly od podpory R_1	[mm]	855	-	-
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	30	1680
Zatížení vlastní vahou	ANO			

Profil nosníku:

Počet nosníků	1	
Plocha	S [mm ²]	1500,00
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	1692500,00
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	37611,11

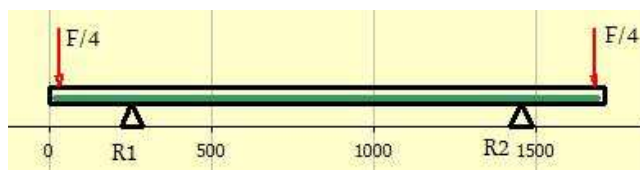
Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	7948,68	
	R_2 [N]	7948,68	
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-0,05	6514,62
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-4,16	0,23
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	0	173,20



Protokol výpočtu č. 12.

Statické zatížení zadního příčnicku (trubkový, obdélníkový profil 90 x 70 tl. 5 mm):



Zadané hodnoty:

Číslo pole nosníku		L_1	L_2	L_3
Délka pole nosníku	[mm]	255	1200	255
Působící síla	$F/4$ [N]	7848	-	7848
Vzdálenost působení síly od podpory R_1	[mm]	30	-	1680
Souřadnice počátku pole	[mm]	-	255	1455
Zatížení vlastní vahou		ANO		

Profil nosníku:

Počet nosníků	1	
Plocha	S [mm ²]	1500,00
Kvadratický moment k ose x	I_x [mm ⁴]	1692500,00
Průřezový modul v ohybu	W_x [mm ³]	37611,11

Výsledky výpočtu:

Reakce v podporách	R_1 [N]	7948,68
	R_2 [N]	7948,68
Ohybový moment Min./Max.	M_o [Nm]	-1769,62 0,00
Průhyb nosníku Min./Max.	y [mm]	-0,86 0,89
Ohybové napětí Min./Max.	σ [MPa]	-47,10 0,00

