

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ SPECIÁLNÍ NÁSTAVBY

DESIGN OF SPECIAL VEHICLE BODY

Vedoucí diplomové práce:

Student:

Ing. Michal Richtář

Bc. Miroslav Vlček

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Bc. Miroslav Vlček

Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo;
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě, diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci, nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáváním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě dne

.....
Bc. Miroslav Vlček

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VLČEK, M. *Konstrukční řešení speciální nástavby*. Ostrava: Institut dopravy, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 83 s.
Diplomová práce, vedoucí: Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá speciální nástavbou pro nákladní automobil Tatra 815. Speciální nástavba je určena pro Armádu České republiky a má sloužit pro uskladnění a přepravu maskovací sítě.

Práce má za cíl navrhnout konstrukční řešení speciální nástavby. Konstrukční řešení spočívá v návržení sklápěcího mechanismu a v návržení konstrukce speciální nástavby. Návrhy jsou podloženy silovými rozbory a pevnostními výpočty.

ANNOTATION OF THESIS

VLČEK, M. *Design of Special Vehicle Body*. Ostrava: The Institute of Transport, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2009, 83 p.
Thesis, head: Richtář, M.

Thesis is dealing with special vehicle body for automotive truck Tatra 815. Special vehicle body is for Czech Republic army. Special vehicle body has used for stowage and transport of the camouflage sheet.

The aim of this thesis is design of special body. Structural design rests in design tilting mechanism and rests in design construction special vehicle body. The designs are well-founded of power analysis and calculation of fort.

OBSAH

SEZNAM ZKRATEK.....	3
1 ÚVOD	4
2 CHARAKTERISTIKA VOZIDLA A JEHO URČENÍ.....	5
2.1 Účel nákladního automobilu Tatra 815 260 R81	5
2.2 Technický popis a informace o nákladním automobilu Tatra 815 260 R81	5
3 SILOVÁ ANALÝZA.....	11
3.1 Těžiště	13
3.2 Silová analýza v prvním stavu v rovině (y – z).....	17
3.3 Silová analýza v druhém stavu v rovině (y – z)	20
3.4 Silová analýza v rovině (x – y).....	22
3.5 Silová analýza v rovině (x – z).....	23
3.6 Silová analýza mechanismu s tažnou pružinou.....	24
3.6.1 Silové účinky.....	25
3.6.2 Určení síly v lanku F_L a síly pružiny F_p	27
3.6.3 Určení ovládací síly F_{ov}	29
3.6.4 Výpočty	30
3.6.5 Zhodnocení analýzy	32
3.7 Silová analýza mechanismu s navijákem	33
3.7.1 Silové účinky.....	33
3.7.2 Určení síly v lanu F_L	35
3.7.3 Ovládací síla na klíče navijáku F_K	36
3.7.4 Výpočty	37
3.7.5 Zhodnocení analýzy	39
3.8 Analýza dalších možných mechanismů	40
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁSTAVBY	41

4.1 Návrh mechanismu sklápění	41
4.2 Pevnostní výpočty součástí speciální nástavby	51
4.2.1 Základní rám	52
4.2.2 Horní kladkový mechanismus	54
4.2.3 Doraz	56
4.2.4 Spodní kladkový mechanismus	57
4.2.5 Přídavný rám	58
4.2.6 Spojovací čep	65
4.2.7 Součásti mechanismu sklápění	68
4.2.8 Navržení upevnění nástavby na vozidle	70
4.3. Nepočtení řešení	73
5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	74
5.1 Ekonomické zhodnocení základního rámu	74
5.2 Ekonomické zhodnocení přídavného rámu	76
6 ZÁVĚR	77
POUŽITÁ LITERATURA	79
SEZNAM PŘÍLOH	80

SEZNAM ZKRATEK

ABS	Anti-lock braking system (proti blokovací systém)
apod.	Podobně
cca.	Přibližně
ČR	Česká republika
DPH	Daň z přidané hodnoty
H	High (vysoko)
konst.	Konstanta
L	Low (nízko)
max.	Maximálně
MDČR	Ministerstvo dopravy České republiky
min	Minuta
Obr.	Obrázek
Tab.	Tabulka
tzn.	To znamená

1 ÚVOD

Tato práce se bude zabývat konstrukčním řešením speciální nástavby. Speciální nástavba má sloužit pro uskladnění a přepravu maskovací sítě na nákladním vojenském automobilu Tatra 815 260 R81. V současnosti tato speciální nástavba existuje ve fázi vývoje. Zadání práce poskytla společnost, která speciální nástavbu vyvíjí. V současnosti neexistuje možnost jak maskovací síť na Tatra 815 260 R81 přepravovat. V případě cvičení je nutné vyčlenit jedno z vozidel, aby síť pro zbylá vozidla uskladnilo a přepravilo. Z tohoto popudu vznikla myšlenka uskutečnění speciální nástavby.

V této práci se budu zabývat současnou konstrukcí speciální nástavby. Na základě silových analýz budu zjišťovat silové a momentové účinky na speciální nástavbu a na její nosník, na kterém je upevněna. Budu se zabývat analýzami sklápěcích mechanismů. Volba mechanismu je důležitá, neboť od zadavatele práce existuje podmínka, že se síť může manipulovat maximálně dvoučlenná skupina. Na prototypu nástavby je použitý mechanismus s tažnou pružinou. Tento mechanismus budu podrobně zkoumat a analyzovat jeho silové účinky na samotnou speciální nástavbu a taky na silové účinky obsluhy.

Další část moji práce bude samotný návrh, který provedu na základě předcházejících silových analýz. Budu navrhovat mechanismus sklápění a rámy speciální nástavby pomocí pevnostních výpočtů. Návrh bude podpořen obrázky jak v textu, tak i v přílohách. Nebudu navrhovat bednu pro maskovací síť. Tato bedna již existuje a je zhotovena přesně tak, aby ji bylo možné na vozidlo umístit. Budu proto návrhy rozměrově přizpůsobovat bedně.

V poslední části práce budu provádět ekonomické zhodnocení mých návrhů. Návrhy budu zhodnocovat přes náklady na pořízení polotovarů, ze kterých se nástavba bude skládat. Nebudu uvažovat vyčíslení lidské práce potřebné pro výrobu a montáž dílů, protože od zadavatele práce byla navržena částka na materiál v hodnotě 20 000 Kč, která lidskou práci nezahrnuje.

Jako první však popíšu nákladní automobil Tatra 815 260 R81, pro který bude speciální nástavba určena. Popis vozidla provedu na základě jeho technických parametrů.

2 CHARAKTERISTIKA VOZIDLA A JEHO URČENÍ

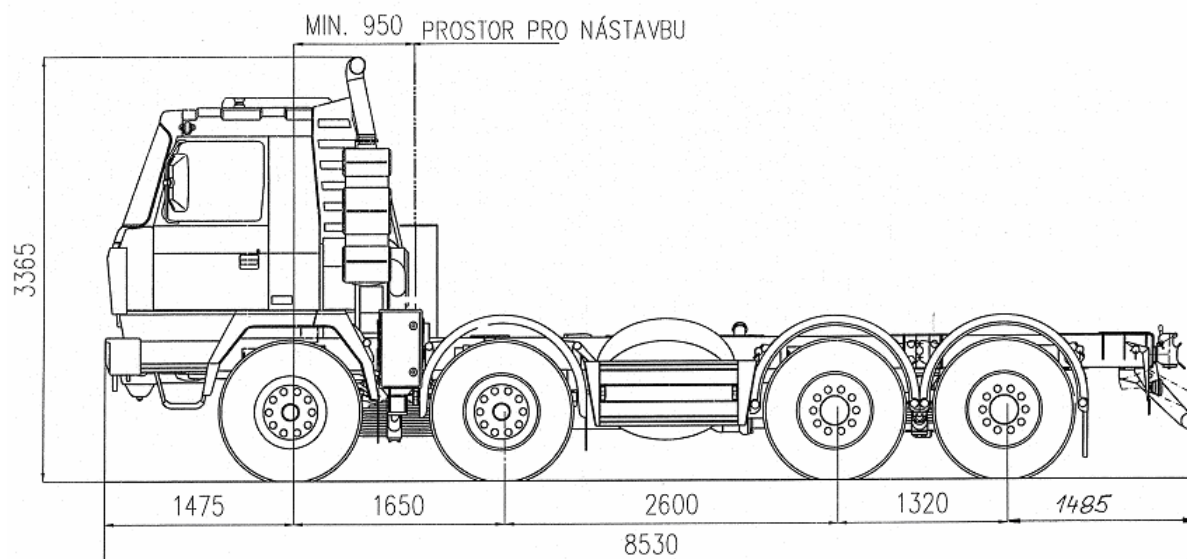
V této kapitole představím vojenskou verzi Tatra 815 260 R81, účel tohoto automobilu a jeho technické parametry.

2.1 Účel nákladního automobilu Tatra 815 260 R81

Vozidlo je určeno pro Armádu České republiky. Slouží pro přepravy kontejnerů s technickým vybavením, zásobami apod. Vozidlo je především využíváno v terénu. Z tohoto poznatku lze už teď odhadnout případné technické nároky na speciální nástavbu, která bude součástí nákladního automobilu. Jedná se především o setrvačné síly, které na automobil při jízdě působí a to v podélném, příčném a svislém směru.

2.2 Technický popis a informace o nákladním automobilu Tatra 815 260 R81

Zde uvedu technický popis nákladního automobilu Tatra 815 260 R81, který je uváděný výrobcem v rámci technické přejímací podmínky.



Obr. č. 2.2.1: Rozměry šasi s kabinou [8]

1. Rozměry šasi [8]

Délka šasi:	8 530 ±30 mm
Šířka šasi:	2 500 mm

Výška šasi při celkové hmotnosti:	3 365 ±30 mm
Světlá výška při celkové hmotnosti:	275 ±30 mm
Rozvor náprav:	1 650 + 2 600 + 1 320 ±30 mm
Rozchod předních kol při nulovém odklonu:	1 987 ±15 mm
Rozchod zadních kol při nulovém odklonu:	1 776 ±15 mm

2. *Hmotnosti šasi* [8]

Pohotovostní hmotnost:	12 000 kg ±5%
Podíl hmotnosti na nápravy při pohotovostní hmotnosti:	
přední nápravy	2 x 4 000 kg ±5%
zadní nápravy	2 x 2 000 kg ±5%
Celková hmotnost:	36 000 kg
Celková hmotnost šasi:	32 000 kg
Užit. náklad včetně obsluhy při $G_c = 36\ 000$ kg:	24 000 kg
Podíl hmotnosti na nápravy při celkové hmotnosti:	
přední nápravy	max. 2 x 7 100 kg
zadní nápravy	max. 2 x 10 500 kg
Hmotnost přípojného (brzděného) vozidla:	18 000 kg
Celková hmotnost soupravy:	54 000 kg

3. *Motor* [8]

Jedná se o vznětový, čtyřdobý, přeplňovaný, vidlicový motor. Je vzduchem chlazený s přímým vstřikem paliva.

Typové označení:	T3B-928-60
Provedení motoru:	436
Počet válců:	8 do V
Vrtání válce:	120 mm
Zdvih pístu:	140 mm

Zdvihový objem motoru:	12 667 cm ³
Výkon motoru při otáčkách:	255 kW / 1 800 min ⁻¹
Točivý moment motoru při otáčkách:	1 570 Nm / 1 200 min ⁻¹
Schopnost provozu motoru:	
při podélném sklonu	30 °
při příčném sklonu	20 °
Pro motor platí samostatné	TPP 117 68 307 04/95

4. *Spojka* [8]

Typ Tatra MFZ 1 x 420. Je jednolamelová, s membránovou pružinou, upevněna na setrvačniku. Ovládání spojky je hydraulické se vzduchovým posilovačem.

5. *Převodovka* [8]

Převodovka je typ TATRA 10 TS 180.

- desetistupňová, mechanická s čelními ozubenými koly se šikmým ozubením,
- kola jsou ve stálém záběru; pět stupňů a zpětný chod se řadí mechanicky s pneumatickým posilovačem řazení; H a L (normální a redukovaný) chod se řadí elektropneumaticky s předvolbou,
- rychlostní stupeň a zpětný chod je zapínán zubovou objímkou, ostatní stupně včetně H a L chodu jsou opatřeny jištěnou synchronizací,
- převodovka je upevněna zadní dosedací plochou na skříň přídavného převodu,
- pro převodovku platí samostatné TPP 117 68 307 07/93.

6. *Přídavná převodovka* [8]

Přídavná převodovka je TATRA 2,30 TRK H8 1.6/2.6.

- je sestupná, dvoustupňová, řaditelná za klidu,
- pro řazení 1. a 2. převodového stupně v přídavné převodovce je použit přepínač želva-zajíc na přístrojové desce,
- řazení pomocí elektropneumatického ventilu,
- převodový poměr – 1,565/2,606.

7. Pomocný pohon [8]

Pomocný pohon z převodovky - 1 TP 280 je vyveden z převodovky s přírubou. Řazení pomocného pohonu se provádí při stojícím vozidle vzduchovým kohoutem umístěným na krytu motoru. Příruba umožňuje montáž vysokotlakového hydrogenerátoru.

Technické údaje pomocného pohonu:

Při otáčkách motoru $1\ 800\ \text{min}^{-1}$ jsou otáčky výstupu:

Normální chod:	$2\ 770\ \text{min}^{-1}$
Redukovaný chod:	$2\ 195\ \text{min}^{-1}$
Max. odebíraný toč.moment (krátkodobý odběr):	470 Nm
Jmenovitý (trvalý odběr) - normální stálý záběr	190 Nm
- redukovaný stálý záběr	240 Nm

Pomocný pohon se zapíná pneumaticky přímým kohoutem, umístěným na konzole nouzové a parkovací brzdy.

8. Řízení [8]

- Typ - 8099 988 425 ZF SERVOCOM
- je levostranné s dvouokruhovým monoblokovým servořízením a posilovým válcem.

Mechanický převod hydraulického posilovače řízení:

Převodový poměr:	22,2/26,2	
Počet otáček volantu na celý rozsah rejdu:	6,25	
Průměr volantu:	500 ±5 mm	
Maximální rejď:	1. náprava	2. náprava
vnější kolo	$33^\circ \pm 1^\circ$	$20^\circ \pm 1^\circ$
vnitřní kolo	$35^\circ \pm 1^\circ$	$27^\circ \pm 1^\circ$

9. Přední nápravy [8]

Dvě přední nápravy s výkyvnými polonápravami jsou řídicí, hnací se závěry osových diferenciálů. Převod hnacího momentu od převodového ústrojí k rozvodovce je proveden spojovací hřídelí. Přední pohon je řaditelný dle potřeby pomocí zubové objímky

ovládané vzduchovým válcem. Z rozvodovky na kola je pohon zajištěn hřídelí s homokinetickými klouby. Pérování je zajištěno listovými pružinami (12 listů) a teleskopickými tlumiči.

10. Zadní nápravy [8]

Dvě zadní hnací nápravy jsou s výkyvnými polonápravami. Převod hnacího momentu od převodového ústrojí k jednotlivým nápravám je proveden spojovacími hřídelemi přes mezinápravový diferenciál. Diferenciály obou náprav jsou opatřeny závěry zapínatelnými dle potřeby. Mezinápravový diferenciál je blokován současně se zařazením předního náhonu. Pérování je zajištěno listovými pružinami (12 listů).

11. Kola úplná [8]

Pláště	přední -12R 22,5	zadní - 12R 22,5
Ráfek	9,00 x 22,5	9,00 x 22,5

Montáž sněhových řetězů je možná jen na zadní nápravy.

12. Brzdová soustava [8]

Šasi je vybaveno čtyřmi, na sobě nezávislými systémy brzd:

Provozní, dvouokruhovou působící na kola všech náprav s vazbou na brzdovou soustavu přívěsu, s klínovým rozvíračem a automatickým seřizováním čelistí. Protiblokovací systém ABS.

Nouzovou, působící pomocí pružinových brzdových válců na kola obou zadních náprav s vazbou na brzdovou soustavu přívěsu.

Parkovací, působící na kola obou zadních náprav bez vazby na brzdovou soustavu přívěsu.

Odlehčovací, je to motorová brzda, která uzavírá výfukové potrubí.

Jmenovitý přetlak vzduchu		830 ±20 kPa
Brzdové válce	přední nápravy	115
	zadní nápravy	pružinové 16/16“
Průměr brzdových bubnů		410 mm
Brzdové obložení		šířka 180 mm

Celková brzdící plocha provozní nožní brzdy	10 548 cm ²
Celková brzdící plocha nouzové a park.brzdy	5 274 cm ²

Signalizace poklesu tlaku vzduchu v soustavě je zajištěna dvěma kontrolními svítilnami přes vzduchotlakové spínače.

13. Podvozek [8]

Podvozek šasi tvoří skříň rozvodovky přední nápravy, spojovací díl, skříň rozvodovky druhé přední nápravy, přední nosná roura, skříň přídavné převodovky, zadní nosná roura, skříň rozvodovky první zadní nápravy, úplný spojovací díl, skříň rozvodovky druhé zadní nápravy. Na příčnicích podvozku je upevněn průběžný rám s budkou, motorem se spojkou, monoblokem servořízení, palivovou nádrží a držákem náhradního kola. Mezi první a druhou nápravou je šasi vybaveno stupačkou.

14. Kabina řidiče [8]

Dvoumístná kabina řidiče s průlezem je trambusová, celokovová, krátká, dvoudveřová, nízká. Čelní sklo je oblé, boční a zadní skla jsou rovná. Kabina je vybavena pneumatickými sedačkami pro řidiče i pro spolujezdce, držáky zbraní a odmořovací soupravy. Na přístrojové desce, pevně spojené s přední stěnou kabiny, jsou umístěny všechny potřebné kontrolní přístroje a ovládací prvky. Kabina je vybavena zrcátky MEKRA (dvě hlavní vyhřívaná a dálkově ovládaná, jedno blížkopohledové a jedno širokoúhlé). Prostor kabiny lze vytápět závislým olejovým topením a nezávislým topením.

Zajištění kabiny v provozní poloze je provedeno soustavou pák. Tato soustava se ovládá z levé strany na zadní stěně kabiny. Správné zajištění kabiny je signalizováno kontrolkou na přístrojové desce. Vyklopení kabiny se provádí přímočarým hydromotorem, ovládaným hydraulickým agregátem, který je umístěn na boku předního nárazníku.

15. Elektroinstalace [8]

Šasi má napětí elektrického příslušenství 24 V a ukostřen je záporný pól.

Zdrojem napětí jsou dvě akumulátorové baterie: 12D 170 Ah

Stupeň odrušení podle ČSN 34 2875: základní

Alternátor: 28V/55A

Spouštěč: 24V/6,6 kW

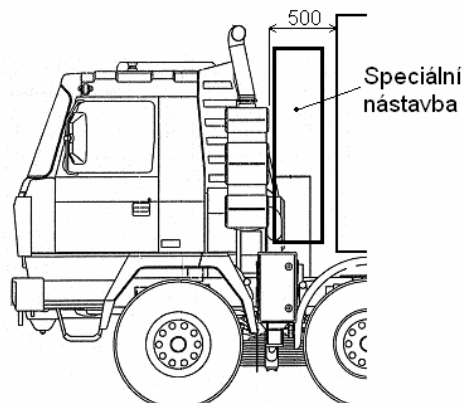
16. Provozní kapaliny a maziva [8]

Objemy náplní jsou v toleranci $\pm 5\%$. Plnění se provádí po kontrolní otvor nebo kontrolní rysku.

Palivo v nádrži:	1 x 230 l + 1 x 140 l
Olej - v olejové nádrži a v motoru:	30-35 l
V převodovce:	11 l
V přídatné převodovce:	10,5 l
V rozvodovkách náprav: 1., 2. a 4	9 l, 10,5 l
V hydraulickém okruhu servořízení:	4,5 l
V hydraulice sklápění kabiny:	1 l
V hydraulice sklápění korby:	120 l
Kapalina v nádobce ostřikovače:	6 l

3 SILOVÁ ANALÝZA

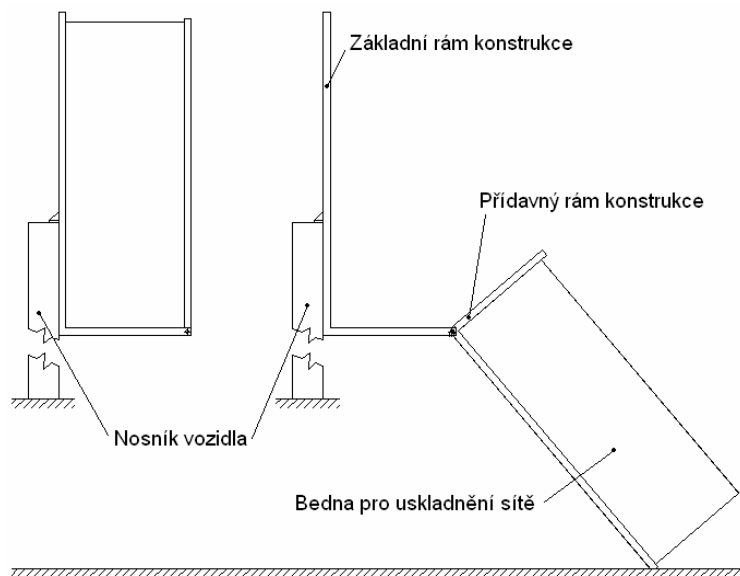
V této kapitole se budu zabývat silovými rozbory na současně vyrobené speciální nástavbě, která slouží jako prototyp pro uskladnění a přepravu maskovacích sítí. Tyto silové rozbory budu následně potřebovat pro moje návrhy konstrukce speciální nástavby a mechanismu sklápění. Před samotným silovým rozбором musím uvést komponenty, které speciální nástavbu tvoří a jejich umístění na vozidle. Následně určím souřadnicový systém a stanovím zatěžující síly.



Obr. č. 3.1: Umístění speciální nástavby na vozidle

Popis speciální nástavby:

Nástavba je umístěná na levé straně vozidla mezi kabinou řidiče a kontejnerem. Je to jediné vhodné místo na vozidle, které lze z požadavků zadavatele práce pro uskladnění a přepravu sítě použít. Nástavba se skládá ze tří základních komponentů. Základní rám je připevněn k nosníku vozidla pomocí objímek. Přídavný rám je spojen k základnímu rámu otočně pomocí čepu. Bedna pro síť je upevněna k přídavnému rámu.



Obr. č. 3.2: Popis speciální nástavby



Obr. č. 3.3: Sklopený přídavný rám s bednou, síť v bedně

Z obr. č. 3.3 je možné vidět současný stav speciální nástavby. Na levé straně je fotografie kdy je přídavný rám s bednou a sítí odklopen. Také je možno vidět nohu, která

podepírá přidavný rám. Toto podepření je nutné, neboť mechanismus pomocí kterého se přidavný rám odklápí, neumožňuje aby se přidavný rám opřel o zem.

Souřadnicový systém:

Osa „x“ leží v podélné rovině souměrnosti vozidla a směřuje v před. Příčná osa „y“ je kolmá k podélné ose a směřuje vlevo od strany řidiče. Svislá osa „z“ směřuje nahoru a je kolmá na podélnou a příčnou osu. [4]



Obr. č. 3.4: Souřadnicový systém [13]

Silovou analýzu konstrukce budu provádět ve třech rovinách. V rovině $(x - y)$, $(x - z)$ a v rovině $(y - z)$. Pro dvě roviny budu muset určit těžiště konstrukce, abych zjistil tři souřadnice těžiště (x, y, z) . Pro rovinu $(y - z)$ budu muset určit těžiště ve dvou stavech. První stav bude při jízdě vozidla. Tomu odpovídá výše uvedené schéma na levé straně. Druhý stav bude odpovídat pravé straně obrázku. Tedy manipulace s bednou (manipulace bez uvažovaných mechanismů).

Předpoklady řešení silové analýzy:

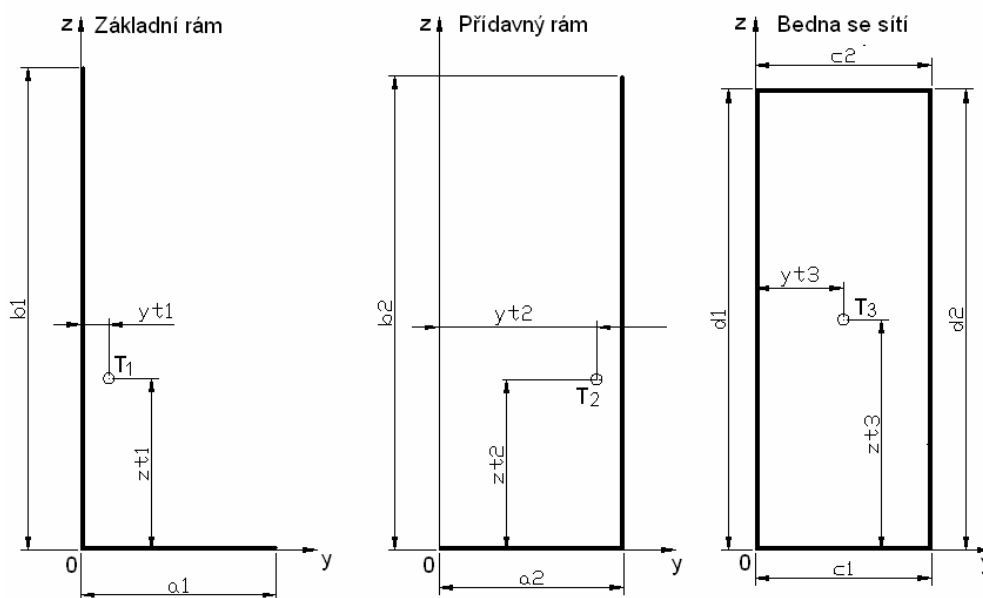
Základní rám a přidavný rám jsou vyrobeny z jednoho typu profilové tyče. Bednu s maskovací sítí považuji za těleso s homogenním rozložením hmotnosti.

3.1 Těžiště

Těžiště je hmotný střed tělesa, plochy, nebo křivky. Je působištěm gravitační síly, která na objekt působí. [2]

a) **Těžiště soustavy v rovině (y – z)**

Těžiště základního a přídatného rámu budu počítat jako těžiště čar, jelikož tyto rámy budou následně zhotoveny z jednoho druhu tyčového profilu. Jako těžiště čar budu počítat i bednu se sítí.



Obr. č. 3.1.1: Těžiště soustavy v rovině (y – z)

Tab. č. 3.1.1: Rozměry konstrukce v rovině (y – z)

	[mm]		
	L_i	y_i	z_i
a_1	720	360	0
b_1	1 750	0	875
a_2	720	360	0
b_2	1 750	720	875
c_1	700	350	0
c_2	700	350	1 700
d_1	1 700	0	850
d_2	1 700	700	850

Určení těžiště budu provádět zvlášť pro základní rám, přídatný rám a bednu, a to podle následujících vzorců.

$$y_t = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n L_i} \dots(1) [2]$$

$$z_i = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot z_i}{\sum_{i=1}^n L_i} \dots(2) [2]$$

L_i – délka čáry [mm]

y_t – ypsilonová souřadnice těžiště k bodu nula [mm]

z_t – zetová souřadnice těžiště k bodu nula [mm]

y_i – vzdálenost těžiště i-té čáry k ose „y“ [mm]

z_i – vzdálenost těžiště i-té čáry k ose „z“ [mm]

Těžiště základního rámu:

$$y_{t1} = \frac{720 \cdot 360 + 1750 \cdot 0}{720 + 1750} = 104,94 \text{ mm}$$

$$z_{t1} = \frac{720 \cdot 0 + 1750 \cdot 875}{720 + 1750} = 619,94 \text{ mm}$$

Těžiště přidavného rámu:

$$y_{t2} = \frac{720 \cdot 360 + 1750 \cdot 720}{720 + 1750} = 615,06 \text{ mm}$$

$$z_{t2} = \frac{720 \cdot 0 + 1750 \cdot 875}{720 + 1750} = 619,94 \text{ mm}$$

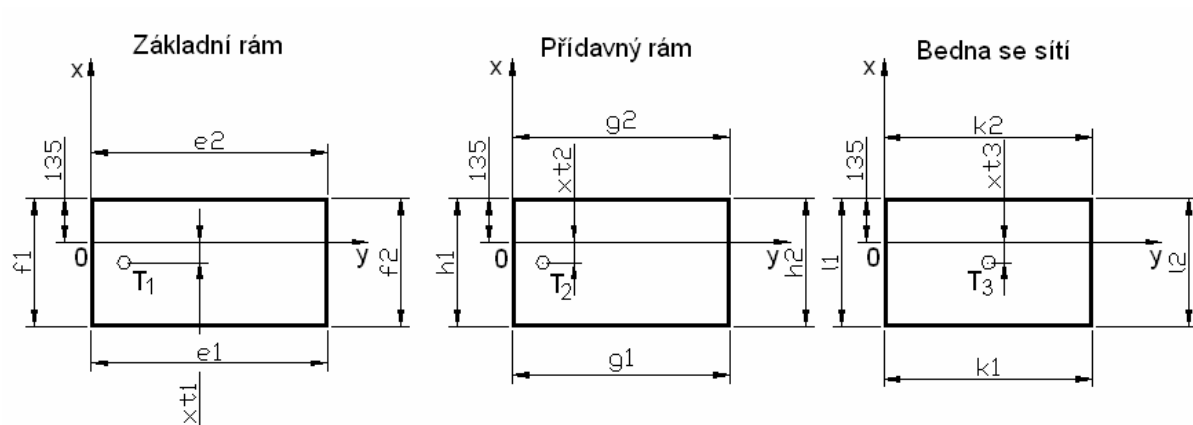
Těžiště bedny s maskovací sítí:

$$y_{t3} = \frac{700 \cdot 350 + 700 \cdot 350 + 1700 \cdot 0 + 1700 \cdot 700}{700 + 700 + 1700 + 1700} = 350 \text{ mm}$$

$$z_{t3} = \frac{700 \cdot 0 + 700 \cdot 1700 + 1700 \cdot 850 + 1700 \cdot 850}{700 + 700 + 1700 + 1700} = 850 \text{ mm}$$

b) Těžiště soustavy v rovině (x - y)

V této rovině budu řešit neznámou souřadnici x těžiště pro základní rám, přidavný rám a pro bednu s maskovací sítí, přičemž osa y prochází středem nosníku speciální nástavby.



Obr. č. 3.1.2: Těžiště soustvy v rovině (x – y)

Tab. č. 3.1.2: Rozměry konstrukce v rovině (x – y)

	[mm]		
	L_i	x_i	y_i
e_1	720	-265	360
e_2	720	135	360
f_1	400	-65	0
f_2	400	-65	720
g_1	720	-265	360
g_2	720	135	360
h_1	400	-65	0
h_2	400	-65	720
k_1	700	-265	350
k_2	700	135	350
l_1	400	-65	0
l_2	400	-65	700

$$x_t = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n L_i} \dots(3) [2]$$

L_i – délka čáry [mm]

x_t – x-ová souřadnice těžiště k bodu nula [mm]

x_i – vzdálenost těžiště i-té čáry k ose „x“ [mm]

Těžiště základního rámu:

$$x_{t1} = \frac{720 \cdot (-265) + 720 \cdot 135 + 400 \cdot (-65) + 400 \cdot (-65)}{720 + 720 + 400 + 400} = -65 \text{ mm}$$

Těžiště přidavného rámu:

$$x_{i2} = \frac{720 \cdot (-265) + 720 \cdot 135 + 400 \cdot (-65) + 400 \cdot (-65)}{720 + 720 + 400 + 400} = -65 \text{ mm}$$

Těžiště bedny s maskovací sítí:

$$x_{i3} = \frac{700 \cdot (-265) + 700 \cdot 135 + 400 \cdot (-65) + 400 \cdot (-65)}{700 + 700 + 400 + 400} = -65 \text{ mm}$$

Celkové souřadnice těžiště při prvním stavu k bodu nula souřadnicového systému x, y, z .

Základní rám: T_1 [-65; 104,94; 619,94]

Přídavný rám: T_2 [-65; 615,06; 619,94]

Bedna s maskovací sítí: T_3 [-65; 350; 850]

3.2 Silová analýza v prvním stavu v rovině ($y - z$)

Jak už bylo řečeno, první stav konstrukce speciální nástavby nastává při jízdě vozidla. Toto vozidlo se převážně pohybuje v těžkém terénu. Z tohoto poznatku vyplývají také setrvačné síly. Tyto síly působí v podélném, příčném a svislém směru.

Podélný směr: $F_x = m \cdot b = m \cdot g \cdot \mu = m \cdot g \cdot 0,8$ [15]

Příčný směr: $F_y = m \cdot g \cdot \mu_y = m \cdot g \cdot 0,5$ [15]

Svislý směr: $F_z = m \cdot g$ [15]

m – hmotnost tělesa, na které působí setrvačná síla [kg]

g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

b – brzdné zpomalení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

μ - součinitel adheze v podélném směru [-], $\mu=0,8$

μ_y – součinitel adheze v příčném směru [-], $\mu_y=0,5$

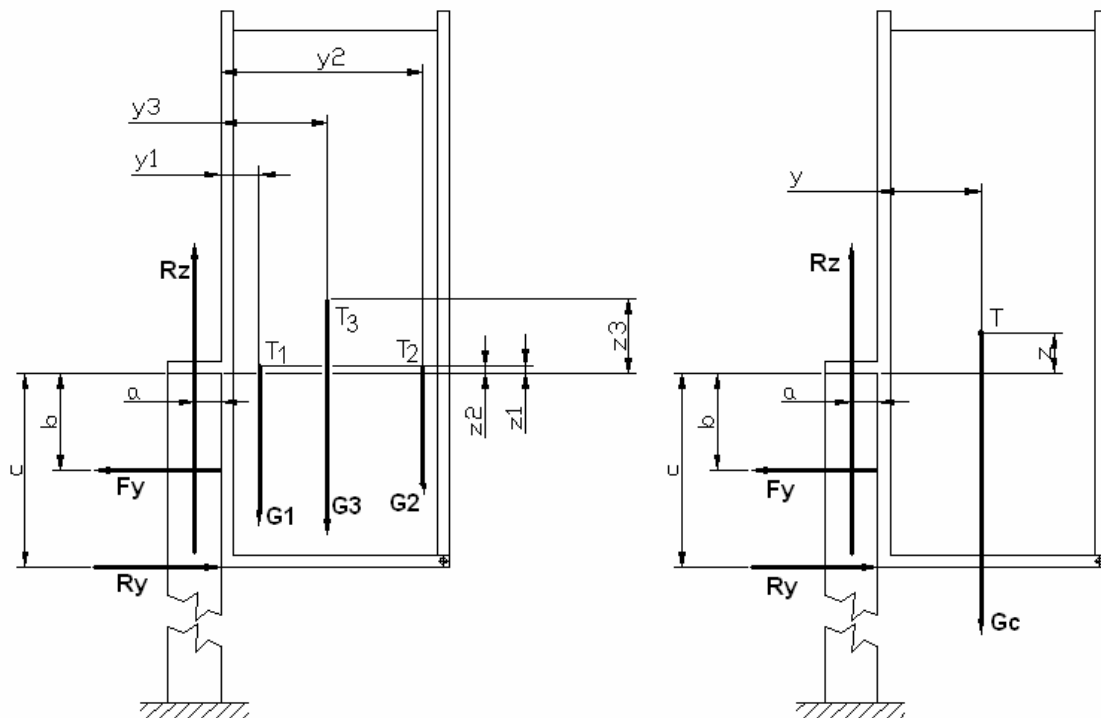
Analýza působení sil

V prvním kroku je třeba určit zatěžující síly, které budou působit na nosník speciální nástavby. Základními silami jsou: tíha základní konstrukce G_1 , tíha přídavné konstrukce G_2 a tíha bedny s maskovací sítí G_3 . Tyto síly působí v těžištích jednotlivých konstrukcí. Reakce R_z působí ve směru osy z . Reakce R_y působí ve směru osy y a vzniká vespod konstrukce

opřením o nosník vozidla. Tuto reakci musím eliminovat zavedením síly F_y stejné velikosti a jiném smyslu. Vzniká tedy silová dvojice, která působí na rameni „c-b“. Další silová dvojice vzniká od sil tíhových (G_1, G_2, G_3) na ramenech (y_1, y_2, y_3) a reakční silou R_z na rameni a . Z podmínek rovnováhy je zřejmé, že tyto dvě silové dvojice se musí sobě rovnat. Pro určení této silové dvojice musím zjistit společnou souřadnici y těžiště základního rámu, přidavného rámu a bedny se sítí. Pro výpočet potřebuji tab. č. 3.1.1 a vztah (1).

$$y_t = \frac{720 \cdot 360 + 1750 \cdot 0 + 720 \cdot 360 \cdot 1750 \cdot 0 + 700 \cdot 350 + 700 \cdot 350 + 1700 \cdot 0 + 1700 \cdot 700}{720 + 1750 + 720 + 1750 + 700 + 700 + 1700 + 1700}$$

$$y_t = y = 355,07 \text{ mm}$$



Obr. č. 3.2.1: Zavedení sil do roviny ($y - z$)

Pro další výpočty potřebuji uvést podmínky rovnováhy:

$$1) \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 \dots (4) [2]$$

$$2) \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0 \dots (5) [2]$$

$$3) \sum_{i=1}^n M_i = 0 \dots (6) [2]$$

Z první podmínky rovnováhy je zřejmé následující:

$$F_Y - R_Y = 0 \Rightarrow R_Y = F_Y$$

Z druhé podmínky rovnováhy plyne:

$$G_C - R_Z = 0 \Rightarrow R_Z = G_C, \text{ kde } G_C = G_1 + G_2 + G_3$$

Z třetí podmínky rovnováhy zjistím neznámou R_Y :

$$G_C(a + y) - R_Y(c - b) = 0 \Rightarrow R_Y = G_C \cdot \frac{a + y}{c - b}$$

Tab. č. 3.2.1: Hodnoty pro určení sil v rovině (y – z)

Ukazatel	Jednotka	Hodnota
m_1	[kg]	20
m_2	[kg]	20
m_3	[kg]	70
G_1	[N]	196,20
G_2	[N]	196,20
G_3	[N]	686,70
a	[m]	0,0610
b	[m]	0,0500
c	[m]	0,6400
y	[m]	0,3551

Výpočet:

$$G_C = 196,20 + 196,20 + 686,7 = 1079,1 \text{ N}$$

- Pro jízdu vozidla musím uvažovat se svislou setrvačnou silou $F_Z = m_C \cdot g = G_C$

$$G_C^* = G_C + F_Z = 2 \cdot G_C = 2158,2 \text{ N}$$

- Z druhé podmínky rovnováhy plyne: $G_C^* = R_Z = 2158,2 \text{ N}$
- Z třetí podmínky rovnováhy plyne:

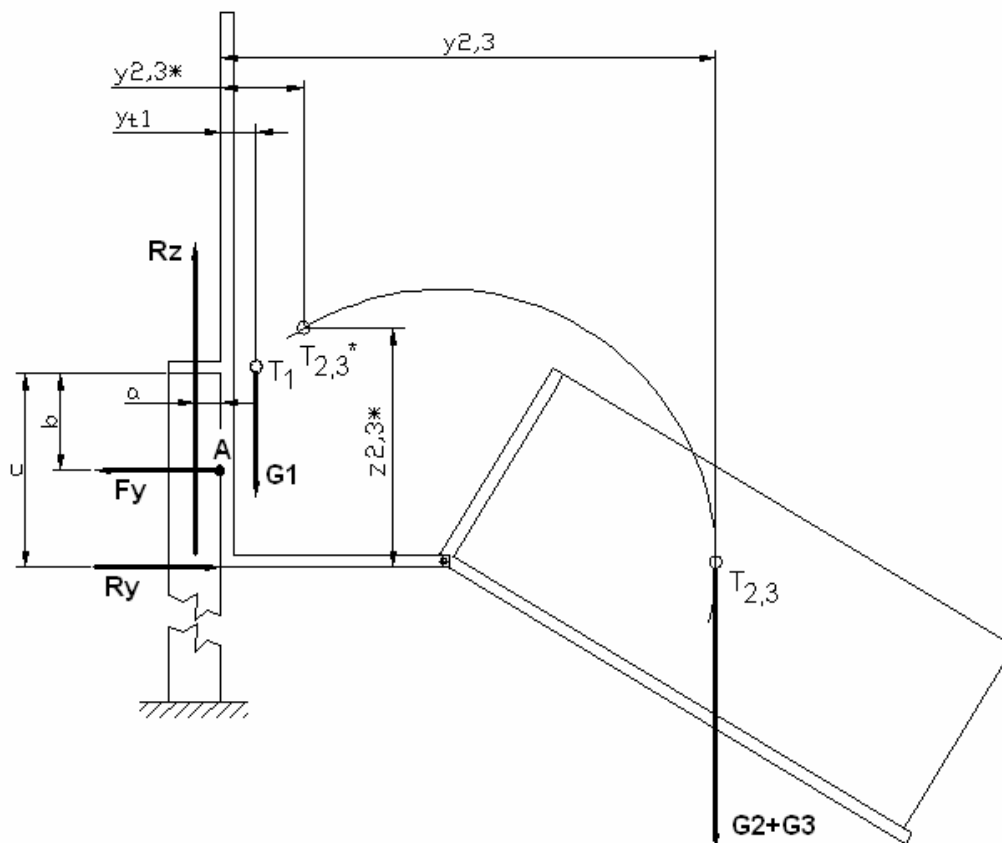
$$R_Y = G_C^* \cdot \frac{a + y}{c - b} = 2158,2 \cdot \frac{0,061 + 0,3551}{0,640 - 0,050} = 1522,08 \text{ N}$$

- Z první podmínky rovnováhy plyne:

$$R_Y = F_Y = 1522,08 \text{ N}$$

3.3 Silová analýza v druhém stavu v rovině (y – z)

Jak už bylo řečeno, druhý stav konstrukce je při její manipulaci. Vozidlo stojí, tedy neuvažují s přídatnými setrvačnými silami. Nejdříve budu muset určit stav, ve kterém budou těžiště přídatného rámu a bedny s maskovací sítí nejvíce vzdáleny od nosníku speciální nástavby. V tomto okamžiku budou působit na nosník největší momenty, jelikož moment určuje síla na rameni. Následně budu muset určit společné těžiště soustavy přídatného rámu a bedny se sítí. Tyto údaje mi pak umožní vyjádřit „y“ reakci a proti ní působící sílu.



Obr. č. 3.3.1: Zavedení sil do roviny (y – z) pro druhý stav

Pro určení stavu, ve kterém budou těžiště přídatného rámu a bedny se sítí na největším rameni, jsem použil program AutoCad. Narýsoval jsem kružnici se středem v čepu a vedl ji ke společnému těžišti přídatného rámu a bedny pro síť, v prvním stavu se souřadnicemi těžiště $T_{2,3}[y_{2,3}^*; z_{2,3}^*]$. Kružnice mi tedy určila jeden bod, ve kterém je těžiště nejvíce vzdáleno na rameni $y_{2,3}$. Výslednice tíhy přídatného rámu a bedny se sítí je tečnou pomyslné kružnice. Rameno $y_{2,3}$ jsem nepočítal, ale odměřil ho pomocí programu AutoCad.

Výpočet těžiště $T_{2,3}^*$:

Pro výpočet jsem použil hodnoty z tab. č. 3.1.1 a vztahy (1) a (2)

$$y_{2,3}^* = \frac{L_{a2} \cdot y_{a2} + L_{b2} \cdot y_{b2} + L_{c1} \cdot y_{c1} + L_{c2} \cdot y_{c2} + L_{d1} \cdot y_{d1} + L_{d2} \cdot y_{d2}}{L_{a2} + L_{b2} + L_{c1} + L_{c2} + L_{d1} + L_{d2}}$$

$$y_{2,3}^* = \frac{720 \cdot 360 + 1750 \cdot 720 + 700 \cdot 350 + 700 \cdot 350 + 1700 \cdot 0 + 1700 \cdot 700}{720 + 1750 + 700 + 700 + 1700 + 1700}$$

$$y_{2,3}^* = 440,06 \text{ mm}$$

$$z_{2,3}^* = \frac{L_{a2} \cdot z_{a2} + L_{b2} \cdot z_{b2} + L_{c1} \cdot z_{c1} + L_{c2} \cdot z_{c2} + L_{d1} \cdot z_{d1} + L_{d2} \cdot z_{d2}}{L_{a2} + L_{b2} + L_{c1} + L_{c2} + L_{d1} + L_{d2}}$$

$$z_{2,3}^* = \frac{720 \cdot 0 + 1750 \cdot 875 + 700 \cdot 0 + 700 \cdot 1700 + 1700 \cdot 850 + 1700 \cdot 850}{720 + 1750 + 700 + 700 + 1700 + 1700}$$

$$z_{2,3}^* = 771,84 \text{ mm}$$

Tab. č. 3.3.1: Hodnoty pro určení sil pro druhý stav v rovině (y – z)

Ukazatel	Jednotka	Hodnota
G ₁	[N]	196,20
G ₂	[N]	196,20
G ₃	[N]	686,70
a	[m]	0,0610
b	[m]	0,0500
c	[m]	0,6400
y _{t1}	[m]	0,1049
y _{2,3}	[m]	1,5220

Výpočet reakcí:

- Podle vztahu (4):

$$F_Y - R_Y = 0 \Rightarrow R_Y = F_Y$$

- Podle vztahu (5):

$$G_C - R_Z = 0 \Rightarrow R_Z = G_C, \text{ kde } G_C = G_1 + G_2 + G_3$$

$$G_C = 196,20 + 196,20 + 686,7 = 1079,1 \text{ N}$$

- Podle vztahu (6), kde momenty k libovolnému bodu se rovnají nule, můžu psát:

$$\sum_{i=1}^n M_A = G_1 \cdot y_{t1} + (G_2 + G_3) \cdot y_{2,3} + R_Z \cdot a - R_Y \cdot (c - b) = 0$$

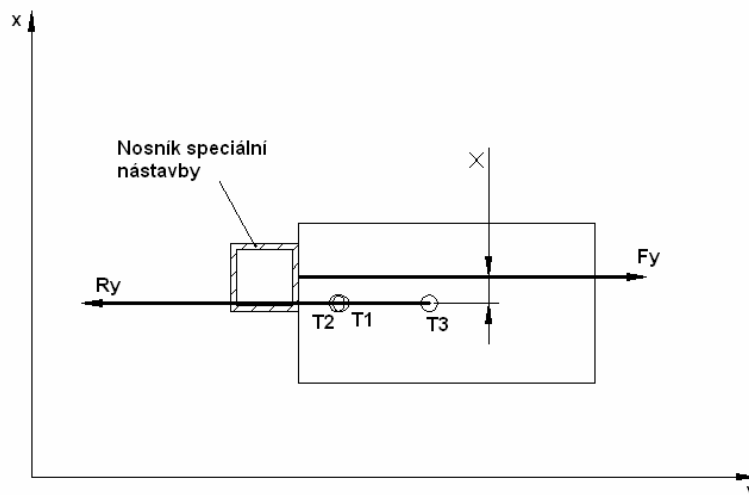
$$\Rightarrow R_Y = \frac{G_1 \cdot y_{t1} + (G_2 + G_3) \cdot y_{2,3} + R_Z \cdot a}{c - b}$$

$$R_Y = \frac{196,2 \cdot 0,1049 + (196,2 + 686,7) \cdot 1,522 + 1079,1 \cdot 0,061}{0,64 - 0,05} = 2250,43 \text{ N}$$

Touto silovou analýzou v rovině (y – z) se mi podařilo určit silové zatížení nosníku v této rovině. Tyto poznatky využiji v následující kapitole, ve které budu navrhovat konstrukci nástavby a sklápěcího mechanismu. Pro úplné určení zatížení nosníku musím ještě provést silovou analýzu v rovině (x – y) a (x – z).

3.4 Silová analýza v rovině (x – y)

V této rovině působí pouze reakce R_Y , která je vyvolána opřením základní konstrukce o nosník speciální nástavby a působí v těžišti všech tří součástí konstrukce. Tuto reakci je třeba eliminovat stejnou silou, ale jiného smyslu, jak již bylo uvedeno dříve. Tato síla má působiště uprostřed nosníku. Vzniká zde silová dvojice, která vytváří moment v krutu, který se snaží nosník a spoj (objímku) zkroutit kolem osy „z“.



Obr. č. 3.4.1: Silová analýza v rovině (x – y)

V této části určím kroutící moment. V předešlých částech silových analýz, jsem počítal síly pro 2 stavy. Tedy pro stav, kdy je bedna se sítí a přídavný rám opřen o základní

rám. V tomto stavu nákladní automobil maskovací síť přepravuje. Druhý stav je při manipulaci s přídatným rámem a bednou se sítí.

V této rovině určím síly pro jeden stav, neboť případná manipulace s přídatným rámem a bednou se sítí by byla ve směru osy „y“. Takže při zjednodušení a zanedbání změny těžiště vůči ose „x“, se silový účinek nemění. Zatěžující sílu určím z výpočtu druhého stavu v rovině (y – z), neboť je větší než v prvním stavu. Beru v úvahu tedy horší případ zatížení.

Výpočet kroutícího momentu:

- Pro silovou dvojici platí: $M = F \cdot r$, přičemž „r“ je kolmice spojující obě síly.

$$M_K = R_Y \cdot x = F_Y \cdot x \dots(7)$$

- Určení hodnot pro výpočet

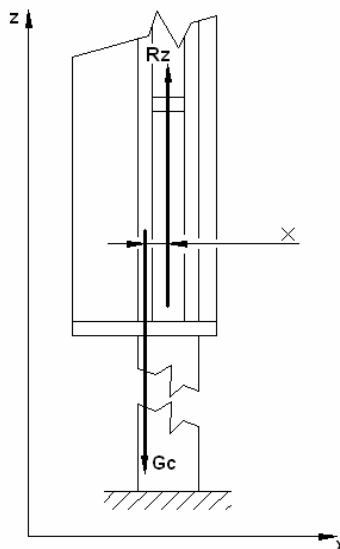
$$R_Y = F_Y = 2250,43 \text{ N} - \text{z předešlého výpočtu}$$

Hodnota „x“ odpovídá vypočtené souřadnici těžiště $x_{t1,2,3}$: $x = 65 \text{ mm}$

- $M_K = 2250,43 \cdot 65 \cdot 10^{-3} = 146,28 \text{ N} \cdot \text{m}$

3.5 Silová analýza v rovině (x – z)

Poslední analýza, kterou určím konečné silové účinky na nosník vozidla. V této rovině působí celková tíha konstrukce G_C v jejím těžišti. V této rovině má celá konstrukce společnou souřadnici těžiště v ose x, jako tomu bylo u předchozí analýzy. Proti celkové tíze působí reakce R_Z , a to v místě, kde se konstrukce svisle opírá o nosník vozidla. Vzniká zde opět silová dvojice, která se snaží nosník ohnout kolem osy y.



Obr. č. 3.5.1: Silová analýza v rovině (x – z)

Stejně jako v předešlé analýze budu řešit silové účinky v prvním stavu, neboť se mi silové účinky v této rovině při manipulaci s přídatným rámem a bednou se sítí nemění. Tíhu G_C a tím i reakci R_Z určím z prvního stavu v rovině (y – z). Tíha konstrukce je totiž změněná o setrvačnou sílu při jízdě vozidla a je větší (horší případ) než tíha v druhém stavu.

Výpočet ohybového momentu:

$$M_o = G_C \cdot x \dots (8)$$

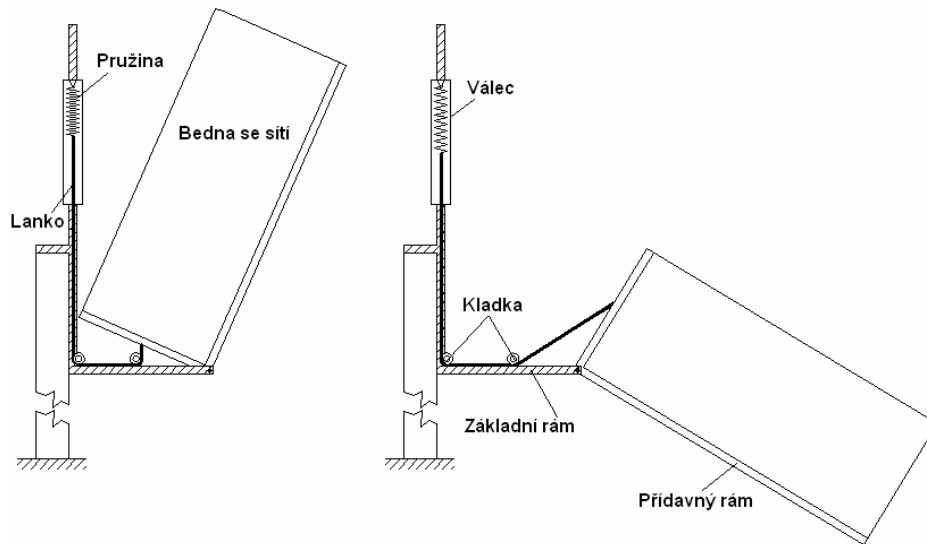
$$M_o = G_C \cdot x = 2158,2 \cdot 65 \cdot 10^{-3} = 140,28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z provedených silových analýz jsem určil síly a momenty, které na nosník speciální nástavby působí. Metodiku těchto příkladů budu potřebovat pro určení spojů nástavby s nosníkem v mém návrhu. Dále se budu zabývat analýzami mechanismů sklápění přídatného rámu se sítí. Tyto analýzy budu provádět pouze v rovině (y – z).

3.6 Silová analýza mechanismu s tažnou pružinou

Jedná se o mechanismus, který je v současnosti vyroben a použit na prototypu speciální nástavby. Mechanismus se skládá z tažné pružiny s předpětím, válce, dvou kladek a ocelového lanka. Pružina je zavěšená ve válci. Přídatný rám a pružinu spojuje ocelové lanko. Pružina umožňuje plynulou manipulaci s bednou se sítí a přídatným rámem. Nevýhodou tohoto mechanismu je, že síla v lanku, která je vyvolána silou pružiny, je dimenzována na maximální zatížení. Tedy pro případ že v bedně je síť. V druhém případě,

kdy je bedna prázdná, nebo je celá bedna dána pryč od přidavného rámu, je bez okolního zásahu obsluhy přidavný rám (s bednou) vymrštěn k základnímu rámu. Případnému vymrštění by šlo zabránit zajištěním polohy přidavného rámu vůči základnímu rámu (např. pomocí kolíku).



Obr. č. 3.6.1: Mechanismus s tažnou pružinou

Další nevýhodou je to, že pružina neumožňuje přidavnému rámu, aby se dotkl země (pružina má omezené prodloužení). V této části budu analyzovat síly v místě uchycení lanka na přidavném rámu a silové účinky použité pružiny na lanko. Dále se budu zabývat ovládací silou, kterou bude muset obsluha při manipulaci s přidavným rámem a bednou se sítí vynaložit.

3.6.1 Silové účinky

Lanko je uchyceno ve středu příčky přidavného rámu v bodě B (viz obr. č. 3.6.1.1). Na základním rámu je lanko uchyceno a vedeno pomocí kladek. Pro silovou analýzu potřebuji bod uchycení v místě druhé kladky (bod A). Tento bod se nachází v polovině příčky základního rámu. Bod C představuje čep, kolem kterého se přidavný rám otáčí. Vzniká tedy trojúhelník ACB.

Popis trojúhelníku ACB:

- strany $a = b = \frac{720}{2} = 360 \text{ mm} = \text{konst.}$

- úhly $\alpha = \beta \in \left\langle \frac{\pi}{2}; 0 \right\rangle$
- strana $c \in \langle 0; y_9 \rangle$; $y_9 = 612 \text{ mm}$
- úhel $\gamma \in \langle 0; 2,03\pi \rangle$, $2,03\pi \approx 116^\circ$;

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos \gamma \dots (9) [6]$$

$$\Rightarrow \cos \gamma = \frac{a^2 + b^2 - c^2}{2ab} = \frac{360^2 + 360^2 - 612^2}{2 \cdot 360 \cdot 360} = -0,445, \gamma = 116,42^\circ \approx 2,03 \cdot \pi$$

Pružina:

Jedná se o tažnou pružinu s předpětím s následujícími parametry, které mi byly poskytnuty zadavatelem práce.

Tab. č. 3.6.1.1: Parametry tažné pružiny

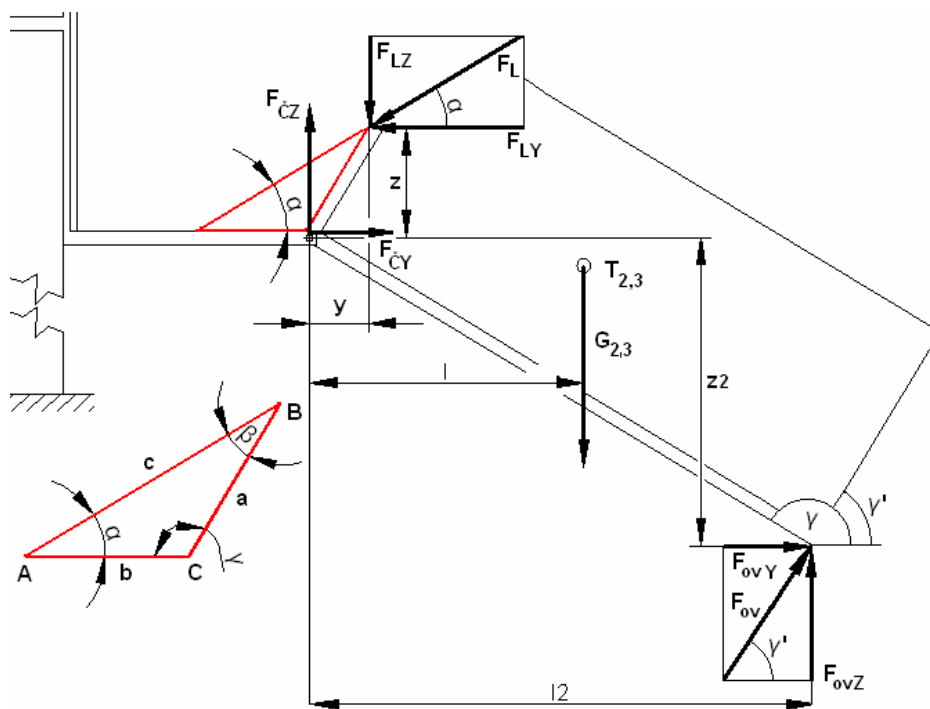
Průměr drátu	d [mm]	8
Střední průměr	D _s [mm]	64
Počet závitů	n [-]	70
Předpětí tažné pružiny	F ₀ [N]	215
Síla při plném zatížení	F ₉ [N]	1070
Modul pružnosti ve smyku	G [MPa]	5,1 · 10 ⁴

Výpočet maximálního prodloužení:

$$s_9 = \frac{8(F_9 - F_0) \cdot D_s^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \dots (10) [6]$$

$$s_9 = \frac{8(1070 - 215) \cdot 64^3 \cdot 70}{5,1 \cdot 10^4 \cdot 8^4} \cong 612 \text{ mm}$$

Pružina se prodlouží o 612 mm při zatížení 1 070 N.

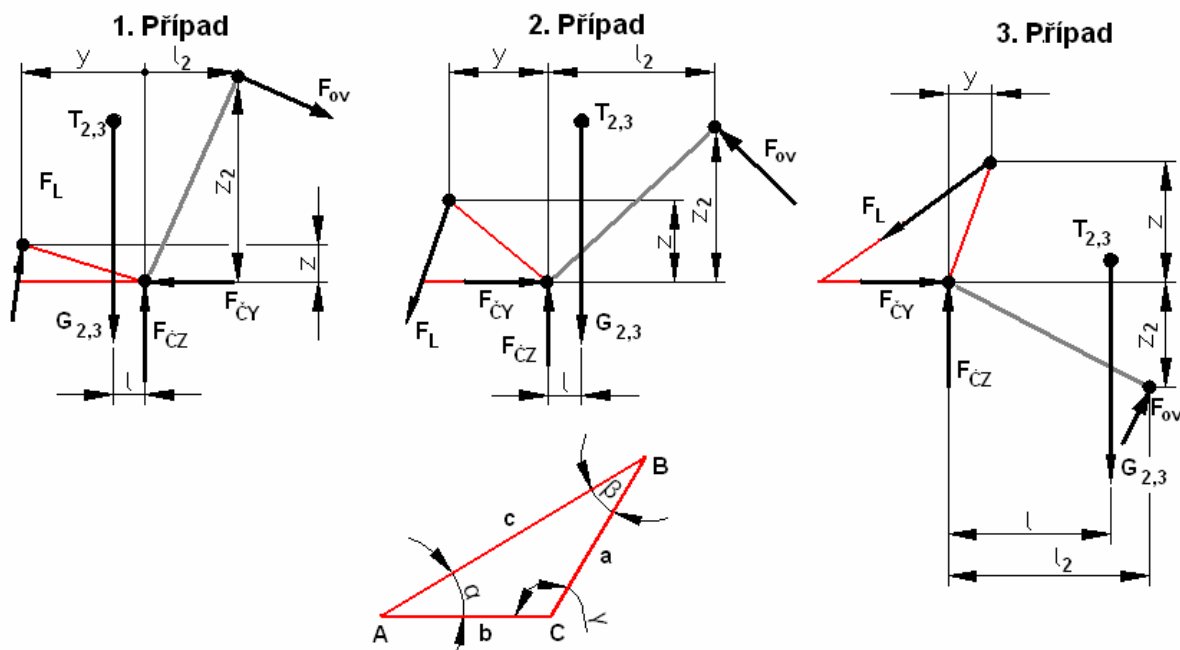


Obr. č. 3.6.1.1: Silová analýza mechanismu s tažnou pružinou

Síla zavedená v místě uchycení lanka, v bodě B , F_L se v závislosti na natočení rozkládá do dvou složek F_{LY} a F_{LZ} . Na obrázku síla F_L směřuje dolů. Tomuto stavu odpovídá úhel natočení γ (20° - 116°). Při úhlu menším než 20° směřuje síla F_L nahoru. Tomu odpovídají i její složky a také smysl síly F_{CY} . Smysl síly ovlivňuje přechod těžiště $T_{2,3}$ nad středem otáčením. Další uvedená síla F_{ov} je ovládací silou, která se v závislosti na úhlu γ rozkládá do dvou složek a mění svůj smysl. Nyní určí sílu pružiny a skutečnou sílu v lanku. Z těchto zjištění pak určí potřebnou ovládací sílu.

3.6.2 Určení síly v lanku F_L a síly pružiny F_p

Pro určení síly v místě uchycení lanka na přidavném rámu potřebuji již použité rovnice pro určení podmínek rovnováhy. Výpočet budu provádět za předpokladu absence ovládací síly, tzn. že síla v lanku, kterou zjišťuji je schopna v kterémkoli natočení udržet přidavný rám a budu se sítí v rovnovážné poloze. Dále potřebuji zjistit pro každý úhel natočení ramene l , y , z . Tento výpočet je zdlouhavý, provádí se pomocí goniometrických funkcí a nebudu ho zde uvádět. Pouze uvedu použité rovnice rovnováhy pro tři případy. Následně uvedu vypočtená ramena a síly pro jednotlivé úhly γ . Rovnice sestavím pomocí vztahů (4), (5), (6).



Obr. č. 3.6.2.1: Silový rozbor mechanismu s tažnou pružinou

1. Případ

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_{CY} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{CY} = F_L \cdot \cos \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 = G_{2,3} - F_{CZ} - F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_{CZ} = G_{2,3} - F_L \cdot \sin \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l - F_L \cdot y \cdot \sin \alpha - F_L \cdot z \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_L = \frac{G_{2,3} \cdot l}{y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha}$$

2. Případ

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_{CY} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{CY} = F_L \cdot \cos \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 = G_{2,3} - F_{CZ} + F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_{CZ} = G_{2,3} + F_L \cdot \sin \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l - F_L \cdot y \cdot \sin \alpha - F_L \cdot z \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_L = \frac{G_{2,3} \cdot l}{y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha}$$

3. Případ

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_{CY} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{CY} = F_L \cdot \cos \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 = G_{2,3} - F_{\check{C}Z} + F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_{\check{C}Z} = G_{2,3} + F_L \cdot \sin \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l + F_L \cdot y \cdot \sin \alpha - F_L \cdot z \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_L = \frac{G_{2,3} \cdot l}{z \cdot \cos \alpha - y \cdot \sin \alpha}$$

Podle těchto vztahů jsem určil reakce v čepu $F_{\check{C}Z}$ a $F_{\check{C}Y}$ a sílu F_L . Dále jsem zjišťoval sílu pružiny v jednotlivých okamžicích prodloužení c . Předpokládal jsem lineární charakteristiku pružiny a provedl rovnici regrese přímky. Ze zjištěné rovnice jsem vypočítal jednotlivé síly pružiny F_p v závislosti na jejím prodloužením.

3.6.3 Určení ovládací síly F_{ov}

Ovládací sílu jsem určil pomocí 3. podmínky rovnováhy ze vztahu (6), za předpokladu, že síla pružiny působí v místě uchycení lanka místo zjištěné síly F_L . Tato síla je jiná než síla pružiny, proto potřebuji zavést sílu F_{ov} , tak aby soustava byla v rovnováze.

1. Případ

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l + F_p \cdot (y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha) - F_{ov} \cdot (l_2 \cdot \sin \gamma + z_2 \cdot \cos \gamma)$$

$$\Rightarrow F_{ov} = \frac{G_{2,3} \cdot l + F_p \cdot (y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha)}{l_2 \cdot \sin \gamma + z_2 \cdot \cos \gamma}$$

2. Případ

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = -G_{2,3} \cdot l + F_p \cdot (y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha) + F_{ov} \cdot (l_2 \cdot \sin \gamma + z_2 \cdot \cos \gamma)$$

$$\Rightarrow F_{ov} = \frac{G_{2,3} \cdot l - F_p \cdot (y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha)}{l_2 \cdot \sin \gamma + z_2 \cdot \cos \gamma}$$

3. Případ

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = -G_{2,3} \cdot l + F_p \cdot (-y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha) + F_{ov} \cdot (l_2 \cdot \sin \gamma + z_2 \cdot \cos \gamma)$$

$$\Rightarrow F_{ov} = \frac{G_{2,3} \cdot l + F_p \cdot (y \cdot \sin \alpha - z \cdot \cos \alpha)}{l_2 \cdot \sin \gamma + z_2 \cdot \cos \gamma}$$

3.6.4 Výpočty

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty ramen, které jsem potřeboval pro určení sil. Hodnoty úhlů závisí na natočení přídatného rámu a bedny se sítí. Strany trojúhelníku a , b jsou dané rozměry příček základního a přídatného rámu. Ostatní uvedené hodnoty jsem spočítal pomocí goniometrických funkcí, přičemž pro stanovení ramene l jsem potřeboval souřadnici těžiště $y_{2,3}^*$ a pro ramena l_2 a z_2 jsem potřeboval rozměr delší strany bedny, kterou jsem použil z kapitoly 3.1.

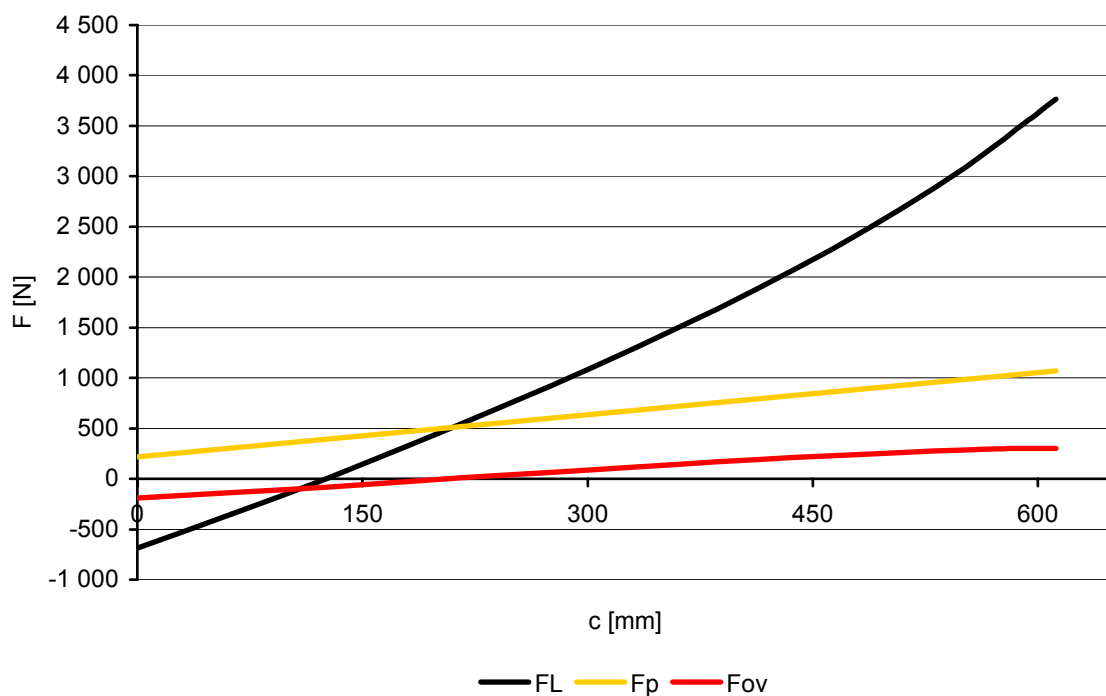
Tab. č. 3.6.4.1: Zjištěné rozměry ramen a úhly natočení pro výpočet sil

	α, β [°]	γ [°]	a [mm]	b [mm]	c [mm]	y [mm]	z [mm]	l [mm]	l_2 [mm]	z_2 [mm]
1. Příklad	90	0	360	360	0,00	360,00	0,00	279,94	0,00	1700,00
	85	10	360	360	62,75	354,53	62,51	141,66	295,20	1674,17
	80	20	360	360	125,03	338,29	123,13	0,93	581,43	1597,48
2. Příklad	75	30	360	360	186,35	311,77	180,00	143,48	850,00	1472,24
	70	40	360	360	246,25	275,78	231,40	281,68	1092,74	1302,28
	65	50	360	360	304,29	231,40	275,78	411,32	1302,28	1092,74
	60	60	360	360	360,00	180,00	311,77	528,46	1472,24	850,00
	55	70	360	360	412,98	123,13	338,29	629,55	1597,48	581,43
	50	80	360	360	462,81	62,51	354,53	711,50	1674,17	295,20
	45	90	360	360	509,12	0,00	360,00	771,84	1700,00	0,00
3. Příklad	40	100	360	360	551,55	62,51	354,53	808,73	1674,17	-295,20
	35	110	360	360	589,79	123,13	338,29	821,04	1597,48	-581,43
	32	116	360	360	611,99	160,18	322,4	808,4	1522,45	-756,41

Další tabulka obsahuje zjištěné hodnoty sil pro tři případy. Síly jsem vypočítal podle výše uvedených rovnic. Dále zde uvedu graf závislosti sil na prodloužení pružiny.

Tab. č. 3.6.4.2: Vypočtené síly

	α, β [°]	γ [°]	c [mm]	$F_{\check{c}y}$ [N]	$F_{\check{c}z}$ [N]	F_L [N]	F_p [N]	F_{ov} [N]
1. Případ	90	0	0,00	0,00	196,35	-686,55	215,00	-190,92
	85	10	62,75	-30,40	535,48	-348,74	302,67	-137,42
	80	20	125,03	-0,40	880,63	-2,31	389,67	-81,75
2. Případ	75	30	186,35	94,29	1234,80	364,31	475,35	-22,71
	70	40	246,25	251,44	1573,73	735,16	559,04	35,05
	65	50	304,29	470,40	1891,67	1113,05	640,12	90,77
	60	60	360,00	748,28	2178,96	1496,56	717,96	142,79
	55	70	412,98	1081,10	2426,86	1884,83	791,97	189,58
	50	80	462,81	1464,20	2627,86	2277,88	861,59	229,75
	45	90	509,12	1892,94	2775,84	2677,02	926,29	262,15
3. Případ	40	100	551,55	2363,72	2866,30	3085,62	985,57	285,86
	35	110	589,79	2875,71	2896,49	3510,59	1038,99	300,21
	32	116	611,99	3198,9	2865,5	3763,4	1070	300,48



Obr. č. 3.6.4.1: Závislost vypočtených sil na prodloužení pružiny

3.6.5 Zhodnocení analýzy

Výše uvedený graf popisuje závislost sil na prodloužení pružiny. Vybral jsem závislost na prodloužení proto, aby byla patrná lineární funkce pružiny, která se takto popisuje. Graf by vypadal stejně, kdybych určil závislost např. na úhlu γ, α apod.

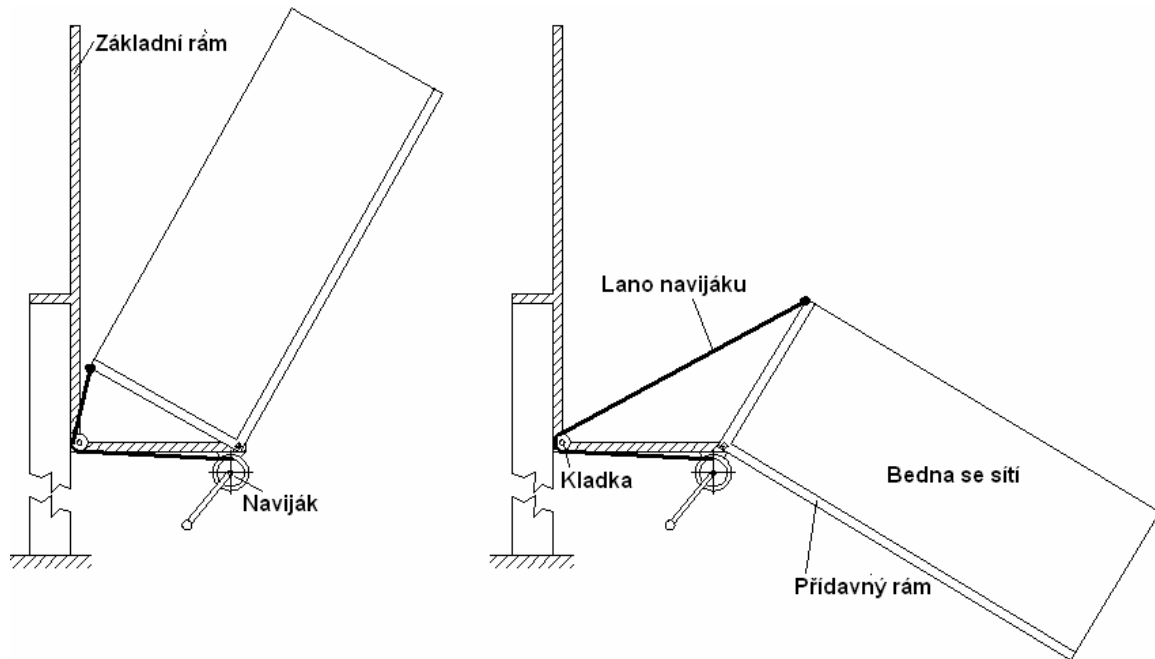
Ve směru odklápění se mění pomyslná síla F_L ze záporného smyslu ke kladnému. Této změně odpovídá bod ve kterém těžiště přídatného rámu a bedny se sítí prochází nad osou otáčení (nad čepem). Mění se v tu chvíli smysl síly F_L a F_{ov} . Od toho bodu až po γ_{max} se smysl síly F_L nemění. Mění se pouze smysl složky y síly F_{ov} a to v třetím případě, kdy $\gamma > 90^\circ$. V tomto případě se mění i momentová rovnice rovnováhy.

S ovládací silou musím počítat v případě, že v místě uchycení lanka nechám působit sílu v pružině F_p . Tato síla neumožňuje soustavě, aby se nacházela v rovnovážném stavu, jako tomu byla schopna síla F_L . Proto jsem zavedl sílu F_{ov} . Tato síla je kolmá na přídatný rám a vyjadřuje sílu obsluhy. Ovládací síla v průběhu manipulace mění svůj smysl a to na základě porovnání velikosti pomyslné síly F_L a síly v pružině F_p . Není tedy její smysl ovlivněn přechodem těžiště soustavy, jako tomu bylo u síly F_L . Velikosti ovládací síly je možné vidět v tab. č. 3.6.4.2. Největší hodnota této síly odpovídá 30 kg zátěži, což odpovídá současnému stavu, kdy při manipulaci musí být dvoučlenná obsluha.

Tento mechanismus sklápění je vhodný zejména vzhledem k jeho jednoduchosti provedení a rychlou manipulací. Problémem zůstává fakt, že použitá pružina má omezené prodloužení, což souvisí s možným úhlem natočením. Tento nedostatek neumožňuje sklopení přídatného rámu s bednou až na zem, ale je nutné po dosažení γ_{max} použít opěrnou nohu (současný stav). Podle mého názoru je sklopení až na zem výhodné pro manipulaci s bednou ve které je síť. Bednu se sítí je totiž nutné sundat z přídatného rámu a umístit na zem. Jedině v tomto případě lze síť z bedny a do bedny uskladnit. Další nevýhoda už souvisí s manipulací s bednou se sítí z přídatného rámu. Po odlehčení přídatného rámu a změně zatížení dojde k samovolnému vymrštění přídatného rámu do původní polohy. Tomu současně zabraňuje další lanko které zajistí polohu přídatného rámu vůči vozidlu.

3.7 Silová analýza mechanismu s navijákem

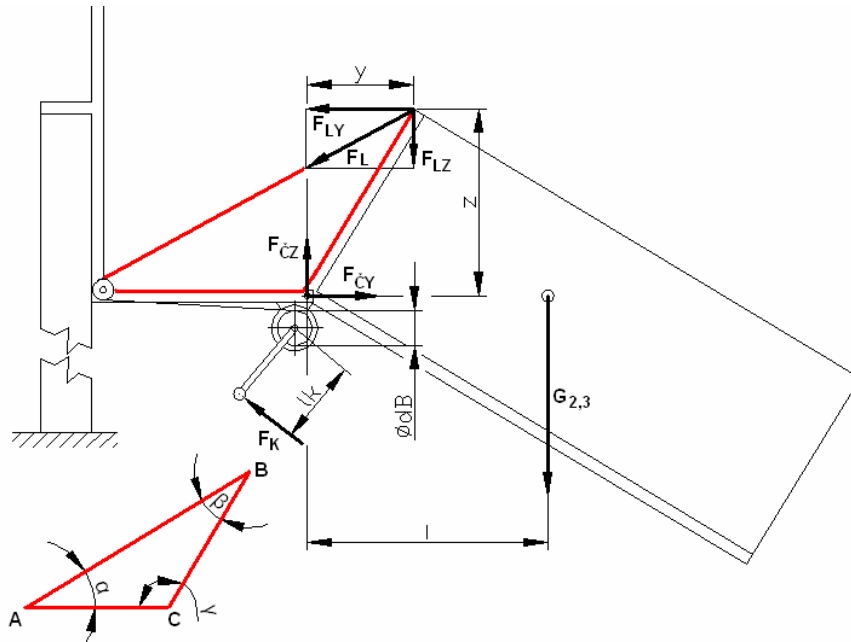
Navrhuji analyzovat mechanismus sklápění pomocí ručně ovládaného navijáku, a to kvůli možné realizaci. Tento mechanismus by se skládal z ručně ovládaného navijáku a jedné kladky. Umístění ovládacího lanka by bylo podobné, jako u mechanismu s pružinou. Rozdíl především spočívá v navijáku, který by se ovládal lidskou silou. Na první pohled zde odpadá nevýhoda pružiny, která spočívá v nutnosti zajištění přídatného rámu při sklopení a odlehčení.



Obr. č. 3.7.1: Mechanismus s navijákem

3.7.1 Silové účinky

Jak jsem se již zmínil, tak na rozdíl od mechanismu s pružinou, zde mohu uvažovat s jakýmkoli prodloužení lanka. Zvolil jsem tedy uchycení lanka na koncích příček základního a přídatného rámu viz obr. č. 3.7.1.1 (červený trojúhelník, body A, B). Toto uchycení je vhodnější s ohledem na sílu v lanku F_L , která bude menší než u mechanismu s pružinou. Stejně jako v minulém případě se i tady rozkládá síla F_L do dvou složek a to F_{LY} a F_{LZ} . Hodnota této síly umožňuje rovnovážný stav přídatného rámu a bedny se sítí. Pro vyvedení této síly z rovnováhy, potřebuji zavést ovládací sílu na klíce navijáku F_K . Další síly, které na nastavbu působí od tíhy přídatného rámu a bedny se sítí, jsou reakční síly v čepu $F_{ČY}$ a $F_{ČZ}$.



Obr. č. 3.7.1.1: Zavedení sil pro mechanismus s navijákem

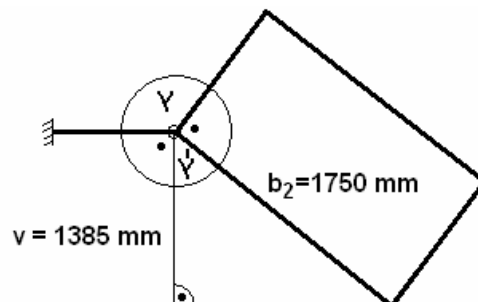
Popis trojúhelníku ACB:

- strany $a = b = 720 \text{ mm} = \text{konst.}$
- úhly $\alpha = \beta \in \left\langle \frac{\pi}{2}; 0 \right\rangle$
- úhel $\gamma \in \langle 0; 2,53\pi \rangle$

Tento úhel jsem zjistil za předpokladu, že se bedna s přidavným rámem při plném odklopením opře o zem.

$$\cos \gamma' = \frac{v}{b_2} = \frac{1385}{1750} = 0,791 \Rightarrow \gamma' = 37,68^\circ$$

$$\gamma = 360 - (180 + \gamma') = 360 - (180 + 37,68) = 142,32^\circ$$



Obr. č. 3.7.1.2: Úhel γ

Při uvažování nerovností povrchu země, jsem zaokrouhlil $\gamma = 145^\circ = 2,53\pi$

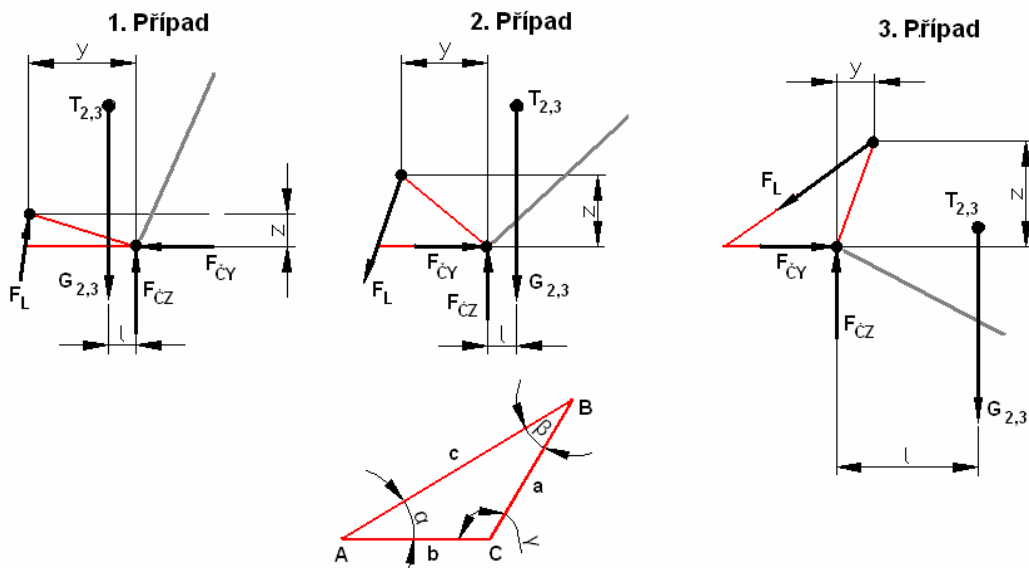
- strana $c \in \langle 0; 1373,35 \rangle$

Výpočet jsem provedl dle vztahu (9)

$$\Rightarrow c = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos \gamma} = \sqrt{720^2 + 720^2 - 2 \cdot 720 \cdot 720 \cdot \cos 145^\circ} = 1373,35 \text{ mm}$$

3.7.2 Určení síly v lanu F_L

Tuto sílu určím na základě podmínek rovnováhy. Zatěžující síla, která představuje tíhu přídavného rámu a bedny se sítí vyvolává reakce. Reakce jsou ve dvou bodech a to v místě uchycení lanka v bodě B a v místě kde se nachází čep v bodě C . V bodě B je reakcí síla F_L na to, aby přídavný rám a bedna se sítí byly v rovnováze. V bodě C jsou to reakce v čepu F_{CZ} a F_{CY} , přičemž F_{CY} je vyvolána složkou y síly F_L . Stejně jako u mechanismu s pružinou, tak i tady budu uvažovat 3 případy přídavného rámu s bednou se sítí. Tyto případy vznikají při odklápění (sklápění), když bod B , nebo těžiště $T_{2,3}$ přechází nad bodem C .



Obr. č. 3.7.2.1: Silový rozbor mechanismu s navijákem

1. Případ

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_{CY} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{CY} = F_L \cdot \cos \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 = G_{2,3} - F_{\check{C}Z} - F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_{\check{C}Z} = G_{2,3} - F_L \cdot \sin \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l - F_L \cdot y \cdot \sin \alpha - F_L \cdot z \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_L = \frac{G_{2,3} \cdot l}{y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha}$$

2. Případ

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_{\check{C}Y} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{\check{C}Y} = F_L \cdot \cos \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 = G_{2,3} - F_{\check{C}Z} + F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_{\check{C}Z} = G_{2,3} + F_L \cdot \sin \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l - F_L \cdot y \cdot \sin \alpha - F_L \cdot z \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_L = \frac{G_{2,3} \cdot l}{y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha}$$

3. Případ

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_{\check{C}Y} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{\check{C}Y} = F_L \cdot \cos \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 = G_{2,3} - F_{\check{C}Z} + F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_{\check{C}Z} = G_{2,3} + F_L \cdot \sin \alpha$$

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0 = G_{2,3} \cdot l + F_L \cdot y \cdot \sin \alpha - F_L \cdot z \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_L = \frac{G_{2,3} \cdot l}{z \cdot \cos \alpha - y \cdot \sin \alpha}$$

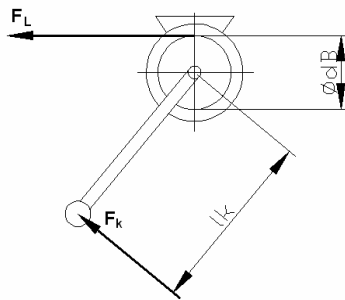
3.7.3 Ovládací síla na klíce navijáku F_K

Odklápění a sklápění přídavného rámu a bedny se sítí by se uskutečňovalo touto silou. Na rozdíl od mechanismu s pružinou, kdy ovládací síla byla vyvozena od obsluhy a síla pružiny pouze napomáhala zmenšit potřebnou ovládací sílu. Potřebnou sílu na klíce navijáku určím z myšlenky, že potřebuji zasáhnout do rovnovážného stavu tím, tak že ovlivním jednu ze sil. Touto silou je síla v lanku F_L .

F_k – síla na klíce navijáku [N]

l_k – délka kliky [mm]

d_B – průměr bubnu navijáku [mm]



Obr. č. 3.7.3.1: Naviják

Z výše uvedeného obrázku je patrné, že se jedná o rovnováhu sil na páce, která vzniká od síly v lanku na polovině průměru bubnu navijáku a na síle kliky na délce kliky.

$$F_k \cdot l_k = F_L \cdot \frac{d_B}{2} \Rightarrow F_k = \frac{F_L \cdot d_B}{2 \cdot l_k} \dots (11)$$

Z uvedeného vztahu vyplývá, že velikost síly na klice mohou ovlivnit jak délkou kliky, tak i průměrem bubnu navijáku. Jinak řečeno bude síla na klice minimální, když průměr bubnu bude minimální a délka kliky bude maximální. Z uvedeného vztahu je taky patrné, že určuje zase rovnovážný stav, ale při manipulaci s přidavným rámem a bednou se sítí potřebují uvést silou F_k soustavu z rovnováhy. Takže skutečná síla bude různá od mé vypočtené F_k . A to při odklápění, kdy skutečná síla bude menší než vypočtená a při sklápění soustavy zpět k základnímu rámu bude skutečná síla větší než vypočtená.

Silou na klice bude umožněná manipulace s přidavným rámem a bednou se sítí, až na výjimku. Tou výjimkou je *1. případ*. Při odklápění bude muset obsluha ručně uvést přidavný rám a bednu se sítí do stavu, kdy jejich společné těžiště překročí bod *C*. Při sklápění soustavy k základnímu rámu, nastane nekontrolovaný pád, vzhledem k ovládací síle na klice, a to po překročení těžiště nad bodem *C* ve smyslu pohybu k základnímu rámu.

3.7.4 Výpočty

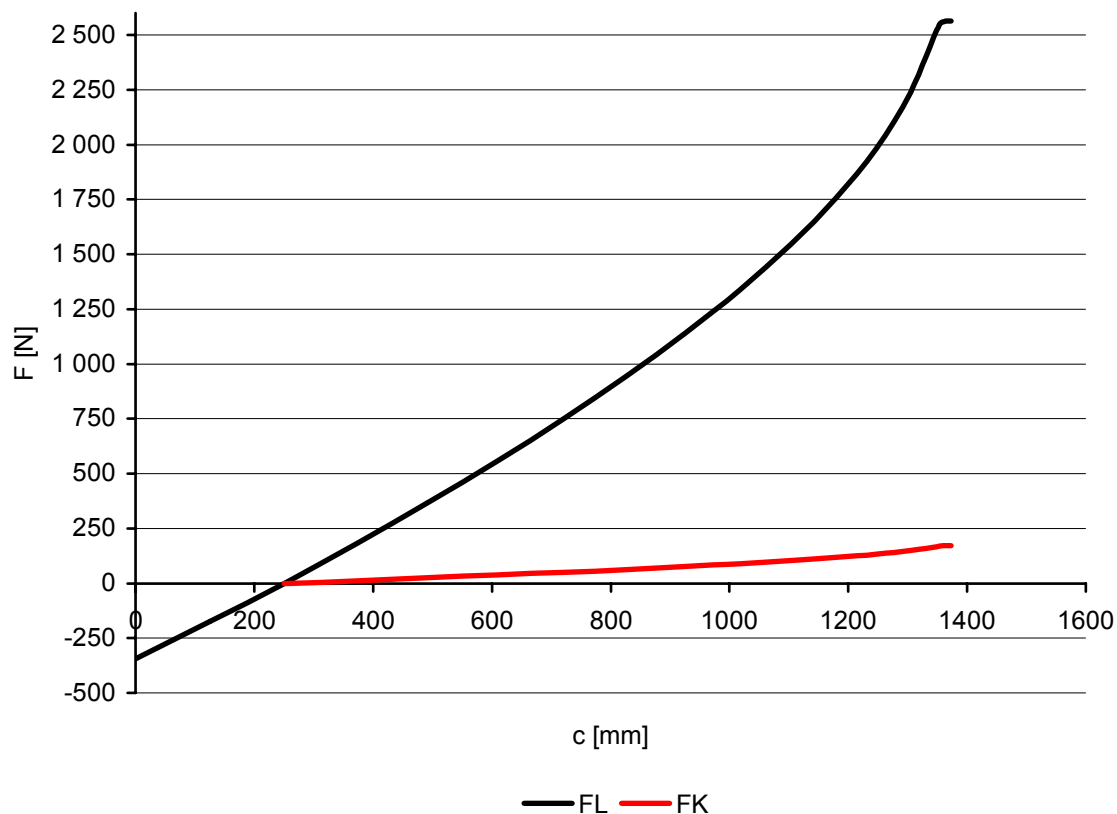
Stejně jako u silové analýzy mechanismu s pružinou jsem i tady provedl nejdříve výpočty ramen sil, které jsem potřeboval dosadit do rovnic pro výpočet sil v závislosti na úhlu γ . V tab. č. 3.7.4.1 se nacházejí i hodnoty bubnu a kliky navijáku, které jsem orientačně volil.

Tab. č. 3.7.4.1: Rozměry pák a úhly natočení potřebné pro určení sil

	α, β [°]	γ [°]	a [mm]	b [mm]	c [mm]	y [mm]	z [mm]	l [mm]	l_k [mm]	d_B [mm]
1. Případ	90	0	720	720	0,00	720,00	0,00	279,94	-	-
	85	10	720	720	125,50	709,06	125,03	141,66	-	-
	80	20	720	720	250,05	676,58	246,25	0,93	-	-
2. Případ	75	30	720	720	372,70	623,54	360,00	143,48	150	20
	70	40	720	720	492,51	551,55	462,81	281,68	150	20
	65	50	720	720	608,57	462,81	551,55	411,32	150	20
	60	60	720	720	720,00	360,00	623,54	528,46	150	20
	55	70	720	720	825,95	246,25	676,58	629,55	150	20
	50	80	720	720	925,61	125,03	709,06	711,50	150	20
	45	90	720	720	1018,23	0,00	720,00	771,84	150	20
3. Případ	40	100	720	720	1103,10	125,03	709,06	808,73	150	20
	35	110	720	720	1179,58	246,25	676,58	821,04	150	20
	30	120	720	720	1247,08	360,00	623,54	808,40	150	20
	25	130	720	720	1305,08	462,81	551,55	771,21	150	20
	20	140	720	720	1353,16	551,55	462,81	710,58	150	20
	17,5	145	720	720	1373,35	589,79	412,98	628,36	150	20

Tab. č. 3.7.4.2: Vypočtené síly pro mechanismus s navijákem

	α, β [°]	γ [°]	c [mm]	$F_{c\gamma}$ [N]	$F_{c\zeta}$ [N]	F_L [N]	F_k [N]
1. Případ	90	0	0,00	0,00	539,62	-343,28	-
	85	10	125,50	-15,20	709,19	-174,37	-
	80	20	250,05	-0,20	881,76	-1,15	-
2. Případ	75	30	372,70	47,15	1058,85	182,16	12,14
	70	40	492,51	125,72	1228,31	367,58	24,51
	65	50	608,57	235,20	1387,28	556,53	37,10
	60	60	720,00	374,14	1530,93	748,28	49,89
	55	70	825,95	540,55	1654,88	942,42	62,83
	50	80	925,61	732,10	1755,38	1138,94	75,93
	45	90	1018,23	946,47	1829,37	1338,51	89,23
3. Případ	40	100	1103,10	1181,86	1874,60	1542,81	102,85
	35	110	1179,58	1437,86	1889,70	1755,30	117,02
	30	120	1247,08	1716,99	1874,20	1982,61	132,17
	25	130	1305,08	2028,04	1828,59	2237,70	149,18
	20	140	1353,16	2394,00	1754,24	2547,64	169,84
	17,5	145	1373,35	2443,78	1653,42	2562,37	170,82



Obr. č. 3.7.4.1: Závislost síly v lanku a síly na klice navijáku na prodloužení c

3.7.5 Zhodnocení analýzy

Z výše uvedeného grafu je možné vidět závislost síly v lanku na prodloužení lanka a ovládací síle na klice navijáku také na prodloužení lanka. Pro srovnání síly F_L se zjištěnou silou u mechanismu s pružinou, je možné vidět že je zde ve všech bodech poloviční. Je to tím, že jsem zvolil uchycení lanka v bodě A (viz schémata uvedená dříve). Podařilo se mi dosáhnout větších reakčních momentů dané většími rameny (2 krát větší).

Síla na klice navijáku dosahuje svého maxima okolo 170 N, což lze přirovnat k 17 kg zátěži. Tato síla je ovlivněna použitým navijákem. V této analýze se nezabývám návrhem navijáku, proto je výsledná síla jen informativní, vzhledem ke zvoleným rozměrům navijáku. V případě použití tohoto mechanismu by bylo možné vyhledat naviják v katalogu, který by disponoval i jednoduchým převodem a tím by i jeho síla nebyla závislá pouze na jeho rozměrech.

Podle mě je mechanismus s navijákem vhodný pro tuto manipulaci s přídatným rámem a bednou se sítí. Výhodou je to, že sklopení může být libovolné a podle mého názoru

je i manipulace bezpečnější než u mechanismu s pružinou, neboť po odklopení není zapotřebí aretovat přídatný rám k vozidlu. Naopak nevýhoda oproti mechanismu s pružinou spočívá v pomalejší manipulaci při odklápění a sklápění soustavy k základnímu rámu.

3.8 Analýza dalších možných mechanismů

Pro manipulaci s přídatným ramenem a bednou se sítí by bylo možné použít i jiné mechanismy. Všechny je zde podrobně analyzovat nebudu, jelikož to není náplní mé práce. Pouze zde ve stručnosti uvedu další nápady, které by se pro uskutečnění manipulace daly použít.

Mechanismus s hydrostatickým převodem

Tento mechanismus by se skládal z hydrogenerátoru, který by dodával tlakovou energii kapaliny, přímočarého pístového hydromotoru a rozváděče. Tyto převody se používají např. u sklápěčů. Hydrogenerátor bývá poháněn od spalovacího motoru. V tomto případě by to bylo možné u pomocného pohonu, viz technický popis vozidla. Pomocný pohon je vyveden z převodovky s přírubou, přičemž právě příruba umožňuje montáž hydrogenerátoru. Tento převod by umožňoval manipulaci s přídatným rámem a bednou se sítí bez potřeby lidské síly. S ohledem na ekonomické požadavky zadavatele práce a prostorové nároky mechanismu na vozidle, musím volbu tohoto mechanismu vyloučit.

Mechanismus se šnekovým soukolím

Použití soukolí pro sklápění mě napadlo z možných mechanismů jako první. Tento převod by musel být uložen v převodové skříni (s ohledem na nečistoty). Tato skříň vyžaduje určité prostorové nároky, které jsou v tomto případě nesplnitelné. Navíc bych musel kolo, které by zabíralo do šneku umístit v ose otáčení a tato osa by pak byla namáhaná kroutícím momentem cca 800 N.m, což by vyžadovalo hřídel odpovídajících rozměrů a zajištění spojení hřídele s přídatným rámem. Podle mého názoru by při odvalování šneku po čelním kole doprovázelo kývání přídatného rámu a bedny se sítí s ohledem na hmotnost celé soustavy a umístění těžiště vzhledem k ose čelního kola (osa otáčení).

Mechanismus s plynovými podpěrami

Tento mechanismus by se skládal z plynových podpěr, které jsou např. použité u osobních automobilů u víka zavazadlového prostoru. Bohužel jsem nenašel žádného výrobce tohoto zařízení a tak jsem nemohl provést žádnou silovou analýzu.

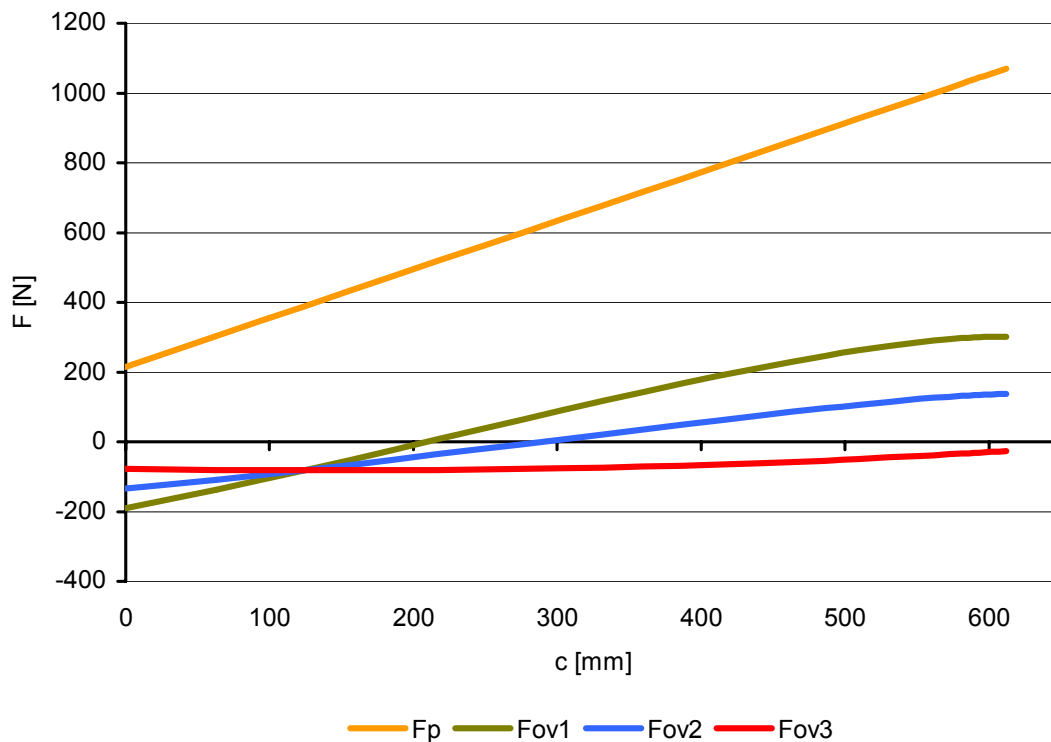
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁSTAVBY

V této části práce budu navrhovat konstrukční řešení speciální nástavby pro nákladní automobil Tatra 815 260 R81. Speciální nástavba bude tvořena třemi základními komponenty, jako je tomu v současnosti (základní rám, přídatný rám, bedna se sítí).

Jako první se budu zabývat návrhem mechanismu sklápění přídatného rámu a bedny se sítí a bez sítě a zabývat se požadavky na manipulaci s bednou. Následně budu navrhovat konstrukce základního a přídatného rámu s ohledem na jejich namáhání.

4.1 Návrh mechanismu sklápění

V předešlé kapitole jsem se zabýval silovými rozbory mechanismů sklápění a pár dalších možných mechanismů jsem ústně popsal. Rozhodoval jsem se mezi navijákem a pružinou. Nakonec jsem se rozhodl použít mechanismus s pružinou, protože je manipulace a celý mechanismus jednodušší, než mechanismus s navijákem. S ohledem na použití speciální nástavby je jednoduchost (podle mého názoru) důležitá. Navíc jsem nenašel vhodné místo, kde by se naviják na vozidle mohl umístit. Tímto odpadají i další možnosti mechanismů, které by byly ovládané klikou (šnekový převod, kladkostroj, apod.). V současnosti je mechanismus s pružinou už použit, ale já navrhuji trochu odlišný systém. Na obr. č. 4.1.1 je závislost ovládacích sil (současného mechanismu s tažnou pružinou) ve třech tíhových stavech v závislosti na prodloužení lanka. Pro určení obrázku jsem použil metodiku výpočtu z kapitoly 3.6.2, 3.6.3 a 3.6.4.



Obr. č. 4.1.1: Porovnání ovládacích sil

F_p – síla pružiny

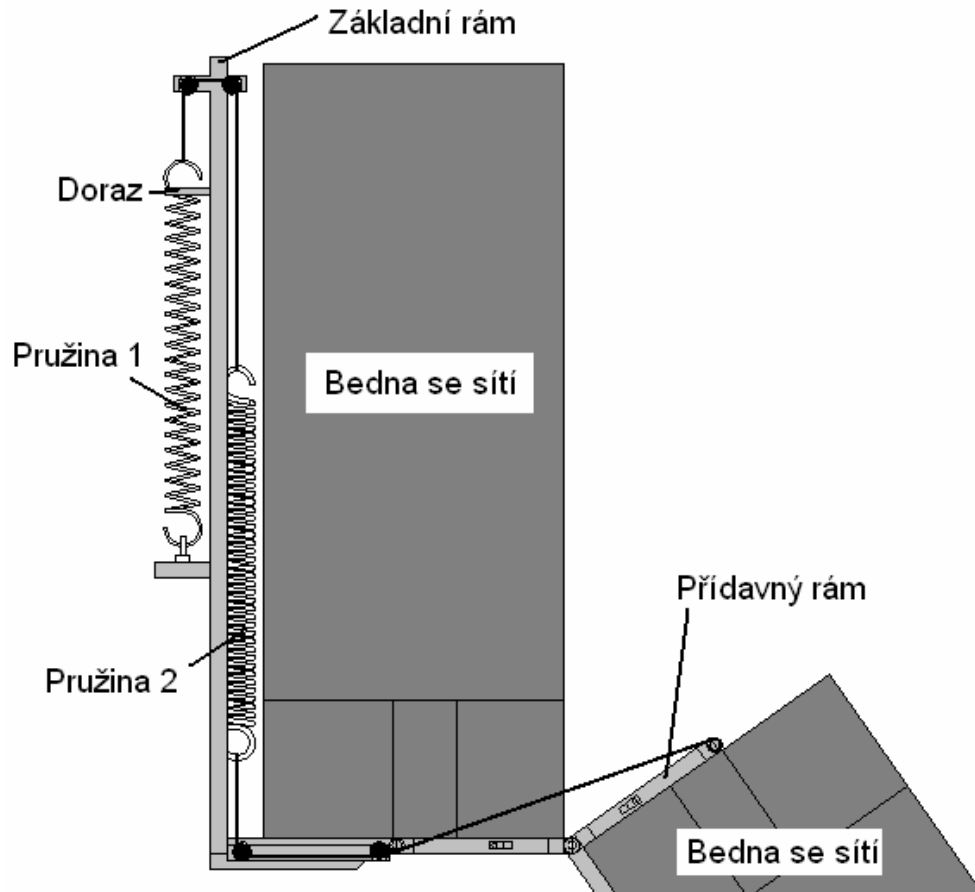
F_{ov1} – ovládací síla při plném zatížení (přídavný rám + bedna + síť)

F_{ov2} – ovládací síla při zatížení bez sítě (přídavný rám + bedna)

F_{ov3} – ovládací síla při zatížení bez bedny a sítě (přídavný rám)

Z tohoto obrázku je patrné, jak se ovládací síly mění v závislosti na zatížení manipulované části speciální nástavby. Já se budu snažit navrhnout pružinu tak, aby se F_{ov1} a F_{ov2} přibližovali co nejvíce k nule. Budu se tedy snažit o to, aby pro manipulaci byla vynaložena co nejmenší ovládací síla obsluhy. Síla F_{ov3} znázorňuje jakou silou by obsluha musela působit na přídavný rám, aby se samovolně nevymrštil k přídavnému rámu, v případě že bedna se sítí nebude na přídavném rámu. Fakt, že se přídavný rám bez zatížení vymrštil je podložen tím, že F_{ov3} je po celém svém průběhu v závislosti na prodloužení pružiny záporná (smysl těchto sil byl popsán v kapitole 3.6). Pro manipulaci se silou F_{ov3} neuvažuji. Z toho pouze vyplývá, že musím po odlehčení zajistit polohu přídavného rámu. Dále budu navrhovat mechanismus s pružinou tak, aby se přídavný rám dotkl země (na rozdíl od současného stavu), tzn. že budu muset zajistit potřebné prodloužení pružiny.

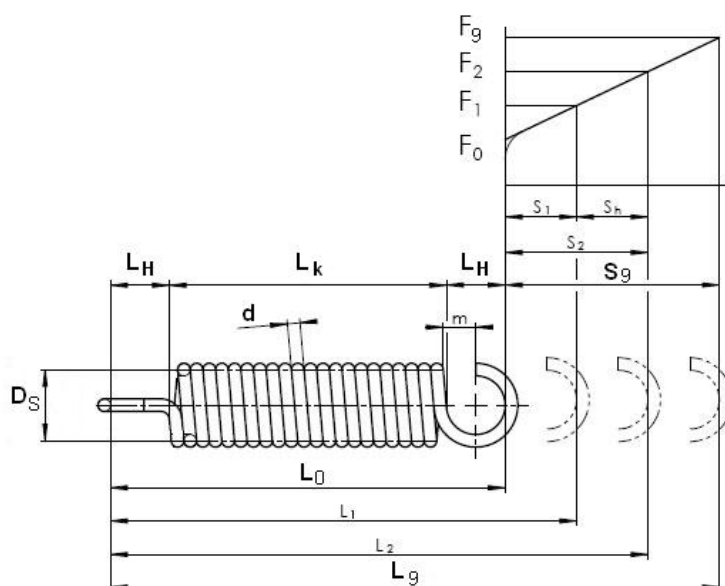
Proto navrhuji tento typ mechanismu a uspořádání. Mechanismus sklápění budou tvořit 2 pružiny, 4 kladky a 2 lana, které budou spojovat pružiny a přídatný rám. Tyto pružiny budou mít odlišné charakteristiky, jejímž složením docílím progresivní charakteristiky celkové síly sklápění a navíc jejich prodloužení mi zaručí, aby se přídatný rám dotkl země. Pružiny jsem určil na základě potřebného prodloužení s . Z dostupné literatury jsem zjišťoval síly pružin a jejich rozměry a vypočítal potřebný počet závitů a jejich délky v závislosti na porovnání s F_L a $F_{ov1,2,3}$.



Obr. č. 4.1.2: Schéma navrhovaného mechanismu

Materiál pružin

- Volím tažený zpevněný drát (pružinově tvrdý) ze slitiny mědi a zinku. [7]
- Modul pružnosti ve smyku tohoto materiálu $G = 3,45 \cdot 10^4 \text{ MPa}$. [7]



Obr. č. 4.1.3: Schéma tažné pružiny [14]

Pružiny jsem určil na základě porovnání se závislostí síly v lanku F_L . Snažil jsem se, aby se jejich společná charakteristika přiblížila co nejvíce charakteristice síly F_L . Volil jsem pouze kombinaci dvou pružin, tak aby jejich silové účinky na sebe navazovaly a zároveň aby se lanko plynule prodlužovalo.

Tab. č. 4.1.1: Parametry volených pružin [7]

Název	Jednotka	Pružina 1	Pružina 2	
Střední průměr pružiny	D_S	[mm]	71	67
Průměr drátu	d	[mm]	6,7	11,8
Prodloužení pružiny	S_g	[mm]	514,23	248,74
Počet závitů	n	[-]	21	40
Předpětí pružiny	F_0	[N]	0,00	588,40
Síla pružiny	F_g	[N]	588,40	2 314,37
Délka závitů	L_k	[mm]	182,70	472,00
Délka oka	L_H	[mm]	71,00	67,00
Délka pružiny ve stavu volném	L_0	[mm]	324,70	606,00
Délka pružiny ve stavu zatíženém	L_g	[mm]	838,93	854,74
Celková délka pružin ve stavu volném	${}^1L_0+{}^2L_0$	[mm]	930,70	
Celková délka pružin ve stavu zatíženém	${}^1L_g+{}^2L_g$	[mm]	1 693,67	

Při odklápění soustavy zabírá jako první pružina 1. Až dosáhne prodloužení 1S_g a síly 1F_g opře se o doraz, který zamezí jejímu dalšímu prodlužování. Od této chvíle setrvává pružina 1 ve stejné poloze a zabírá pružina 2 od předpjeté síly 2F_0 . Pružina 2 se prodlužuje

až do jejího stavu 2F_9 a 2S_9 . Při dosažení tohoto stavu se přídavný rám s bednou opřou o zem ($\gamma=145^\circ$). Kombinaci těchto pružin a umístění kladek na základním rámu a uchycení lanka na přídavném rámu jsem dosáhl toho, aby se přídavný rám dotkl země, a aby se tudíž usnadnila následná manipulace s bednou.

Stejně jako v kapitole o silové analýze, ve které jsem analyzoval současný mechanismus s pružinou, tak i tady budu určovat průběh sil F_L , F_p a navíc ještě $F_{ov1,2,3}$. K tomu budu potřebovat metodiku výpočtů, kterou jsem použil v kapitole 3.6. Nebudu zde tedy znovu uvádět vztahy ani obrázky, které se výpočtů týkají.

Pro zjištění charakteristik jsem použil vztahy a obrázky z kapitoly 3.6:

- a) vztahy pro výpočet F_L
- b) vztahy pro výpočet F_{ov}
- c) metodiku určování charakteristiky síly pružiny F_p
- d) obr. č. 3.6.1.1, obr. č. 3.6.2.1

Tab. č. 4.1.2: Rozměry ramen pro výpočet sil

	α, β [°]	γ [°]	a [mm]	b [mm]	c [mm]	y [mm]	z [mm]	l [mm]	l' [mm]	l_2 [mm]	z_2 [mm]
1. Případ	90	0	400	400	0,00	400,00	0,00	279,94	214,38	0,00	1700,00
	85	10	400	400	69,72	393,92	69,46	141,66	108,48	295,20	1674,17
	80	20	400	400	138,92	375,88	136,81	0,93	0,71	581,43	1597,48
2. Případ	75	30	400	400	207,06	346,41	200,00	143,48	109,88	850,00	1472,24
	70	40	400	400	273,62	306,42	257,12	281,68	215,72	1092,74	1302,28
	65	50	400	400	338,09	257,12	306,42	411,32	314,99	1302,28	1092,74
	60	60	400	400	400,00	200,00	346,41	528,46	404,70	1472,24	850,00
	55	70	400	400	458,86	136,81	375,88	629,55	482,11	1597,48	581,43
	50	80	400	400	514,23	69,46	393,92	711,50	544,88	1674,17	295,20
	45	90	400	400	565,69	0,00	400,00	771,84	591,08	1700,00	0,00
3. Případ	40	100	400	400	612,84	69,46	393,92	808,73	619,33	1674,17	-295,20
	35	110	400	400	655,32	136,81	375,88	821,04	628,76	1597,48	-581,43
	30	120	400	400	692,82	200,00	346,41	808,40	619,08	1472,24	-850,00
	25	130	400	400	725,05	257,12	306,42	771,21	590,60	1302,28	-1092,74
	20	140	400	400	751,75	306,42	257,12	710,58	544,17	1092,74	-1302,28
	17,5	145	400	400	762,97	327,66	229,43	628,36	481,20	975,08	-1392,56

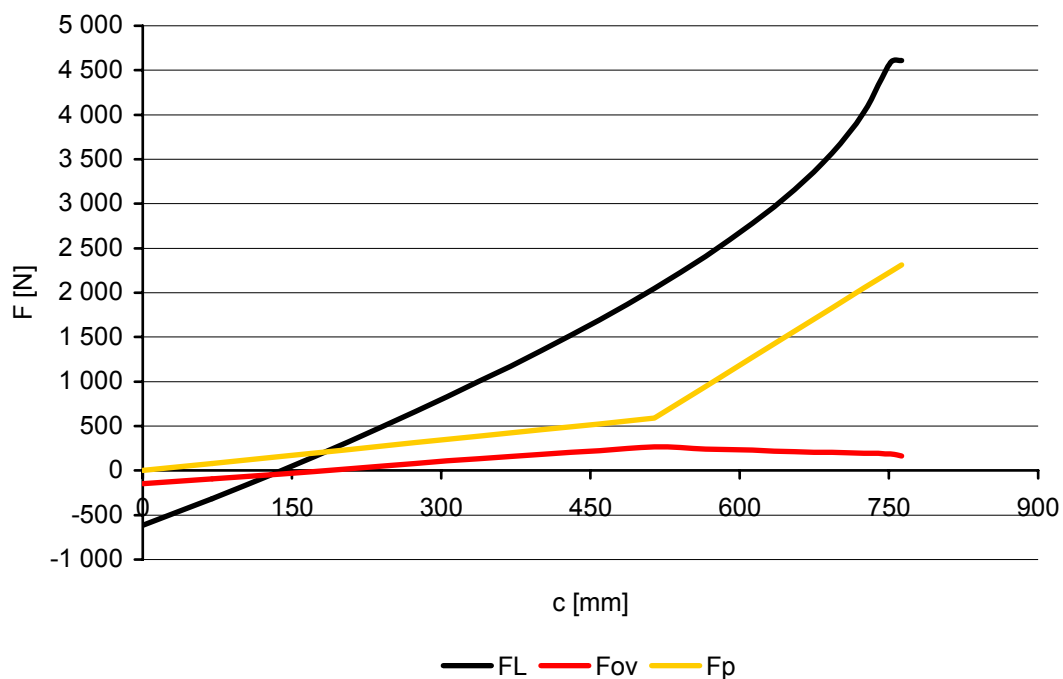
V tabulce jsou uvedeny hodnoty ramen, které jsem potřeboval pro výpočet sil. Tyto hodnoty jsem získal na základě volených rozměrů a , b a úhlu γ podle goniometrických funkcí

(stejný postup jako v kapitole 3.6). Rameno l' určuje vzdálenost těžiště přidavného rámu k bodu otáčení. Toto rameno potřebuji pro zjištění ovládací síly F_{ov3} . Pomocí těchto ramen a již zmíněných vztahů jsem určil síly, které jsou uvedeny v následující tabulce. Tyto síly zohledňují plné zatížení soustavy (přídavný rám + bedna + síť).

Tab. č. 4.1.3: Vypočtené síly pro plné zatížení soustavy

	α, β [°]	γ [°]	c [mm]	$F_{\check{c}y}$ [N]	$F_{\check{c}z}$ [N]	F_L [N]	F_p [N]	F_{ov} [N]
1. Případ	90	0	0,00	-145,39	882,90	-617,90	0,00	-145,39
	85	10	69,72	-83,92	978,40	-313,87	79,78	-92,27
	80	20	138,92	-7,46	1052,20	-2,08	158,95	-37,31
2. Případ	75	30	207,06	79,22	1101,40	327,88	236,91	20,67
	70	40	273,62	166,12	1127,55	661,65	313,07	77,07
	65	50	338,09	247,78	1133,05	1001,75	386,85	131,13
	60	60	400,00	319,44	1122,34	1346,90	457,68	181,20
	55	70	458,86	378,36	1100,83	1696,35	525,03	225,76
	50	80	514,23	423,97	1074,18	2050,10	588,40	263,46
	45	90	565,69	668,55	1307,90	2409,32	945,48	243,55
3. Případ	40	100	612,84	935,39	1476,86	2777,06	1272,64	227,53
	35	110	655,32	1210,49	1580,04	3159,54	1567,45	214,87
	30	120	692,82	1480,37	1619,33	3568,70	1827,64	204,83
	25	130	725,05	1732,72	1599,23	4027,85	2051,25	196,55
	20	140	751,75	1956,87	1526,33	4585,75	2236,57	189,05
	17,5	145	762,97	2074,12	1485,61	4612,27	2314,42	162,58

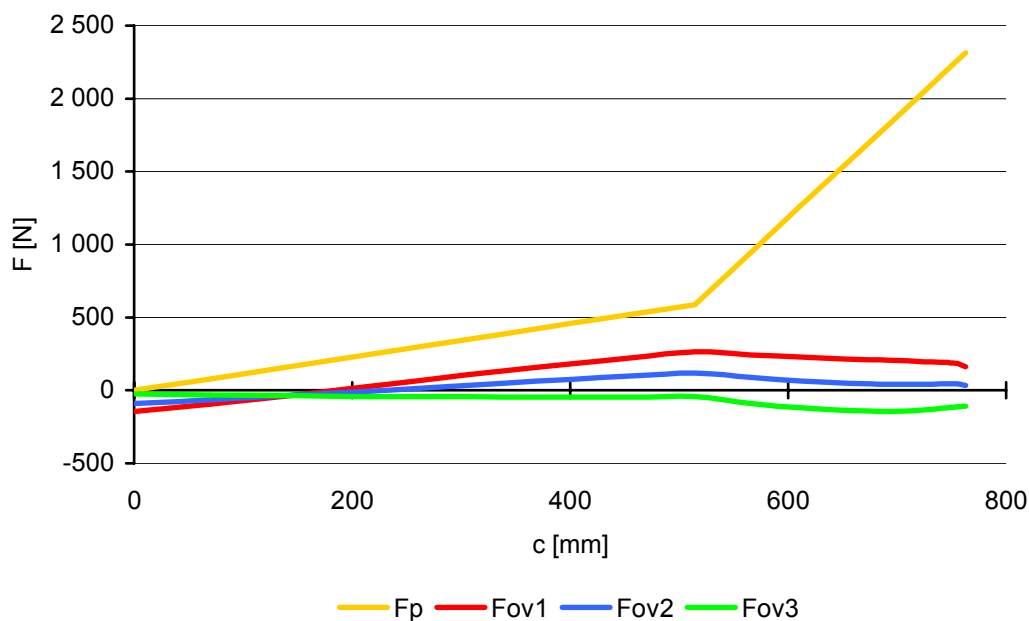
Z této tabulky jsem sestrojil následující graf. V grafu neuvádím závislosti síly v čepu $F_{\check{c}y}$ a $F_{\check{c}z}$. Jedná se pouze o reakce, které budu muset zohlednit v dalších pevnostních výpočtech. Srovnávací síla v lanu F_L dosahuje svého maxima okolo 4,6 kN. Je to jiná hodnota než v kapitole 6.3. Je to způsobeno tím, že jsem se snažil volit ramena a , b co největší. Ovšem svého maxima (cca 720 mm) nedosahují. Je to způsobeno rozměrovými možnostmi základního rámu vůči celkové délce obou pružin ve stavu zatíženém. Ovládací síla ve stavu plně zatíženém dosahuje svého maxima okolo 260 N. Lepšího výsledku se mi nepodařilo dosáhnout s ohledem na možnost různých kombinací použitých pružin.



Obr. č. 4.1.4: Závislost ovládací síly, síly v lanu a síly pružiny na prodloužení

Tab. č. 4.1.4: Porovnání sil v lanu a ovládacích sil při změně zatížení

	γ [°]	c [mm]	F_p [N]	F_{L1} [N]	F_{ov1} [N]	F_{L2} [N]	F_{ov2} [N]	F_{L3} [N]	F_{ov3} [N]
1. Případ	0	0,00	0,00	-617,90	-145,39	-377,60	-88,85	-105,15	-24,74
	10	69,72	79,78	-313,87	-92,27	-191,81	-63,66	-53,41	-31,22
	20	138,92	158,95	-2,08	-37,31	-1,27	-37,13	-0,35	-36,91
2. Případ	30	207,06	236,91	327,88	20,67	200,37	-8,31	55,80	-41,16
	40	273,62	313,07	661,65	77,07	404,34	20,18	112,60	-44,33
	50	338,09	386,85	1001,75	131,13	612,18	48,05	170,48	-46,14
	60	400,00	457,68	1346,90	181,20	823,11	74,46	229,22	-46,55
	70	458,86	525,03	1696,35	225,76	1036,66	98,61	288,68	-45,55
	80	514,23	588,40	2050,10	263,46	1252,84	119,76	348,89	-43,17
	90	565,69	655,69	2409,32	243,55	1472,36	87,66	410,02	-89,09
3. Případ	100	612,84	1272,64	2777,06	227,53	1697,09	64,20	472,60	-121,00
	110	655,32	1567,45	3159,54	214,87	1930,83	49,04	537,69	-138,98
	120	692,82	1827,64	3568,70	204,83	2180,87	41,56	607,32	-143,57
	130	725,05	2051,25	4027,85	196,55	2461,47	40,79	685,46	-135,81
	140	751,75	2236,57	4585,75	189,05	2802,40	45,54	780,40	-117,19
	145	762,97	2314,42	4612,27	162,58	2818,61	35,67	784,92	-108,22



Obr. č. 4.1.5: Závislost ovládacích sil pro různá zatížení

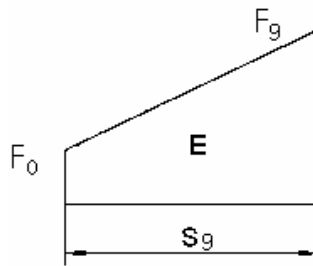
Z tohoto obrázku je patrné jak se průběh ovládací síly mění v závislosti na zatížení. Podobný graf jsem již sestavil dříve pro současný mechanismus s jednou pružinou. Rozdíl je v tom, že rozprostření všech tří sil je rovnoměrnější kolem osy x . Síly F_{ov1} a F_{ov2} jsou menší. Bude tedy potřeba vynaložit menší síly obsluhy při manipulaci s bednou ve které je síť, a ve které síť není. Síla F_{ov3} je ovšem větší (v absolutní hodnotě) než u současného mechanismu. Je to způsobeno právě předchozí výhodou. Není totiž možné, abych pevnou charakteristikou pružin docílil příznivějších sil pro všechny typy zatížení zvláště u tohoto zatížení, kde poměr mezi plně zatíženou soustavou a nejméně zatíženou je cca 5:1.

Proto navrhuji tento typ mechanismu, kde jsou příznivější síly obsluhy s prázdnou nebo zatíženou bednou. Navíc je zde výhoda oproti současnému mechanismu, že se přidavný rám může dotknout země.

Pro představu zde uvedu energii pružin a energii nezatížené soustavy. Z tohoto poznatku pak určím rychlost přidavného rámu, jakou by dosáhl, kdyby na něj nepůsobila ovládací síla F_{ov3} .

Deformační energie pružin:

Deformační energii jsem schopen zjistit podle sil pružiny v závislosti na jejím prodloužení. Jedná se tedy o určení plochy rovinného obrazce. Určím tedy energii pro každou pružinu a tyto energie pak sečtu, jelikož jsou pružiny zapojeny v sérii.



Obr. č. 4.1.6: Deformační energie pružin [6]

Energie pružiny 1: obsah trojúhelníka

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot F_9 \cdot S_9 \dots (12)$$

E – energie [J]

F_9 – maximální síla pružiny [N]

S_9 – maximální prodloužení pružiny [m]

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot 588,4 \cdot 514,23 \cdot 10^{-3} = 151,29 \text{ J}$$

Energie pružiny 2: obsah obdélníka + obsah trojúhelníka

$$E_2 = F_0 \cdot S_9 + \frac{1}{2} \cdot F_9 \cdot S_9 = S_9 \left(F_0 + \frac{1}{2} \cdot F_9 \right) \dots (13)$$

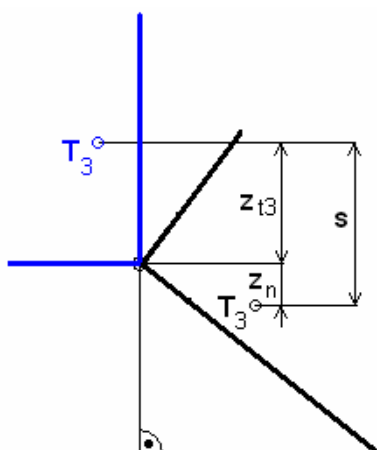
F_0 – předpětí pružiny [N]

$$E_2 = 248,74 \cdot 10^{-3} \left(588,4 + \frac{1}{2} \cdot 2314,37 \right) = 434,20 \text{ J}$$

$$E_C = E_1 + E_2 = 151,29 + 434,20 = 585,49 \text{ J}$$

Práce vykonána přidavným rámem:

Tuto práci vykoná tíhová síla přidavného rámu po dráze s . Tato dráha představuje výškový rozdíl těžiště přidavného rámu od $\gamma = (0 - 145)^\circ$.



Obr. č. 4.1.7: Schéma posunu těžiště přídatného rámu

$$A = F \cdot s \dots (14) [6]$$

$$A = F \cdot s = G_3 \cdot s = G_3 \cdot (z_{t3} + z_n).$$

A – práce [J]

s – dráha [m]

z_{t3} – souřadnice těžiště přídatného rámu [m]

z_n – vzdálenost od otočného čepu při $\gamma = 145^\circ$ [m]

Hodnota souřadnice těžiště přídatného rámu je uvedena v kapitole 3.1 a hodnotu z_n jsem zjistil podle goniometrických funkcí.

$$A = 20 \cdot 9,81 \cdot (619,94 + 448,75) \cdot 10^{-3} = 209,68 \text{ J}$$

Určení rychlosti nárazu přídatného rámu

Jak už jsem se zmínil dříve, tak se jedná o rychlost přídatného rámu jakou by narazil na základní rám v případě, že by na něj nepůsobila žádná ovládací síla a pružiny by ho přitáhly k základnímu rámu. Tuto rychlost určím na základě kinetické energie a rozdílu energií pružin a práce přídatného rámu.

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \dots (15) [2]$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = E_C - A \Rightarrow v = \sqrt{2 \frac{E_C - A}{m}}$$

$$v = \sqrt{2 \frac{585,49 - 209,68}{20}} = 6,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 22,07 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

4.2 Pevnostní výpočty součástí speciální nástavby

Na základě návržení mechanismu sklápění mohu navrhnout konstrukci základního a přidavného rámu. Obě tyto části nástavby budou svařované konstrukce z profilových uzavřených tyčí z konstrukční oceli 11 373. Dále volím použitý materiál 11 600, ze kterého budou zhotoveny čepy, případně hřídele. Po návržení konstrukce určím skutečnou hmotnost nástavby a v případě velkých hmotnostních odlišností provedu korekci předchozích výpočtů.

Tab. č. 4.2.1: Zvolená dovolená napětí pro míjivé namáhání [6]

Dovolená napětí [MPa]			
Materiál		11 373	11 600
Tah	σ_{TD}	95	165
Tlak	p_D	95	165
Ohyb	σ_{OD}	105	180
Krut	τ_{KD}	60	105
Smyk	τ_{SD}	60	105

Vztahy pro výpočty dovolených napětí:

$$\text{Dovolené napětí v tahu [MPa]} - \sigma_{TD} \geq \frac{F}{S} \dots(16) [6]$$

$$\text{Dovolené napětí v tlaku [MPa]} - p_D \geq \frac{F}{S} \dots(17) [6]$$

$$\text{Dovolené napětí v ohybu [MPa]} - \sigma_{OD} \geq \frac{M_O}{W_O} \dots(18) [6]$$

$$\text{Dovolené napětí v krutu [MPa]} - \tau_{KD} \geq \frac{M_K}{W_K} \dots(19) [6]$$

$$\text{Dovolené napětí ve smyku [MPa]} - \tau_{SD} \geq \frac{F}{S} \dots(20) [6]$$

F... zatěžující síla [N]

S... plocha [mm²]

M_O... ohybový moment [N·mm]

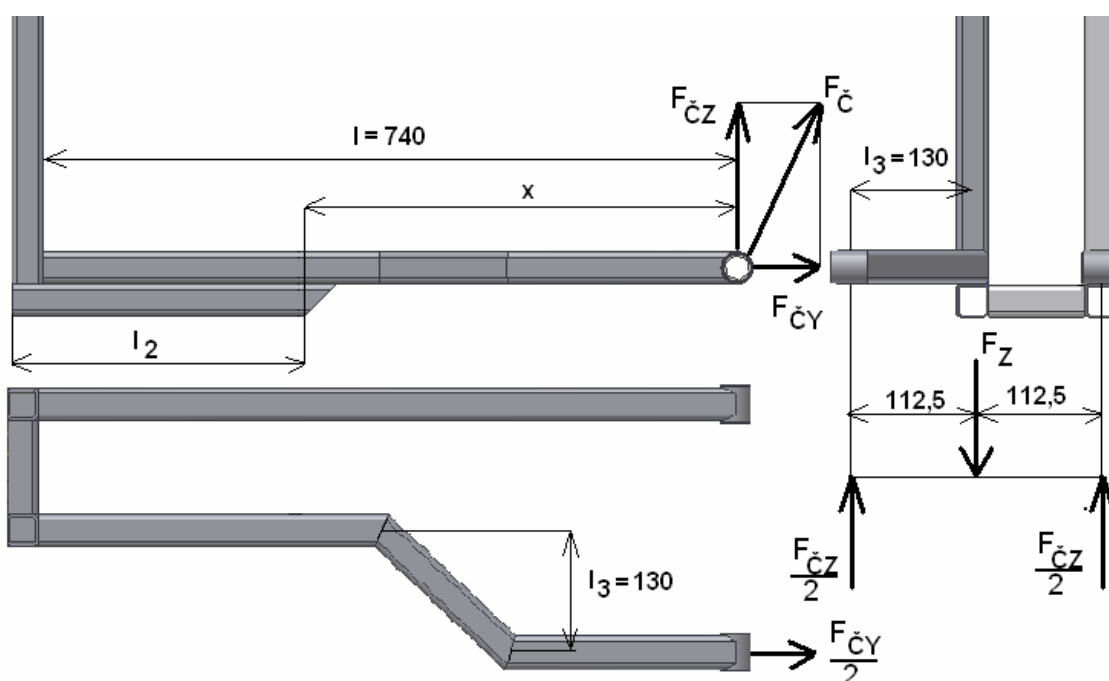
M_K... kroutící moment [N·mm]

W_O... modul pružnosti ve smyku [mm³]

W_K... modul pružnosti v krutu [mm³]

4.2.1 Základní rám

Základní rám tvoří v rovině ($y - z$) písmeno L . V této rovině je namáhán na ohyb od síly v čepu $F_{\check{C}Z}$ (zjištěná maximální hodnota v předchozích výpočtech). V ose z je také namáhána od setrvačné síly při jízdě vozidla. Toto namáhání je ovšem menší než od $F_{\check{C}Z}$, proto budu při výpočtech uvažovat pouze se silou $F_{\check{C}Z}$. Dále je základní rám namáhán na tah, tlak od síly $F_{\check{C}Y}$ (tato síla mění smysl při odklápění). V rovině ($x - y$) mohu určit tahové namáhání od síly $F_{\check{C}Y}$ a také ohyb od síly $F_{\check{C}Y}/2$ na rameni o hodnotě 130 mm. V rovině ($x - z$) budu posuzovat krutové namáhání od $F_{\check{C}Z}/2$ na rameni o hodnotě 130 mm. V této rovině jsem také uvedl sílu F_Z . Tato síla představuje algebraický součet všech sil, které na čep působí. Tato síla vychází ze společného těžiště přídavného rámu a bedny se sítí. Její hodnotu jsem zjistil v předchozích výpočtech $F_Z = F_{\check{C}Z_{\max}} = 1\,485,61$ N.



Obr. č. 4.2.1.1: Výpočet základního rámu

Ohyb od síly $F_{\check{C}Z}$

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O_{\max}}}{W_O} \Rightarrow W_O \geq \frac{M_{O_{\max}}}{\sigma_{OD}} = \frac{F_{\check{C}Z} \cdot l}{\sigma_{OD}} = \frac{1485,61 \cdot 740}{105} = 5235 \text{ mm}^3$$

Pro modul průřezu v ohybu $W_O = 5\,235 \text{ mm}^3$ odpovídá tenkostěnný čtvercový profil o rozměrech 45x3. Tento profil je podle mého názoru velký a volím dle literatury profil 35x3 (TR 4HR 35x3 ČSN 42 6935 – 11 373), který má hodnotu $W_O = 3\,264 \text{ mm}^3$. Aby tato část

pevnostně vyhovovala, musím ji vyztužit. Na spodní část se připevní další profil 35x3 pomocí svarů. Abych zjistil potřebnou délku této výztuhy, potřebuji zjistit neznámé rameno x .

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_O}{W_o^{35x3}} = \frac{\frac{F_{\check{C}Z}}{2} \cdot x}{W_o^{35x3}} \Rightarrow x \leq \frac{2 \cdot \sigma_{OD} \cdot W_o^{35x3}}{F_{\check{C}Z}} = \frac{2 \cdot 105 \cdot 3264}{1485,61} = 461,38 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočet v místě maximálního ohybového momentu:

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_O}{2 \cdot W_o^{35x3}} = \frac{\frac{F_{\check{C}Z}}{2} \cdot l}{2 \cdot W_o^{35x3}} = \frac{1485,61 \cdot 740}{2 \cdot 3264} = 84,2 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Délka výztuhy:

$$l_2 \geq 35 + l - x = 35 + 740 - 461,38 = 313,62 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } l_2 = 320 \text{ mm}$$

Tah, tlak od síly $F_{\check{C}Y}/2$

$$\text{TAH: } \sigma_{TD} \geq \frac{F_{\check{C}Y}}{S^{35x3}} = \frac{2074,12}{349,5} = 2,97 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa}$$

$$\text{TLAK: } p_D \geq \frac{F_{\check{C}Y}}{S^{35x3}} = \frac{2074,12}{349,5} = 2,97 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa}$$

Ohyb od síly $F_{\check{C}Y}/2$

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O\max}}{W_o^{35x3}} = \frac{F_{\check{C}Y} \cdot l_3}{W_o^{35x3}} = \frac{2074,12 \cdot 130}{3264} = 41,30 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

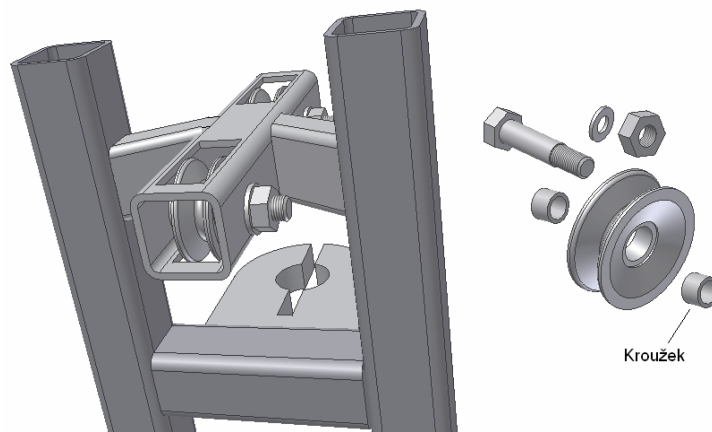
Ohyb od síly $F_{\check{C}Z}/2$

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O\max}}{W_o^{35x3}} = \frac{F_{\check{C}Z} \cdot l_3}{W_o^{35x3}} = \frac{1485,61 \cdot 130}{3264} = 29,58 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Těmito výpočty jsem určil namáhání základního rámu, které je způsobeno jednak tíhovou silou přídavného rámu a bedny se sítí a také silovými účinky pružiny. Dále se budu zabývat návrhem kladek pro lanko, které jsou na základním rámu umístěné. Dalším důležitým prvkem základního rámu je doraz, který umožňuje činnost druhé pružiny.

4.2.2 Horní kladkový mechanismus

Na následujícím obrázku je znázorněn horní kladkový mechanismus s dorazem pro první pružinu. Základ tohoto mechanismu tvoří rám zhotoven z uzavřené čtvercové profilové tyče 35x3, která je upravená pro montáž dvou kladek. Kladky jsou v rámu upevněny pomocí lícovaných šroubů s maticemi a podložkami. Každá kladka je axiálně vystředěna pomocí dvou kroužků. V tomto návrhu jsem neuvažoval s použitím ložisek, protože je podle mého názoru potřebné, aby celá konstrukce speciální nástavby byla co nejjednodušší.



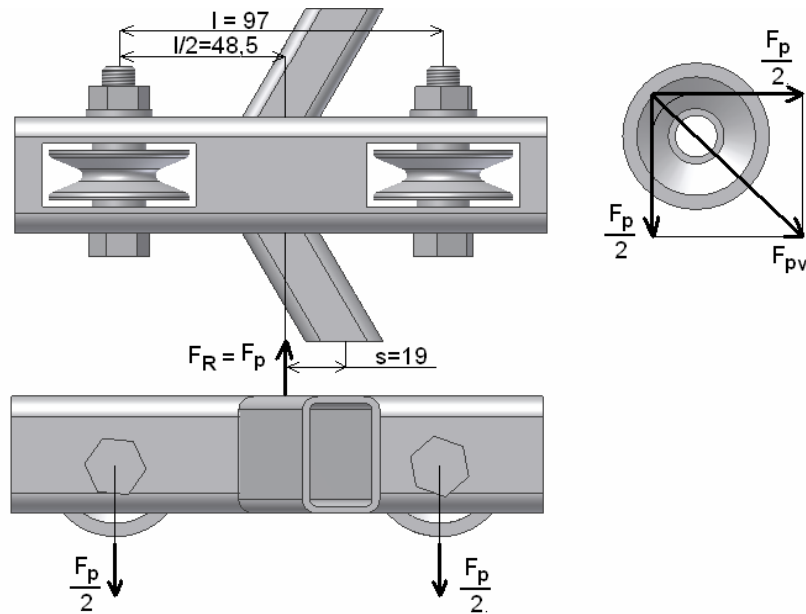
Obr. č. 4.2.2.1: Horní kladka s dorazem

Na obr. č. 4.2.2.2 jsem naznačil graficky základní silové namáhání kladkového mechanismu. Jako první popíšu levou část obrázku, kde je zobrazena kladka. Síla F_p odpovídá síle pružiny. Je to tedy stejná síla, která působí v lanku a tedy i na kladku. Kladka je opásána lanem pod úhlem 90° . Součtem vektorů poloviční síly v pružině dostanu sílu F_{pv} , která působí v hřídeli kladky. V mém případě v lícovaném šroubu. Pro zjednodušení budu uvažovat, že síla $F_p/2$ působí v ose otáčení kladky. Můžu tedy rám zkontrolovat na ohyb, přičemž vím, že maximální ohybový moment bude v místě působící reakce F_R .

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O_{max}}}{W_o^{35 \times 3}} = \frac{F_p \cdot l}{W_o^{35 \times 3}} = \frac{2314,42 \cdot 48,5}{3264} = 17,20 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Další pevnostní kontrolu provedu na smyk a to v místě kde je rám připevněn k raménkům, které jsou pak spojeny se základním rámem. Raménka jsou zhotoveny z obdélníkového uzavřeného profilu TR OBD 35x20x2 ČSN 42 6936 – 11 373.

$$\tau_{SD} \geq \frac{F_R}{2 \cdot S^{35 \times 20 \times 2}} = \frac{2314,42}{2 \cdot 188,7} = 6,13 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$



Obr. č. 4.2.2.2: Silové účinky v horním kladkovém mechanismu

Další pevnostní výpočty se budou týkat uložení kladky v rámu. Lícovaný šroub budu kontrolovat na otláčení a na smyk a to v místech, kde je upevněn v rámu. Volím ŠROUB M10x50 ČSN 02 11111.

Plocha pro otláčení od zatěžující cíly F_{pv} :

$$S = 2(t \cdot d) = 2(3 \cdot 11) = 66 \text{ mm}^2$$

t... tloušťka profilu 35x3

d... průměr lícovaného šroubu

Plocha pro smykové namáhání od zatěžující síly F_{pv} :

$$S = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 11^2}{4} = 189,97 \text{ mm}^2$$

Určení zatěžující síly F_{pv} :

$$F_{pv} = \sqrt{\left(\frac{F_p}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_p}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2314,42}{2}\right)^2 + \left(\frac{2314,42}{2}\right)^2} = 1636,54 \text{ N}$$

Kontrola na otláčení:

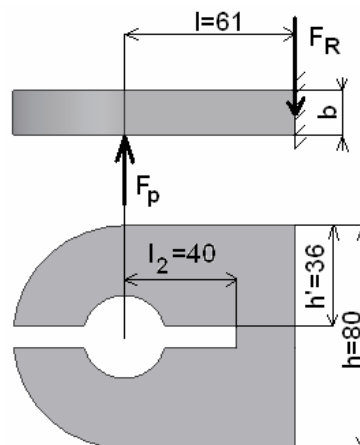
$$p_D \geq \frac{F_{pv}}{S} = \frac{1636,54}{66} = 24,80 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_{SD} \geq \frac{F_{pv}}{S} = \frac{1636,54}{189,97} = 8,61 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

4.2.3 Doraz

Jak jsem se již zmínil dříve, doraz umožňuje zapojení druhé pružiny do funkce sklápění. Jelikož jsem navrhl dvě pružiny v sérii, musím doraz použít. Kdybych ho nepoužil, tak by se při zatížení prodlužovala pouze první pružina. Ta by se natahovala až do meze pevnosti a buď by se trvale deformovala, nebo by se utrhla. Z tohoto poznatku je zřejmé, jaká síla bude na doraz působit. Teoreticky je to síla, která odpovídá hodnotě rozdílu sil ${}^2F_9 - {}^1F_9$. Pro mé výpočty ovšem použiji maximální sílu pružiny $F_p = {}^2F_9$. Pro výrobu dorazu volím polotovar TYČ PLOCHÁ 80x16Z ČSN 42 5522 – 11 373.



Obr. č. 4.2.3.1: Doraz

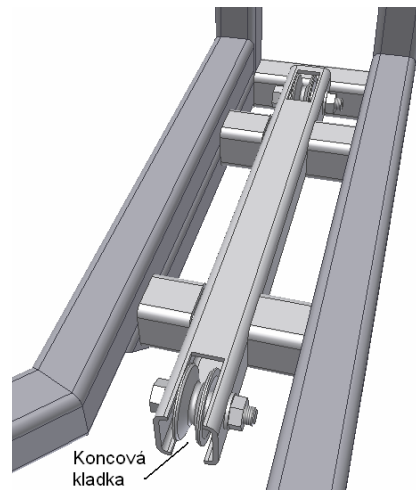
Doraz je namáhaný ohybovým napětím a to od místa působení síly F_p až po vetknutí ve vzdálenosti l . Modul průřezu v ohybu tvoří obdélník, přičemž budu provádět dvě kontroly kvůli oslabenému průřezu, který tvoří drážku pro průchod oka pružiny.

$$1. \quad \sigma_{OD} \geq \frac{M_o}{2 \cdot l_2 W_o} = \frac{F_p \cdot l_2}{2 \cdot \frac{h' \cdot b^2}{6}} = \frac{2314,42 \cdot 40}{2 \cdot \frac{36 \cdot 16^2}{6}} = 30,14 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

$$2. \quad \sigma_{OD} \geq \frac{M_{o\max}}{l W_o} = \frac{F_p \cdot l}{h \cdot b^2} = \frac{2314,42 \cdot 61}{80 \cdot 16^2} = 41,36 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

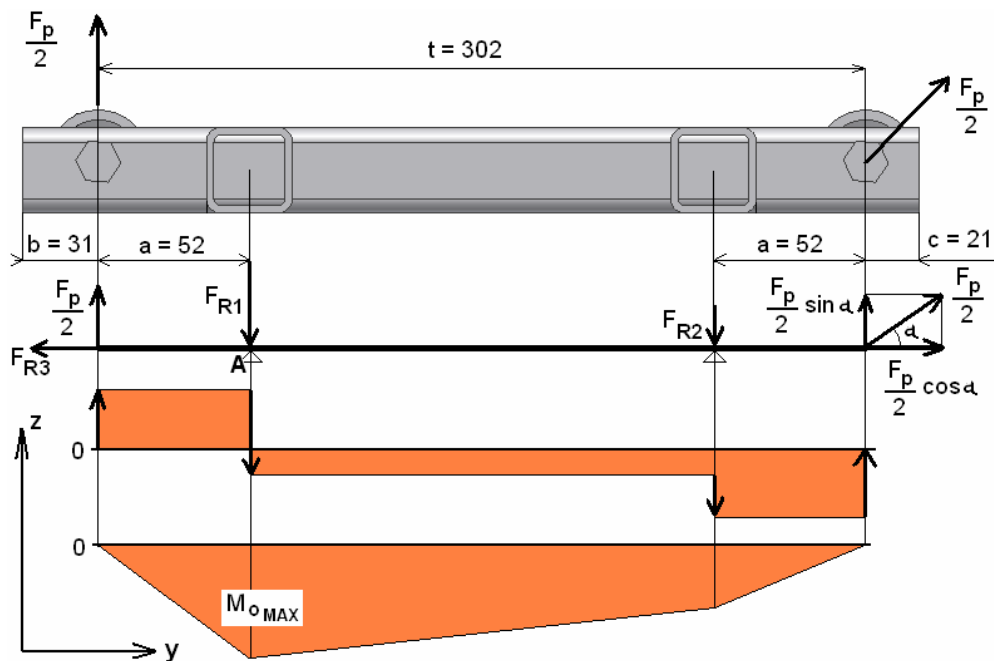
4.2.4 Spodní kladkový mechanismus

Spodní kladkový mechanismus umožňuje vedení lanka k přidavnému rámu. Skládá se ze dvou kladek a rámu z profilové tyče. Konstrukčně je proveden shodně s horním kladkovým mechanismem. Rozdíl spočívá v délce základního rámu a v umístění koncové kladky v rámu. Nebudu provádět výpočty lícovaného šroubu, neboť maximální silové účinky na šroub jsem zjistil u horního kladkového mechanismu.



Obr. č. 4.2.4.1: Spodní kladkový mechanismus

Na obě kladky nepůsobí stejně velká síla $F_p/2$, neboť lanko na koncové kladce mění její opásání v závislosti na úhlu natočení γ . Na tomto úhlu pak závisí úhel α , který rozkládá podle goniometrických funkcí sílu $F_p/2$ na koncové kladce do dvou složek.



Obr. č. 4.2.4.2: Silový rozbor spodního kladkového mechanismu

Pro kontrolu rámu na ohyb potřebuji provést silový rozbor na nosníku, viz obr. č. 4.2.4.2. Pro zjištění posouvajících sil potřebuji zjistit hodnoty reakcí F_{R1} , F_{R2} , F_{R3} . Tyto reakce určím podle vztahů (4), (5), (6).

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = \frac{F_p}{2} \cdot \cos \alpha - F_{R3} \Rightarrow F_{R3} = \frac{F_p}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{2314,42}{2} \cdot \cos 17,5^\circ = 1103,65 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{iA} = 0 &= \frac{F_p}{2} \cdot a + F_{R2} \cdot (t - 2a) - \frac{F_p}{2} \cdot \sin(\alpha) \cdot (t - a) \\ \Rightarrow F_{R2} &= \frac{\frac{F_p}{2} \cdot [\sin(\alpha) \cdot (t - a) - a]}{t - 2a} = \frac{\frac{2314,42}{2} \cdot [\sin(17,5^\circ) \cdot (302 - 52) - 52]}{302 - 2 \cdot 52} = 134,42 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n F_{iZ} = 0 &= \frac{F_p}{2} - F_{R1} - F_{R2} + \frac{F_p}{2} \cdot \sin \alpha \\ \Rightarrow F_{R1} &= \frac{F_p}{2} \cdot (1 + \sin \alpha) - F_{R2} = \frac{2314,42}{2} \cdot (1 + \sin 17,5^\circ) - 134,42 = 1370,77 \text{ N} \end{aligned}$$

Podle zjištěných hodnot jsem provedl průběh posouvajících sil v ose z. Zjistil jsem, že největší ohybový moment se nachází v místě působení reakce F_{R1} . Teď jsem schopen rám zkontrolovat na ohybové napětí.

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{Omax}}{W_o^{35 \times 3}} = \frac{\frac{F_p}{2} \cdot a}{W_o^{35 \times 3}} = \frac{2314,42 \cdot 52}{3264} = 18,44 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Poslední výpočet tohoto součástí se bude týkat kontroly na smyk v místě uchycení rámu k základnímu rámu. Tento výpočet se týká ramének zhotovených z profilové tyče 35x3. Jelikož jejich spojení k rámy je provedeno svarem budu vlastně kontrolovat svarový spoj, který ovšem bude mít podobný obsah plochy. Budu tedy počítat s obsahem plochy profilové tyče.

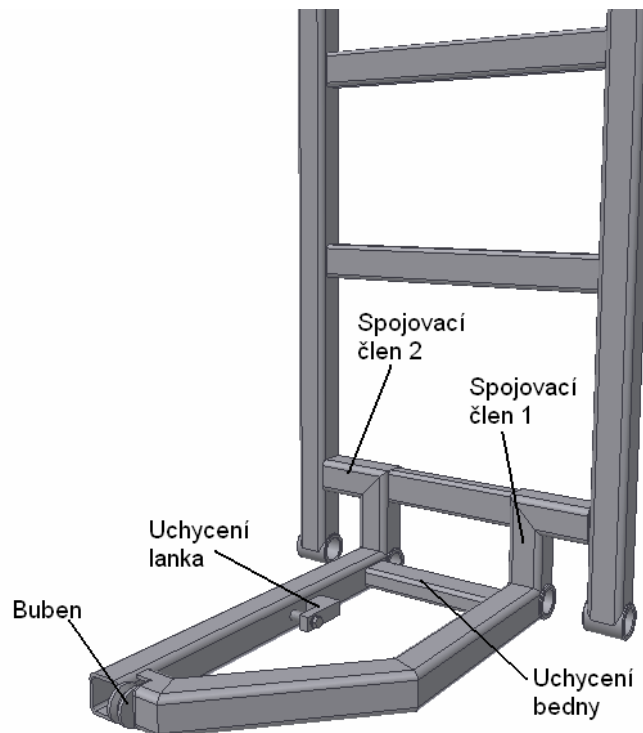
$$\text{Dovolené napětí svaru: } \tau_{Dsv} = 0,7 \cdot \tau_{SD} = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ MPa} [6]$$

$$\tau_{Dsv} \geq \frac{F_{R1}}{2 \cdot S^{35 \times 3}} = \frac{1370,77}{2 \cdot 349,5} = 1,96 \text{ MPa} < 42 \text{ MPa}$$

4.2.5 Přídavný rám

Tento rám je tvořen tenkostěnnými uzavřenými profily 35x3. Pouze příčka pro uchycení bedny a zpevňující příčky jsou vyrobeny z profilu 35x20x2. Přídavný rám je spojen lanem, které je na něm uchyceno v čepu (více v dalších výpočtech). K zajištění

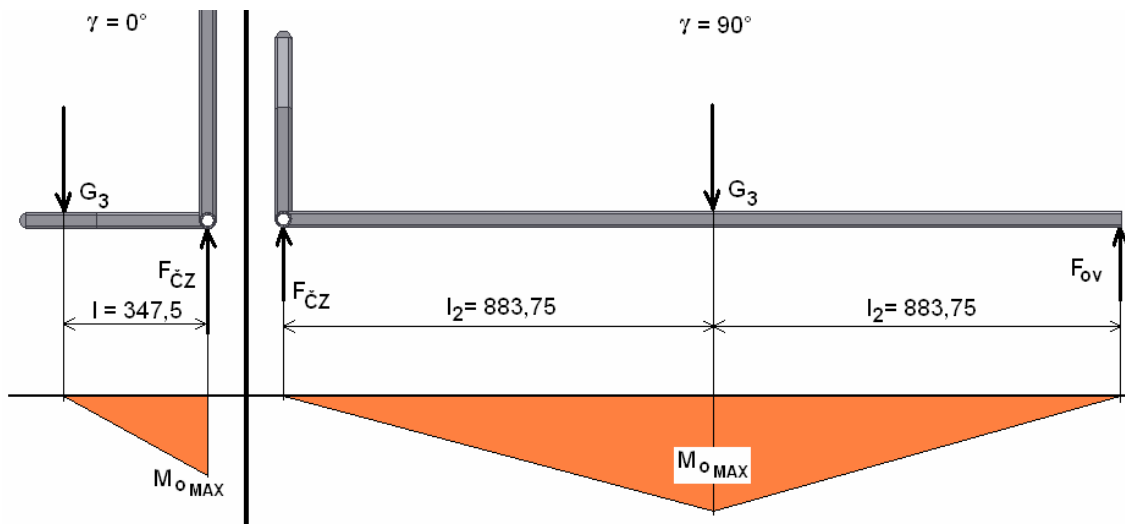
geometrických rozměrů, se kterými jsem uvažoval při výpočtech ovládací síly, slouží pevný buben. Tento buben je napevno připevněn k přídatnému rámu. Buben tvoří upravená kladka (podrobněji se jím budu zabývat později). Na spodní konstrukci (tvoří ji: profilové tyče, buben, apod.) působí síla pružiny a v určitém úhlu natočení působí tíha od bedny se sítí. Tyto síly budu analyzovat a podle nich provedu pevnostní výpočty. Dalším prvkem přídatného rámu je příčka pro uchycení bedny. Bedna se za tuto příčku upevní pomocí pacek.



Obr. č. 4.2.5.1: Část přídatného rámu

Jako první budu kontrolovat základní nosné části přídatného rámu od zatížení bedny se sítí. První stav, kdy bedna na přídatný rám působí, je při $\gamma = 0^\circ$ (vysvětleno v kapitole 3). Tíhová síla G_3 vychází z těžiště bedny a způsobuje ohybový moment na rameni l . Tento stav nikdy nenastane, neboť při $\gamma = 0^\circ$ se bedna opře taky o základní rám. Pro můj výpočet ale budu uvažovat toto zatížení jako největší možné.

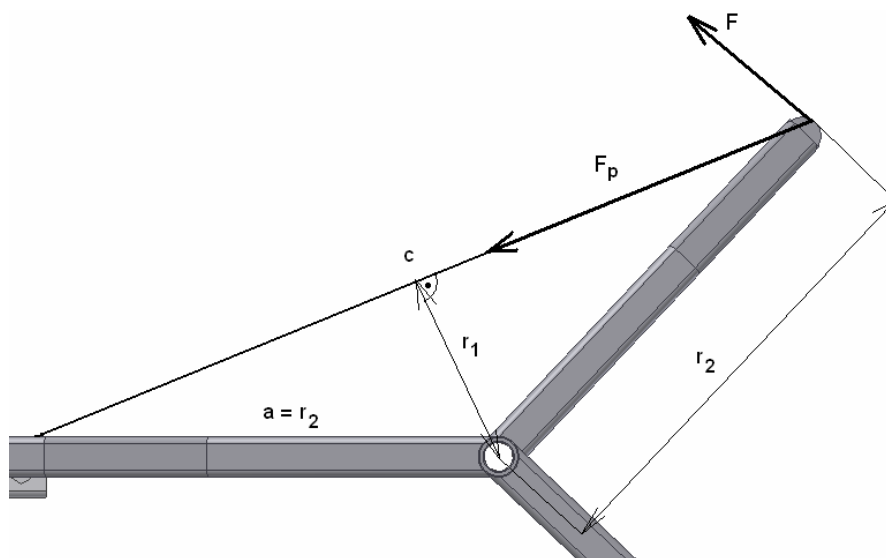
$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O_{\max}}}{2 \cdot W_o^{35 \times 3}} = \frac{G_3 \cdot l}{2 \cdot W_o^{35 \times 3}} = \frac{70 \cdot 9,81 \cdot 347,5}{2 \cdot 3264} = 36,55 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$



Obr. č. 4.2.5.2: Silové účinky na přídavný rám od síly G_3

Další stav zatížení přídavného rámu nastává, když bedna se sítí začne působit na delší nosníky, přičemž největší zatížení nastane při $\gamma = 90^\circ$. Síla G_3 vychází z těžiště bedny a působí na nosník ohybovým momentem na rameni l_2 .

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{Omax}}{2 \cdot W_o^{35 \times 3}} = \frac{G_3 \cdot l_2}{2 \cdot W_o^{35 \times 3}} = \frac{70 \cdot 9,81 \cdot 883,75}{2 \cdot 3264} = 46,48 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$



Obr. č. 4.2.5.3: Silové účinky na přídavný rám od síly F_p

Na obr. č. 4.2.5.3 je naznačená síla pružiny, která na rameni r_1 vytváří moment, který ohybem zatěžuje část přídavného rámu. Tento moment je stejně velký jako je moment od síly F na rameni r_2 . Z tohoto poznatku pak můžu určit velikost tohoto momentu a zkontrolovat tak část přídavného rámu, který je namáhán od síly F_p .

Určení ramene r_1 :

Stranu $a = 400$ mm a stranu $c = 762,97$ mm znám z předchozích výpočtů. Pomocí Pythagorovy věty pak určím rameno r_1 .

$$r_1 = \sqrt{a^2 - \left(\frac{c}{2}\right)^2} = \sqrt{400^2 - \left(\frac{762,97}{2}\right)^2} = 120,29 \text{ mm}$$

Určení ohybového momentu:

$$M_O = F_p \cdot r_1 = 2314,42 \cdot 120,29 = 278,4 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} = F \cdot r_2$$

Kontrola přídavného rámu na ohyb od síly F_p :

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_O}{2 \cdot W_O^{35 \times 3}} = \frac{278,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 3264} = 42,65 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Dalším výpočtem zkontroluji přenos momentu od síly F_p na delší část přídavného rámu. Kratší část (s bubnem) je s delší částí spojena pomocí „spojovacích členů 1 a 2“ (viz obr. č. 4.2.5.1). Spojovací členy 1 budou namáhány ohybem a spojovací členy 2 budou namáhány smykem v místech připevnění k přídavnému rámu a v místech připevnění ke spojovacím členům 1. Podle mého názoru je obr. č. 4.2.5.1 čitelný z hlediska postupu, který teď uvedu, proto zde žádný obrázek neuvedu. Spojovací členy budou vyrobeny z uzavřeného profilu 35x3.

Spojovací člen 1 ... délka $l_1 = 105$ mm

Spojovací člen 2 ... délka $l_2 = 82,5$ mm

Určení zatěžující síly, která působí v místě spojení obou spojovacích členů:

$$M_O = F_p \cdot r_1 = F \cdot l_1 \Rightarrow F = \frac{M_O}{l_1} = \frac{278,4 \cdot 10^3}{105} = 2651,43 \text{ N}$$

Kontrola na ohyb spojovacího členu 1:

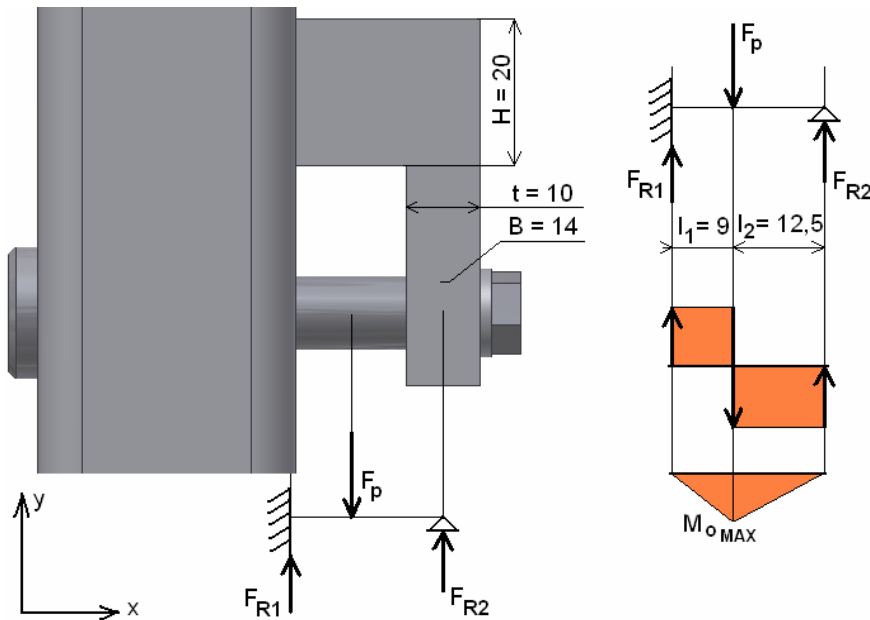
$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_O}{2 \cdot W_O^{35 \times 3}} = \frac{278,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 3264} = 42,65 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk spojovacího členu 2:

$$\tau_{SD} \geq \frac{F}{2 \cdot S^{35 \times 3}} = \frac{2651,43}{2 \cdot 349,5} = 3,79 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

1. Uchytení lanka

Uchytení lanka jsem vyřešil pomocí třmenu do kterého se zasune čep. Na čep pak bude zasunuta zakončení lanka. Proti axiálnímu pohybu bude čep zajištěn šroubem.



Obr. č. 4.2.5.4: Uchytení lanka

Pro zjištění posouvajících sil potřebuji zjistit hodnoty reakcí F_{R1} , F_{R2} . Tyto reakce určím podle vztahů (5), (6).

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0 = F_p \cdot l_1 - F_{R2} \cdot (l_1 + l_2)$$

$$\Rightarrow F_{R2} = \frac{F_p \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{2314,42 \cdot 9}{9 + 12,5} = 968,83 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iY} = 0 = F_p - F_{R1} - F_{R2} \Rightarrow F_{R1} = F_p - F_{R2} = 2314,42 - 968,83 = 1345,59$$

Pevnostní kontrola čepu:

Čep bude vyroben z polotovaru Tyč Ø18 ČSN 42 5510.12 – 11 600. Průměr čepu volím $d = 10 \text{ mm}$. Čep bude namáhán na ohyb, smyk a otláčení.

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{Omax}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{F_{R1} \cdot l_1}{0,1 \cdot d^3} = \frac{1345,59 \cdot 9}{0,1 \cdot 10^3} = 121,13 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_{SD} \geq \frac{F_{R1}}{S} = \frac{1345,59}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 17,13 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Kontrola na otláčení:

$$p_D \geq \frac{F_{R1}}{S} = \frac{F_{R1}}{d \cdot \check{s}} = \frac{1345,59}{10 \cdot 3} = 44,85 \text{ N} < 165 \text{ N}$$

š... tloušťka stěny profilu 35x3, š = 3 mm

Pevnostní kontrola třmenu:

Třmen navrhuji vyrobit z polotovaru PLO 50x25 Z ČSN 425522.01 – 11 373. Třmen budu kontrolovat na namáhání tahem a kontrolou na smyk v místě svarového spoje.

Kontrola na tah:

Stanovení nebezpečného průřezu: Jedná se o plochu $S = t \cdot B$

$$\sigma_{TD} \geq \frac{F_{R2}}{S} = \frac{F_{R2}}{t \cdot B} = \frac{968,83}{10 \cdot 14} = 6,92 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk:

$$\text{Dovolené napětí svaru: } \tau_{Dsv} = 0,7 \cdot \tau_{SD} = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ MPa} [6]$$

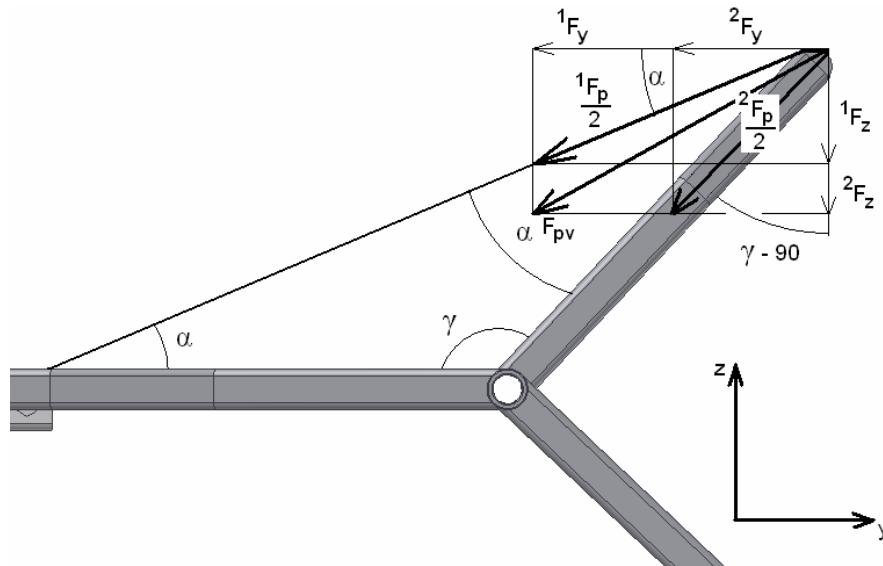
Stanovení nebezpečného průřezu: Třmen bude připevněn koutovým svarem po obvodu $O = 2H + 2B$. Velikost svaru volím $a = 2$ mm. Kontrolu tedy provedu pro svar, jelikož jeho plocha bude menší než dosedací plocha třmenu.

$$\text{Plocha svaru: } S = (H + 2a) \cdot (B + 2a) - H \cdot B$$

$$\tau_{Dsv} \geq \frac{F_{R2}}{S} = \frac{F_{R2}}{(H + 2a) \cdot (B + 2a) - H \cdot B} = \frac{968,83}{(20 + 2 \cdot 2) \cdot (14 + 2 \cdot 2) - 20 \cdot 14}$$
$$\tau_{Dsv} = 6,37 \text{ MPa} < 42 \text{ MPa}$$

2. Buben

Je část přídavného rámu, který slouží jako podpora pro lano. Lano buben opásává v závislosti na úhlu γ . Buben je pevně připevněn k přídavnému rámu pomocí svarů. Jako první budu muset určit síly, které na buben působí. Tyto síly budou vyvozeny z maximální síly pružiny F_p . Následně budu pevnostně buben kontrolovat.



Obr. č. 4.2.5.5: Analýza sil na bubnu

Síly ${}^1F_p/2$ a ${}^2F_p/2$ působí na bubnu při odklápění přidavného rámu s bednou se sítí. Tyto síly jsou maximální pro $\gamma = 145^\circ$. Pro tento stav budu určovat výslednici těchto sil F_{pv} .

Rozložení sil do osy y, a z:

$${}^1F_y = \frac{{}^1F_p}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{2314,42}{2} \cdot \cos 17,5^\circ = 1103,65 \text{ N}$$

$${}^1F_z = \frac{{}^1F_p}{2} \cdot \sin \alpha = \frac{2314,42}{2} \cdot \sin 17,5^\circ = 347,98 \text{ N}$$

$${}^2F_y = \frac{{}^2F_p}{2} \cdot \sin(\gamma - 90) = \frac{2314,42}{2} \cdot \sin(145 - 90)^\circ = 947,93 \text{ N}$$

$${}^2F_z = \frac{{}^2F_p}{2} \cdot \cos(\gamma - 90) = \frac{2314,42}{2} \cdot \cos(145 - 90)^\circ = 663,75 \text{ N}$$

Výpočet výslednice F_{pv} působící na bubnu:

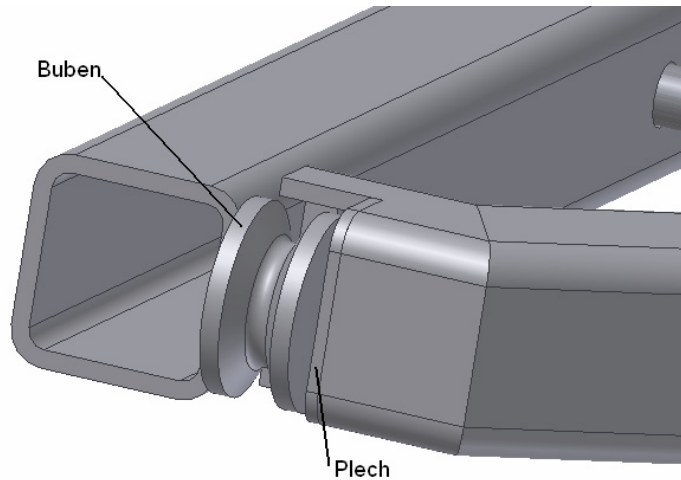
$$F_{pv} = \sqrt{({}^1F_y + {}^2F_y)^2 + ({}^1F_z + {}^2F_z)^2}$$

$$F_{pv} = \sqrt{(1103,65 + 947,93)^2 + (347,98 + 663,75)^2} = 1386,82 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola bubnu:

Bubna je k přidavnému rámu připevněn koutovými svary o rozměru $a = 2 \text{ mm}$ po obvodu z obou stran o hodnotě $2O = (d + \pi \cdot d) \cdot 2$ (d ... vnější průměr bubnu). Na obr. č. 4.2.5.6 je znázorněn plech, který se musí umístit do rozřízle profilové tyče,

aby vytvořil styčnou plochu pro buben. Buben je namáhán smykovým napětím. Budu tedy kontrolovat svary na smyk.



Obr. č. 4.2.5.6: Umístění bubnu

Polotovary:

Buben – Tyč Ø32 ČSN 42 5510 – 11 373

Plech – PLO 20x2 ČSN 425340 – 11 373

Stanovení výpočtové plochy:

$$S = d \cdot a + \left(\frac{\pi \cdot (d + 2a)^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{2} - \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{2}$$

$$S = 32 \cdot 2 + \left(\frac{\pi \cdot (32 + 2 \cdot 2)^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{2} - \left(\frac{\pi \cdot 32^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{2} = 170,82 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk:

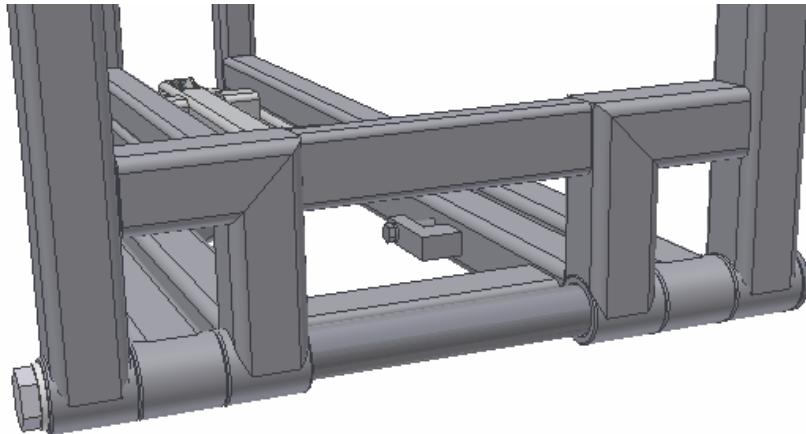
$$\text{Dovolené napětí svaru: } \tau_{Dsv} = 0,7 \cdot \tau_{SD} = 0,7 \cdot 60 = 42 \text{ MPa [6]}$$

$$\tau_{Dsv} \geq \frac{F_{pv}}{2 \cdot S} = \frac{1386,82}{2 \cdot 170,82} = 4,06 \text{ MPa} < 42 \text{ MPa}$$

4.2.6 Spojovací čep

Pro spojení základního rámu a přídatného rámu volím čep s hlavou. Pro mé požadavky žádný takový normalizovaný čep nevyhovuje. Proto je třeba ho vyrobit. Čep bude

přenášet radiální síly (výpočet na ohyb, otláčením, smyk) a bude zajištěn proti axiálnímu pohybu šroubem s maticí.



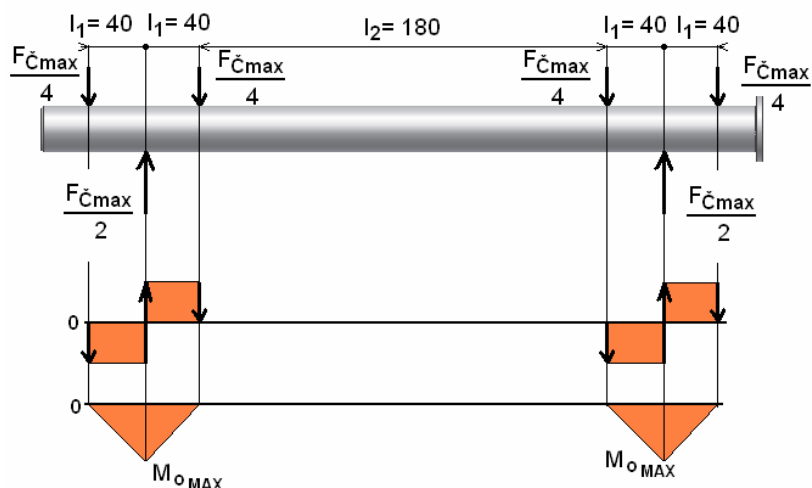
Obr. č. 4.2.6.1: Spojovací čep se základním a přídavným rámem

Pro výpočet čepu potřebuji provést silovou analýzu. Nemůžu zde počítat pouze s tíhovou silou přídavného rámu s bednou a sítí. Na čep také působí síla pružiny, z čehož také vyplývají zjištěné maximální hodnoty čepu dle tab. č. 4.1.3.: $F_{\check{C}Y} = 2074,12 \text{ N}$, $F_{\check{C}Z} = 1485,61 \text{ N}$.

Skutečná maximální síla, která na čep působí je tedy vektorovým součtem:

$$F_{\check{C}\max} = \sqrt{F_{\check{C}Y}^2 + F_{\check{C}Z}^2} = \sqrt{2074,12^2 + 1485,61^2} = 2551,28 \text{ N}$$

Toto je síla, která na čep působí. Od této síly pak budou vyvozené reakce od uchycení čepu v objímkách základního rámu ($F_{\check{C}\max}/2$). Jelikož přídavný rám má celkem 4 spojení s čepem (4 objímky), musím uvažovat s rozložením síly $F_{\check{C}\max}$ na 4 složky. Jenže dvě tyto složky vycházejí ze spojovacích členů a nepřenášejí téměř žádnou tíhovou sílu, přenášejí ovšem zatížení od síly v pružině. Pro zjednodušení výpočtů budu uvažovat rovnoměrné rozdělení síly $F_{\check{C}\max}$ na 4 složky.



Obr. č. 4.2.6.2: Silový rozbor na spojovacím čepu

Z předchozího obrázku mohou provést pevnostní výpočty. Čep je namáhán ohybem od maximálního ohybového momentu, dále je namáhán stříhem a tlakem. Volím průměr čepu $d = 25 \text{ mm}$. Jelikož čep má ještě hlavu volím polotovár čepu Tyč $\text{Ø}35 \text{ ČSN } 42 \text{ 5510} - 11 \text{ 600}$. Pro axiální zajištění volím Šroub $\text{M16x30 ISO } 4017$ s podložkou B 16 $\text{ČSN } 02 \text{ 1702}$.

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{Omax}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{F_{\check{c}max} \cdot l_1}{4} = \frac{2551,28 \cdot 40}{4} = 16,33 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

Kontrola na otláčení:

$$p_D \geq \frac{F_{\check{c}max}}{S} = \frac{F_{\check{c}max}}{d \cdot l_1} = \frac{2551,28}{25 \cdot 40} = 1,28 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa}$$

$l_1 \dots$ délka objímky

Kontrola na smyk:

$$\tau_{SD} \geq \frac{F_{\check{c}max}}{\pi \cdot d^2} = \frac{2551,28}{\pi \cdot 25^2} = 2,60 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

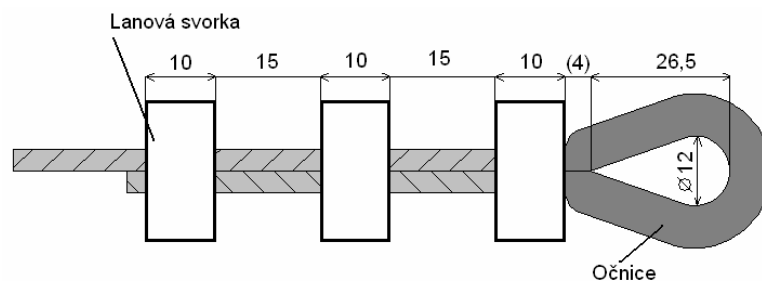
Jak lze z výpočtů vidět, čep je pevnostně předimenzovaný. Ovšem jeho rozměry z konstrukčních důvodů zachovám. Bylo by možné vyrobit ho z méně kvalitního materiálu, např. z konstrukční oceli 11 373. Již zmiňované objímky, ve kterých je čep vsazen jsou

přivařeny k základnímu a k přídatnému rámu. Tyto objímky volím vyrobit z polotovaru Tr Ø35x5 – 40 – ČSN 42 5715 – 11 373.

4.2.7 Součásti mechanismu sklápění

Lana

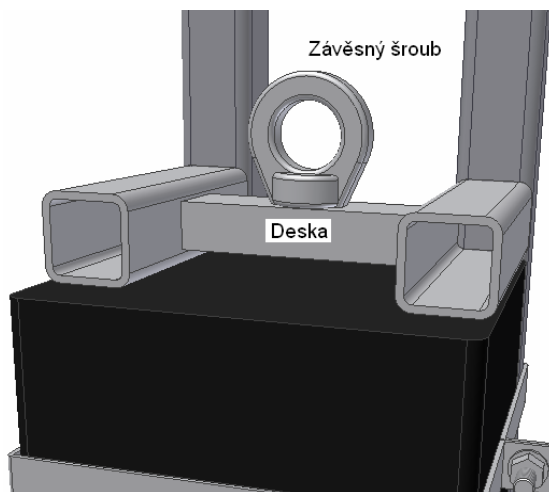
Pro funkce mechanismu sklápění je třeba použít lana. Navrhuji použít dvě lana. První z nich bude spojovat pružinu 1 s pružinou 2 a bude vedeno pomocí horního kladkového mechanismu a druhé z nich bude spojovat pružinu 2 s přídatným rámem a bude vedeno pomocí spodního kladkového mechanismu. Lana volím s ohledem na maximální sílu pružiny. Jedná se o ocelová šestipramenná lana dle normy: Lano 3,15 ČSN 02 4322.23. První lano mezi pružinou 1 a pružinou 2 volím o celkové délce 1 200 mm a druhé lano volím o délce 1 800 mm (s ohledem na zakončení lana). Zakončení lana bude provedeno pomocí očnice, kolem které se lano ohne a zajistí se lanovými svorkami. Volím očnici 32 Z DIN 65457. Pro každé zakončení lana je potřebné použít lanové svorky. Dle ČSN EN 13411 – 5 volím 3 lanové svorky pro jedno zakončení lana. Dále volím lanovou svorku pozinkovanou o jmenovité velikosti 3 DIN 741.



Obr. č. 4.2.7.1: Zakončení lana o $d = 3,15$ dle ČSN EN 13411-5

Závěsný šroub

Pružina 1 je spojena se základním rámem. Toto spojení navrhuji provést pomocí závěsného šroubu M16 ČSN 02 1369, jehož maximální přípustné zatížení v tahu odpovídá 3 730 N. [7]



Obr. č. 4.2.7.2: Závěsný šroub

Tento šroub bude upevněn do desky PLO 30x20Z – 100 – ČSN 42 5522 – 11 373, v jejímž středu bude zhotoven závit M16x2. Tato deska bude namáhána ohybem a smykem. Smyk budu kontrolovat koutové svary desky o rozměru $a = 2 \text{ mm}$.

Kontrola na ohyb (deska 30x20 – 100):

Stanovení nebezpečného průřezu: Jelikož maximální ohybový moment působí uprostřed desky, kde je díra se závitem, musím uvažovat s oslabením průřezu na hodnotu 14x20.

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O_{\max}}}{W_o^{14 \times 20}} = \frac{\frac{F_{p_{\max}} \cdot 100}{2} \cdot \frac{2}{2}}{\frac{h \cdot b^2}{6}} = \frac{\frac{2314,42}{2} \cdot 50}{\frac{14 \cdot 20^2}{6}} = 61,99 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk (2 koutové svary po obvodu 30x20):

Stanovení výpočtové plochy:

$$S = (30 + 2a) \cdot (20 + 2a) - 30 \cdot 20 = (30 + 4) \cdot (20 + 4) - 30 \cdot 20 = 216 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{SD} \geq \frac{F_{p_{\max}}}{2 \cdot S} = \frac{2314,42}{2 \cdot 216} = 2,68 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

4.2.8 Navržení upevnění nástavby na vozidle

Nástavba bude upevněna na nosník na vozidle. Tento nosník bude přenášet svislé síly. Pro přenos podélných a příčných sil navrhuji použít objímky. Jedná se o ten samý způsob, který jsem popsal v kapitole 3. Nejdříve potřebuji určit hmotnost celé nástavby a určit těžiště jejích částí (základní rám, přídatný rám, bedna se sítí). Hmotnosti jsem určil na základě seznamu všech dílů, které jsem použil při stavbě celé nástavby. Nezabýval jsem se hmotností bedny a sítě, jelikož tyto části se nemění a tudíž ani jejich hmotnost (vychází od zadavatele práce). Těžiště jsem určil pomocí počítačového softwaru, ve které jsem v měřítku celou nástavbu nakreslil ve 3D (souřadnice jsou zjištěné dle obr. č. 3.1.1 a obr. č. 3.1.2).

Tab. č. 4.2.8.1: Skutečné hmotnostní a tíhové hodnoty speciální nástavby

Ukazatel	Jednotka	Hodnota
m_1	[kg]	32,6
m_2	[kg]	19,6
m_3	[kg]	70
G_1	[N]	319,81
G_2	[N]	192,28
G_3	[N]	686,70

Naměřená těžiště:

$$T_1 [-15; 180; 509]$$

$$T_2 [-43; 767,5; 788]$$

$$T_3 [2; 455; 955]$$

$$T_{1,2,3} [-57,8; 460,8; 946,5]$$

V kapitole 3.2 jsem prováděl rozbor sil, které působí na nosník. Rozdělil jsem tento výpočet na dva stavy. První z nich je při jízdě vozidla, kdy na speciální nástavbu působí setrvačné síly a druhý stav je při manipulaci s přídatným rámem a bednou se sítí v okamžiku, kdy jejich společné těžiště je nejvíce vzdáleno od nosníku. V prvním stavu určím reakci R_z dle metodiky z kapitoly 3.2 a Obr. č. 3.2.1 a v druhém stavu určím reakci R_y dle metodiky z kapitoly 3.3 a Obr. č. 3.3.1.

První stav:

$$G_C^* = G_C + F_z = 2 \cdot G_C = R_z = 2399,58 \text{ N}$$

$$R_y = G_C \cdot \frac{a + y_{1,2,3}}{c - b} = 2399,58 \cdot \frac{61 + 460,8}{640 - 50} = 2122,20 \text{ N}$$

Druhý stav:

$$G_C = R_z = 196,20 + 196,20 + 686,7 = 1079,1 \text{ N}$$

$$R_y = F_y = \frac{G_1 \cdot y_{11} + (G_2 + G_3) \cdot y_{2,3} + R_z \cdot a}{c - b}$$

$$R_y = F_y = \frac{319,81 \cdot 180 + (192,28 + 686,7) \cdot 1745 + 1168,79 \cdot 61}{640 - 50} = 2818,11 \text{ N}$$

Navrhuji upevnit nástavbu ve svislé ose pomocí dvou tenkostěnných ocelových uzavřených profilů TR 4HR 35x3 – ČSN 42 69 35 – 11 373 o délce 122 mm. Zatěžující síla působí v polovině této vzdálenosti $a = 61$ mm a skládá se z reakce R_z a z maximální síly pružiny $F_{p\max}$, která je přenášena přes závěsný šroub. Ve vodorovné ose y navrhuji upevnit nástavbu pomocí objímky. Objímka bude vyrobena z pásu 20x2 ČSN 42 5340 – 11 373. Objímka se bude skládat ze dvou kusů, které budou k sobě připevněny pomocí šroubů a matic.

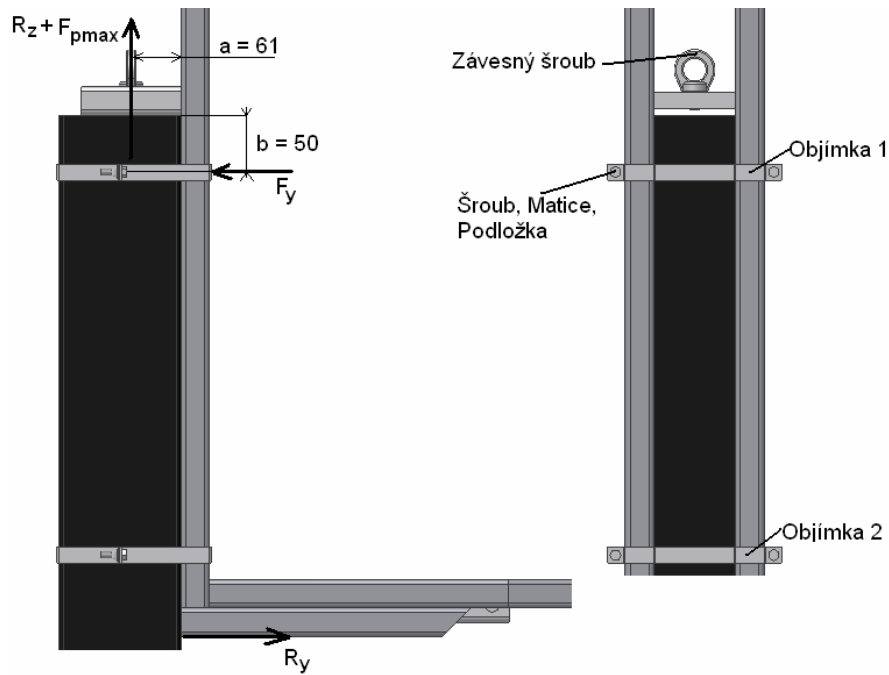
Upevnění speciální nástavby ve svislé ose z:

Kontrola na ohyb (TR 4HR 35x3):

$$\sigma_{OD} \geq \frac{M_{O\max}}{2 \cdot W_O^{35x3}} = \frac{(R_z + F_{p\max}) \cdot a}{2 \cdot W_O^{35x3}} = \frac{(2399,58 + 2314,42) \cdot 61}{2 \cdot 3264} = 44,05 \text{ MPa} < 105 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk (TR 4HR 35x3):

$$\tau_{DS} \geq \frac{R_z + F_{p\max}}{2 \cdot S^{35x3}} = \frac{2399,58 + 2314,42}{2 \cdot 349,5} = 6,74 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$



Obr. č. 4.2.8.1: Upevnění speciální nástavby

Upevnění speciální nástavby ve vodorovné ose y:

Tento výpočet se týká pouze objímky 1 viz obr. č. 4.2.8.1

Kontrola na tah (pás 20x2):

$$\sigma_{TD} \geq \frac{F_y}{2 \cdot S^{20 \times 2}} = \frac{2818,11}{2 \cdot 20 \cdot 2} = 35,23 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa}$$

Kontrola na smyk (pás 20x2)

$$\tau_{DS} \geq \frac{F_y}{2 \cdot S^{20 \times 2}} = \frac{2818,11}{2 \cdot 20 \cdot 2} = 35,23 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Kontrola na tah (šroub M8x25):

$$\sigma_{TD} \geq \frac{F_y}{2 \cdot S^{M8 \times 25}} = \frac{F_y}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2818,11}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 42,91 \text{ MPa} < 128 \text{ MPa}$$

d_3 ...malý průměr závitu M8 [6]

Výčet použitého materiálu pro upevnění nástavby:

- Šroub M8x25 ISO 4017

- Podložka B 8 ČSN 02 1702
- Matice M8x1,25 ISO 4032-05
- Pás 20x2 ČSN 42 5340 – 11 373
- TR 4HR 35x3 – ČSN 42 69 35 – 11 373

4.3. Nepočtení řešení

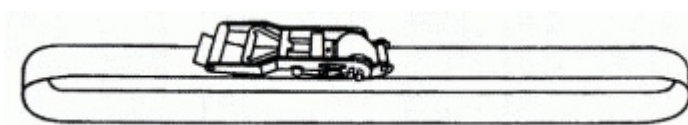
V této části uvedu některé návrhy, které matematicky vyjadřovat nebudu. Jedná se zejména o ty prvky konstrukce, u kterých není zřejmé zda-li se budou muset pro speciální nástavbu použít.

Zajištění přídatného rámu

K zajištění přídatného rámu musí dojít při odlehčení nástavby (bedna se síti se z přídatného rámu sundá po odklopení). To je současný stav, kdy sundání bedny z rámu je potřebné, když se síť do bedny umísťuje. Podle mého názoru je to tím, že přídatný rám je podepřen nohou (viz kapitola 3), proto se se sítí špatně manipuluje. Můj návrh je však odlišný a přídatný rám je možné odklopit až na zem. Z tohoto důvodu si myslím, že by se sítí byla manipulace možná i s bednou na přídatném rámu. Proto jsem ve výpočtech neuvažoval s aretací přídatného rámu vůči základnímu. Nad aretací jsem ovšem přemýšlel a z konstrukčních důvodů jsem dospěl k nejjednoduššímu řešení a tím je opatření přídatného rámu závažím na poslední příčce blízko působení ovládací síle obsluhy o hodnotě 14,5 kg. Toto závaží by znemožnilo samovolnému pohybu přídatného rámu.

Zajištění bedny při jízdě vozidla

Konstrukci speciální nástavby jsem zohlednil setrvačným silám, které by na ni při jízdě nákladního automobilu působily. Bedna s přídatným rámem nejsou v základní poloze (při jízdě) připevněny k základnímu rámu, kromě otočného čepu. Proto navrhuji zajištění polohy přídatného rámu a bedny pomocí textilního upínacího pásu jednodílného. Tyto druhy pásů jsou schváleny MDČR. [11]



Obr. č. 4.3.1: Upínací jednodílný pás [11]

S ohledem na setrvačnou sílu v ose x a y (viz kapitola 3.2), kdy maximální setrvačná síla dosáhne $0,8 \cdot G_{2,3} = 706,23$ N, volím upínací jednodílný pás 35 EN 12195-2. [11]

V práci jsou obsažena všechna důležitá schémata, která určují moje návrhy, ovšem všechna zde nemohou být v tištěné formě uveřejněna. Jako jedna z příloh je vytištěná sestava speciální nástavby na formátu A2. Další výkresová dokumentace je umístěna jako příloha na CD-ROM (forma dat: dwg., ipt., iam.).

5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

V této kapitole se budu zabývat zhodnocením návrhů z hlediska nákladů. Budu uvažovat náklady, které se budou týkat pořízení součástí a polotovarů, z kterých bude speciální nástavba zhotovena. Neuvažuji s vyčíslením nákladů na svařovací materiál a také neuvažuji s vyčíslením lidské práce při výrobě speciální nástavby. Jak jsem se již zmínil dříve, tak jsem nenavrhoval bednu pro síť, ale můj návrh základního a přídatného rámu měl za cíl se přizpůsobit již navržené bedně. Proto zde nebudu uvádět náklady na zhotovení bedny pro síť, ani hodnotu samotné maskovací sítě. Zhodnocení budu uvádět pro základní rám a přídatný rám zvlášť. Uvedené ceny jsou bez DPH, odpovídají aktuálním cenovým nabídkám dodavatelů hutního, spojovacího materiálu a dodavatelům vázací techniky v ČR.

5.1 Ekonomické zhodnocení základního rámu

Základní rám se skládá z 83 částí a součástí. Mezi tyto části patří nosné prvky, jako jsou uzavřené profilové tyče a také šrouby a podložky. Jejich podrobný výčet není podle mého názoru nutný. Provedu zde akorát shrnutí do několika celků.

Základním prvkem tohoto rámu je tenkostěnný, čtvercový, ocelový profil uzavřený z materiálu 11 373 (TR 4HR 35x3 – ČSN 42 69 35 – 11 373). Pro zhotovení základního rámu je zapotřebí 20,6 kg tohoto profilu. Cena při sazbě 30,4 Kč/kg činí 629,85 Kč. Další tenkostěnný profil je TR OBD 35x20x2 – ČSN 42 6936 – 11 373, který je na základním rámu použit o hmotnosti 0,159 kg. Při sazbě 31,2 Kč/kg činí cena použitého materiálu 4,92 Kč.

Nyní již shrnu několik prvků do jedné skupiny. Jedná se o použité tyče a trubky potřebné pro výrobu spojovacího čepu, vymežovacích kroužků pro kladkové mechanismy

a pro výrobu objímek, které slouží k uložení spojovacího čepu. Jedná se o 1,9 kg polotovarů, které v součtu vyjdou na 58,32 Kč.

Dalšími používanými polotovary jsou tyče ploché, válcované za tepla dle ČSN 42 5522, které jsem navrhl použít pro výrobu dorazu, pro upevnění závěsného šroubu a pás z oceli dle ČSN 42 5340, který jsem použil pro výrobu objímek, které slouží k upevnění celé nástavby na vozidle. Celková cena těchto polotovarů je 54,34 Kč.

Další skupinu uvádím pro spojovací materiál, jako jsou šrouby, podložky a matice. Celková cena za spojovací materiály činí 295,51 Kč.

Tab. č. 5.1.2: Náklady na materiál [10], [11], [12]

	množství	cena bez DPH	cena s DPH
Profilové tyče	20,88 kg	634,77 Kč	755,38 Kč
Tyče kruhové, trubky	1,93 kg	58,32 Kč	69,40 Kč
Tyče ploché	2,06 kg	54,34 Kč	64,66 Kč
Šrouby, matice, podložky		295,51 Kč	351,66 Kč
Upínací pás	1 ks	111,55 Kč	132,74 Kč
Pružiny 1	1 ks	-	-
Pružiny 2	1 ks	-	-
Celkem		1 154,49 Kč	1 373,84 Kč

Přes veškerou snahu se mi nepodařilo zjistit cenu pružin u výrobců v ČR. Tuto cenu nemůžu ani odhadnout, jelikož znám pouze druh materiálu a hmotnost pružin.

Tab. č. 5.1.2: Náklady na lana, kladky a jejich příslušenství [11]

	množství	cena bez DPH	cena s DPH
Kladky	4 ks	76,00 Kč	90,44 Kč
Očnice	4 ks	38,80 Kč	46,17 Kč
Svorky	12 ks	16,80 Kč	19,99 Kč
Lano	3 m	11,70 Kč	13,92 Kč
Celkem		143,30 Kč	170,53 Kč

5.2 Ekonomické zhodnocení přídatného rámu

Přídavný rám se skládá ze 17 částí. Hlavním prvkem přídatného rámu je taktéž tenkostěnný uzavřený profil TR 4HR 35x3 – ČSN 42 69 35 – 11 373 o váze 15,4 kg. Cena těchto částí je 467,7 Kč.

Dalším prvkem je stejně jako u základního rámu obdélníkový tenkostěnný uzavřený profil TR OBD 35x20x2 – ČSN 42 6936 – 11 373 o váze 3,94 Kg. Cena těchto prvků je 122,8 Kč.

Zbytek nákladů na součásti přídatného rámu činí 30,32 Kč. Jedná se o náklady na zhotovení třmenu a čepu se šroubem a podložku, které slouží pro uchycení lanka, dále se jedná o zhotovení 4 objímek pro uložení spojovacího čepu.

Tab. č. 5.2.1: Náklady na materiál [10], [12]

	množství	cena bez DPH	cena s DPH
Profilové tyče	19,32 kg	590,49 Kč	702,68 Kč
Ostatní		30,32 Kč	36,08 Kč
Celkem		620,80 Kč	738,76 Kč

Z této kapitoly vyplývá, že celkové náklady potřebné pro pořízení součástí a polotovarů, ze kterých se vyrobí 1 základní rám a 1 přídatný rám, bez uvažovaných nákladů na výrobu pružin, činí **2 283 Kč** (s DPH).

6 ZÁVĚR

Práce měla za cíl navrhnout konstrukční řešení speciální nástavby vojenského nákladního automobilu Tatra 815 260 R81. Speciální nástavba má umožnit uskladnění a přepravu maskovací sítě. Konstrukční řešení bylo omezeno požadavky zadavatele práce. Manipulace se sítí musí být bezpečná a časově nenáročná. Při manipulaci může být přítomná maximálně dvoučlenná obsluha. S ohledem na druh použití (pro Armádu ČR) by mělo být konstrukční řešení co nejjednodušší z důvodů možných závad apod.

Těmito požadavky jsem se v diplomové práci zabýval a konstrukční řešení jsem provedl podle postupu zadání jednotlivých kapitol moji práce.

V první kapitole jsem se zabýval vozidlem, pro které je speciální nástavba určená. Shrnuj informace o nákladním automobilu Tatra 815 260 R81. Technické informace se týkají rozměrů vozidla, informace o motoru, převodném ústrojí, apod. Dále jsem zde uvedl použití vozidla.

V další kapitole jsem prováděl silové rozbory. Tyto rozbory se týkaly především již zhotovené speciální nástavby, která je v současné době u zadavatele práce ve formě vývoje. Prováděl jsem tedy silové analýzy. Analýzy se týkaly silových účinků speciální nástavby na vozidlo a také silových účinků „uvnitř“ nástavby. Tyto účinky jsou způsobené použitým mechanismem sklápění. V současnosti je použit mechanismus sklápění pomocí jedné tažné pružiny. Tento mechanismus jsem analyzoval a provedl průběh ovládacích sil. Výsledky této analýzy jsem konzultoval se zadavatelem práce, abych se ujistil zda odpovídají realitě. Zjistil jsem, že použitý mechanismus neumožňuje odklopení bedny s rámem až na zem, neboť pružina má omezené prodloužení a není možné ji nechat prodlužovat do nekonečna (odpovídá realitě). Je tedy nutné rám s bednou a sítí podepřít. Tento nedostatek je podle mého názoru nevyhovující s ohledem na požadavky armády. Jedná se o nevyhovující bezpečnost. Podle mého názoru by při chybné manipulaci obsluhy (upuštění při odklápění z důvodu uklouznutí, apod.) mohlo dojít k úrazu obsluhy nebo poškození nástavby, případně vozidla. V případě nepodepření by se pružina natahovala až za mez pružné deformace a buď by se trvale deformovala, nebo by praskla. Zjistil jsem také, že maximální ovládací síla obsluhy by musela být okolo 300 N. V této kapitole jsem se také zabýval analýzou dalších mechanismů sklápění, které bych mohl použít pro svůj návrh.

V předposlední kapitole jsem navrhl mechanismus sklápění. Rozhodl jsem se použít taktéž pružinu. Jak jsem se již zmínil, tak prostorové nároky neumožňovaly použití jiných

mechanismů. Pružinu jsem se rozhodl použít za předpokladu, že odstraním nedostatky již vyrobeného mechanismu. Těmi jsou: odklopení rámu s bednou a sítí až na zem, zmenšení ovládací síly a zvýšení bezpečnosti. Tyto požadavky se mi podařilo splnit.

Po navržení mechanismu sklápění jsem začal navrhovat základní a přídatný rám. Tyto návrhy jsou podepřeny pevnostními výpočty. Navrhl jsem kladkové mechanismy, které slouží pro vedení lan, dále jsem navrhl doraz, který umožňuje funkci druhé pružiny. Kvůli bezpečnosti jsem navrhl zakončení lan dle normy. Po navržení a propočítání všech součástí jsem provedl zjištění hmotnosti základního a přídatného rámu. Ze zjištěných hmotností jsem navrhl upevnění speciální nástavby na vozidle.

V poslední kapitole jsem provedl ekonomické zhodnocení mých návrhů z hlediska nákladů potřebných na pořízení polotovarů, ze kterých se speciální nástavba skládá. Přes veškerou snahu se mi nepodařilo zjistit cenu pružin. Kontaktoval jsem výrobce pružin v ČR a žádný z nich mi neodpověděl ani s přibližným odhadem ceny.

Tato práce by měla sloužit, jako podklad při realizaci výroby speciální nástavby u zadavatele práce. Dosažené výsledky ho zajímaly a v závislosti na rozhodnutí Armády ČR o výrobě speciální nástavby, projevil zájem o tuto práci.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] DANĚK, Jan; KŘIVDA, Vladislav. *Základy dopravy*. Ostrava: VŠB-TU, 2003. 192 s. Fakulta strojní. ISBN 80-248-0410-7
- [2] HORYL, Petr. *Statika a dynamika*. Ostrava: VŠB-TU, 2006, 218 s. Fakulta strojní. ISBN 80-7078-971-9
- [3] JANÍČEK, Přemysl. *Pružnost a pevnost I*. Brno, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-x
- [4] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy I*, Alfa Bratislava, 1990, 213 s. ISBN 80-05-00392-7
- [5] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy II*, Alfa Bratislava, 1994, 242 s. ISBN 80-7100-074-4
- [6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav; *Strojnické tabulky, upravené a doplněné vydání*. Praha, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6
- [7] VRZAL, Bedřich; *Strojnické tabulky I, II*. Praha, 1974, 1 424 s., 04-201-72
- [8] TATRA a.s. *Schvalovací list pro technické přejímací podmínky, TPP 117 68 307 12/96*. Kopřivnice, 1996.
- [9] ČSN EN 13411-5; *Ukončení ocelových drátěných lan – bezpečnost – část 5: Třmenové svorky pro zakončení drátěných lan*. 2006.
- [10] *Ceny – hutní materiál* [online]. 2009 [cit. 27. dubna 2009]. Dostupné na WWW: <<http://www.ferona.cz>>
- [11] *Ceny – lana, kladky* [online]. 2009 [cit. 27. dubna 2009]. Dostupné na WWW: <<http://www.pavlinek.cz>>
- [12] *Ceny – šrouby, podložky, matice* [online]. 2009 [cit. 27. dubna 2009]. Dostupné na WWW: <<http://www.akros.cz/Default.asp?CatID=2313>>
- [13] *Obrázek – Tatra 815 260 R81* [online]. 2009 [cit. 27. ledna 2009]. Dostupné na WWW: http://www.armyrecognition.com/europe/Tchecoslovaquie/Bhana/Bhana_2004_Pictures_Gallery/images/Tatra_T815_MLF_Czech_Republic_Bhana_2004_01.jpg
- [14] *Obrázek – tažná pružina* [online]. 2009 [cit. 2. února 2009]. Dostupné na WWW: <http://www.pruziny-sach.cz/nabidka/pruziny-pro-prumysl.htm>
- [15] RICHTÁŘ, M. *Silniční vozidla II. (cvičení)* Ostrava: VŠB, 5.11.2008.

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: Prostor pro umístění speciální nástavby na vozidle
- Příloha 2: Obrázky navržené speciální nástavby
- Příloha 3: Výkres sestavy speciální nástavby pro dva pohledy na formátu A2
- Příloha 4: Elektronická data o součástech speciální nástavby (CD-ROM)

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. č. 2.2.1: Rozměry šasi s kabinou	5
Obr. č. 3.1: Umístění speciální nástavby na vozidle	11
Obr. č. 3.2: Popis speciální nástavby	12
Obr. č. 3.3: Sklopený přídatný rám s bednou, síť v bedně	13
Obr. č. 3.4: Souřadnicový systém	14
Obr. č. 3.1.1: Těžiště soustavy v rovině ($y - z$)	14
Obr. č. 3.1.2: Těžiště soustavy v rovině ($x - y$)	16
Obr. č. 3.2.1: Zavedení sil do roviny ($y - z$)	18
Obr. č. 3.3.1: Zavedení sil do roviny ($y - z$) pro druhý stav	20
Obr. č. 3.4.1: Silová analýza v rovině ($x - y$)	22
Obr. č. 3.5.1: Silová analýza v rovině ($x - z$)	24
Obr. č. 3.6.1: Mechanismus s tažnou pružinou	25
Obr. č. 3.6.1.1: Silová analýza mechanismu s tažnou pružinou	27
Obr. č. 3.6.2.1: Silový rozbor mechanismu s tažnou pružinou	28
Obr. č. 3.6.4.1: Závislost vypočtených sil na prodloužení pružiny	31
Obr. č. 3.7.1: Mechanismus s navijákem	33
Obr. č. 3.7.1.1: Zavedení sil pro mechanismus s navijákem	34
Obr. č. 3.7.2.1: Silový rozbor mechanismu s navijákem	35
Obr. č. 3.7.3.1: Naviják	37
Obr. č. 3.7.4.1: Závislost síly v lanku a síly na klíci navijáku na prodloužení c	39
Obr. č. 4.1.1: Porovnání ovládacích sil	42
Obr. č. 4.1.2: Schéma navrhovaného mechanismu	43
Obr. č. 4.1.3: Schéma tažné pružiny	44
Obr. č. 4.1.4: Závislost ovládací síly, síly v lanu a síly pružiny na prodloužení	47
Obr. č. 4.1.5: Závislost ovládacích sil pro různá zatížení	48
Obr. č. 4.1.6: Deformační energie pružin	49
Obr. č. 4.1.7: Schéma posunu těžiště přídatného rámu	50
Obr. č. 4.2.1.1: Výpočet základního rámu	52
Obr. č. 4.2.2.1: Horní kladka s dorazem	54

Obr. č. 4.2.2.2: Silové účinky v horním kladkovém mechanismu	55
Obr. č. 4.2.3.1: Doraz	56
Obr. č. 4.2.4.1: Spodní kladkový mechanismus	57
Obr. č. 4.2.4.2: Silový rozbor spodního kladkového mechanismu	57
Obr. č. 4.2.5.1: Část přídatného rámu	59
Obr. č. 4.2.5.2: Silové účinky na přídatný rám od síly G_3	59
Obr. č. 4.2.5.3: Silové účinky na přídatný rám od síly F_p	60
Obr. č. 4.2.5.4: Uchycení lanka	62
Obr. č. 4.2.5.5: Analýza sil na bubnu	64
Obr. č. 4.2.5.6: Umístění bubnu	65
Obr. č. 4.2.6.1: Spojovací čep se základním a přídatným rámem	66
Obr. č. 4.2.6.2: Silový rozbor na spojovacím čepu	67
Obr. č. 4.2.7.1: Zakončení lana o $d = 3,15$ dle ČSN EN 13411-5	68
Obr. č. 4.2.7.2: Závěsný šroub	69
Obr. č. 4.2.8.1: Upevnění speciální nástavby	72
Obr. č. 4.3.1: Upínací jednodílný pás	73
Obr. č. 1: Nosník speciální nástavby	81
Obr. č. 2: Prototyp speciální nástavby	81
Obr. č. 3: Základní a přídatný rám	82
Obr. č. 4: Základní a přídatný rám s bednou	82
Obr. č. 5: Pohledy speciální nástavby bez pružin	83

SEZNAM TABULEK

Tab. č. 3.1.1: Rozměry konstrukce v rovině (y – z)	14
Tab. č. 3.1.2: Rozměry konstrukce v rovině (x – y)	16
Tab. č. 3.2.1: Hodnoty pro určení sil v rovině (y – z)	19
Tab. č. 3.3.1: Hodnoty pro určení sil pro druhý stav v rovině (y – z)	21
Tab. č. 3.6.1.1: Parametry tažné pružiny	26
Tab. č. 3.6.4.1: Zjištěné rozměry ramen a úhly natočení pro výpočet sil	30
Tab. č. 3.6.4.2: Vypočtené síly	31
Tab. č. 3.7.4.1: Rozměry pák a úhly natočení potřebné pro určení sil	38
Tab. č. 3.7.4.2: Vypočtené síly pro mechanismus s navijákem	38
Tab. č. 4.1.1: Parametry volených pružin	44
Tab. č. 4.1.2: Rozměry ramen pro výpočet sil	45
Tab. č. 4.1.3: Vypočtené síly pro plné zatížení soustavy	46
Tab. č. 4.1.4: Porovnání sil v lanu a ovládacích sil při změně zatížení	47
Tab. č. 4.2.1: Zvolená dovolená napětí pro míjivé namáhání	51
Tab. č. 4.2.8.1: Skutečné hmotnostní a tíhové hodnoty speciální nástavby	70
Tab. č. 5.1.2: Náklady na materiál	75
Tab. č. 5.1.2: Náklady na lana, kladky a jejich příslušenství	75
Tab. č. 5.2.1: Náklady na materiál	76