

# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

## FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

### **Návrh konstrukce prostorového rámu nové koncepce dieselového generátoru**

### **Design of spaceframe for new conception diesel generator**

Diplomová práce

Studijní program:

Strojní inženýrství

Studijní obor:

Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce:

Ing. Ondřej Berka Ph.D.

**Bc. Marcel Ševčík**



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Ševčík Jméno: Marcel Osobní číslo: 397226  
Fakulta/ústav: Fakulta strojní  
Zadávající katedra/ústav: Ústav konstruování a částí strojů  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh konstrukce prostorového rámu nové koncepce diesellového generátoru

Název diplomové práce anglicky:

Construction design of spaceframe for new conception diesel generator

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete konstrukci prostorového rámu pro nově vzniklou koncepci diesellového generátoru. Proveďte kompletní analýzu požadavků na novou koncepci rámu, na základě které budete návrh provádět. Se zahrnutím všech požadavků zadavatele.

Stručná osnova zadání:

1. Studium literatury z oblasti projektování ocelových rámu/konstrukcí s přihlédnutím k instalaci generátoru.
2. Provedení rozboru mechanických požadavků na rám
3. Návrh jednotlivých vhodných variant konstrukce rámu.
4. Dimenzování jednotlivých součástí.
5. Vytvoření 3D modelu.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.  
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.  
Abaqus manual

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Ondřej Berka Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: 27.03.2017

Termín odevzdání diplomové práce: 09.06.2017

Platnost zadání diplomové práce:

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

10.4.2017

Datum převzetí zadání

Ševčík

Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: Návrh konstrukce prostorového rámu nové koncepce diesellového generátoru vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Berky Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 28.06. 2017

Marcel Ševčík

Podpis:.....

## Poděkování

Děkuji mému vedoucímu, panu Ing. Ondřejovi Berkovi, Ph.D. za pomoc při řešení Diplomové práce a kolegům ve firmě Doosan, dále bych chtěl srdečně poděkovat své rodině a to: mamince, tatínkovi, babičce Valíkové, babičce Stáně, dědovi Martinovi a přítelkyni Pepi za obrovskou podporu při celé době studia. Obrovské poděkování patří zejména panu Ing. Janu Valíkovi, který mi byl nápomocen po celou dobu studia. Dále bych rád poděkoval Ing. Danielu Vanclovi, který mi zejména ve výpočtové části diplomové práce neskutečně pomohl a také bych zmínil Vlastimila Šíbala za pomoc při konstrukci a za neustálé otázky.

## Anotační list

Jméno autora: Bc. Marcel Ševčík

Název DP: Návrh konstrukce prostorového rámu nové koncepce diesellového generátoru

Anglický název: Design of spaceframe for new conception diesel generator

Rok: 2017

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: *Ing. Ondřej Berka Ph.D.*

Konzultant: *Ing. Kamil Mrštíný*

Bibliografické údaje: počet stran 100  
počet obrázků 93  
počet tabulek 11  
počet příloh 1

Klíčová slova: generátor, rám , nová koncepce, pevnostní analýza

Keywords: generator, frame, new conception, FEM

### Anotace:

*Cílem této diplomové práce byl návrh konstrukce prostorového rámu pro novou koncepci diesellového generátoru. Bylo navrženo několik variant konstrukcí. Posléze se vybrala optimální varianta a ta byla propočítána pomocí metody konečných prvků.*

### Abstract:

*The aim of this diploma thesis was the design of spaceframe for new conception diesel generator. Several variants were designed . Finally, the optimal variant was selected and it was calculated using the finite element method.*

## Obsah

Seznam zkratk a symbolů.....	1
1. Úvod .....	3
2. Rešerše .....	4
2.1 Funkce a použití diesellových generátorů .....	4
2.1.1 Nosná ocelová konstrukce .....	6
2.1.2 Motor (Engine).....	6
2.1.3 Alternátor (Alternator) .....	7
2.1.4 Elektrický panel (Powerpedestal) .....	7
2.1.5 Palivový systém (Fuel systém) .....	8
2.1.6 Chladicí systém (Cooling system) .....	8
2.1.7 Výfukový systém (Engine exhaust).....	9
2.1.8 Nádrž (Tank).....	9
2.2 Rozdělení generátorů .....	10
2.3 Výrobci generátorů .....	12
2.4 Rešerše průmyslových patentů .....	17
2.4.1 Motor generátor .....	17
2.4.2 Odnímatelná kapotáž generátoru .....	18
3. Rešerše používaných rámu .....	19
3.1 Rám firmy Doosan.....	19
3.1.1 Spodní rám.....	20
3.1.2 Horní rám .....	21
3.1.3 Manipulační závěs.....	22
3.1.4 Konzola motoru a alternátoru .....	22
3.2 Rám firmy JCB .....	24
3.3 Rám firmy Atlas Copco.....	25
3.4 Rám firmy Cummins (otevřený generátor).....	25
4. Cíle diplomové práce .....	26
5. Vlastní návrh konstrukce rámu .....	27
5.1 Optimalizace spodního rámu.....	27
5.1.1 První varianta .....	27
5.1.2 Druhá varianta .....	28



5.2 Optimalizace horního rámu .....	28
5.2.1 První varianta .....	28
5.2.2 Druhá varianta .....	29
5.2.3 Třetí varianta .....	30
5.3 Volba nosného stohovacího profilu .....	30
5.4 Řešení stohovatelnosti .....	33
5.4.1 První konstrukční varianta nosné konstrukce .....	33
5.4.2 Druhá konstrukční varianta nosné konstrukce .....	36
5.4.3 Třetí konstrukční varianta nosné konstrukce .....	38
5.5 Zvolená varianta .....	40
6. Rozbor zatížení .....	40
6.1 Statické síly působící na původní rám stroje .....	40
6.1.1 Motor a alternátor .....	41
6.1.2 Elektrický panel .....	41
6.1.3 Výfukový systém .....	42
6.1.4 nádrž .....	42
6.2 Dynamická zatížení .....	42
6.2.1 Výpočet zrychlení při rozjezdu .....	43
6.2.2 Výpočet zrychlení při brzdění .....	43
6.2.3 Výpočet odstředivého zrychlení při průjezdu zatáčkou .....	43
6.2.4 Jednotlivé dynamické zatížení .....	44
6.3 Zajištění nákladu pomocí vázacích prostředků .....	45
6.4 Kontrola zastohovaných strojů, při působení větru .....	49
6.5 Kontrola šroubů .....	53
6.5.1 Rozbor zatížení .....	53
6.5.2 Kontrola šroubů .....	54
7. Pevnostní analýza .....	60
7.1 Spojení součástí .....	61
7.2 Spojení pomocí kontaktních dvojic .....	61
7.2.1 Výpočet předpětí pro šrouby .....	63
7.3 Vysíťování geometrie .....	65
7.4 Zastohování rámu .....	66
7.5 Statická kontrola .....	66



7.5.1 Výsledek statického výpočtu rámu s tloušťkami bočnic 5 mm .....	69
7.5.2 Výsledek statického výpočtu rámu s tloušťkami bočnic 4 mm .....	71
7.6 Kontrola tuhosti rámu při zdvihu vysokozdvižným vozíkem .....	73
7.6.1 Výsledek zdvihání za pomoci vysokozdvižného vozíku s tloušťkou bočnic 4 mm .....	74
7.7 Dynamická kontrola- brzdění .....	75
7.7.1 Výpočet pružiny (vázacího popruhu) .....	76
7.7.2 Výsledky při brzdění, rám s tloušťkou bočnic 5 mm .....	77
7.7.3 Výsledky při brzdění, rám s tloušťkou bočnic 4 mm .....	81
7.8 Dynamická kontrola ( Zatáčka).....	83
7.8.1 Okrajové podmínky.....	84
7.8.2 Výsledky při jízdě do zatáčky, rám s tloušťkou bočnic 5 mm.....	85
7.8.3 Výsledky při jízdě do zatáčky, rám s tloušťkou bočnic 4 mm.....	87
7.9 Vybraná varianta .....	90
8. Hmotnostní analýza .....	91
8.1 Tabulka hmotností stroje .....	91
8.2 Tabulka hmotností optimalizované konstrukce.....	92
9. Závěr .....	93
10. Seznam použité literatury .....	94
11. Seznam příloh .....	96
12. Seznam obrázků.....	97
13. Seznam tabulek.....	100



## Seznam zkratek a symbolů

Zkratka	Jednotky	Poznámka
$a$	[mm]	Délka vnitřní hrany
$a_b$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení při brzdění
$a_r$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení při rozjíždění
$a_{od}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Odstředivé zrychlení
$A$	[mm]	Délka vnější hrany
$A_j$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu
$C_s$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost šroubu
$C_p$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	Tuhost sevřených částí
$d$	[mm]	Průměr šroubu
$d_1$	[mm]	Malý průměr závitu šroubu
$d_2$	[mm]	Střední průměr závitu šroubu
$d_3$	[mm]	Průměr jádra šroubu
$E$	[N·mm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti v tahu
$F_{kr}$	[N]	Kritická vzpěrná síla
$F_{1p}$	[N]	Síla působící na jeden profil
$F_{dr}$	[N]	Dynamická síla při rozjezdu
$F_{db}$	[N]	Dynamická síla při brzdění
$F_{odk}$	[N]	Dynamická síla při průjezdu zatáčkou
$F_{od}$	[N]	Odstředivá síla celého stroje
$F_n$	[N]	Přítlačná síla
$F_k$	[N]	Předepínací síla
$F_{kdov}$	[N]	Dovolená síla vázacího prostředku
$F_v$	[N]	Klopná síla
$F_{MAxv}$	[N]	Maximální síla větru
$F_{1š}$	[N]	Síla působící v ose šroubu
$F$	[N]	Zdvihací síla
$F_1$	[N]	Vzrůst osově síly na šroubu
$F_2$	[N]	Pokles síly na sevřených částech
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$G1$	[N]	Gravitační síla horního stroje
$G2$	[N]	Gravitační síla spodního stroje
$i$	[mm]	Poloměr setrvačnosti
$J_{min}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment průřezu
$k_{vz}$	[1]	Bezpečnost při vzpěru
$k_{vp}$	[1]	Bezpečnost vázacího prostředku
$k_{š}$	[1]	Bezpečnost šroubu
$l$	[mm]	Délka Jákl profilu
$m$	[kg]	Hmotnost stroje
$m_{elek}$	[kg]	Hmotnost elektrického panelu
$m_{ma}$	[kg]	Hmotnost motoru alternátoru
$m_{výf}$	[kg]	Hmotnost výfukového systému
$m_{nad}$	[kg]	Hmotnost nádrže
$M_{kk}$	[N·mm]	Utahovací moment
$M_{TM}$	[N·mm]	Třecí moment pod maticí
$M_{TZ}$	[N·mm]	Moment v závitu
$n_{vp}$	[1]	Počet vázacích prostředků
$n_{vz}$	[1]	Typ vzpěru
$N$	[N]	Normálová síla
$n_{š}$	[1]	Počet šroubů



$\rho_D$	[Pa]	Dynamický tlak
$Q_{ma}$	[N]	Tíhová síla motoru a alternátoru
$Q_{elek}$	[N]	Tíhová síla elektrického panelu
$Q_{výf}$	[N]	Tíhová síla výfukového systému
$Q_{nad}$	[N]	Tíhová síla nádrže
$Q_o$	[N]	Předpětí ve šroubu
$q$	[1]	Součinitel provozního předpětí
$Q_1$	[N]	Celkové zatížení šroubu
$t_r$	[s]	Doba rozjezdu
$t_b$	[s]	Doba brzdění
$T$	[N]	Třecí síla
$S_{st}$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha strojů
$\check{s}$	[m]	Šířka stroje
$S_T$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez náhradní trubky
$S_3$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez jádra šroubu
$l_{pr}$	[mm]	Tloušťka sevřených částí
$l_m$	[mm]	Výška matice
$l_p$	[mm]	Tloušťka podložky
$v_r$	[km/h]	Rychlost při rozjíždění
$v_b$	[km/h]	Rychlost při brzdění
$v_{od}$	[km/h]	Odstředivá rychlost
$v$	[m]	Výška stroje
$v_d$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Dynamická rychlost větru
$Y$	[mm]	Poloha těžiště zastohovaných rámu
$\lambda_{mez}$	[-]	Mezní štíhlostní poměr
$\rho$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	Měrná hmotnost vzduchu
$\nu$	[1]	Míra využití meze kluzu
$\tau_K$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Napětí v krutu
$\sigma_{red}$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Redukované napětí
$\sigma_{Q1}$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Celkové napětí
$\sigma_k$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Mez kluzu šroubu
$\sigma_u$	[N.mm <sup>-2</sup> ]	Mezní napětí

## 1. Úvod

V dnešní době se producenti zařízení na výrobu elektrické energie z ropných výrobků (generátorů) snaží pronikat do všech průmyslových oborů. K tomu vyvíjejí stále nové a výkonnější stroje s lepšími parametry, které vedou ke snížení spotřeby provozního média, hmotnosti zařízení a manipulaci s ním, zjednodušení konstrukce a celkovou šetrnosti k životnímu prostředí. Velice důležitým kritériem je přitom cena, rychlost dodávky, spolehlivost a životnost zařízení.

V České republice je jedním z dodavatelů generátorů firma Doosan Portable Power, která dodává na trh generátory s rozsahem výkonů 10-500 kVA v několika různých řadách.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce prostorového rámu pro generátor menší řady G20 firmy Doosan.

Úvod práce seznamuje s funkcí generátorů a jejich hlavními částmi. Porovnává jednotlivé typy a výrobce napříč světovým výrobním spektrem naftových generátorů nižších výkonů. Součástí je i rešerše patentů a norem týkající se této oblasti.

V další části se diplomová práce zabývá průzkumem konstrukce rámu používaných předními světovými výrobci. Zvláštní pozornost je věnována současnému konstrukčnímu řešení rámu firmy Doosan, včetně popisu jednotlivých prvků rámu. Tyto prvky jsou opět vzájemně porovnávány s konkurencí.

Následující část se věnuje optimalizaci konstrukce rámu a hlavní část práce se zabývá konstrukčním a pevnostním návrhem prostorového rámu, umožňujícího stohovatelnost dvou generátorů při skladování a jejich dopravě.

V závěru diplomové práce je podrobně řešena problematika pevnosti konstrukce rámu pomocí metody konečných prvků a kontrola pevnosti na vybraných prvcích. Výsledné řešení je podrobeno hmotnostní kalkulaci ukazující efektivitu navrhovaného řešení.

## 2. Rešerše

V rešeršní části jsou popsány jednotlivé komponenty generátorů a jejich funkce. V dalších kapitolách rešerše je provedena analýza specifikací výhod a nevýhod konkurenčních výrobců generátorů a také ukázka norem a patentů, které se v generátorech aplikují.

### 2.1 Funkce a použití dieselových generátorů

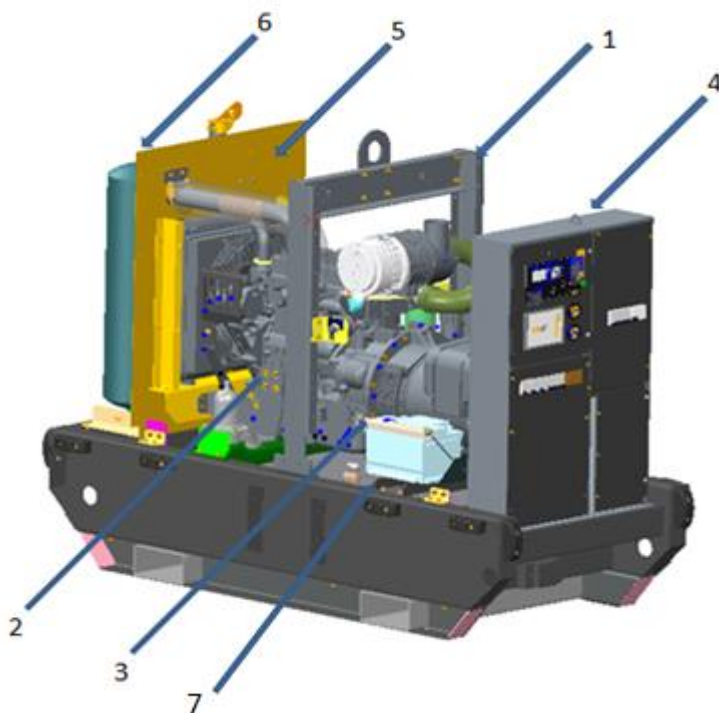
Generátory (Obr. 1) jsou hojně využívány především tam, kde není zaveden elektrický proud nebo se také používají jako záložní zdroje. Běžně je tedy možné nasazení dieselových generátorů při dodávkách elektrické energie, či jako zabezpečení při jejím výpadku u důležitých míst jako jsou například letiště, nemocnice, hutní provozy atd.



**Obr. 1.** - Celkový pohled na generátor firmy Doosan G20 [1]

Zařízení funguje jako kompaktní celek (Obr. 2). Skládá se z naftových, ale i benzínových motorů, dalším nezbytným prvkem je alternátor. Veškerá energie, díky níž je možné stroj uvést do chodu, je uschována v palivu. Motor vytváří kroutící moment a alternátor převádí tuto kinetickou energii na energii elektrickou.

Zařízení přináší dostatek výkonu, minimální údržbu a vysokou škálu použitelnosti jak pro běžné uživatele, či domácnosti, tak pro velké odběratele elektrické energie.



**Obr. 2.** - Pohled na odkrytovaný generátor firmy Doosan G20

Číslo položky	Název prvku
1	Nosná ocelová konstrukce ( Frame)
2	Motor ( Engine)
3	Alternátor (Alternator)
4	Elektrický panel ( Powerpedestal)
5	Chladicí systém (Cooling system)
6	Výfukový systém ( Engine exhaust)
7	Nádrž (Tank)

**Tab. 1.** - Názvy komponent

### 2.1.1 Nosná ocelová konstrukce

Nosná ocelová konstrukce (Obr. 3) je předmětem diplomové práce a bude podrobně řešena v dalších kapitolách.



**Obr. 3.** - Nosná ocelová konstrukce

### 2.1.2 Motor (Engine)

Motor (Obr. 4) je zařízení, které dodává mechanickou energii. Motor je uzpůsoben pro různá paliva. U menších generátorů se používají benzínové motory, u větších generátorů jsou použity motory naftové. Existuje i alternativa, která spojuje motor se zemním plynem, takové stroje se nazývají kogenerační jednotky. Výkon motoru odpovídá maximálnímu výkonu, který je generátor schopen poskytnout.



**Obr. 4.** – Motor Yanmar z generátoru G20 [2]

### 2.1.3 Alternátor (Alternator)

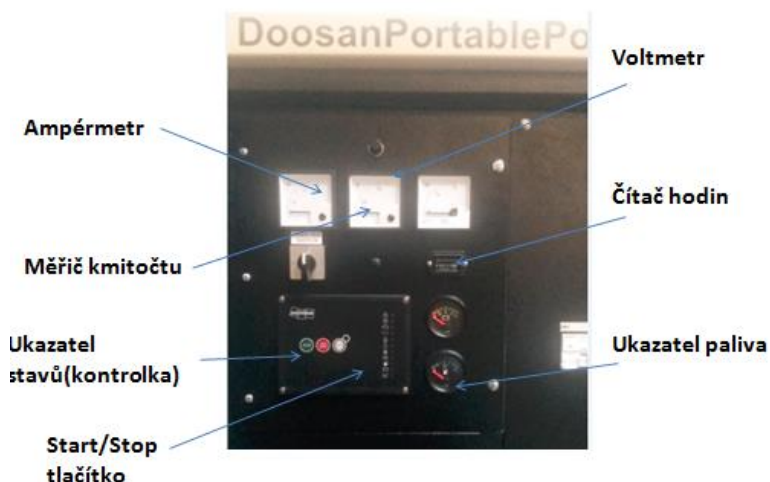
Alternátor (Obr. 5) je točivý elektrický stroj pracující v generátorickém režimu, tedy jako elektrický generátor. Přeměňuje kinetickou energii rotačního pohybu na energii elektrickou ve formě střídavého proudu. Výstupní střídavý proud a odpovídající střídavé napětí může být jednofázové nebo vícefázové. Alternátor pracuje na principu elektrické indukce, ve vodiči je indukováno napětí, pokud se vodič a magnetické pole vůči sobě pohybují. Hlavní součásti alternátoru jsou stator a rotor. Stator je pevný komponent, který obsahuje cívky navinuté na železném jádře. Rotor je pohyblivý se komponent, který vytváří rotační pole pomocí indukce nebo permanentních magnetů. Rotující magnetické pole indukuje střídavý proud ve statorovém vinutí



**Obr. 5.** – Alternátor Leroy-Sommer TAL 040 F z generátoru G20 [3]

### 2.1.4 Elektrický panel (Powerpedestal)

Panel elektrického systému (Obr. 6) je umístěn v čele přední části, je v něm zabudována veškerá elektronika a poskytuje potřebné informace pro obsluhu. Obsahuje start a stop tlačítko celého systému, seznamuje s výstupními hodnotami ze zařízení jako je výše napětí a proudu, měřič kmitočtu a jsou zde umístěny ukazatelé paliva v nádrži, napětí na baterii, teploty, množství oleje, čítač provozních hodin generátoru atd.



Obr. 6. - Elektrický panel

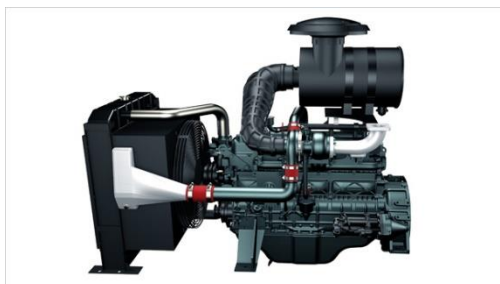
### 2.1.5 Palivový systém (Fuel systém)

Slouží k přípravě paliva pro spalování v motoru. Je použito přímé vstřikování paliva (nafty), rozprašovací část vstřikovací trysky je umístěna přímo ve válci a palivo je rozprášeno přímo na povrch pístu a do spalovací komory.

### 2.1.6 Chladicí systém (Cooling system)

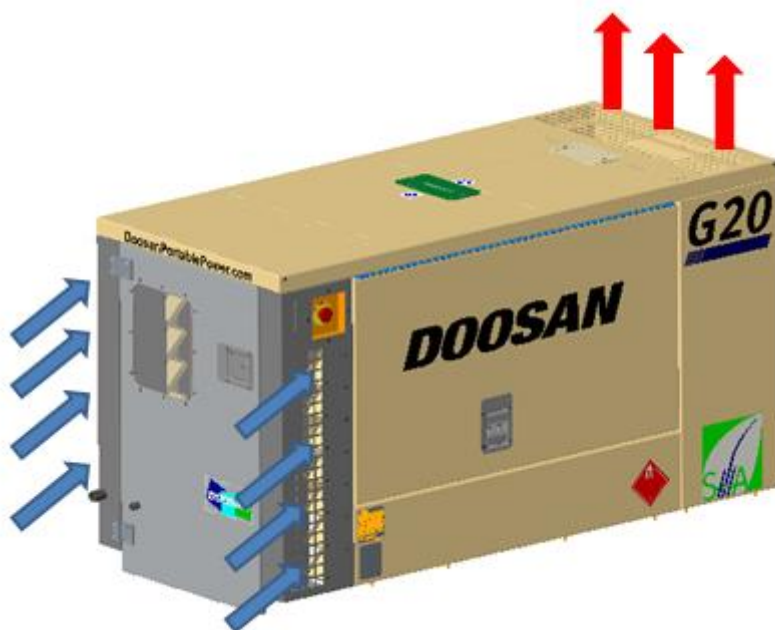
Je použit k chlazení motoru při provozu. Chladicí kapalina cirkuluje chladicími kanály motoru, kde je ohřívána teplem produkovaným motorem. následně proudí do chladiče, kde se ochlazuje za pomoci ventilátoru (Obr. 7). Proudění chladicí kapaliny zajišťuje vodní pumpa.

Vzduch proudí přes žebra chladiče a tím odvádí teplo. Tok vzduchu zajišťuje ventilátor poháněný motorem. Vzduch, je pomocí ventilátoru nasáván přes žaluzie v zadní části skříně. Dále je přes motor a jeho příslušenství teplý vzduch odváděn žaluziemi ve střeše (Obr.8).



Obr. 7. - Chladicí ústrojí [2]





**Obr. 8.** - Vstupy a výstupy vzduchu

#### 2.1.7 Výfukový systém (Engine exhaust)

Slouží k odvodu spalin, které vznikají při spalování benzínu nebo při vznícení nafty. Důležitá je funkce katalyzátoru, který přispívá ke snižování emisí, vypouštěných do ovzduší.

#### 2.1.8 Nádrž (Tank)

Zásobník paliva, který je většinou zabudován přímo v rámu stroje, ale může být použita i externí nádrž pro větší kapacitu. Nádrž (Obr. 9) má dostatečně velký objem, aby v ní bylo možné uložit palivo na provoz motoru až 24 hodin.



**Obr. 9.** - Plechová nádrž [1]

## 2.2 Rozdělení generátorů

Generátory jsou běžně děleny dle několika základních kritérií.

Základní kritéria:

- druh pohonu: - benzinové (Obr. 10)
  - naftové (Obr. 1)
  - plynové (Obr. 11)



Obr. 10. - Benzinový generátor [6]

Obr. 11. - Plynový generátor [17]



- mobilita: - stacionární nepřenosná (Obr.12)
  - stacionární přenosná (Obr.10)
  - mobilní (Obr.13)



Obr. 12. - Stacionární generátor [1]



Obr. 13. - Mobilní generátor [1]

- kapotáž: - zakrytovaný viz např. (Obr.1)  
- otevřený (Obr.14)



Obr. 14. - Otevřený generátor Cummins [17]

- výkon: dle velikosti produkovaného elektrického výkonu

## 2.3 Výrobci generátorů

K porovnávání výrobců generátorů, byly vybrány pouze malé řady strojů a to do 20 KVA. Výrobci byli vybíráni napříč spektrem z jednotlivých zemí a oblastí.

### Doosan



**Obr. 15.** - Doosan G20 SIIIA [1]

Výrobce	Doosan
Model	G20 SIIIA
Elektrický výkon min/max [kVA]	20/22
Frekvence [Hz]	50
Otáčky[ot/min ]	1500
Rozměry (délkaxšířkaxvýška) [mm]	1862x889x1382
Celková hmotnost [kg]	999

Adresa na webové stránky:<http://www.doosanportablepower.eu/>

## Caterpillar



**Obr. 16.** - Caterpillar C2.2 [7]

Výrobce	Caterpillar
Model	C2.2
Elektrický výkon min/max [kVA]	13/22
Frekvence [Hz]	50
Otáčky[ot/min ]	1500
Rozměry (délka x šířka x výška) [mm]	1500x620x1115
Celková hmotnost [kg]	719

Adresa na webové stránky: [http://www.cat.com/en\\_US/products/new/power-systems](http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems)

## Atlas Copco



Obr. 17. - Atlas Copco QUAS 20 KDS [8]

Výrobce	Atlas Copco
Model	QUAS 20 KDS
Elektrický výkon min/max [kVA]	20
Frekvence [Hz]	50
Otáčky[ot/min ]	1500
Rozměry (délkaxšířkaxvýška) [mm]	1780x850x1170
Celková hmotnost [kg]	824

Adresa na webové stránky: <http://atlascopco.cz/czcs/products/generátory>

## Kipor



Obr. 18. - Kipor 25 KDE 25SS[9]

Výrobce	Kipor
Model	KDE 25SS
Elektrický výkon min/max [kVA]	20/22
Frekvence [Hz]	50
Otáčky[ot/min ]	1500
Rozměry (délka x šířka x výška) [mm]	1900x950x1200
Celková hmotnost [kg]	960

Adresa na webové stránky: <http://www.kiporsa.co.za/kipor-generators/ultra-silent-generators/kde25ss-20kva.html>

## JCB



Obr. 19. - JCB G22QX [16]

Výrobce	JCB
Model	KDE 25SS
Elektrický výkon min/max [kVA]	17.1/15.6
Frekvence [Hz]	50
Otáčky[ot/min ]	1500
Rozměry (délka x šířka x výška) [mm]	2100x975x1349
Celková hmotnost [kg]	1050

Adresa na webové stránky: <http://www.jcb.com/en-gb/products/generators>



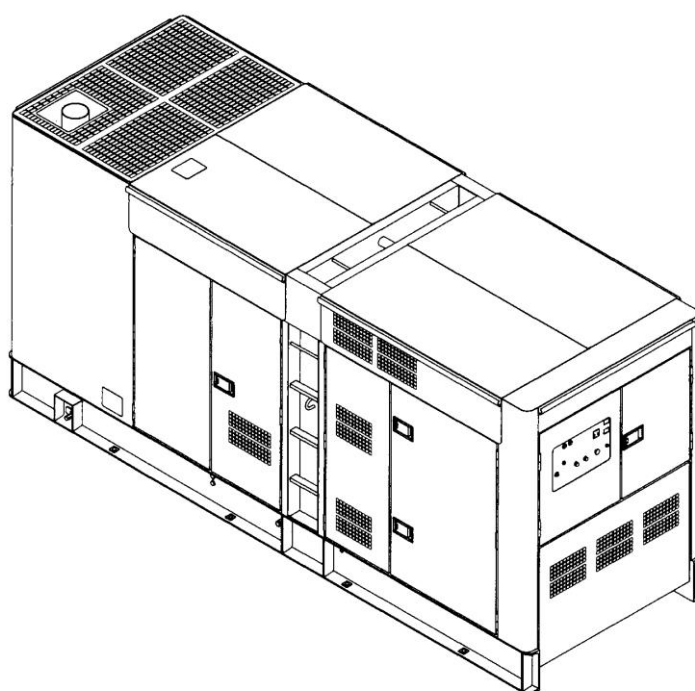
## 2.4 Rešerše průmyslových patentů

V rešerši je uvedeno několik patentních řešení v oblasti naftových jednotek, vždy jsou uvedeny identifikační údaje patentu, skica, popis funkce patentu vlastními slovy a odkaz na kompletní informace o patentu.

### 2.4.1 Motor generátor

Název	Datum	Číslo
<b>Engine generator</b>	26.08.2008	US D575733 S1

**Tab. 2.** Bibliografické údaje o patentu US D575733 S1



**Obr. 20.** - Vizualizace patentu US D575733 S1

Tento patent pojednává o rozložení komponent uvnitř stroje, následně je zde popsán celkový zevnějšek stroje.

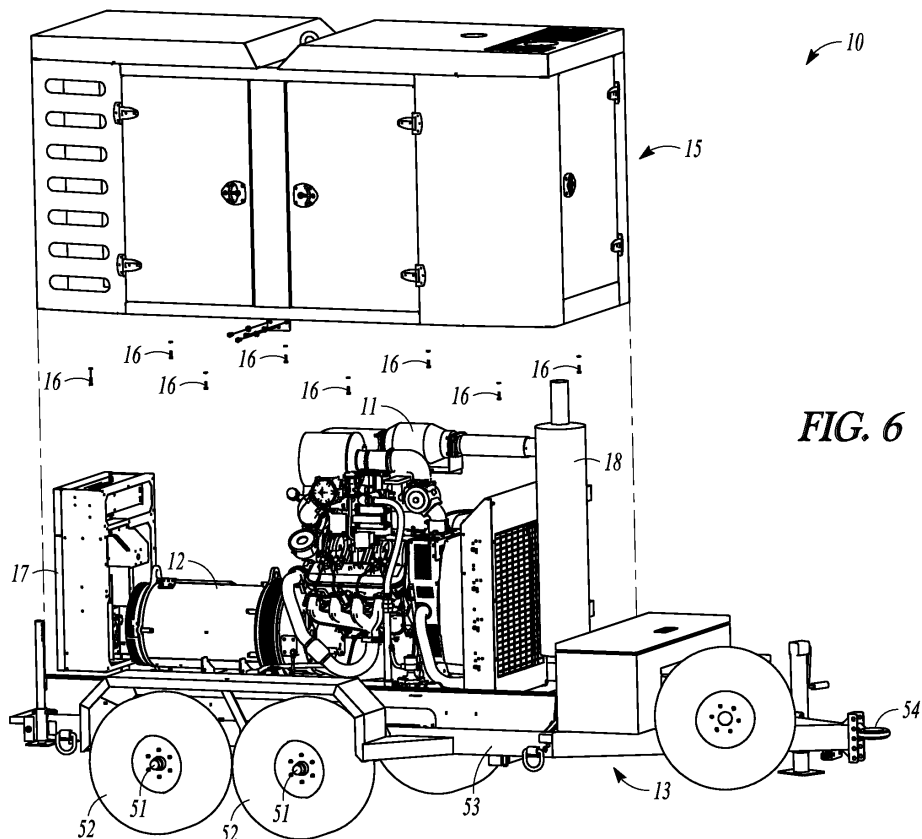
Odkaz na patent:

<https://www.google.com/patents/USD575733>

### 2.4.2 Odnímatelná kapotáž generátoru

Název	Datum	Číslo
Removable enclosure for generator	13.02.2006	US 20140117675

Tab. 3. Bibliografické údaje o patentu US D575733 S1



Obr. 21. - Vizualizace patentu US D575733 S1

Tento patent je zaměřen na odnímatelnou kapotu diesel generátoru, tudíž je možné tento generátor prezentovat jako zakrytovaný / otevřený. Kapota je navržena tak, aby bylo snadné ji odejmout.

Odkaz na patent:

<https://www.google.com/patents/US20140117675>

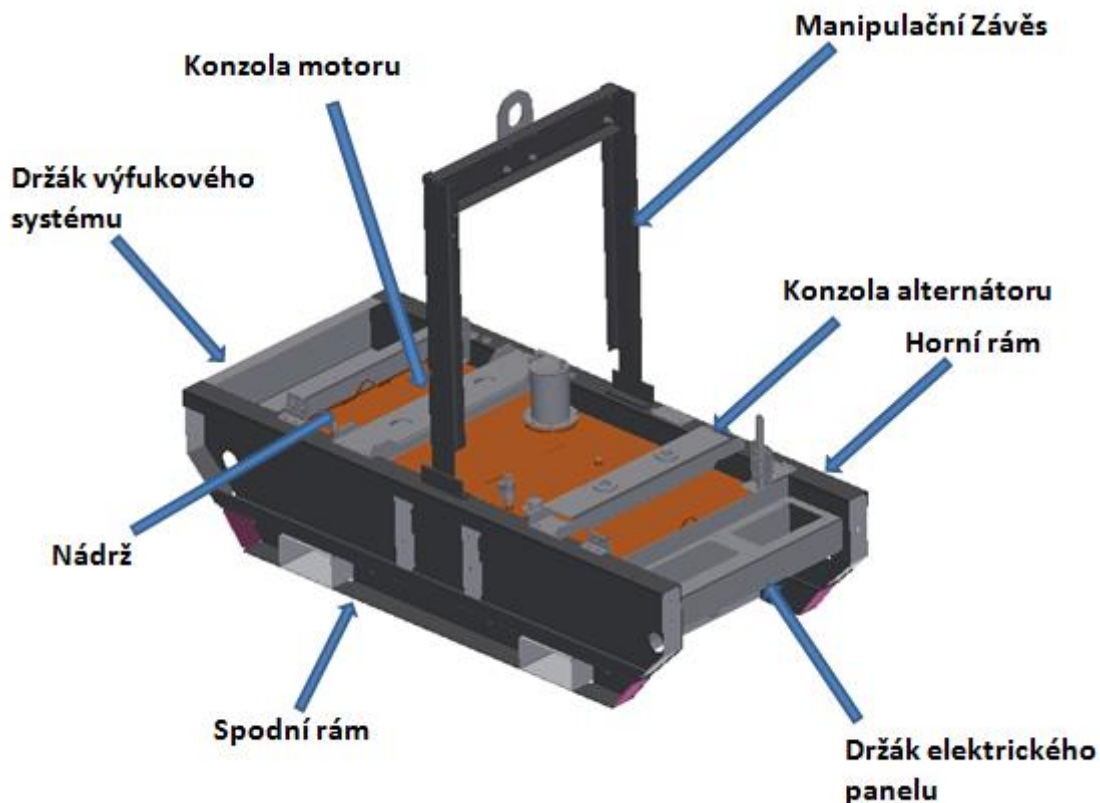
### 3. Rešerše používaných rámu

Byla provedena rešerše rámu několika výrobců. Hlavní pozornost byla věnována rámu firmy Doosan (Obr. 22), který slouží jako výchozí rám pro řešení nové koncepce. Rozdíly u jednotlivých výrobců jsou v podstatě pouze v řešení základních konstrukčních uzlů. Jedná se hlavně o manipulační otvory pro ližiny obslužných vysokozdvizných vozíků, způsob zavěšení a uložení motoru a alternátoru na rám a rozmístění dalších uzlů, jako například chladicího systému, odvodu spalin, elektrického panelu, manipulačního závěsu, nádrže a příslušenství. Rámy všech výrobců jsou řešeny jako svařovaná konstrukce, která neumožňuje stohovatelnost generátorů. Všechny prvky umístěné na horním rámu jsou přišroubovány.

Zakrytí (kapotování) stroje není v této práci po dohodě s firemním konzultantem řešeno, neboť se v blízké budoucnosti počítá s úpravou stávajícího zakrytí. V konstrukčním oddělení firmy Doosan byly již zahájeny přípravné práce na novém návrhu.

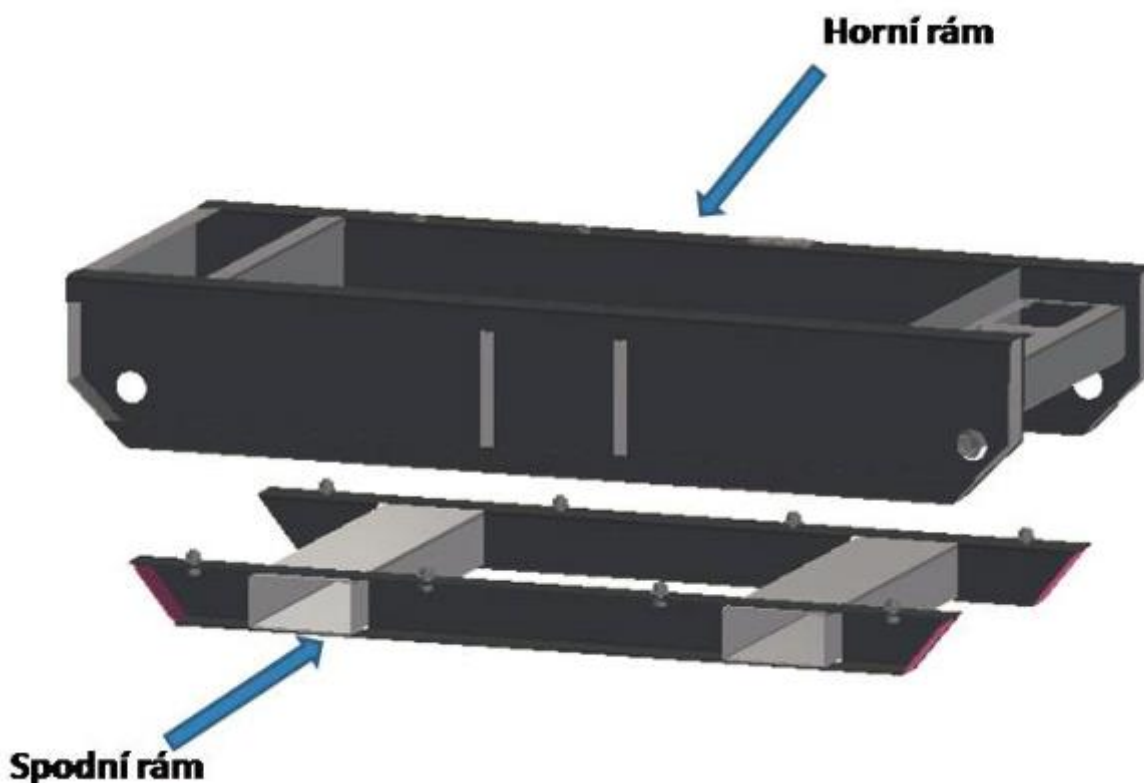
Konstrukční provedení rámu vychází z požadavků na funkci zařízení a není mezi nimi podstatných rozdílů. Přesto byly zjištěny následující odchylky u jednotlivých výrobců.

#### 3.1 Rám firmy Doosan



**Obr. 22.** - Detailní popis rámu Doosan

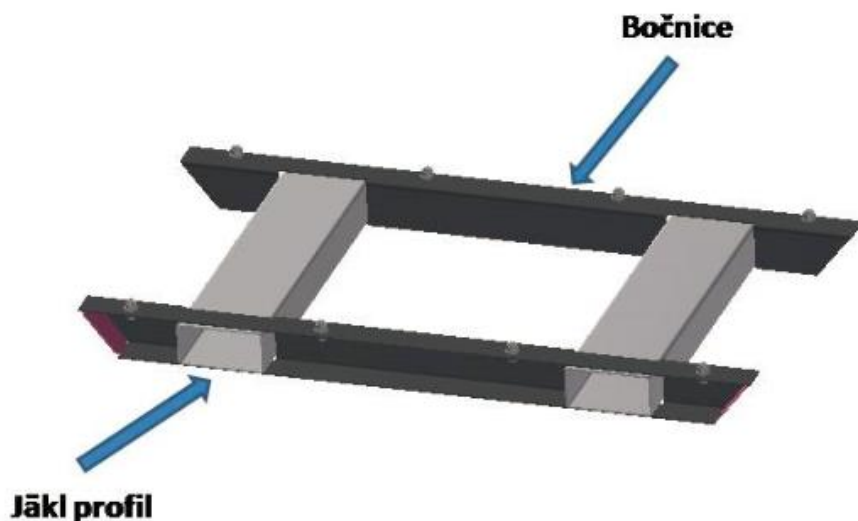
Zkoumané rámy jsou vyráběny z plechů, které jsou páleny za pomoci laseru, následně jsou ohýbány a svařovány. Otvory pro připevnění dalších prvků konstrukce (manipulační závěs, elektrický panel, výfukový systém) jsou vyráběny rovněž pálením na laseru, při kterém jsou otvory vyrobeny v dostatečné přesnosti pro montáž. Základní rám stroje se skládá ze dvou částí viz obrázek (Obr. 23).



**Obr. 23.** - Rám generátoru

### 3.1.1 Spodní rám

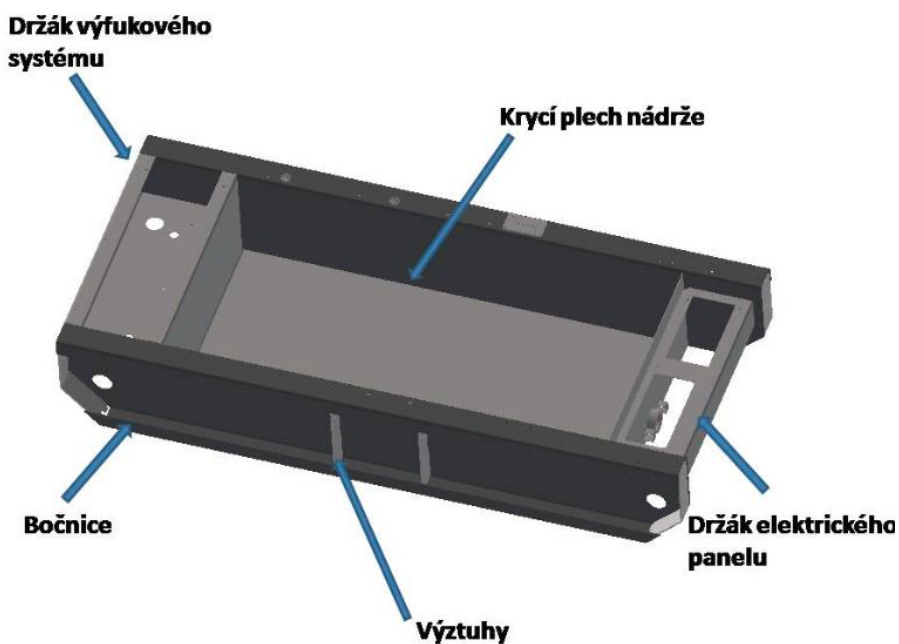
Spodní rám (Obr. 24) je svojí konstrukcí přizpůsoben k manipulaci s vysokozdvizným vozíkem a pozemnímu přemísťování v podélném směru zařízení. Rám je vytvořen ze dvou Jäkl-profilů, které slouží pro zasunutí nosných vidlic vysokozdvizného vozíku a bočnic vyrobených pálením a ohýbáním z plechu tloušťky 5 mm. Tyto komponenty se následně svaří do jednoho celku. Svařenec spodního rámu se již neopravává a veškeré otvory jsou předpáleny při přípravě materiálu v dostatečné přesnosti na laseru. Spodní rám je s horním rámem spojen za pomoci šroubů. Hmotnost spodního rámu je 60 kilogramů.



Obr. 24. - Spodní rám

### 3.1.2 Horní rám

Horní rám (Obr. 25) je vyroben jako svařovaná profilová konstrukce, rovněž z vypálených a ohýbaných plechů tloušťky 5 mm, v místě největšího namáhání jsou umístěny svislé výztuhy. V bočnicích jsou předpáleny otvory pro uchycení spodního rámu, nádrže a jejího spodního zakrytí, uchycení pro konzoly alternátoru, motoru a pro přímé uchycení elektrického panelu, ventilátoru, výfuku a manipulačního závěsu a příp. konzol pro připevnění krycích plechů. Hmotnost horního rámu činí 110 kg.



Obr. 25. - Horní rám

### 3.1.3 Manipulační závěs

Konstrukčně je manipulační závěs (Obr. 26) řešen jako rám, z vypálených a ohýbaných plechů tloušťky 5 mm. Je tvořen ze 3 hlavních dílů, které jsou do sestavy spojeny šroubovými spoji. K hornímu rámu je závěs připojen pomocí úhelníků. Na horizontálním nosníku je upevněno oko pro transport pomocí jeřábu. Hmotnost manipulačního závěsu je 20 kg .



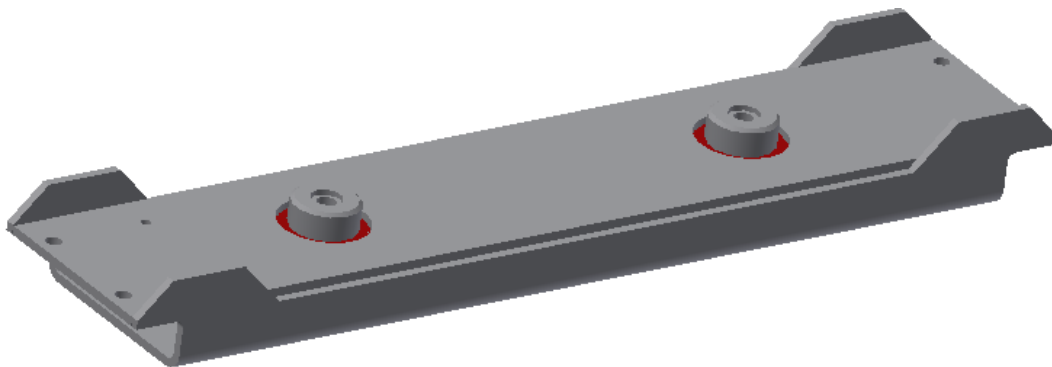
**Obr. 26.** - Manipulační závěs

### 3.1.4 Konzola motoru a alternátoru

Konzola pro uchycení motoru (Obr. 27) je řešena jako svařovaná sestava, skládající se ze tří dílů:

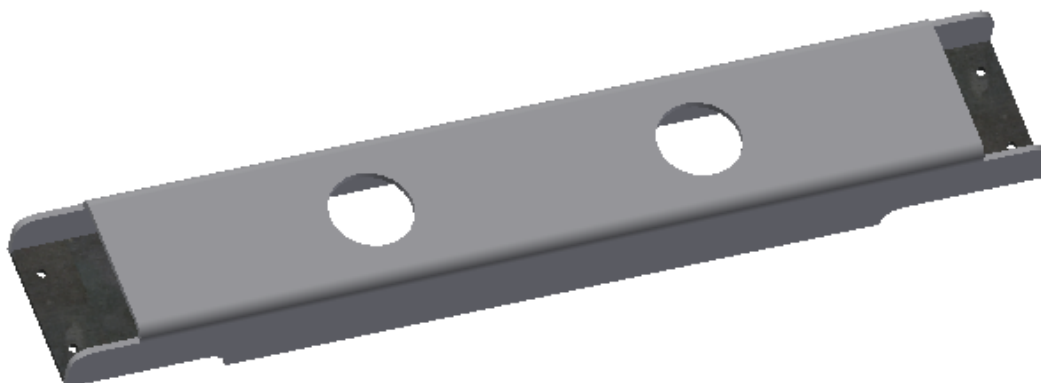
- z nosného plechu s předpálenými otvory pro uložení silentbloků, sloužících k zachycení vibrací vzniklých při chvění motoru
- z plocháčů, které sestavu vyztužují
- ze spodního krycího plechu

Hmotnost sestavy je 8 kg.



**Obr. 27.** - Konzola motor

Konzola pro uchycení alternátoru (Obr. 28) je řešena obdobně jako konzola motoru, avšak chybí zde spodní vyztužující plech, neboť alternátor má oproti motoru menší hmotnost. Pro vyztužení jsou použity plocháče, které jsou v konzole příčně navařeny. Hmotnost konzoly je 6 kg.



**Obr. 28.** konzola alternátor

### 3.2 Rám firmy JCB

Velikostní provedení horního a spodního rámu je shodné pro celou typovou řadu generátorů. Konstrukce spodního rámu je obdobná s verzí firmy Doosan. Poloha konzoly motoru a alternátoru je stavitelná, tudíž je možné použít jednu velikost rámu pro více typů pohonů a alternátorů. Tento výrobce používá ve větší míře plastových součástí, což má za důsledek zmenšení hmotnosti sestavy, ale vede k navýšení ceny výrobku. Jako příklad je používání plastových nádrží oproti plechovým svařovaným.

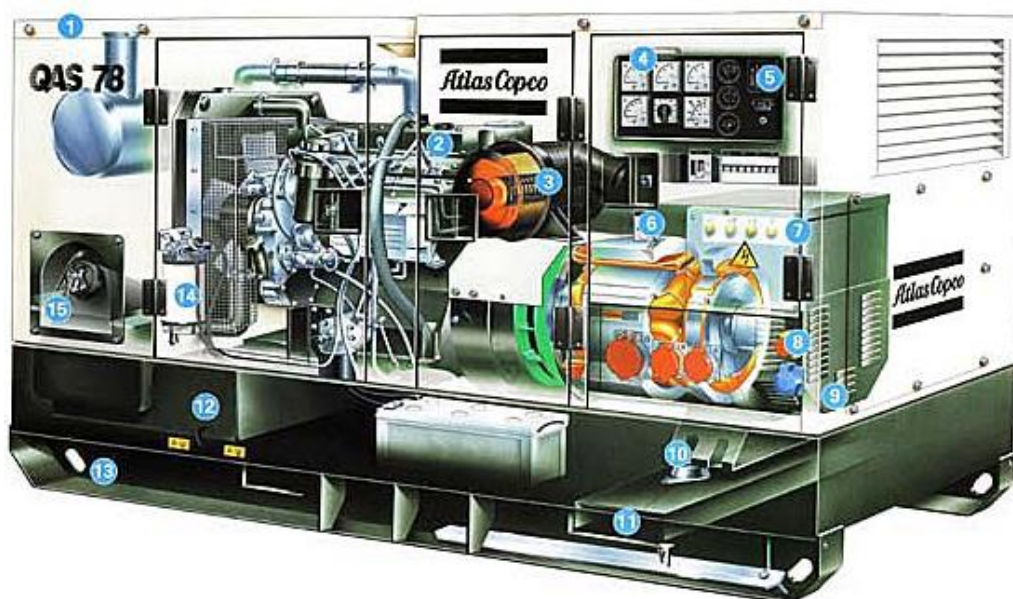


Obr. 29. - Rám firmy JCB[16]



### 3.3 Rám firmy Atlas Copco

Rám je koncipován obdobně jako u firmy Doosan. Spodní a horní rám je vytvořen jako jednotný svařovaný celek. Ližiny pro zdvihání pomocí vysokozdvižného vozíku slouží také jako uchycovací místo pro konzolu motoru a alternátoru. Manipulační závěs není řešen jako závěsný plech s okem, ale jako čep, který slouží ke zdvihání. Další rozdíly jsou v používání menší tloušťky plechů v konstrukci rámu. Elektrický panel není v čele stroje, ale na straně dveří, což způsobuje jiný poměr rozměru šířky a délky a tím i příznivější hmotnost rámu.



Obr. 30. - Rám firmy Atlas Copco [8]

### 3.4 Rám firmy Cummins (otevřený generátor)

Rám je řešen obdobně jako horní rám u všech typů generátorů, je ale vyroben z nakupovaných profilů. Není zakryt (Obr. 14) a není možné jej posouvat po vymezeném prostoru, veškerá manipulace musí být zajištěna jeřábem.

Jedná se o nejlevnější generátory vyvážené do zemí, ve kterých nejsou přísné ekologické podmínky pro funkci stroje.

## 4. Cíle diplomové práce

Cílem diplomové práce je navrhnout novou konstrukci prostorového rámu nové koncepce diesellového generátoru, při zachování jeho stávajících parametrů, včetně vnějších rozměrů.

Průzkumem trhu bylo zjištěno, že žádný z výrobců neutilizuje konstrukci, která by umožnila stohování. Nová konstrukce rámu by měla proto zajistit možnost stohovat dva stroje na sebe a to jak ve statické poloze (skladování), tak při působení dynamických sil vznikajících při transportu zařízení.

Součástí práce jsou koncepční návrhy řešení stohování a konstrukce stohovatelného rámu. Následuje výběr nejvýhodnějších řešení.

Dalším požadavkem je optimalizovat stávající konstrukci rámu, s cílem odlehčit horní a spodní rám při zachování požadované tuhosti a možnosti stohování. Tato kontrola bude provedena na vybraném konstrukčním řešení rámu, pro různé varianty tloušťek bočnic horního rámu.

Na vybrané variantě budou provedeny výpočty velikosti a působišť statických a dynamických sil.

Tyto vypočtené síly budou využity pro stanovení typu upínacích prostředků při transportu.

Pro kontrolu tuhosti rámu bude použita metoda konečných prvků. Dle výsledků bude zvolena nejvhodnější varianta tloušťek plechů svařovaného rámu.

Součástí diplomové práce budou i další výpočty týkající se šroubových spojů na manipulačním závěsu a kontrola ukládacích konzol motoru a alternátoru.

Ve finální fázi diplomové práce bude zpracována hmotnostní analýza původního a nového řešení generátoru.

## 5. Vlastní návrh konstrukce rámu

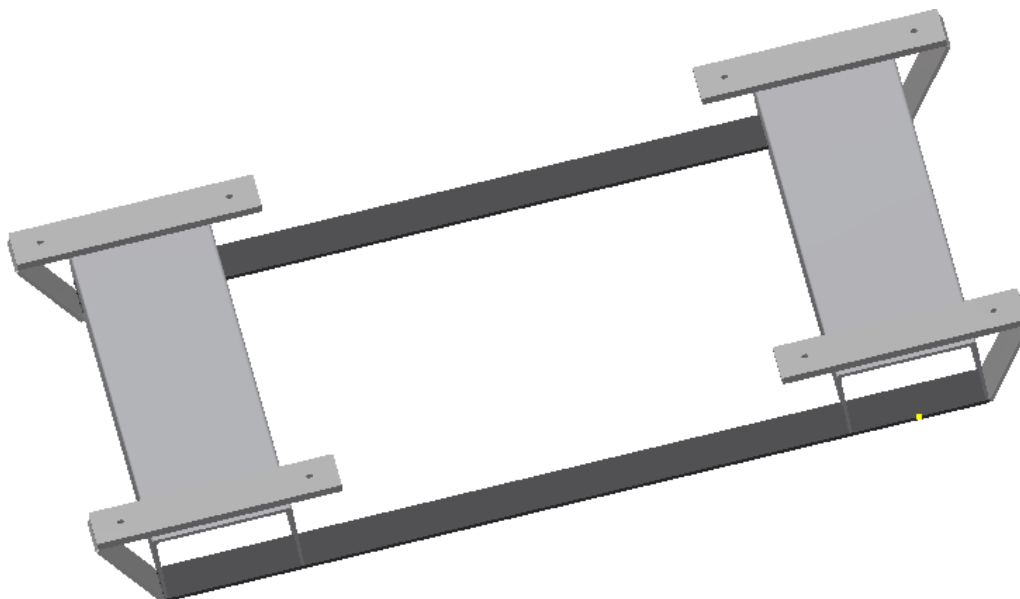
V požadavcích zadání je vytvořit prostorový rám generátoru, u kterého bude možnost stohovatelnosti dvou zařízení ve výrobním závodě, při transportu k prodejci a případně konečnému uživateli. U konečného uživatele předpokládáme uložení na betonové nebo minimálně na zpevněné ploše tak, aby mohla být prováděna manipulace se zařízením, dle popisu uvedeného výše (viz 3.1.1). Současně je cílem zachování, či snížení původní hmotnosti a zachování vnějších rozměrů generátoru, při nenavyšování nákladů na výrobu rámu.

Předmětem řešení není nové zakrytí, které musí vycházet z nové konstrukce. Dále jsou ponechány konzoly pro uchycení motoru, alternátoru a manipulační závěs, jelikož řešení těchto komponent je převzato i do nové verze.

### 5.1 Optimalizace spodního rámu

#### 5.1.1 První varianta

Stávající spodní díl rámu je nadměrně těžký a tuhý, proto je v konstrukční úpravě (Obr. 31) nahrazen jednodušším svařencem, sestávajícího se ze dvou profilů U, které mohou být nakoupeny, či vyrobeny ohýbáním na ohraňovacím lise. Po délce jsou navařeny dva plocháče o tloušťce 10 mm pro umožnění pohybu v tomto směru. Na horní ploše profilu U jsou navařeny plocháče s otvory pro spojení s horním rámem. Navržené řešení zachovává současnou funkci spodního rámu a hmotnost činí 42,5 kg.



**Obr. 31.** - První varianta spodního rámu

### 5.1.2 Druhá varianta

Vychází z varianty 5.1.1 pouze je provedeno zkrácení podélných plocháčů (Obr.32). Hmotnost tohoto řešení je 37 kg.

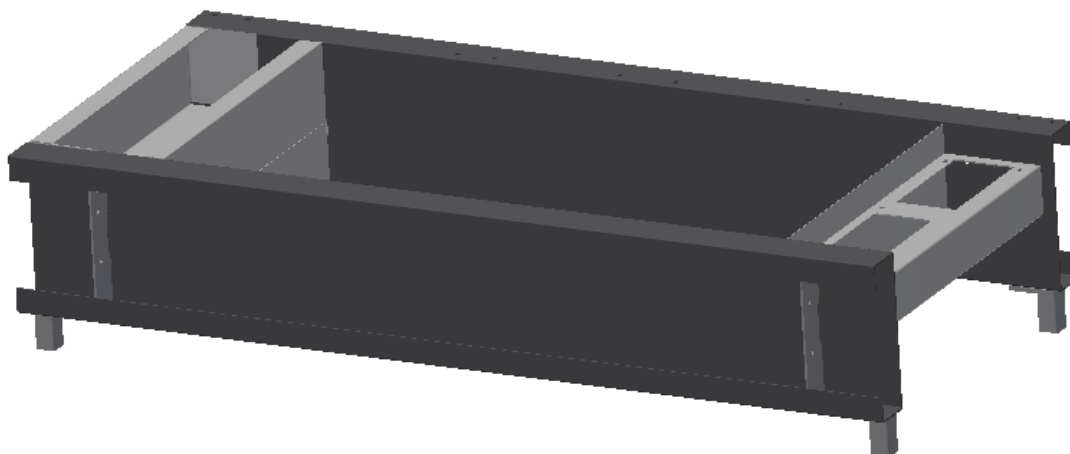


**Obr. 32.** - Druhá varianta spodního rámu

## 5.2 Optimalizace horního rámu

### 5.2.1 První varianta

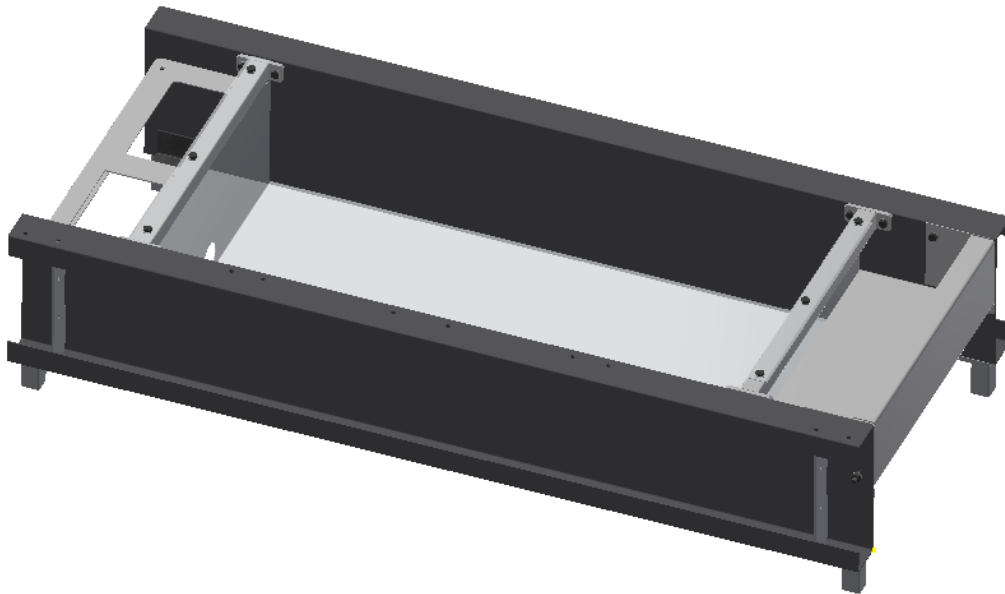
Jedná se o svařovanou konstrukci (Obr. 33) shodnou se současným provedením. Navíc je přidána sestava spodních noh, pro umožnění stohovatelnosti. Bočnice mohou být v tloušťkách 5,4,3 mm, kontrolou tuhosti bude proveden výběr optimální varianty.



**Obr. 33.** - První varianta horního rámu

### 5.2.2 Druhá varianta

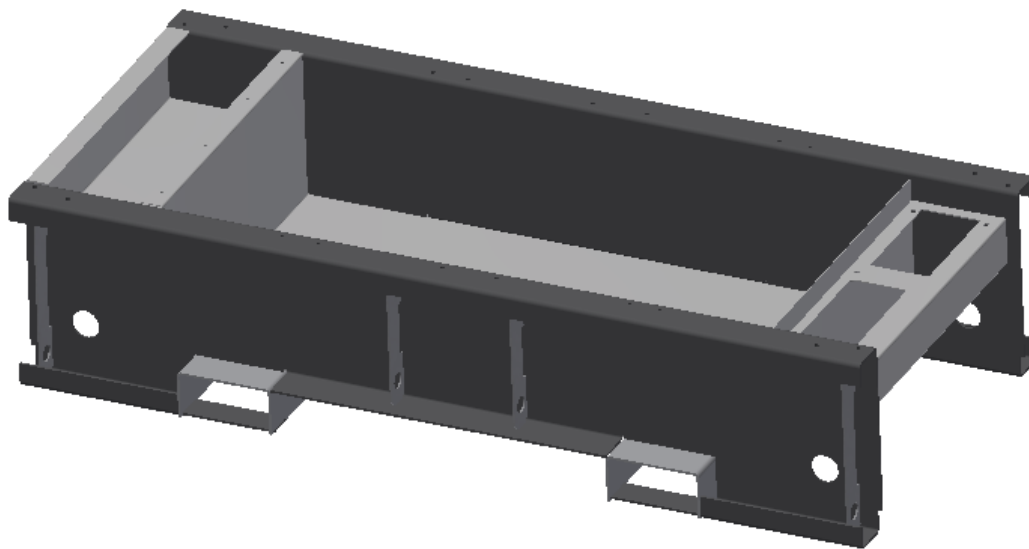
Varianta vychází ze stávajícího svařovaného provedení s následujícími změnami. Nosný plech elektrického panelu, který je v současném provedení zavařen na bočnice, se nyní na bočnice přišroubuje, stejná konstrukční úprava je provedena i na plechu výfukového systému. Další změnou je nahrazení spodního krycího plechu nádrže, na laminátovou vanu, součástí této úpravy (Obr. 34) musí být nosníky z uzavřených čtvercových profilů. Celková Hmotnost této varianty činí 115 kg.



**Obr. 34.** - Druhá varianta horního rámu

### 5.2.3 Třetí varianta

Varianta v sobě spojuje horní a spodní rám, čímž se zvýšila výška a tím i tuhost bočnice. Do bočnice jsou předpáleny otvory pro příčné uložení U profilů. Verze s bočnicemi o tloušťkách 5 mm (Obr. 35) váží 128 kg.



**Obr. 35.** - Třetí varianta horního rámu

## 5.3 Volba nosného stohovacího profilu

### Výpočet stohovacího profilu na vzpěr

Z hlediska limitované hmotnosti je třeba vhodně zvolit a vypočítat profil, který bude tvořit rámovou konstrukci. Byl zvolen čtvercový tenkostěnný profil o rozměrech 40x40x3. Výpočet na vzpěr byl prováděn s hmotností původního generátoru, která je 1000 kg. Dle uložení konců byl zvolen druhý případ vzpěru viz (Obr. 36).



Obr. 36. -Zvolený případ vzpěru

Kvadratický moment průřezu

$$J_{min} = \frac{A^4 - a^4}{6 \cdot A} \quad (1)$$

$$J_{min} = \frac{40^4 - 34^4}{6 \cdot 40}$$

$$J_{min} = 5\,098,6 \text{ mm}^4$$

Plocha průřezu

$$A_j = A^4 - a^4 \quad (2)$$

$$A_j = 40^2 - 34^2$$

$$A_j = 444 \text{ mm}^2$$

Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{A_j}} \quad (3)$$

$$i = \sqrt{\frac{5\,098,6}{444}}$$

$$i = 3,38 \text{ mm}$$

### Štíhlostní poměr

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{955}{3,38}$$

$$\lambda = 282,5$$

### Kritická vzpěrná síla

$$F_{kr} = n_{vz} \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (5)$$

$$F_{kr} = 1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5\,098,6}{955^2}$$

$$F_{kr} = 11\,586,7 \text{ N}$$

### Síla působící na jeden profil

$$F_{1p} = \frac{m \cdot g}{4} \quad (6)$$

$$F_{1p} = \frac{1\,000 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{1p} = 2\,452 \text{ N}$$

### Bezpečnost

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F_{1p}} \quad (7)$$

$$k_{vz} = \frac{11\,586,7}{2\,452}$$

$$k_{vz} = 4,7$$



### Mezní štíhlostní poměr

$$\lambda_{mez} = \pi \cdot \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot E}{\sigma_u}} \quad (8)$$

$$\lambda_{mez} = \pi \cdot \sqrt{\frac{1,2,1 \cdot 10^5}{200}}$$

$$\lambda_{mez} = 101,8$$

Kde:

$\sigma_u$ ... mezní napětí voleno dle [5]

### Podmínka pro pružnou oblast řešení:

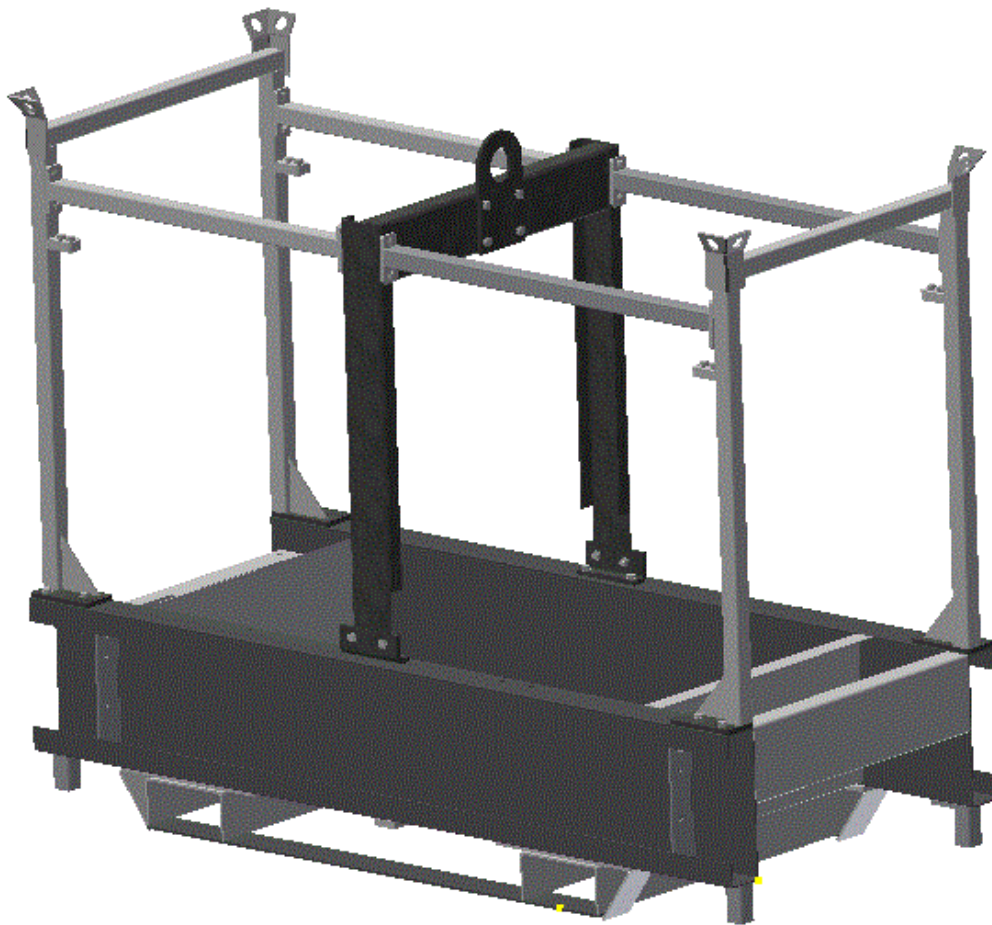
$$\lambda \geq \lambda_{mez} \quad (9)$$

$$282,5 \geq 101,8 \rightarrow \text{podmínka splněna vyhovuje}$$

## **5.4 Řešení stohovatelnosti**

### 5.4.1 První konstrukční varianta nosné konstrukce

Tato konstrukční varianta předpokládá zachování manipulačního závěsu a vytvoření nosné konstrukce (Obr. 37). Nosná konstrukce, včetně stojek, je vytvořena za použití tenkostěnných profilů Jäkl o rozměru 40x40x3. Jeho patky jsou přišroubovány k hornímu rámu. Jako výztuhy této konstrukce slouží rovněž Jäkl profily rozměru 40x40x3 s patkami šroubovanými do nosné konstrukce. Ke snadnějšímu stohování jsou v horní části konstrukce navařeny naváděcí plechy, které vystředí nohy usazovaného stohovaného stroje.



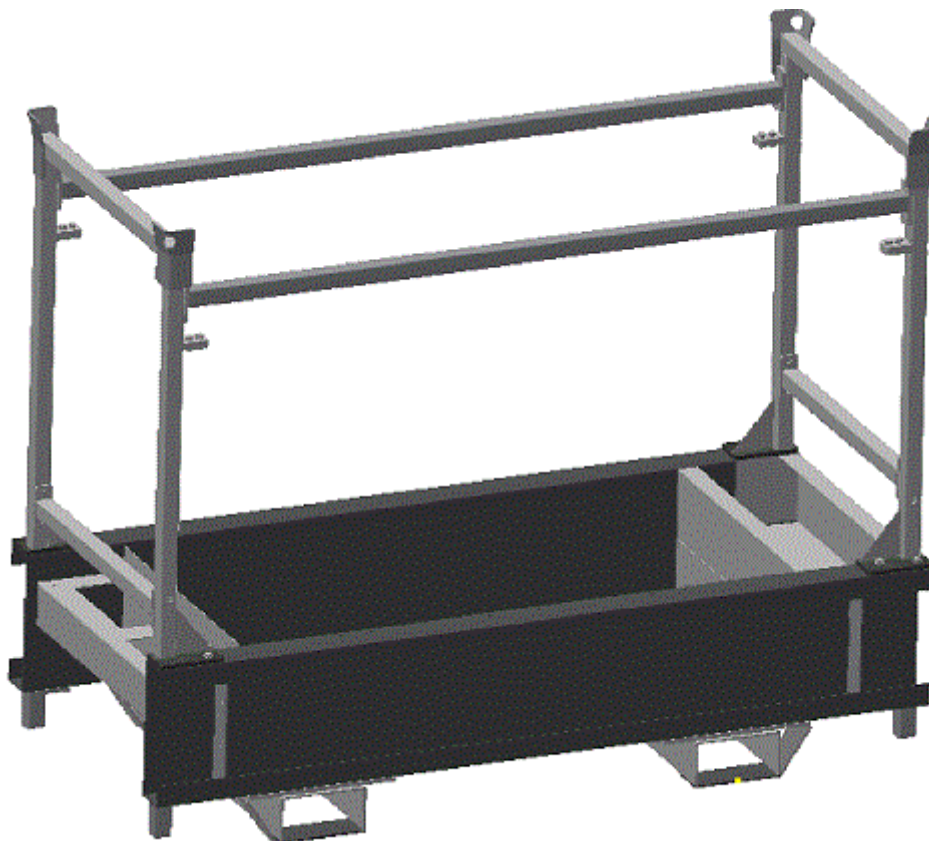
**Obr. 37.** - První konstrukční varianta nosné konstrukce



Obr. 38. - Zastohované rámy (první konstrukční varianta)

#### 5.4.2 Druhá konstrukční varianta nosné konstrukce

Tato varianta je řešena jako dvou-rámová nosná konstrukce spojená šrouby. Možnost transportu je pomocí jeřábu se čtyřmi závěsnými oky (Obr. 39), je vypuštěn manipulační závěs. Nosná konstrukce je řešena obdobně jako u varianty 5.4.1, rozdíl se týká nosné konstrukce horního rámu odlišným uložením Jäkl profilů 40x40x3. Ke snadnějšímu stohování jsou v horní části konstrukce navařeny naváděcí plechy, které vystředí nohy usazovaného stohovaného stroje.



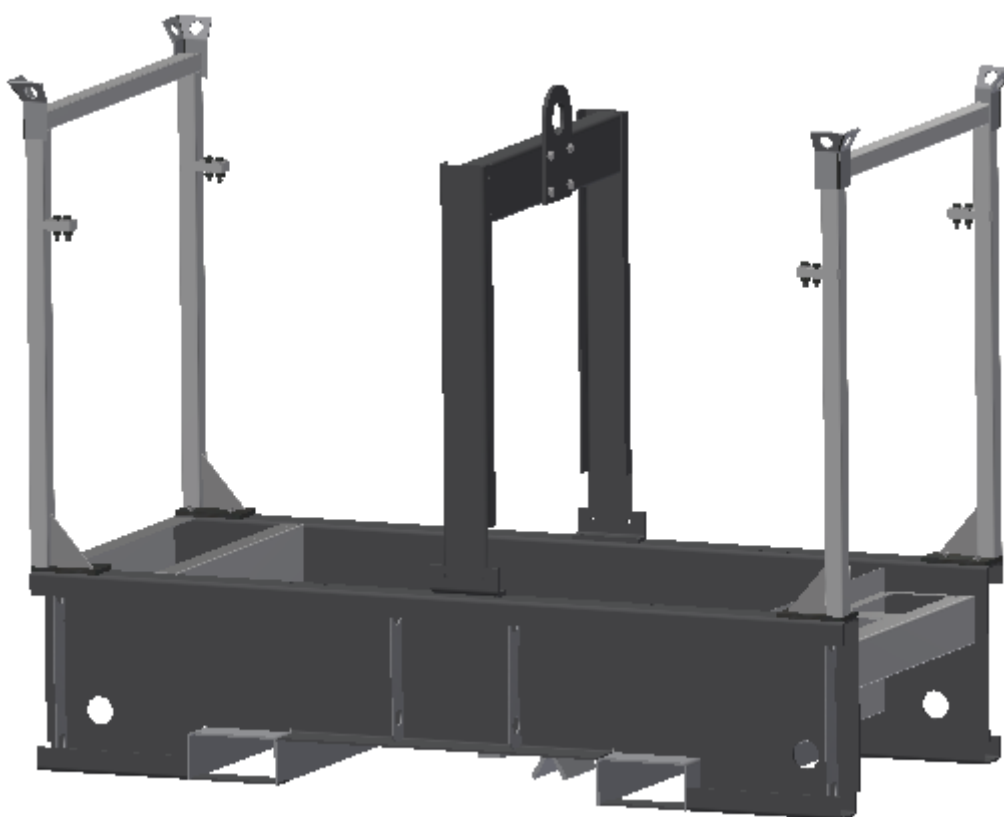
**Obr. 39.** - Druhá konstrukční varianta nosné konstrukce



Obr. 40. - Zastohované rámy (druhá konstrukční varianta)

### 5.4.3 Třetí konstrukční varianta nosné konstrukce

Tato konstrukční varianta se sestává z uzavřených Jäkl profilů 40x40x3, které jsou svařeny a pomocí šroubů připevněny na horní rám (Obr. 41). Podélné profily jsou zde nahrazeny žebry mezi styčnickovým plechem a Jäkl profilem ve spodní části nohy, v místech jejich spojení s konstrukcí. Důležitou částí konstrukce je středící díl umístěný na spodním rámu, jedná se o svařenec plocháče s plechy, vytvářejících šterbinu. Tento svařenec slouží k zachytávání dynamických sil v podélném směru vznikajících při jízdě.



**Obr. 41.** - Třetí konstrukční varianta nosné konstrukce



Obr. 42. - Zastohované rámy (třetí konstrukční varianta)

## 5.5 Zvolená varianta

Po konzultacích ve firmě Doosan byly s ohledem na náklady při výrobě zařízení zvoleny následující varianty :

- spodní rám 5.2.3
- stohovací rám 5.4.3

Zvolená varianta je v celkovém pohledu znázorněna na (Obr. 41).

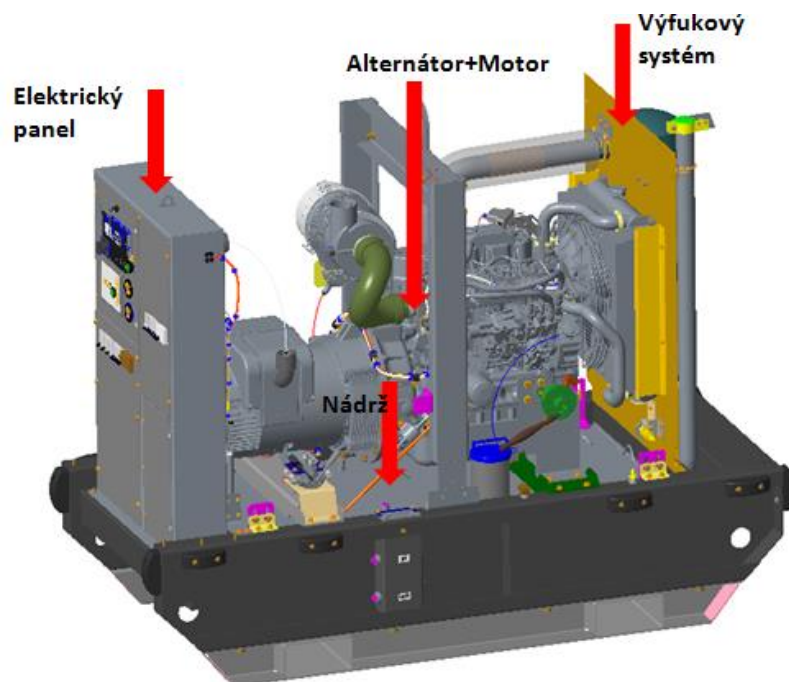
## 6. Rozbor zatížení

Navzdory nově vzniklé konstrukci rámu, při které došlo ke změně jednotlivých prvků a úspoře hmotnosti, je v analytických výpočtech vycházeno stále z původní hmotnosti stroje, která činí 1000 kg. Konečná hmotnost rámu, tzn. i celého stroje, bude zjištěna až po kontrole pomocí metody konečných prvků.

Dále je pro pevnostní výpočty nutné zjistit velikosti a působišť sil, které působí na původní rám stroje.

### 6.1 Statické síly působící na původní rám stroje

K silám vyvozeným jednotlivými komponenty (Obr. 43) je nutné stanovit těž jejich působišť - síly působí v těžišti.

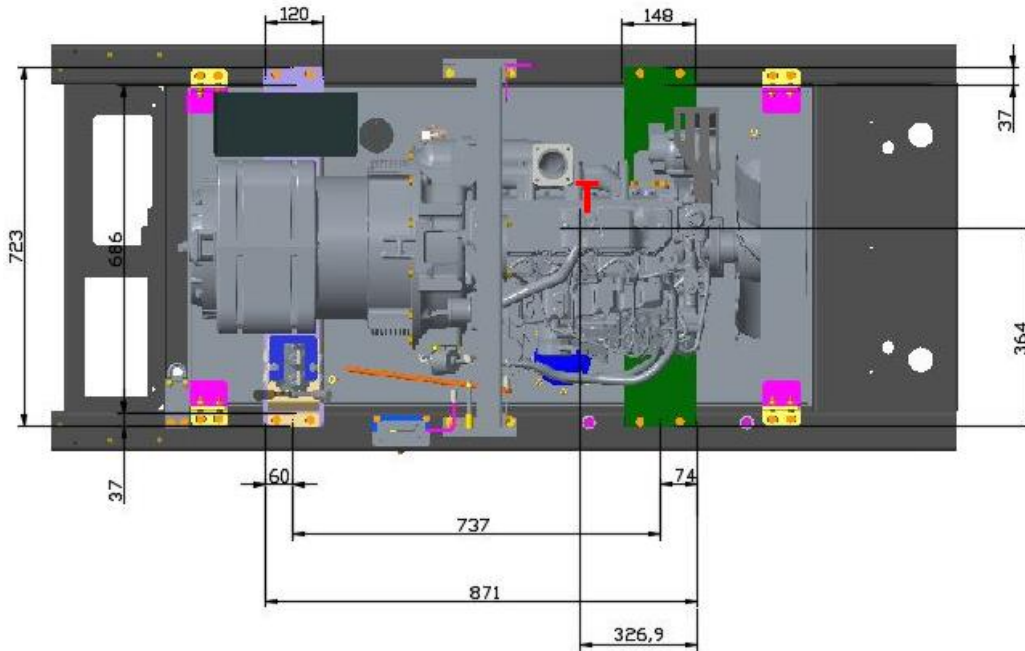


**Obr. 43.** - Síly působící na původní rám



### 6.1.1 Motor a alternátor

Celkové těžiště sestavy (motor+alternátor) bylo odměřeno z CAD programu Creo 3. Poloha těžiště je zakótovaná na (Obr. 44), obdobně byly získány polohy těžišť dalších komponent.



**Obr. 44.** - Zakótovaná poloha těžiště

Celková hmotnost komponent je dána výrobcem, hmotnost motoru je 175 kg, hmotnost alternátoru je 102 kg.

$$Q_{ma.} = m_{ma.} \cdot g \quad (10)$$

$$Q_{ma.} = 277,9,81$$

$$Q_{ma.} = 2\,717,4\,N$$

### 6.1.2 Elektrický panel

Ze známé hmotnosti elektrického panelu lze určit sílu, kterou na rám působí.

Celková hmotnost elektrického panelu činí 51 kg.

$$Q_{elek.} = m_{elek.} \cdot g \quad (11)$$

$$Q_{elek.} = 51,9,81$$

$$Q_{elek.} = 500\,N$$

### 6.1.3 Výfukový systém

Celková hmotnost výfukového systému činí 35 kg.

$$Q_{vyf.} = m_{vyf.} \cdot g \quad (12)$$

$$Q_{vyf.} = 35 \cdot 9,81$$

$$Q_{vyf.} = 343,35 \text{ N}$$

### 6.1.4 nádrž

Celková hmotnost plné nádrže je 190 kg.

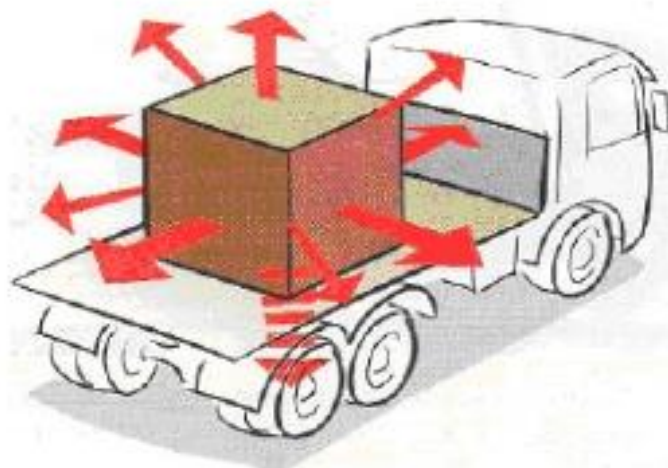
$$Q_{nad.} = m_{nad.} \cdot g \quad (13)$$

$$Q_{nad.} = 190 \cdot 9,81$$

$$Q_{nad.} = 1863 \text{ N}$$

## 6.2 Dynamická zatížení

Při výpočtech je uvažováno zastohování rámu na nákladním automobilu, které jsou uloženy na ložné ploše nákladního automobilu. Na nákladní automobil při jízdě působí (Obr. 45) tyto dynamické síly: síly při rozjíždění, síly při brzdění a odstředivé síly v zatáčkách.



**Obr. 45.** - Síly působící na náklad [15]

### 6.2.1 Výpočet zrychlení při rozjezdu

Předpokládaná maximální rychlost nákladního automobilu je 80 km/h a řidič se na tuto rychlost dokáže dostat za 30 s.

$$\begin{aligned} a_r &= \frac{\frac{v_r}{3,6}}{t_r} \\ a_r &= \frac{\frac{80}{3,6}}{30} \\ a_r &= 0,740 \frac{m}{s^2} \end{aligned} \tag{14}$$

### 6.2.2 Výpočet zrychlení při brzdění

Předpoklad, že kamion brzdí z 80 km/h na 0 km/h a řidič se na tuto rychlost dokáže dostat za 10 s.

$$\begin{aligned} a_b &= \frac{\frac{v_b}{3,6}}{t_b} \\ a_b &= \frac{\frac{80}{3,6}}{10} \\ a_b &= 2,22 \frac{m}{s^2} \end{aligned} \tag{15}$$

### 6.2.3 Výpočet odstředivého zrychlení při průjezdu zatáčkou

Při výpočtu byl uvažován průjezd přes kruhový objezd ležící v rovině o rádiu R=15m, předpokládaná rychlost průjezdu je 30 km/h.

$$\begin{aligned} a_{od} &= \frac{\left(\frac{v_{od}}{3,6}\right)^2}{R} \\ a_{od} &= \frac{\left(\frac{30}{3,6}\right)^2}{15} \\ a_{od} &= 4,59 \frac{m}{s^2} \end{aligned} \tag{16}$$

vzorce použité pro výpočet sil dle Tab .5

$$F_{dr} = m \cdot a_r \quad (17)$$

$$F_{db} = m \cdot a_b \quad (18)$$

$$F_{odk} = m \cdot a_{od} \quad (19)$$

#### 6.2.4 Jednotlivé dynamické zatížení

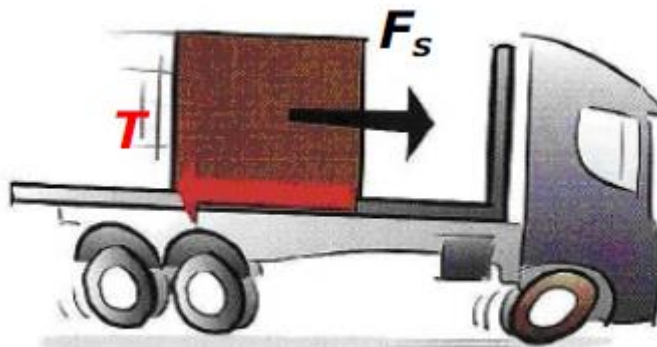
Síly vypočtené dle Tab. 4 budou následně použity při výpočtech zatěžovacích stavů, které budou provedeny pomocí metody konečných prvků.

KOMPONENTA	HMOTNOST [KG]	STAV		
		ROZJEZD [N]	BRŽDĚNÍ [N]	ZATÁČKA [N]
MOTOR	175	129,5	388,5	803,25
ALTERNÁTOR	102	75,48	226,44	468,18
ELEKTRICKÝ PANEL	51	40,7	122,1	252,45
CHLADÍCÍ SYSTÉM	35	25,9	77,7	160,65
NÁDRŽ	190	140,6	421,8	872,1
MANIPULAČNÍ ZÁVĚS	20	14,8	44,4	91,8

**Tab. 4.** - Vypočtené hodnoty setrvačných sil

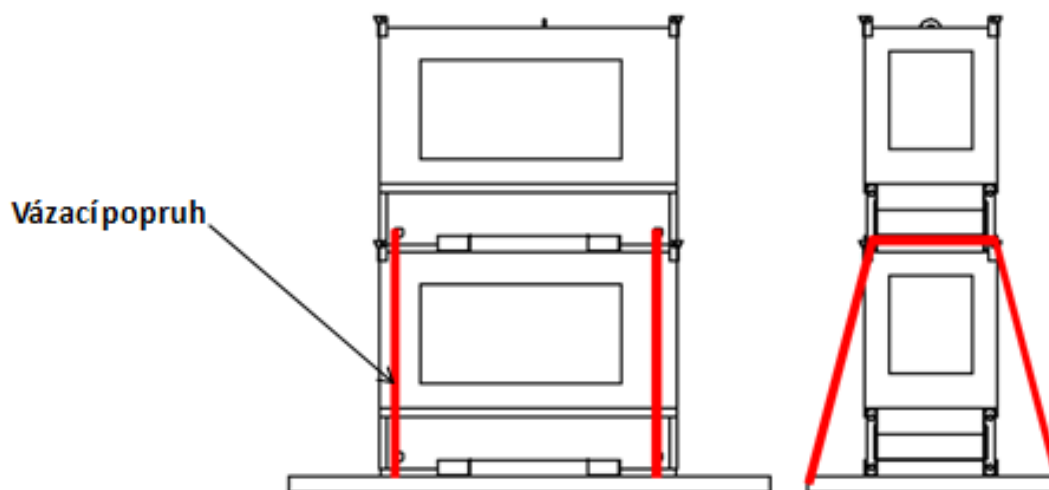
### 6.3 Zajištění nákladu pomocí vázacích prostředků

Cílem je při vhodné volbě vázacího prostředku vytvoření dostatečné třecí síly mezi ložnou plochou nákladního vozidla a stohovanými stroji (Obr. 46). Třecí síla musí být větší než maximální dynamické síly vznikající při transportu.



Obr. 46. - Zobrazení třecí síly [15]

Volil jsem připevnění stohovaných strojů pomocí dvou vázacích popruhů. Tyto popruhy jsou provlečeny skrz otvory v bočnicích rámu horního stroje viz (Obr. 47) a následně jsou připevněny ke kotvicím bodům na ložné ploše nákladního automobilu.



Obr. 47. - Svázání generátorů pomocí vázacích popruhů

Další možností, jak navýšit tření mezi ložnou plochou nákladního automobilu a nákladem, je vložení prostředku zvyšujícího tření mezi nákladem a ložnou plochou vozidla, např. protiskluzové podložky.

### součinitel tření mezi povrchy

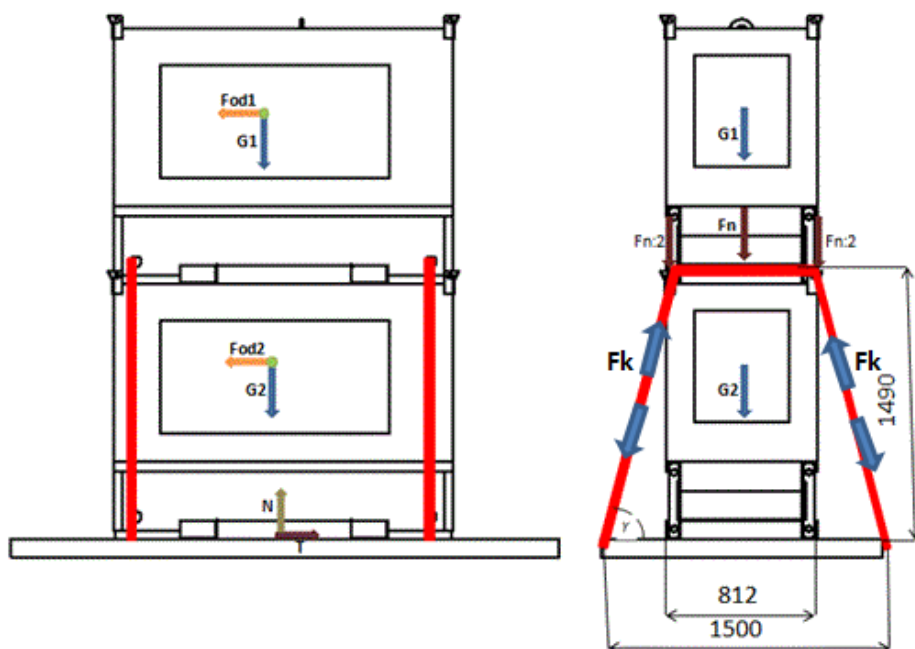
Součinitel tření závisí na typu povrchu a jeho drsnosti.

Materiály	Suchý dotyk	Mokrý dotyk
kov/kov	0,10 - 0,25	0,10 - 0,20
kov/dřevo	0,20 - 0,50	0,20 - 0,25

**Tab. 5.** - Velikosti součinitele tření

Předepínací síla ( $F_k$ ) znázorněna na (Obr.48) vázacího prostředku je vyvozena pomocí napínacího zařízení (ráčny) a její velikost je stanovena výrobcem vázacího prostředku v závislosti na zvoleném typu vázacího prostředku.

Velikost přitlačné síly ( $F_n$ ) je ovlivněna velikostí fixačního úhlu  $\gamma$ , přičemž účinnost předepínací síly vázacího prostředku klesá se zmenšující se hodnotou fixačního úhlu.



**Obr. 48.** zavedené síly

## Výpočet

### Rovnováha sil v ose x a výpočet třecí síly a normálové síly

- při uvažování hmotnosti celého stroje 1000 kg .

$$\Sigma F_x = 0$$

$$T - F_{od1} - F_{od2} = 0$$

$$T = 2 \cdot F_{od} \tag{20}$$

$$T = 2 \cdot 4590$$

$$T = 9180 \text{ N}$$

$$T = \mu \cdot N \rightarrow N = \frac{T}{\mu} \tag{21}$$

$$N = \frac{9180}{0,35}$$

$$N = 26228,5 \text{ N}$$

Kde:

$$F_{od1} = m \cdot a_{od} = 1000 \cdot 4,59 = 4590 \text{ N}$$

$$F_{od1} = F_{od2} = F_{od}$$

$\mu$ ..voleno dle Tab.6. 0,35 - kov/dřevo

### Rovnováha sil v ose y a výpočet přitlačné síly (Fn)

$$\Sigma F_y = 0 \tag{22}$$

$$N - G_1 - G_2 - F_n = 0$$

$$F_n = N - G_1 - G_2 = 26228,5 - 20000 = 6228,5 \text{ N}$$

Kde:

$$G_1 = G_2 = 10000 \text{ N}$$

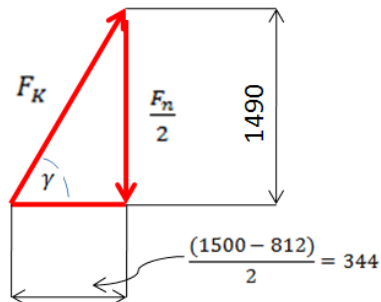
### Výpočet fixačního úhlu

Velikost fixačního úhlu ovlivňuje účinnost předepínací síly. Tento úhel je mezi ložnou plochou a vázacím prostředkem v nákladovém prostoru.

Pokud se podaří zajistit fixační úhel v intervalu  $90^\circ$  až  $85^\circ$ , pak se využití předepínací síly ( $F_k$ ) dá předpokládat téměř za 100%. Jestliže je úhel  $\gamma$  mezi  $84^\circ$  až  $45^\circ$  pak je předepínací síla využita z 99% až 65%.

Jestliže hodnota úhlu klesne pod dovolenou mez (65%), stává se zajištění nákladu neúčinné.

Z (Obr. 49), je patrný silový trojúhelník



**Obr. 49.** - Výpočet fixačního úhlu

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma &= \frac{1490}{344} \rightarrow \gamma = 76,9^\circ \\ \gamma &= 76,9^\circ \end{aligned} \quad (23)$$

### Výpočet předepínací síly

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= \frac{F_n}{F_K} \rightarrow F_K = \frac{F_n}{\sin \gamma} \\ F_K &= \frac{3\,114,25}{\sin 76,9^\circ} \\ F_K &= 3197,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (24)$$

Byl zvolen vázací prostředek s parametry viz (Obr. 50)

-1000daN=10 000 N



Pevnost 2lc (daN): 1000  
 Šířka (mm): 25  
 Délka (m): 6  
 Napínací zařízení: ráčna



Obr. 50. - Upínací zařízení [16]

### Výpočet bezpečnosti

$$k_{vp} = \frac{n_{vp} \cdot F_{Kdov}}{F_K}$$

(25)

$$k_{vp} = \frac{2 \cdot 10\,000}{3197,5}$$

$$k_{vp} = 6,25$$

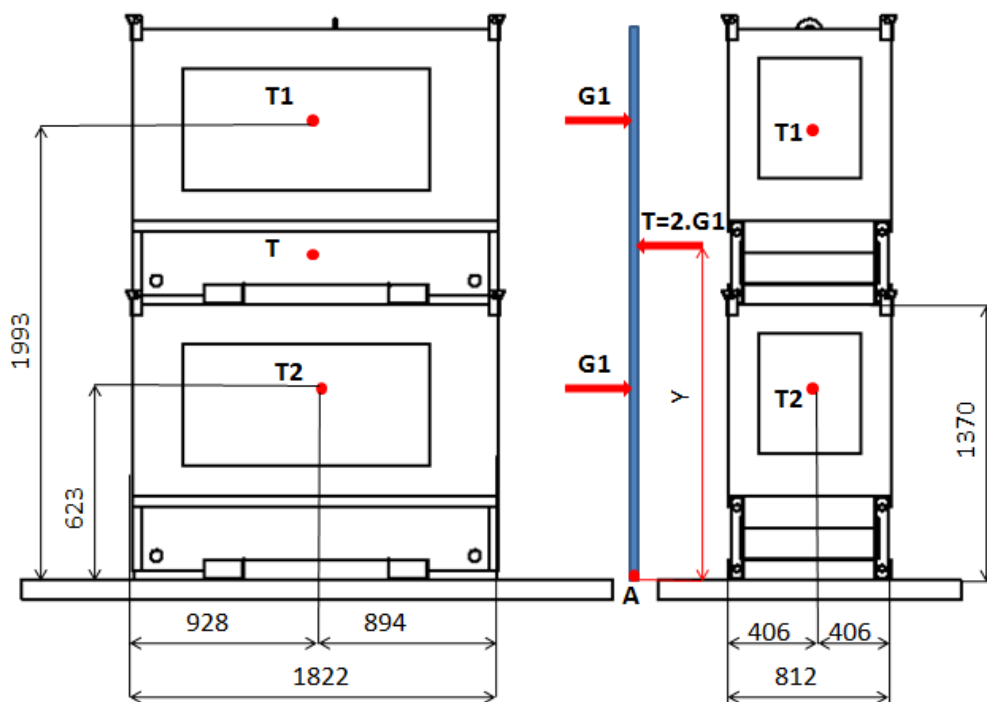
#### **6.4 Kontrola zastohovaných strojů, při působení větru**

Při výpočtu působení větru na stohované stroje bylo uvažováno i s kapotou, která není součástí této diplomové práce. Proto byla v (Obr. 51), schematicky naznačena. Pro jednotlivě stojící stroje není kontrola prováděna, neboť výsledek bude příznivější než pro zastohované stroje.

Výpočet byl proveden dle platné normy ČSN 73 0035, pro zjednodušení výpočtu bylo počítáno oproti normě pouze s jednou činnou složkou a to s dynamickým tlakem  $p_D$ .

#### **Výpočet celkové polohy těžiště zastohovaných rámu**

Těžiště stroje bylo určeno za pomoci konstrukčního CAD programu Creo 3. Při výpočtu je předpokládáno působení větru ve společném těžišti obou strojů.



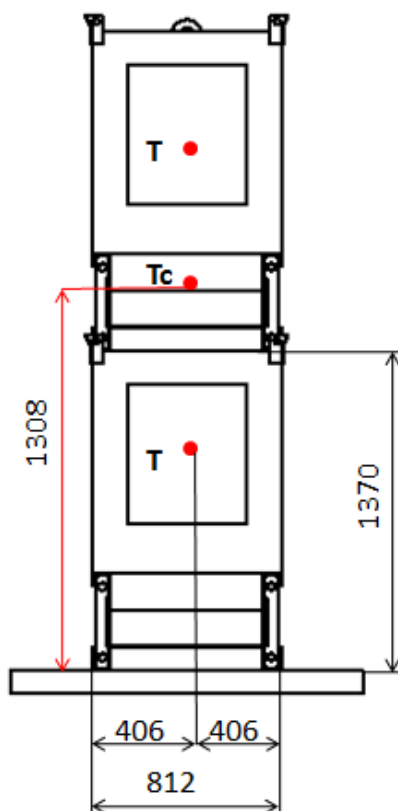
Obr. 51. - Těžiště zastohovaných ráků

Výpočet polohy těžiště zastohovaných ráků

$$M_A: 1000 \cdot 623 + 1000 \cdot 1993 - 2 \cdot 1000 \cdot Y = 0 \quad (26)$$

$$Y = \frac{1000 \cdot 623 + 1000 \cdot 1993}{2 \cdot 1000}$$

$$Y = 1308 \text{ mm}$$



**Obr. 52.** - Celková poloha těžiště zastohovaných rámu

Výpočet plochy strojů

$$S_{st} = \text{š.2. } v$$

(27)

$$S_{st} = 1,822.2.1,370$$

$$S_{st} = 4,99 \text{ m}^2$$

Výpočet dynamického tlaku

$$p_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_d^2 \quad (28)$$

$$p_D = \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 30^2$$

$$p_D = 562,5 \text{ Pa}$$

Kde:

$\rho$  ..měrná hmotnost vzduchu voleno dle [20]

$v_d$ ..dynamická rychlost větru voleno dle [20]

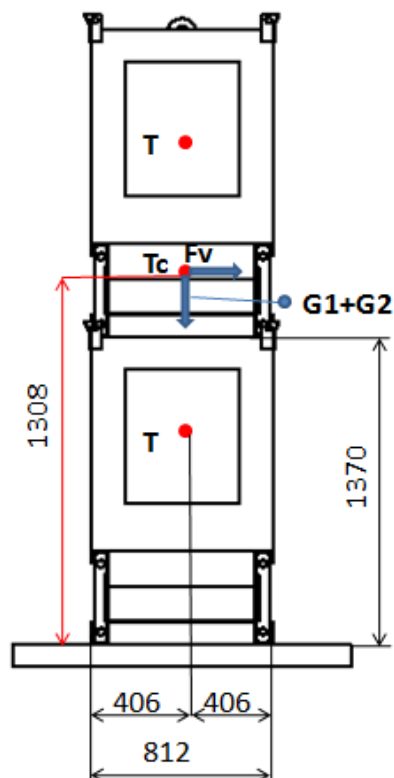
Max síla větru

$$F_{MAXv} = p_D \cdot S_{st} \quad (29)$$

$$F_{MAXv} = 562,5 \cdot 4,944$$

$$F_{MAXv} = 2\,806,8 \text{ N}$$

Kontrola překlopení zastohovaných strojů, rovnovážná poloha



Obr. 53. - Působení větru

$$2 \cdot (G_1 + G_2) \cdot 406 - F_v \cdot 1\,308 = 0 \quad (30)$$

$$F_v = \frac{2 \cdot (10\,000 + 10\,000) \cdot 406}{1\,308}$$

$$F_v = 6\,207,95$$

$F < F_v$  ... k překlopení nedojde

Kde:

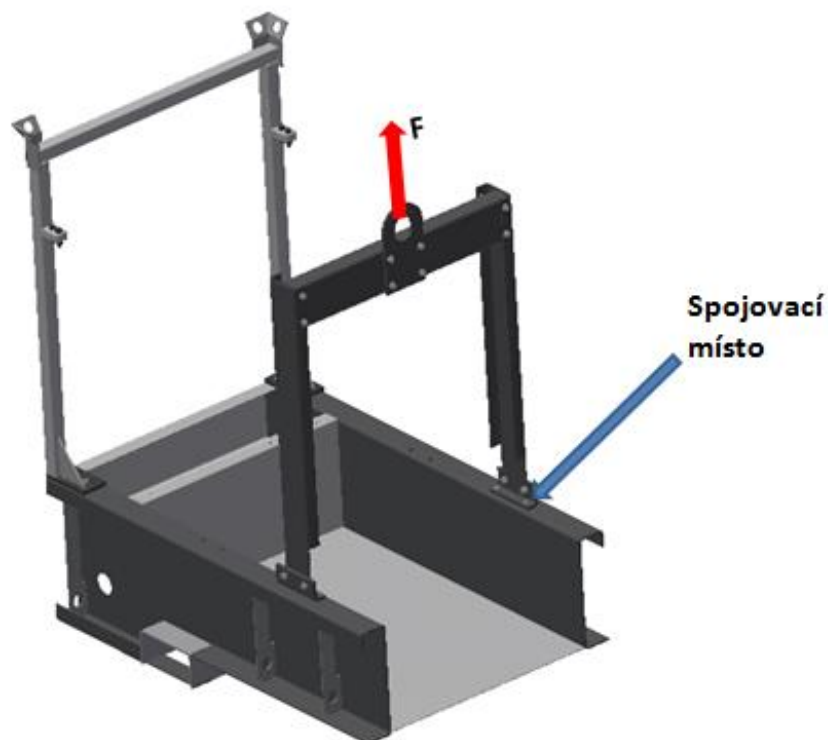
$$G_1 = G_2 = 10\,000 \text{ N}$$

$F_v$ ..(klopná) síla, kterou by musel vítr působit, aby došlo k překlopení

## 6.5 Kontrola šroubů

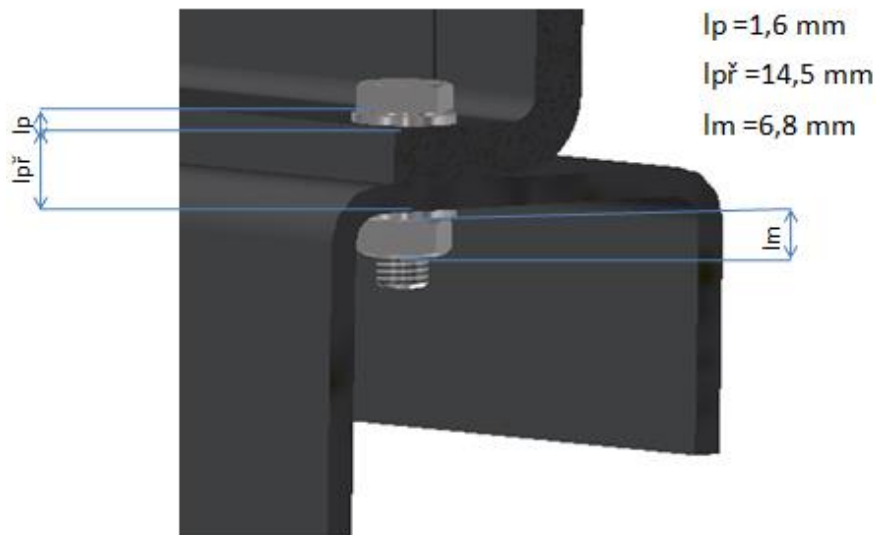
Byla provedena kontrola šroubů v místě spojení manipulačního závěsu s nově vytvořenou konstrukcí spodního rámu (Obr. 54). Spojovací šrouby v horní části manipulačního závěsu kontrolovány nebyly, neboť se předpokládá převzetí této sestavy z původního řešení.

### 6.5.1 Rozbor zatížení



**Obr. 54.** - Ukázka zatížení kontrolovaných šroubů

V síle  $F$  figuruje celková hmotnost původního rámu a také komponent, které jsou na rámu uloženy. Celková hmotnost stroje je 1 000 kg.



**Obr. 55.** - Detail spojení

### 6.5.2 Kontrola šroubů

#### Síla působící na jeden šroub

$$F_{1š} = \frac{F}{n_s} \quad (31)$$

$$F_{1š} = \frac{10\,000}{4}$$

$$F_{1š} = 2\,500\,N$$

#### Výpočet průřezu jádra šroubu

$$\frac{F_{1š}}{S_3} \leq \frac{v \cdot \sigma_k}{1,2 \cdot (1 + q)} \quad (32)$$

$$S_3 \geq \frac{F_{1š} \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{v \cdot \sigma_k}$$

$$S_3 \geq \frac{2500 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1)}{0,85 \cdot 640}$$

$$S_3 = 11,02\,mm^2$$

Kde:

$\sigma_k$ .. voleno dle [13] str. 55

$v$ .. voleno dle [13] str. 55

Volba závitu

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (33)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,02}{\pi}}$$

$$d_3 = 3,74 \text{ mm}$$

Dle výpočtu je patrné, že by stačil závit M4,5, z hlediska bezpečnosti volím závit M8.

Parametry závitu M8 :

- P = 1,25 mm
- d = 8 mm
- d<sub>1</sub> = 6,647 mm
- d<sub>2</sub> = 7,188 mm
- d<sub>3</sub> = 6,466 mm

Výpočet konstant tuhosti

$$\frac{1}{C_S} = \frac{1}{E} \cdot \left[ \frac{l_m}{2} + \frac{(l_{př} + 2 \cdot l_p)}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} + \frac{(l_{př} + 2 \cdot l_p)}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right] \quad (34)$$

$$\frac{1}{C_S} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[ \frac{6,8}{2} + \frac{(14,5 + 2 \cdot 1,6)}{\frac{\pi \cdot 7,188^2}{4}} + \frac{(14,5 + 2 \cdot 1,6)}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \right]$$

$$\frac{1}{C_S} = 2,96 \cdot 10^{-6} \quad \rightarrow C_S = 337\,837,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Výpočet tuhosti přírub

(35)

$$C_p = \frac{E \cdot S_T}{l_{př}}$$

$$C_p = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 150,79}{14,5}$$

$$C_p = 2\,183\,855,17 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Výpočet tuhosti náhradní trubky

(36)

$$S_T = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_2^2)}{4}$$

$$S_T = \frac{\pi \cdot (16^2 - 8^2)}{4}$$

$$S_T = 150,79 \text{ mm}^2$$

Předpoklad dle [12]

$$D \sim 2 \cdot d = 16 \text{ mm}$$

$$D_2 = d = 8 \text{ mm}$$

Výpočet předpětí ve šroubu

(37)

$$Q_o = F_{1š} \cdot \left( q + \frac{C_p}{C_p + C_s} \right)$$

$$Q_o = 2\,500 \cdot \left( 1 + \frac{2\,183\,855,17}{2\,183\,855,17 + 337\,837,8} \right)$$

$$Q_o = 4665,1 \text{ N}$$

Kde:

q..součinitel provozního předpětí- síla stála- voleno dle[12] str. 54



Výpočet utahovacího momentu

$$M_{kk} = M_{TM} + M_Z \quad (38)$$

$$M_{kk} = Q_o \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + Q_o \cdot f_m \cdot \rho_m$$

$$M_{kk} = 4\,665,1 \cdot tg(3,168 + 9,183) \cdot \frac{7,188}{2} + 4\,665,1 \cdot 0,154$$

$$M_{kk} = 6\,190 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$tg\gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} \rightarrow \gamma = 3,168 \quad (39)$$

$$\text{dle [12] str. 36 } f_m = tg\varphi_m = 0,1$$

$$\text{dle [12] str. 36 } \rho_m = 0,75 \cdot d_2 = 0,75 \cdot 7,188 = 5,4$$

$$f' = tg\varphi' \rightarrow f' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{0,14}{\cos 30^\circ} = 0,162 \rightarrow \varphi' = actg 0,162 = 9,183 \quad (40)$$

Namáhání šroubu na krut

$$\tau_K = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{kk}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (41)$$

$$\tau_K = \frac{6\,190}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}}$$

$$\tau_K = 116,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Určení celkového zatížení  $Q_1$ 

$$F_2 = F_{1\check{s}} \cdot \frac{C_p}{C_p + C_s} \quad (42)$$

$$F_2 = 2500 \cdot \frac{2\,183\,855,17}{2\,183\,855,17 + 337\,837,8}$$

$$F_2 = 2\,165 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{c_s}{c_p} \quad (43)$$

$$F_1 = 2165 \cdot \frac{337\,837,8}{2\,183\,855,17}$$

$$F_1 = 334,9 \text{ N}$$

$$Q_1 = Q_0 + F_1 \quad (44)$$

$$Q_1 = 4\,665,1 + 334,9$$

$$Q_1 = 5\,000 \text{ N}$$

Celkové napětí  $\sigma_{Q1}$

$$\sigma_{Q1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (45)$$

$$\sigma_{Q1} = \frac{5000}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}}$$

$$\sigma_{Q1} = 152,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Výpočet redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q1}^2 + 3 \cdot \tau_K^2} \quad (46)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{152,3^2 + 116,6^2}$$

$$\sigma_{red} = 191,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

### Výpočet bezpečnosti

$$k_{\xi} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad (47)$$

$$k_{\xi} = \frac{640}{191,8}$$

$$k_{\xi} = 3,33$$

Kde:

$R_{p0,2}$ .. voleno dle [12] str.55

### Závěr

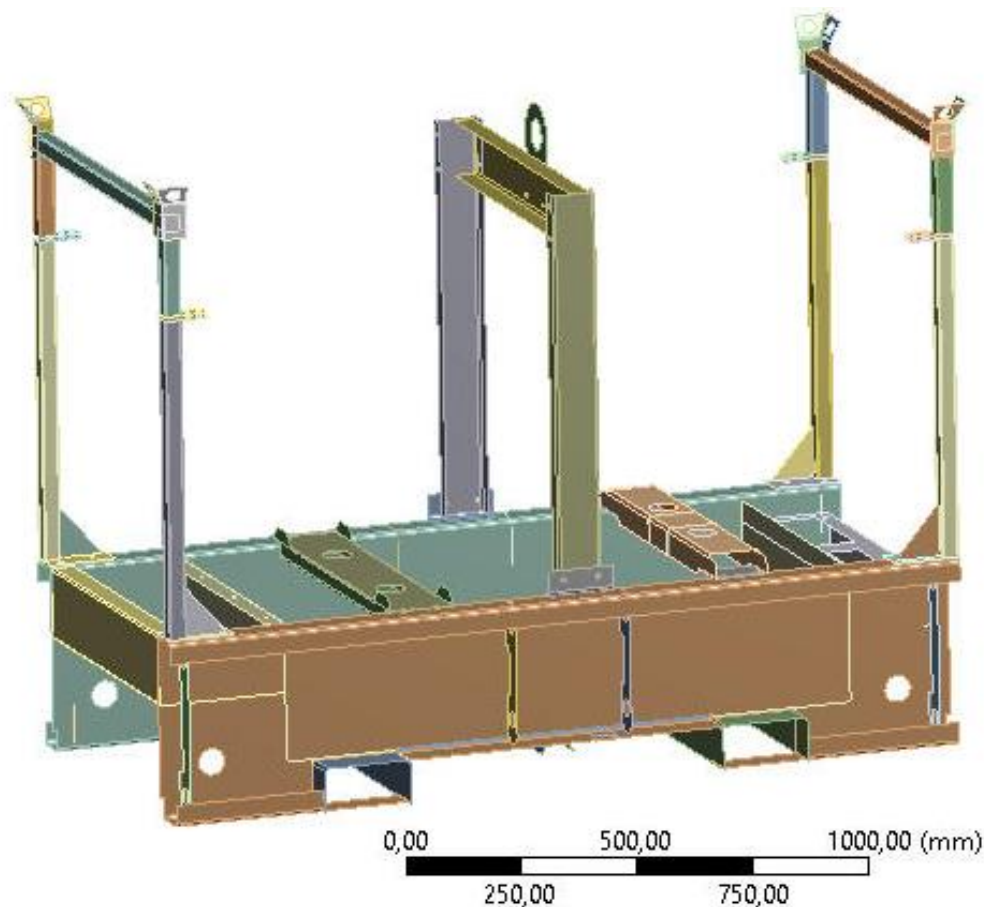
Z provedeného výpočtu šroubů M8 je zřejmé, že provedená kontrola vyhovuje s bezpečností 3,33 vůči mezi kluzu.

## 7. Pevnostní analýza

S ohledem na nově vzniklou konstrukci prostorového rámu je potřeba zjistit, zda konstrukce vyhoví, když ji podrobíme výpočtům pomocí metody konečných prvků.

Vybraná varianta viz (Obr. 41) se počítala s různými tloušťkami bočnic, které nejvíce ovlivňují hmotnost. Napětí na jednotlivých tloušťkách se bude lišit, proto je potřeba vybrat nejvíce vhodnou konstrukci. Kontroly byly simulovány při různých zatěžujících stavech. Nejprve se provedla statická kontrola zastohovaných rámu a následně kontrola dynamická.

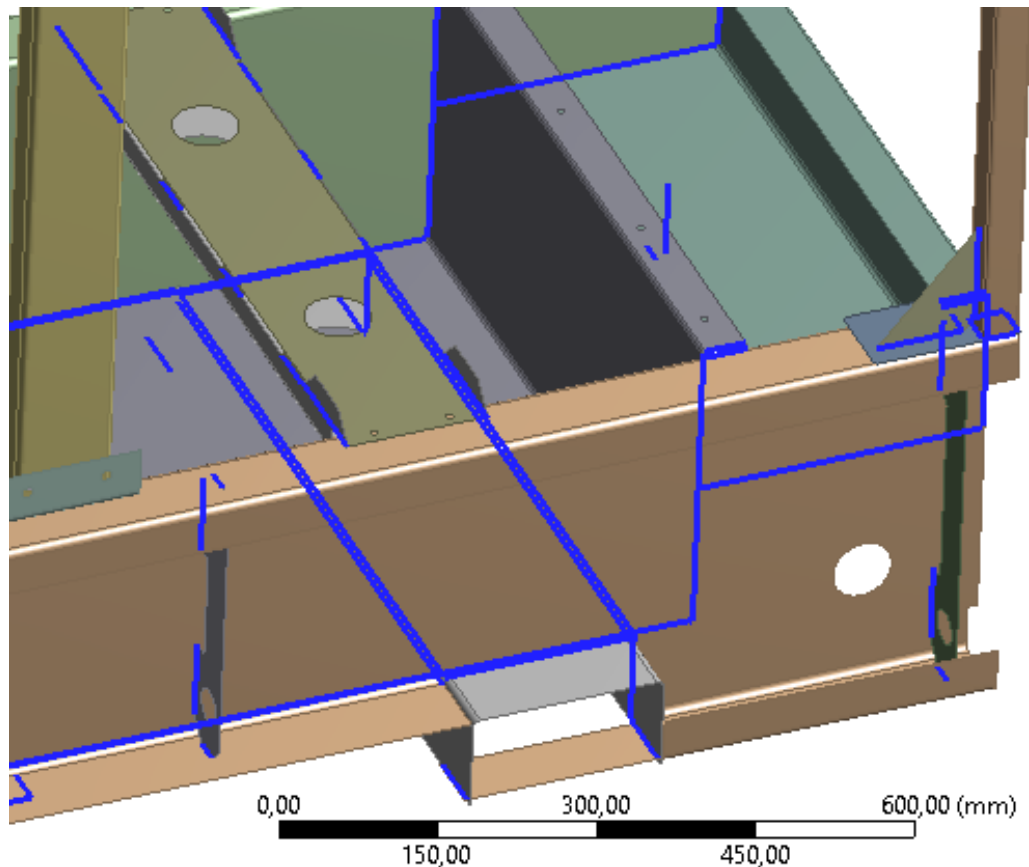
První použitý program byl CAD software Autodesk Inventor Professional 2016, ve kterém byla navržena nová konstrukce rámu. Výstupem z programu byl model konstrukce, který se následně uložil do formátu \*STP. S tímto souborem se následně pracovalo ve výpočetním programu ANSYS. Z hlediska náročnosti výpočtu a pro snadnější modifikaci tloušťek byl objemový model rámu převeden pomocí příkazu Mid-surface na plošný (Obr. 56), který vygeneroval střednicové plochy.



**Obr. 56.** - Plošný model rámu

## 7.1 Spojení součástí

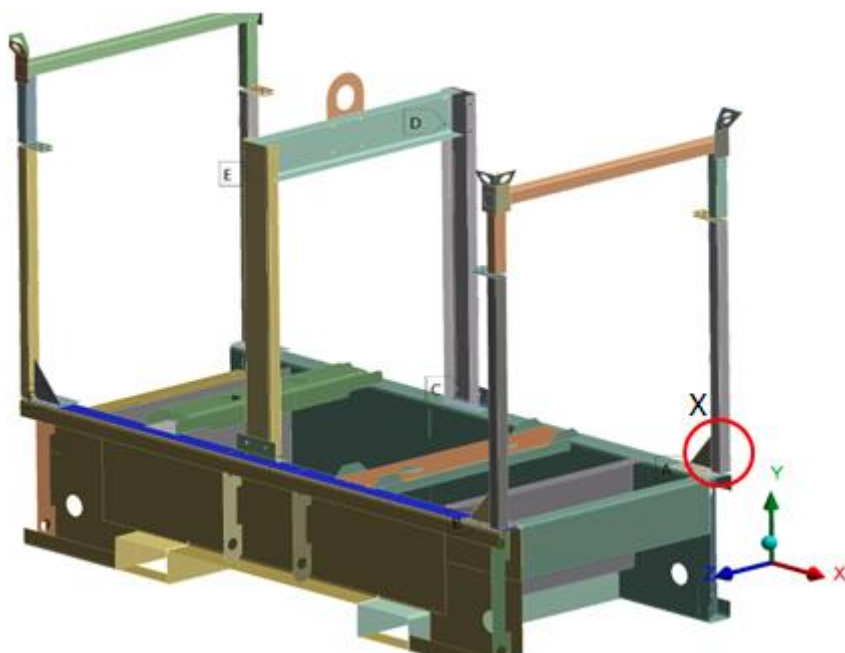
Po převedení na plošný model bylo nutné vytvořit a správně nadefinovat spojení mezi jednotlivými komponenty. Jelikož po převedení na plošný model vznikly mezi díly mezery, bylo potřeba tyto komponenty upravit. Plechy, které budou navzájem svařeny do kompaktních celků se pomocí funkce surface extension a funkce skin loft dotáhnou a následně pomocí příkazu joint zavaří (Obr. 57).



**Obr. 57.** - Vzájemně svařené komponenty

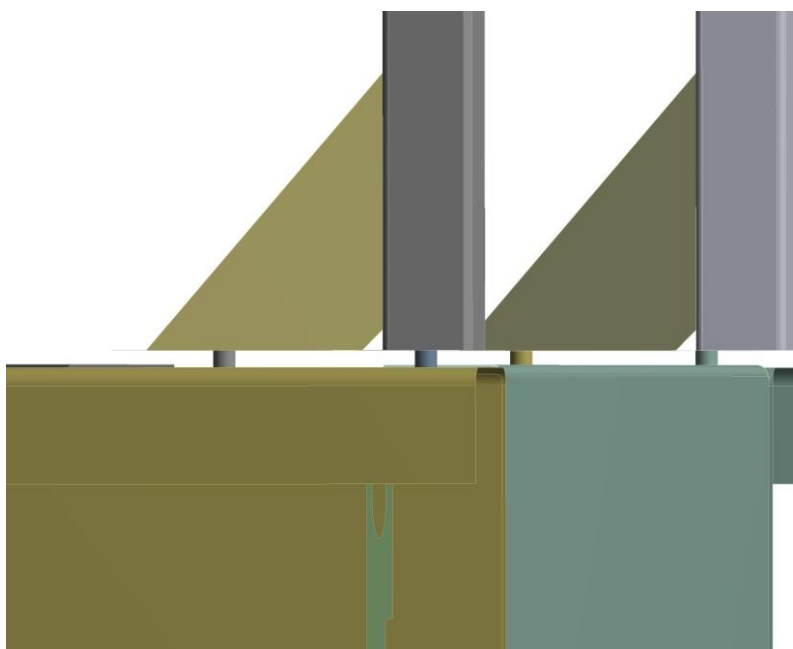
## 7.2 Spojení pomocí kontaktních dvojic

Kontaktní dvojice představují místa, kde se vzájemně dotýkají dva povrchy. Místa, která nejsou pevně spojena vazbou joint, to znamená že nejsou zavařeny, je třeba zvláště definovat (Obr. 58). Např. spojení A, B je mezi rámem a svařencem nohy.



**Obr. 58.** - Ukázka kontaktních dvojic

V místech, kde bylo uvažováno se šroubovým spojením, byl vytvořen objemový váleček, který představuje dřík šroubu, viz detail X (Obr. 59).



**Obr. 59.** - Objemový váleček

Následně se dle Tab.6. určil utahovací moment pro jednotlivé šrouby a vypočítalo se předpětí. Toto předpětí se následně aplikovalo na objemový váleček (Obr. 60).

Thread Nominal Diameter	Property Class					
	8.8		10.9		12.9	
	N-m	lbf-ft	N-m	lbf-ft	N-m	lbf-ft
M4	3,5- 2,5	2,5-2,0	4,2-3,8	3,1- 2,8	5,3-4,7	3,9-3,5
M5	6,5-5,5	5,0-4,0	8,4-7,6	6,2-5,6	9,5-8,5	7,0-6,2
M6	10,5- 9,5	7,5- 7,0	13,7-12,3	10,1- 9,1	15,8-14,2	11,6-10,4
M7	17-15	12,5-11,0	22-20	16,2-14,7	26,3-23,7	19,5-17,5
M8	26-24	19-18	32,6-29,4	24,0-21,7	39-35	28,5-25,5
M10	47-43	35-32	63-57	46,5-42,0	79-71	58,5-52,5
M12	85-75	60-55	115-105	85-78	137-123	110-91
M14	140-125	100-90	180-160	133-118	210-190	155-140
M16	210-190	155-140	285-255	210-188	330-300	245-225
M18	290-260	215-190	385-345	285-255	460-420	340-310
M20	410-370	300-275	550-490	405-360	650-590	490-440
M22	550-500	400-370	740-760	545-560	880-800	650-590

**Tab. 6.** - Utahovací momenty [interní norma Doosan]

### 7.2.1 Výpočet předpětí pro šrouby

Dle Tab.6. byl pro závit M8 zvolen utahovací moment 26 Nm a pro závit M10 utahovací moment 43 Nm. Byl použit maximální utahovací moment, který je v každém případě vyšší než skutečný utahovací moment.

### Výpočet předpětí pro šroub velikosti M8

Parametry závitu M8 byly zmíněny v kapitole 6.5.2

$$M_{kz} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi') \quad (47)$$

$$Q_{0M8} = \frac{2 \cdot M_{kzM8}}{d_2 \cdot tg(\gamma + \varphi')}$$

$$Q_{0M8} = \frac{2 \cdot 26000}{7,35 \cdot tg(2,47 + 9,183)}$$

$$Q_{0M8} = 19095N$$

$$tg\gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1}{\pi \cdot 7,35} \rightarrow \gamma = 2,47$$

$$f' = tg\varphi' \rightarrow f' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{0,14}{\cos 30^\circ} = 0,162 \rightarrow \varphi' = actg 0,162 = 9,183$$

### Výpočet předpětí pro šroub velikosti M10

Parametry závitu M10 :

- P = 1,5 mm
- d = 10 mm
- d<sub>1</sub> = 8,376 mm
- d<sub>2</sub> = 9,026 mm
- d<sub>3</sub> = 8,160 mm

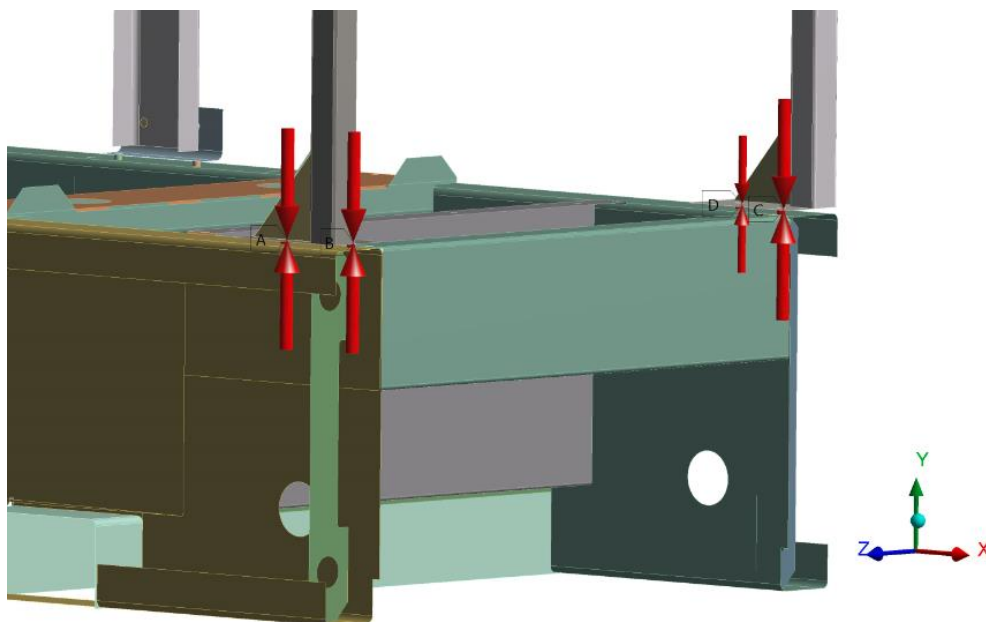
$$Q_{0M10} = \frac{2 \cdot M_{kzM10}}{d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (48)$$

$$Q_{0M10} = \frac{2.43000}{9,026 \cdot \operatorname{tg}(3,028 + 9,183)}$$

$$Q_{0M10} = 20977,6 \text{ N}$$

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} \rightarrow \gamma = 3,028$$

$$f' = \operatorname{tg}\varphi' \rightarrow f' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{0,14}{\cos 30^\circ} = 0,162 \rightarrow \varphi' = \operatorname{actg} 0,162 = 9,183$$

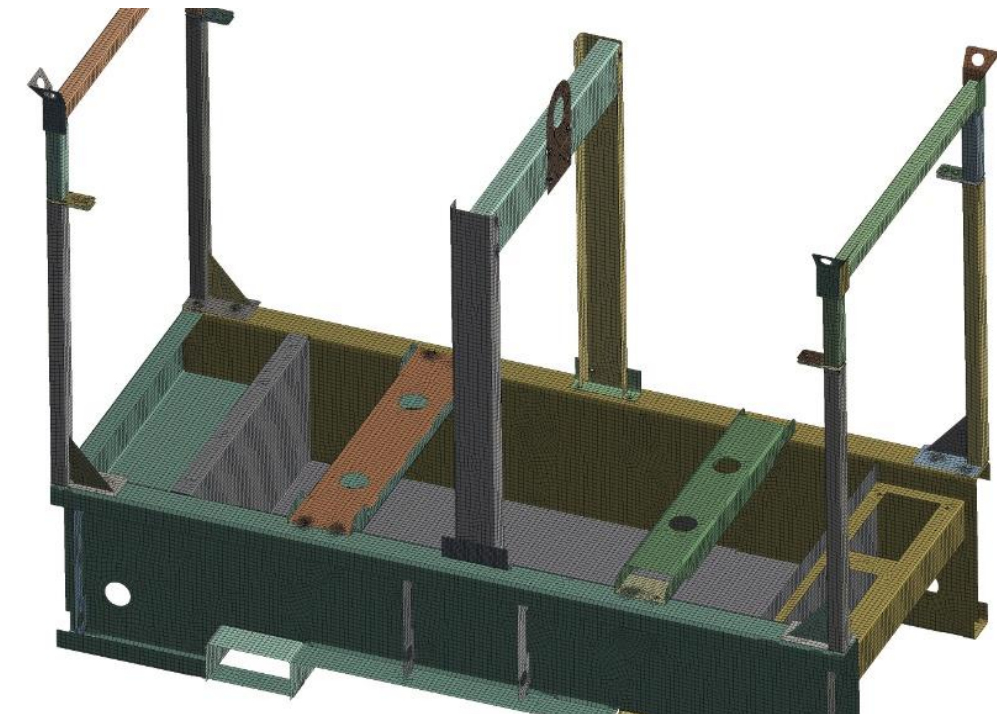


**Obr. 60.** - Ukázka nadefinovaného předpětí



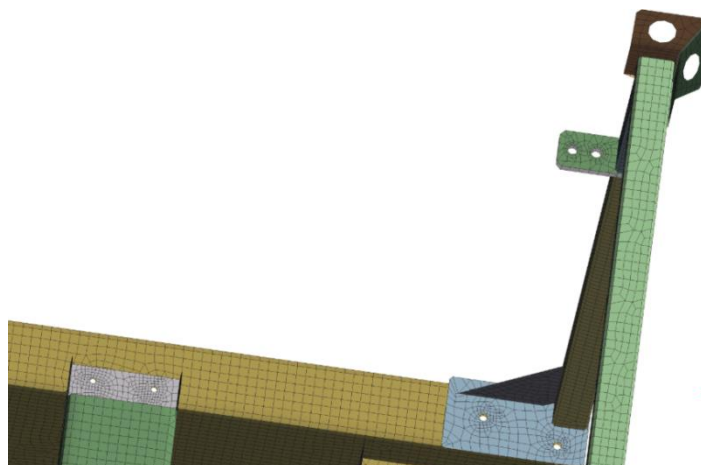
### 7.3 Vysít'ování geometrie

Při sít'ování modelu (Obr. 61) byly použity prvky SHELL181, jedná se o skořepinové prvky.



Obr. 61. - Ukázka vysít'ované geometrie

V místech sloužících pro uchycení šroubů se síť zahustila (Obr. 62), protože byl očekáván vysoký gradient napětí v této oblasti. Zachycení vysokého gradientu napětí je dosaženo právě hustou diskretizací sítě.



Obr. 62. - Zahuštěná síť

## 7.4 Zastohování rámu

Jelikož úkolem diplomové práce je řešení stohovatelnosti nově navržených rámu, bylo dalším krokem zastohování (Obr. 63), přičemž vysíťování se neměnilo a zůstalo stejné jako v kapitole [7.3].



**Obr. 63.** - Zastohovaná rámové konstrukce

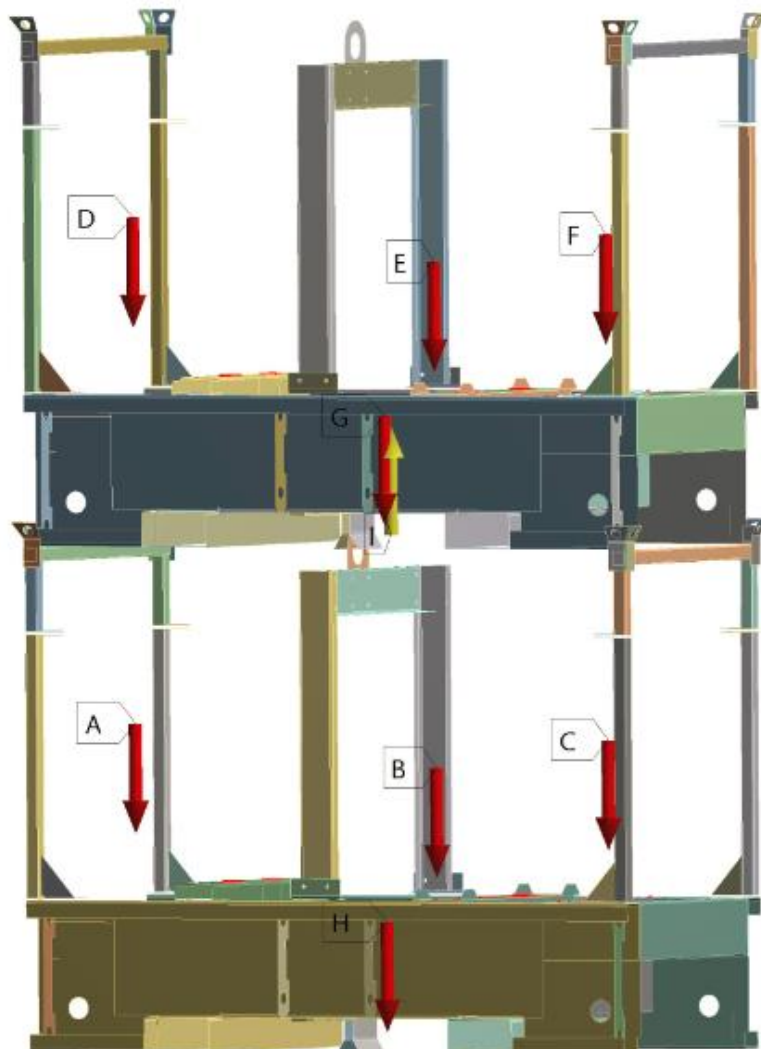
## 7.5 Statická kontrola

Konstrukce byla zatížena silami (Obr.64) vypočítaných viz kapitola 6.1. Byly uvažovány síly od hmotnosti elektrické skříně, alternátoru, motoru, nádrže a výfukového systému. Také bylo počítáno s vlastní hmotností rámu. Síly byly zadávány dle souřadnic působení v prostoru.

**Zatěžovací síly statická poloha**

A=(0 N, -500 N, 0 N) - síla od elektrické skříně působící na spodní rám
B=(0 N, -2717,4 N, 0 N) - výsledná síla od motoru a alternátoru působící na spodní rám
C=(0 N, -343,35 N, 0 N) - síla od výfukového systému působící na spodní rám
D=(0 N, -500 N, 0 N) - síla od elektrické skříně působící na horní rám
E=(0 N, -2 717,4 N, 0 N) - výsledná síla od motoru a alternátoru působící na horní rám
F=(0 N, -343,35 N, 0 N) - síla od výfukového systému působící na horní rám
G=(0 N, -1863 N, 0 N) - síla od plné nádrže působící na horní rám
H=(0 N, -1 863 N, 0 N) - síla od plné nádrže působící na spodní rám

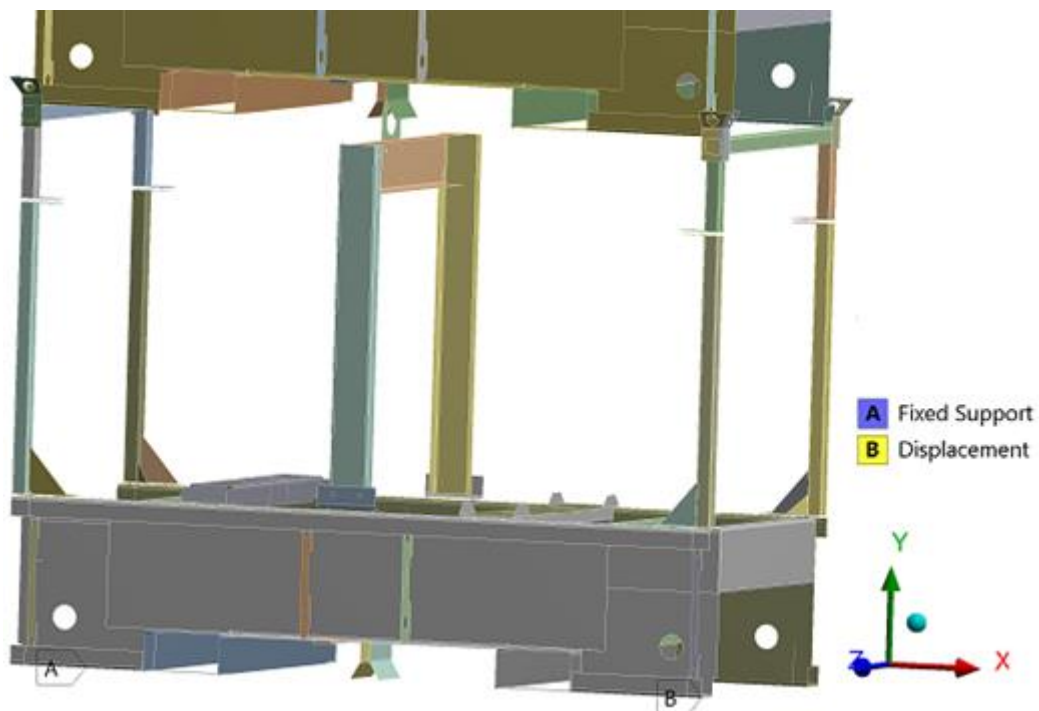
Tab. 7. - Zátěž při statické poloze



Obr. 64. - Zatížení silami ve statické poloze

### Okrajové podmínky

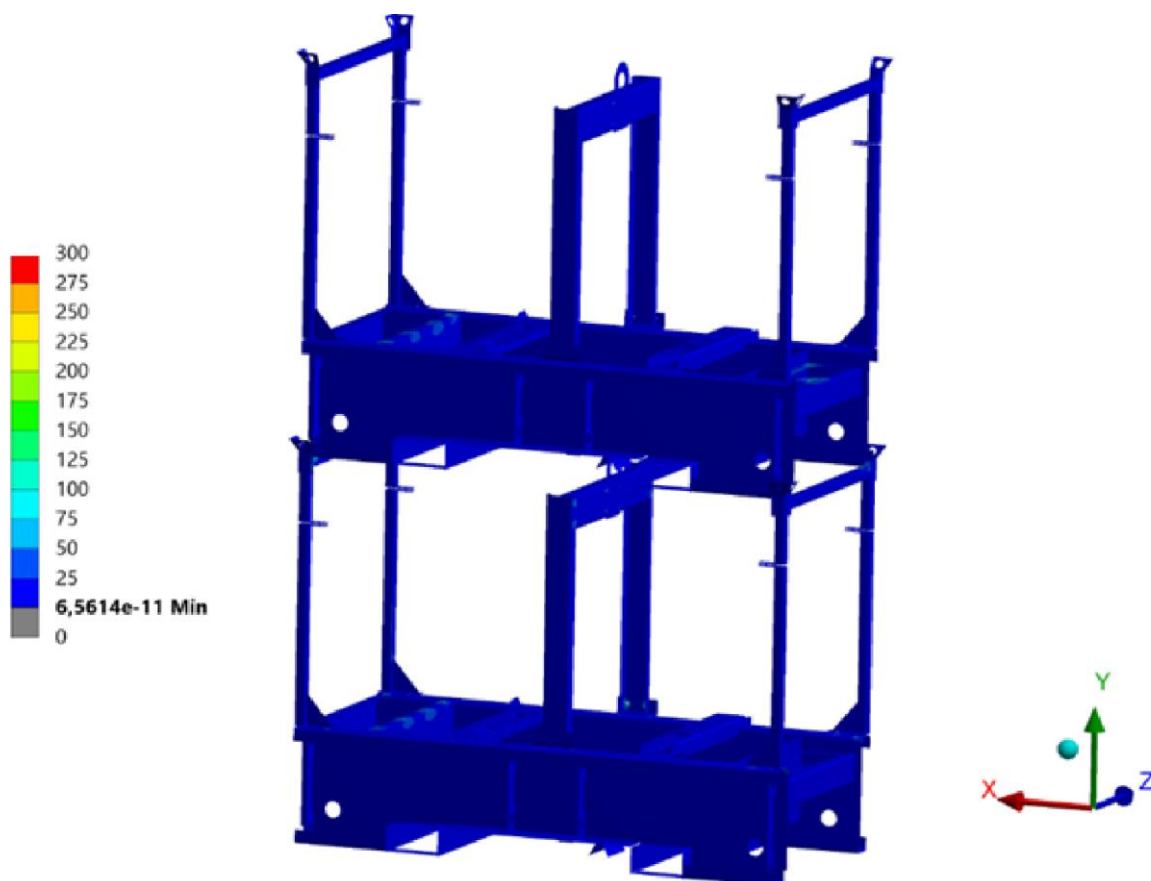
Jedna z podpor (podpora A) (Obr. 65) byla uvažována jako fixně upevněná z důvodu výpočetní stability a z výpočetních důvodů měla druhá podpora (podpora B) zakázáno pohybovat se ve směru Y.



**Obr. 65.** - Okrajové podmínky, statika

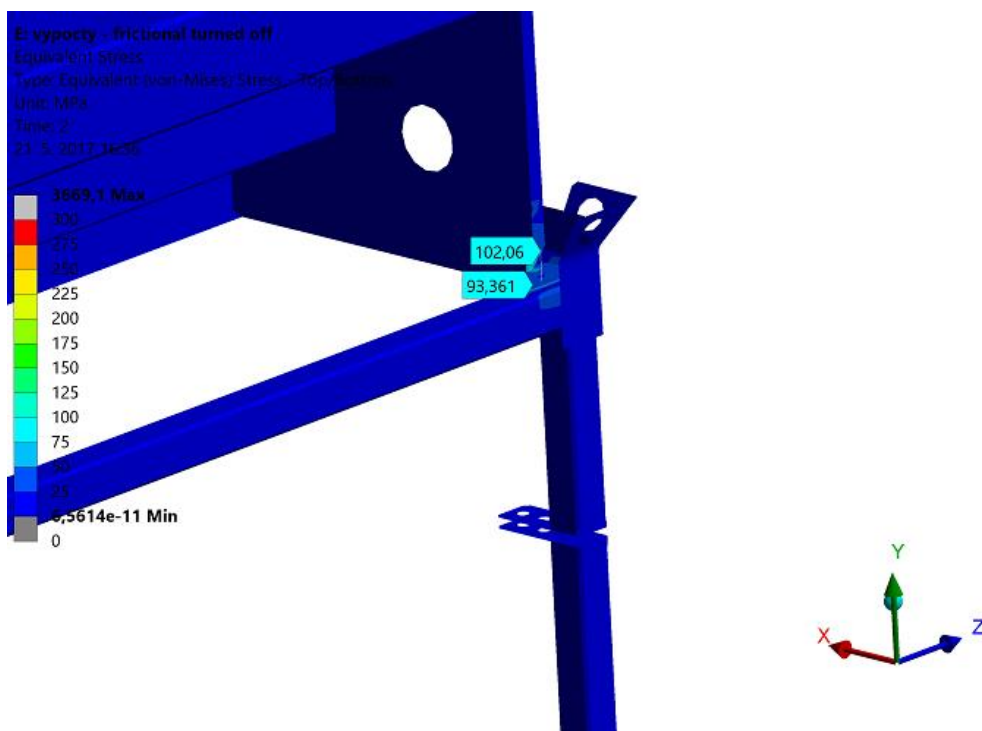
### 7.5.1 Výsledek statického výpočtu rámu s tloušťkami bočnic 5 mm

Z obrázku (Obr. 66) je patrné, že na nově vzniklé konstrukci jsou malá napětí, a to do 25  $[N/mm^2]$ . Vyšší napětí jsou v dosedacích místech horní konstrukce a v krajních místech na spodním rámu, v oblasti šroubového spojení.



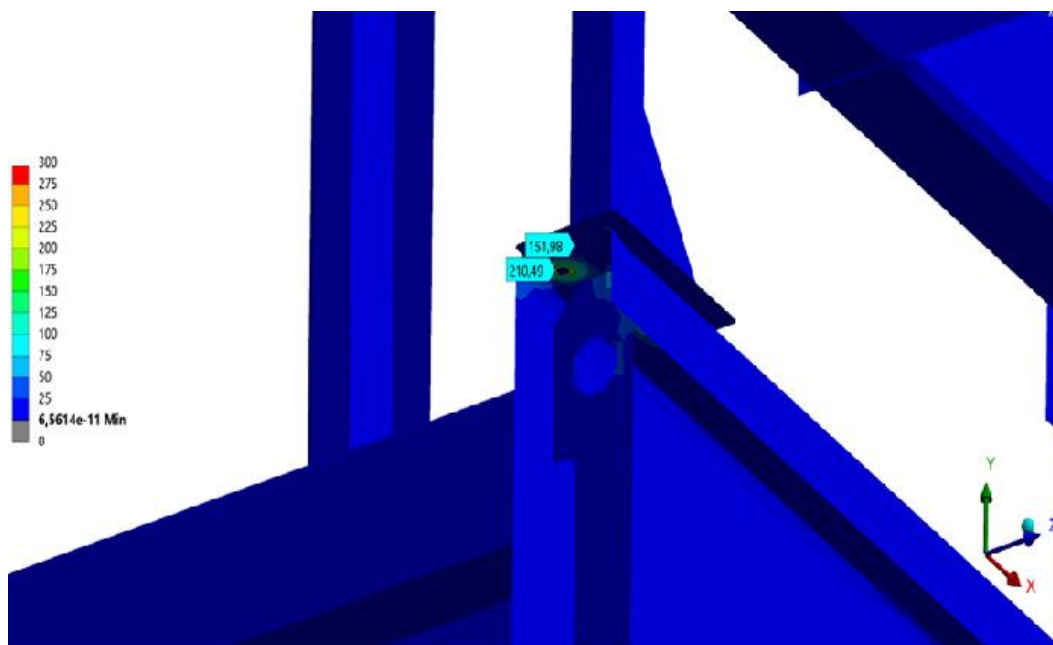
Obr. 66. - Statika, rám s tl. bočnic 5 mm

Napětí na svařované nosné konstrukci z uzavřených čtvercových profilů (Obr. 67) se pohybuje okolo 115  $[N/mm^2]$ , toto napětí se ale může zvýšit při navýšení tloušťky a tím i hmotnosti bočnic.



Obr. 67. - Statika, rám s tl. bočnic 5 mm

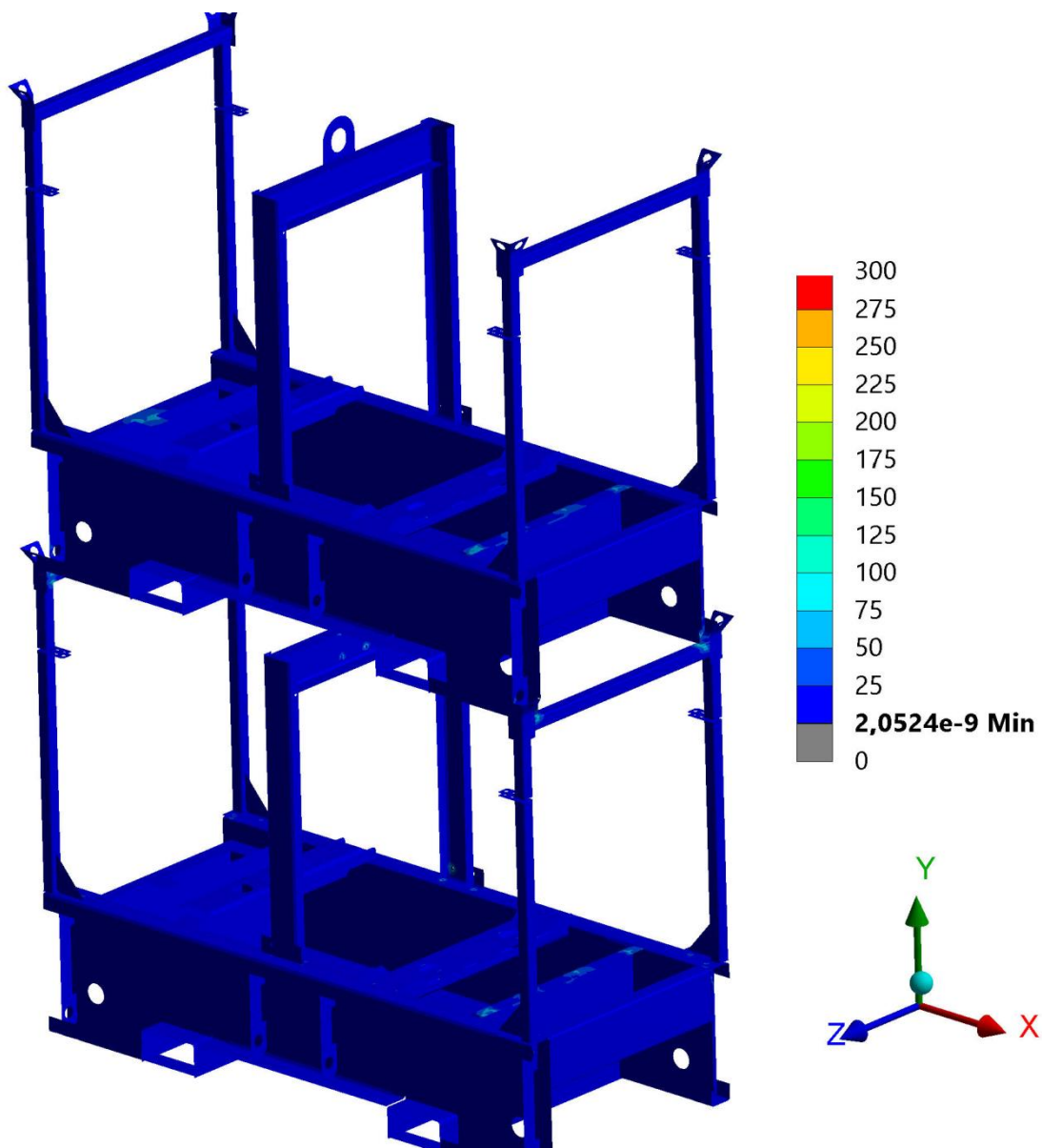
V krajních místech na spodním rámu (Obr. 68) v oblasti šroubového spojení můžeme pozorovat vyšší napětí. Velikost tohoto napětí je přibližně  $215 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ , nelze ale přesně určit, zda napětí v těchto oblastech takové opravdu bude, neboť tato místa jsou značně ovlivněna použitými kontaktními dvojicemi a způsobem namodelování šroubového spojení. Toto napětí sice překročilo dovolené napětí, které je  $177,5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ , ale nacházíme se pod mezí kluzu, která je  $355 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ , pro přesné určení napětí v těchto místech by bylo potřeba přesněji namodelovat šroubové spojení.



Obr. 68. - Statika, rám s tl. bočnic 5 mm

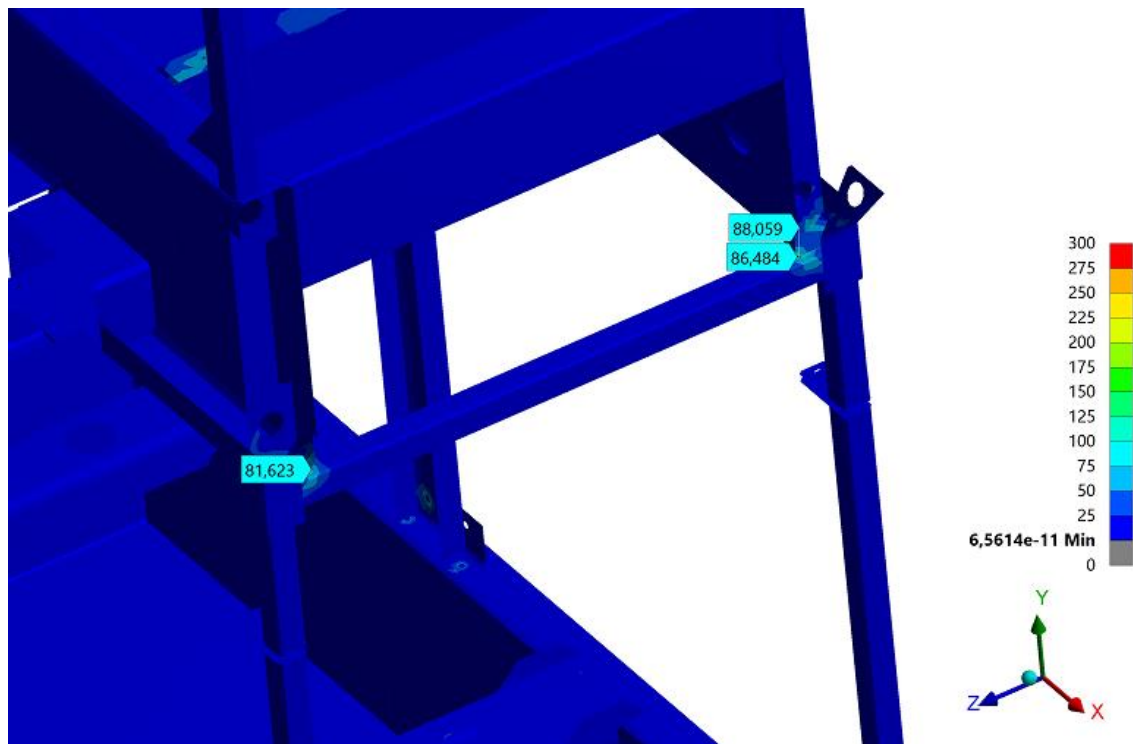
### 7.5.2 Výsledek statického výpočtu rámu s tloušťkami bočnic 4 mm

Z vizualizace je patrné, že na nově vzniklé konstrukci jsou malá napětí, a to do 25  $[N/mm^2]$ . Vyšší napětí jsou v dosedacích místech horní konstrukce a v krajních místech na spodním rámu, v oblasti šroubového spojení.



Obr. 69. -Statika, rám s tl. bočnic 4 mm

Z Obrázku (Obr. 70) je patrné, že při snížení hmotnosti bočnic, napětí v dosedacích místech horní části nosné konstrukce klesne.



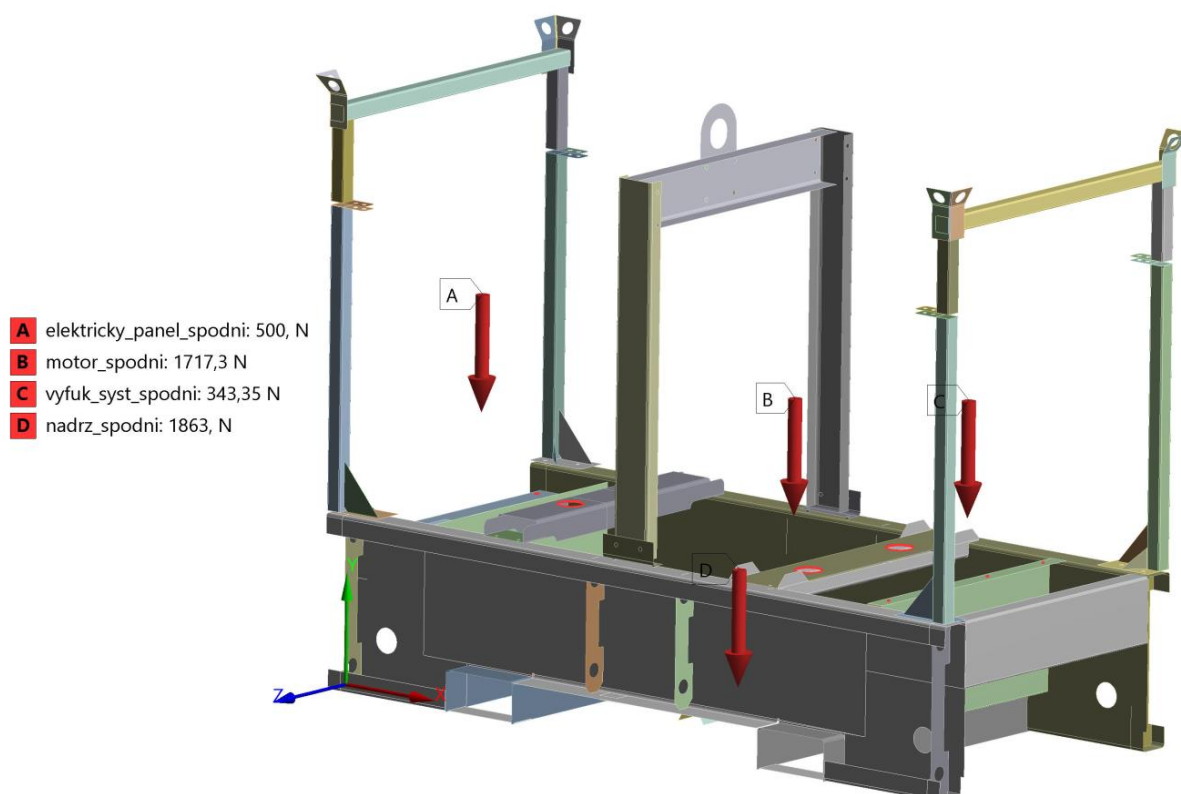
Obr. 70. -Statika, rám s tl. bočnic 4 mm



## 7.6 Kontrola tuhosti rámu při zdvihu vysokozdvížným vozíkem

Provedla se kontrola zdvihu, která simuluje zdvihání za pomoci vysokozdvížného vozíku. Na zdvih byl kontrolován pouze jeden rám, protože při zastohování se nepředpokládá, že by stroje byly svázaný, v takovém případě by mohlo dojít ke ztrátě stability horního stroje.

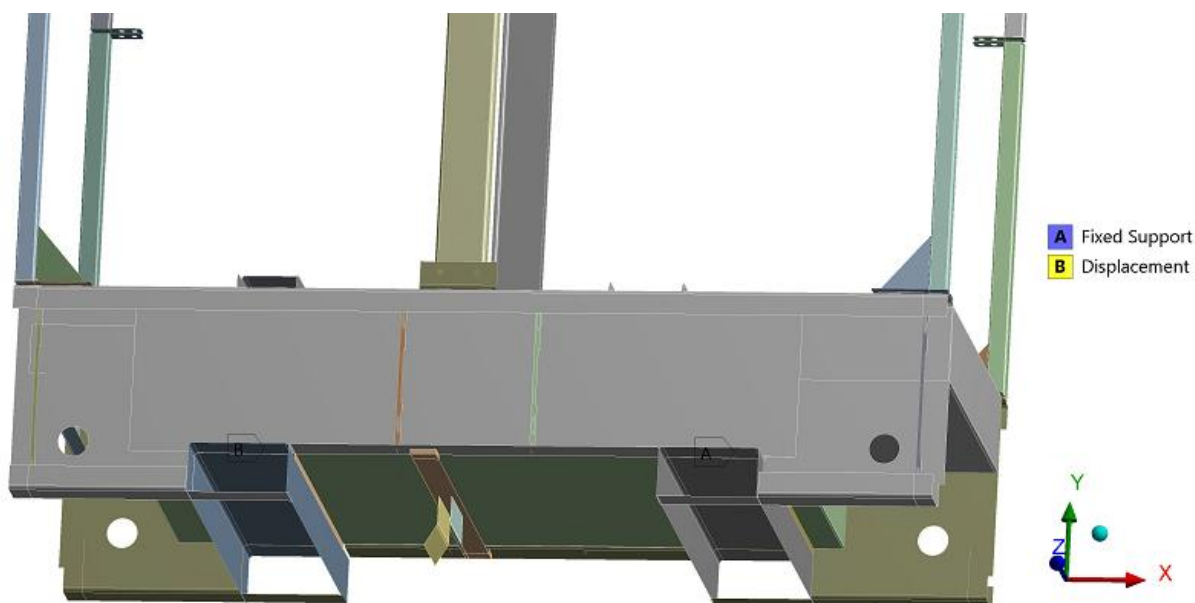
Síly byly aplikovány (Obr. 71) jako v části 7.5, avšak síly působily pouze na jeden rám.



**Obr. 71.** - Zatížení silami, zdvihání

### Okrajové podmínky

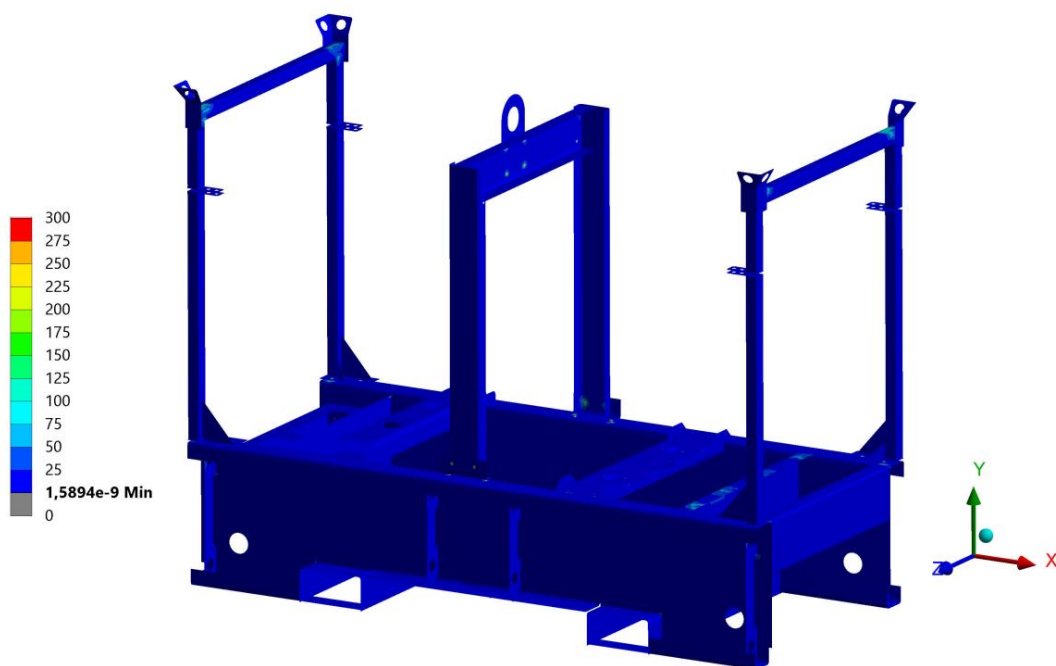
Cílem okrajových podmínek je přiblížit výpočet realitě (Obr. 72). Okrajové podmínky byly aplikovány na ližiny, do nichž se zasunují nosné vidlice vysokozdvížného vozíku. Jedna ližina byla uvažována jako pevně uchycená (podpora A) a druhá ližina (podpora B) má dovolené posuvy v ose X a Z.



Obr. 72. - Okrajové podmínky, zdvihání

#### 7.6.1 Výsledek zdvihání za pomoci vysoko zdvižného vozíku s tloušťkou bočnic 4 mm

Protože v předešlých kapitolách bylo použití tloušťky bočnic 4 mm prokázáno jako vyhovující, nebyl již prováděn kontrolní výpočet pro tloušťku bočnic 5 mm. Vizualizace (Obr. 73) ukazuje, že rám je natolik tuhý, že při zdvihání nikde nedojde k nežádoucí deformaci a zároveň ke zvýšené koncentraci napětí.



Obr. 73. - Zdvih rámu

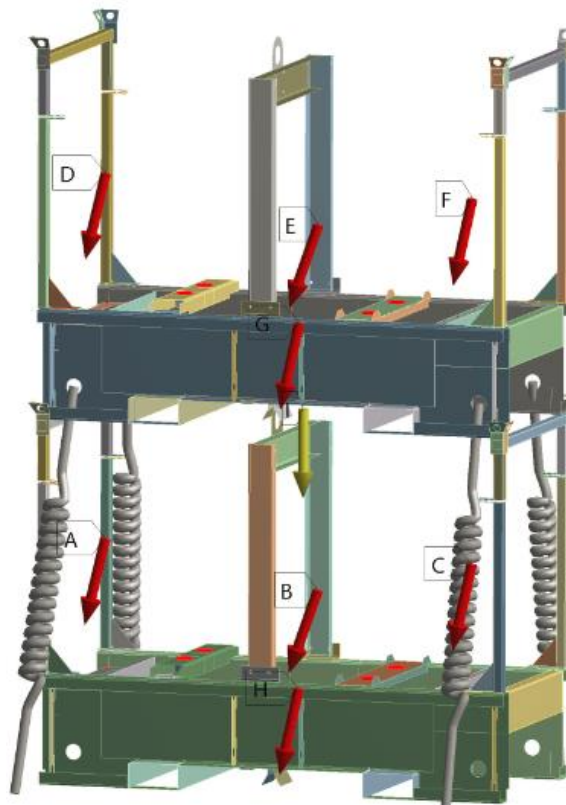
## 7.7 Dynamická kontrola- brzdění

Na nově vzniklých zastohovaných konstrukcích byla provedena analýza od vzniklých dynamických sil, které na zastohované rámy působí při uložení a svázání na ložné ploše nákladního automobilu. Simulovalo se brzdění.

Konstrukce byla zatížena silami (Obr. 74) vzniklých při brzdění. Jedná se o síly, které působí v souřadnicích x a y, v ose x působí dynamické a v ose y statické síly. Síly byly vypočteny, viz kapitola 6. Pružiny představují vázací prostředek a její parametry se určí v další podkapitole 7.7.1.

Zatěžovací síly při brzdění	
A	$A=(-122,1 \text{ N}, -500 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - síla od elektrické skříně působící na spodní rám
B	$B=(-614,9 \text{ N}, -2717,4 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - výsledná síla od motoru a alternátoru působící na spodní rám
C	$C=(-77,7 \text{ N}, -343,35 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - síla od výfukového systému působící na spodní rám
D	$D=(-122,1 \text{ N}, -500 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - síla od elektrické skříně působící na horní rám
E	$E=(-614,9 \text{ N}, -2717,4 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - výsledná síla od motoru a alternátoru působící na horní rám
F	$F=(-77,7 \text{ N}, -343,35 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - síla od výfukového systému působící na horní rám
G	$G=(-421,8 \text{ N}, -1863 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - síla od plně nádrže působící na horní rám
H	$H=(-421,8 \text{ N}, -1863 \text{ N}, 0 \text{ N})$ - síla od plně nádrže působící na spodní rám

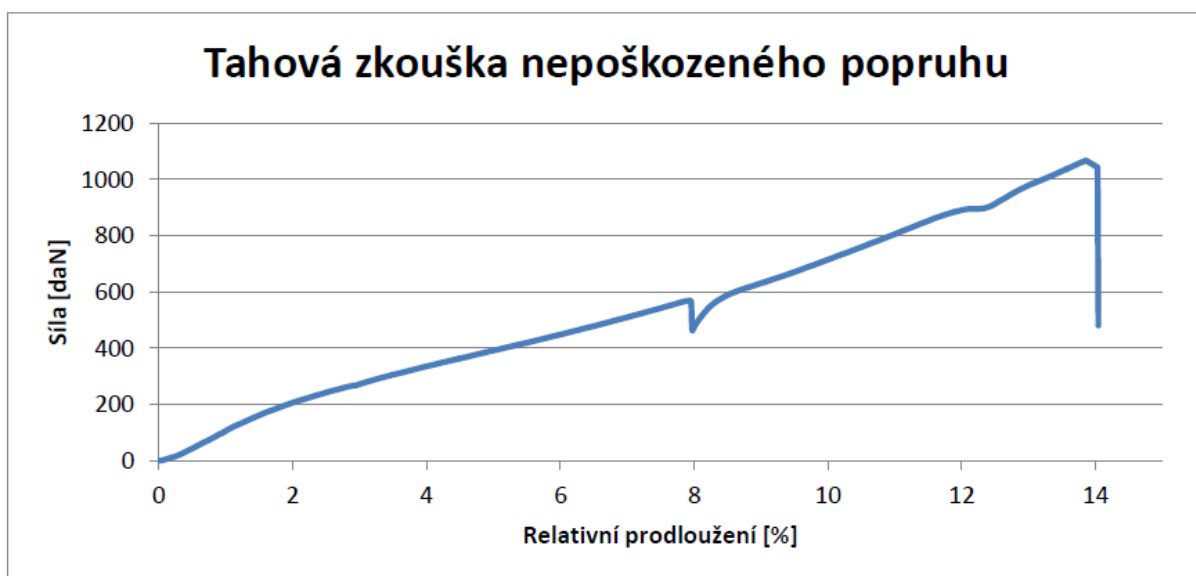
**Tab. 8.** - Zátěž při brzdění



**Obr. 74.** - Zatížení silami při brzdění

### 7.7.1 Výpočet pružiny (vázacího popruhu)

Vázací prostředek je vyráběn ze syntetických tkanin. Z tahové zkoušky popruhu lze předpokládat, že se chová jako pružina (Obr. 75), je možné u něho určit relativní prodloužení a následně vypočítat tuhost jako u pružiny. Tahová zkouška je realizována s popruhem šířky 25 mm.



**Obr. 75.** - Tahová zkouška vázacího popruhu [19]

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (49)$$

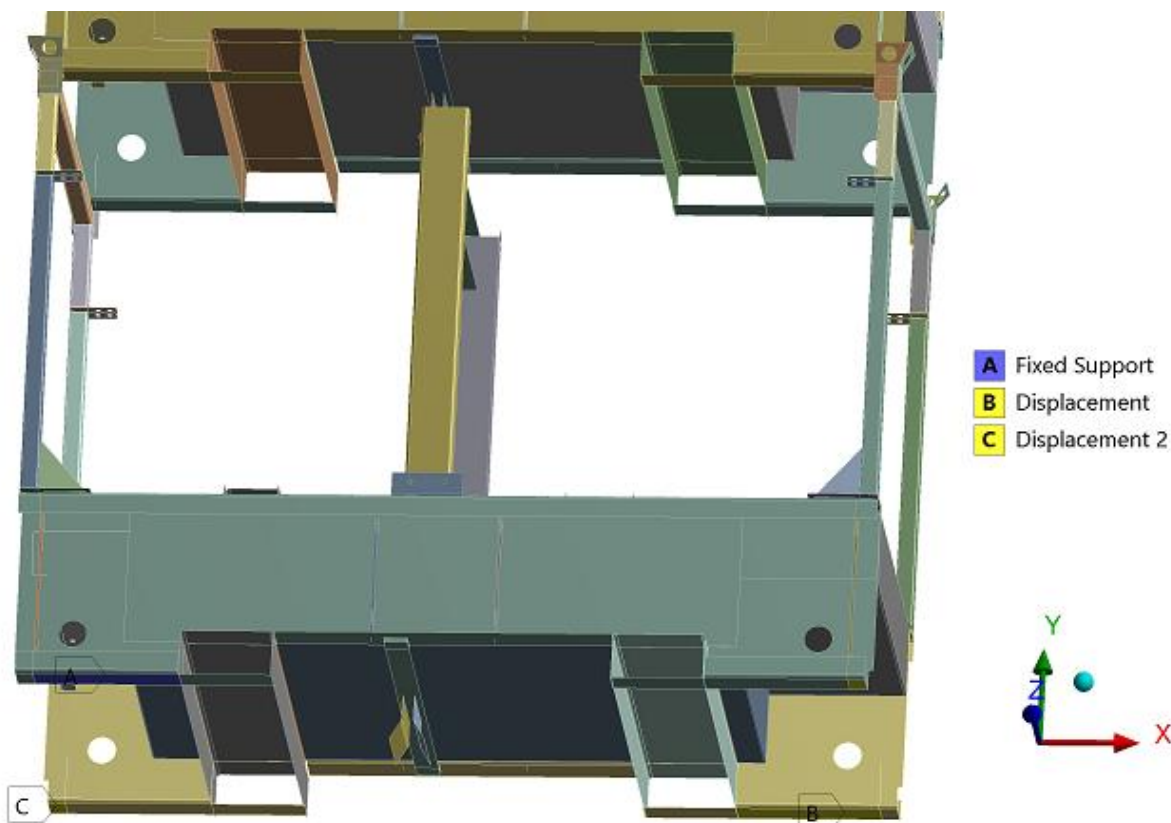
$$k_p = \frac{F}{\Delta l} \rightarrow \frac{F}{\varepsilon \cdot l} = \frac{10\,000}{0,13 \cdot 1550} \quad (50)$$

$$k_p = 50 \text{ N/mm}$$

### Okrajové podmínky

V tomto případě (Obr. 76) byla opět uvažována jedna pevná podpora (podpora A) a dvě podpory B,C zakazující pohyby ve směru X a Y.

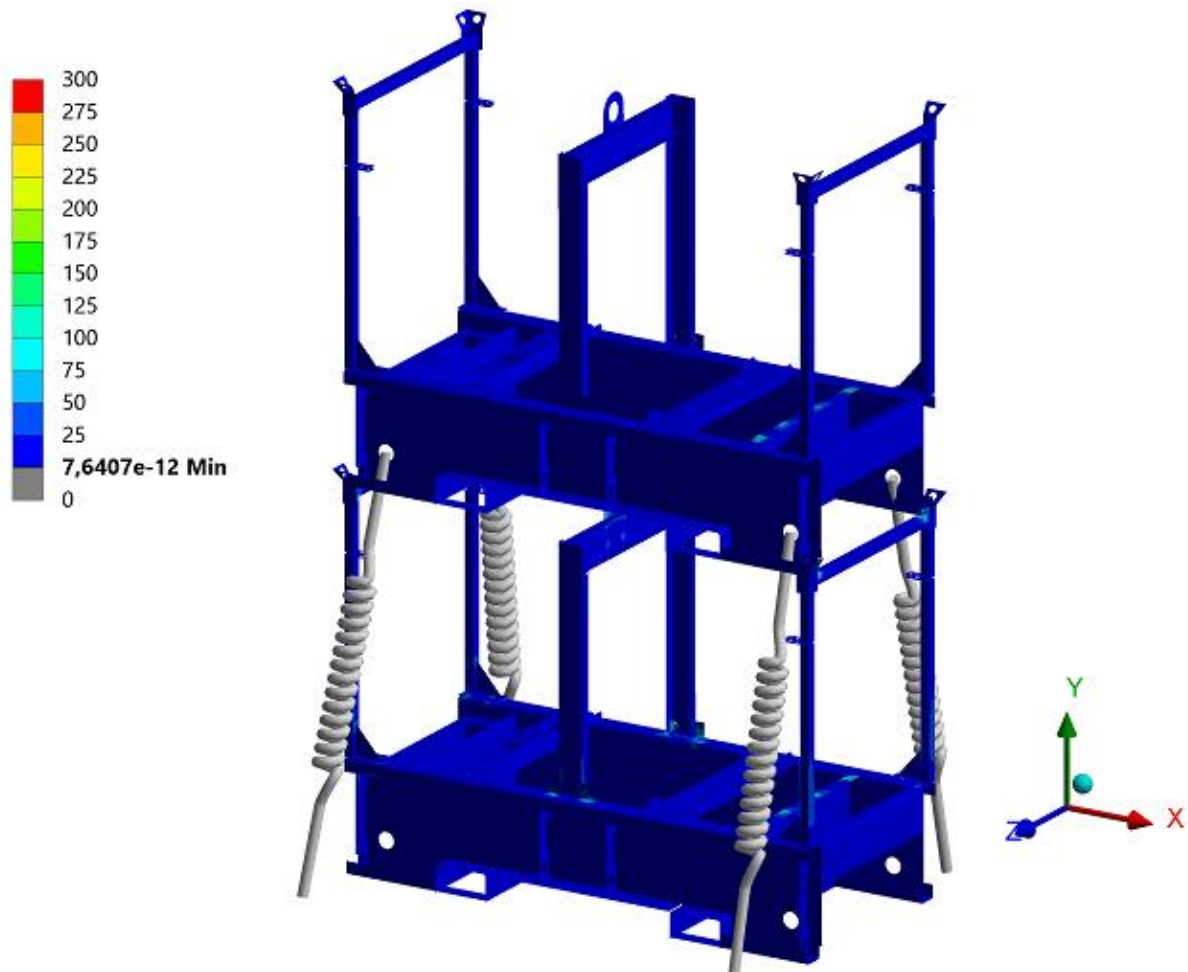
Na nosnou konstrukci také byly aplikovány frikční kontakty, aby při výpočtu mohlo být uvažováno s posuvem horního stroje.



**Obr. 76.** - Okrajové podmínky, brzdění

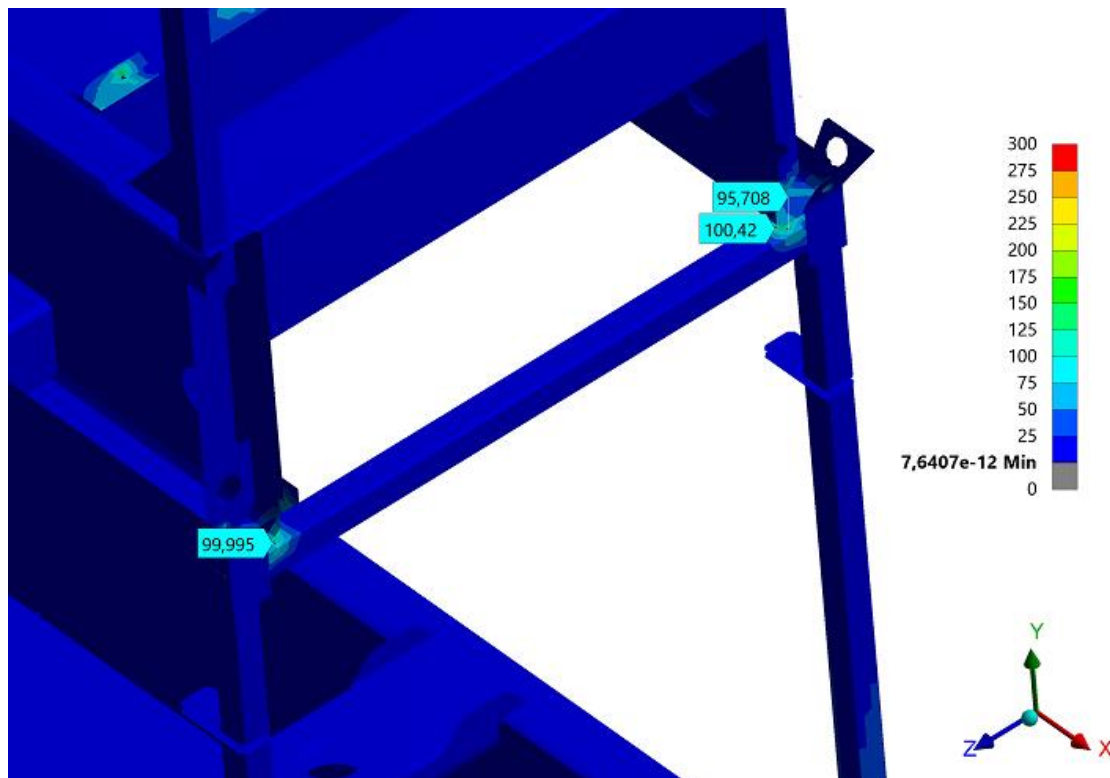
#### 7.7.2 Výsledky při brzdění, rám s tloušťkou bočnic 5 mm

Na obrázku (Obr. 77) je vykresleno napětí na zastohovaných svázaných rámech. Je patrné že v rámu je malé napětí přibližně 30  $[N/mm^2]$ .



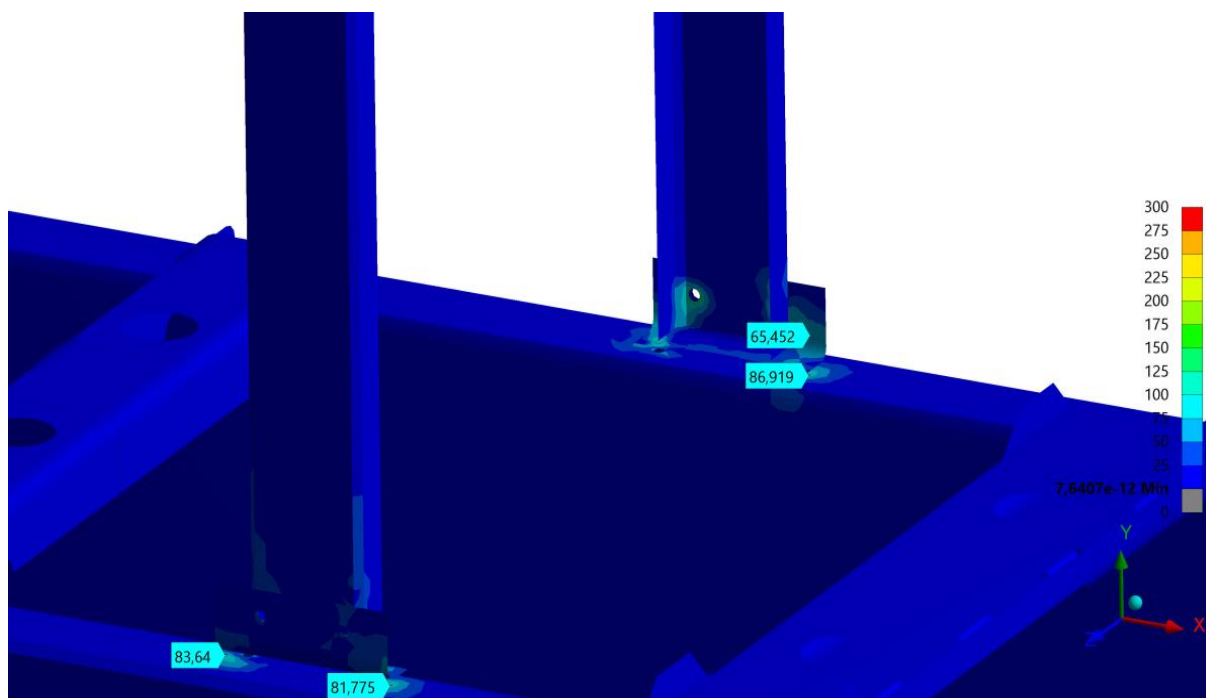
**Obr. 77.** - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm

Vyšší napětí jsou v oblasti, kde horní rám dosedá na nosnou konstrukci rámu spodního (Obr. 78). Napětí v tomto místě dosahuje velikosti přibližně  $100 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ . Předpokládá se, že při změně tloušťky bočnic napětí v tomto místě klesne, neboť se sníží celková hmotnost rámu.



**Obr. 78.** - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm

V místě připevnění manipulačního závěsu (Obr. 79) lze pozorovat vyšší napětí, a to přibližně 86 [ $N/mm^2$ ].

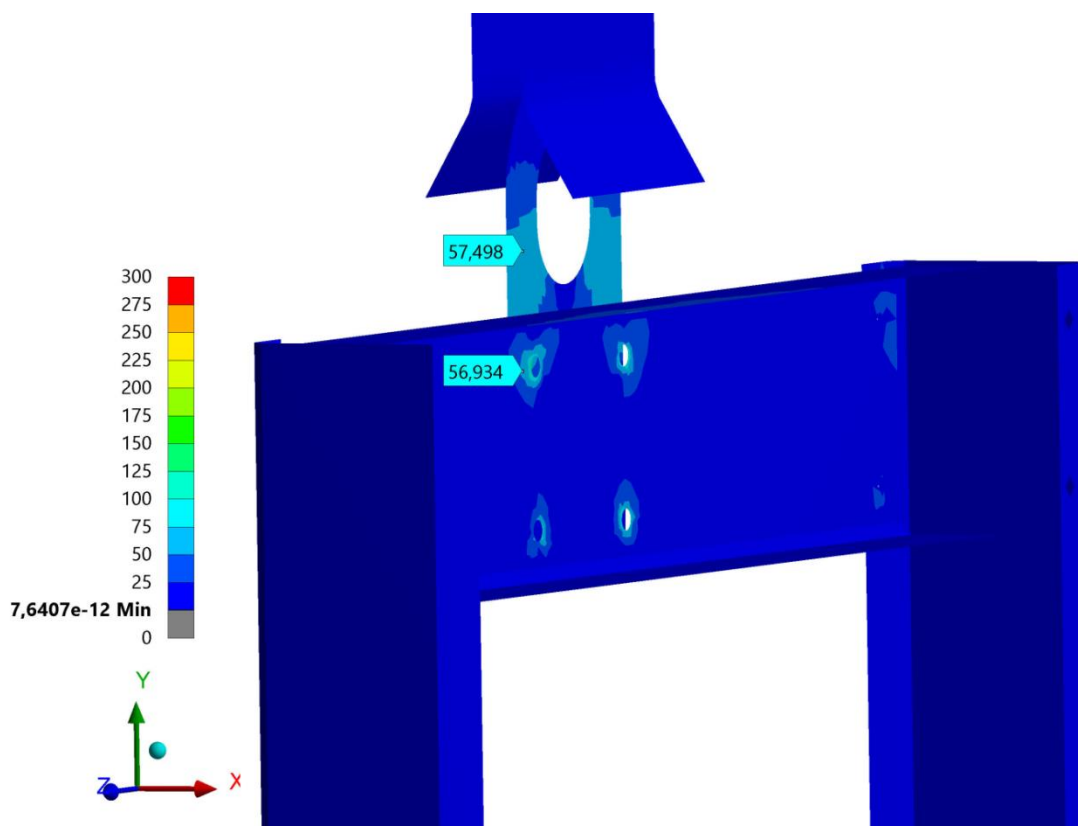


**Obr. 79.** - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm

Posledním místem, kde můžeme pozorovat zvýšené napětí na spodnímu rámu, je v místě, ve kterém se plech manipulačního závěsu dotýká středícího dílu (štěrbiny) (Obr. 80), (Obr. 81). Tento díl zachytává dynamické síly při brzdění, lze na něm také pozorovat zvýšené napětí, avšak stále pod dovoleným napětím, které je  $175 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ . Napětí na tomto díle je  $60 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ .



**Obr. 80.** - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm

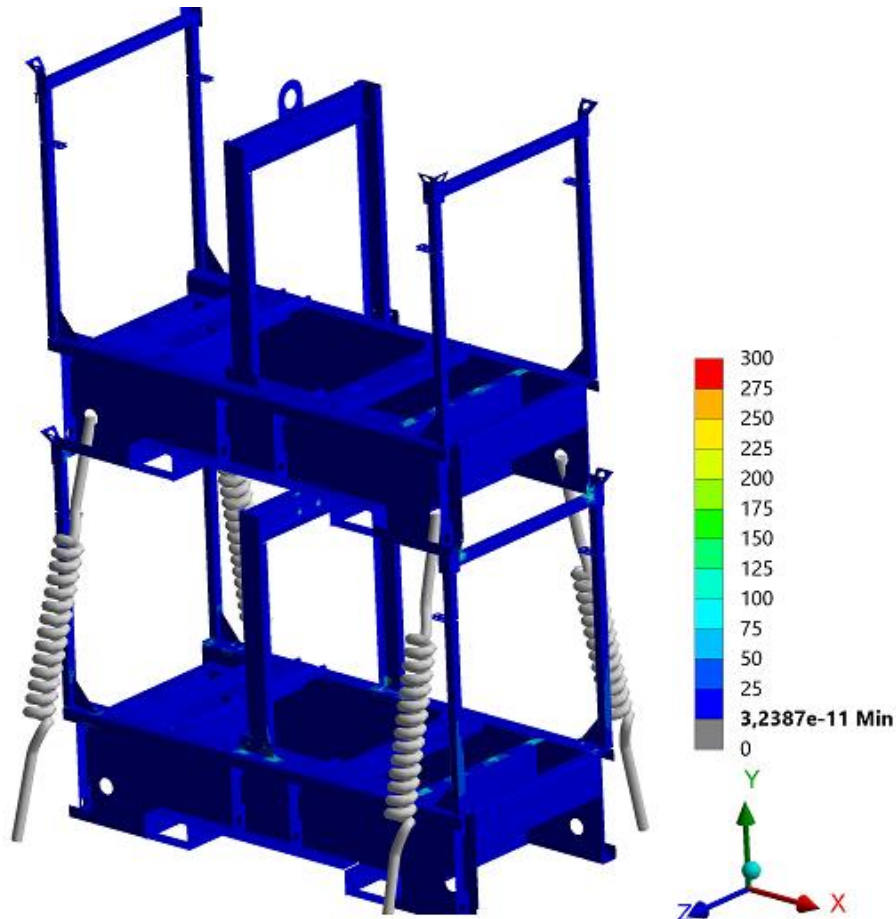


**Obr. 81.** - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm



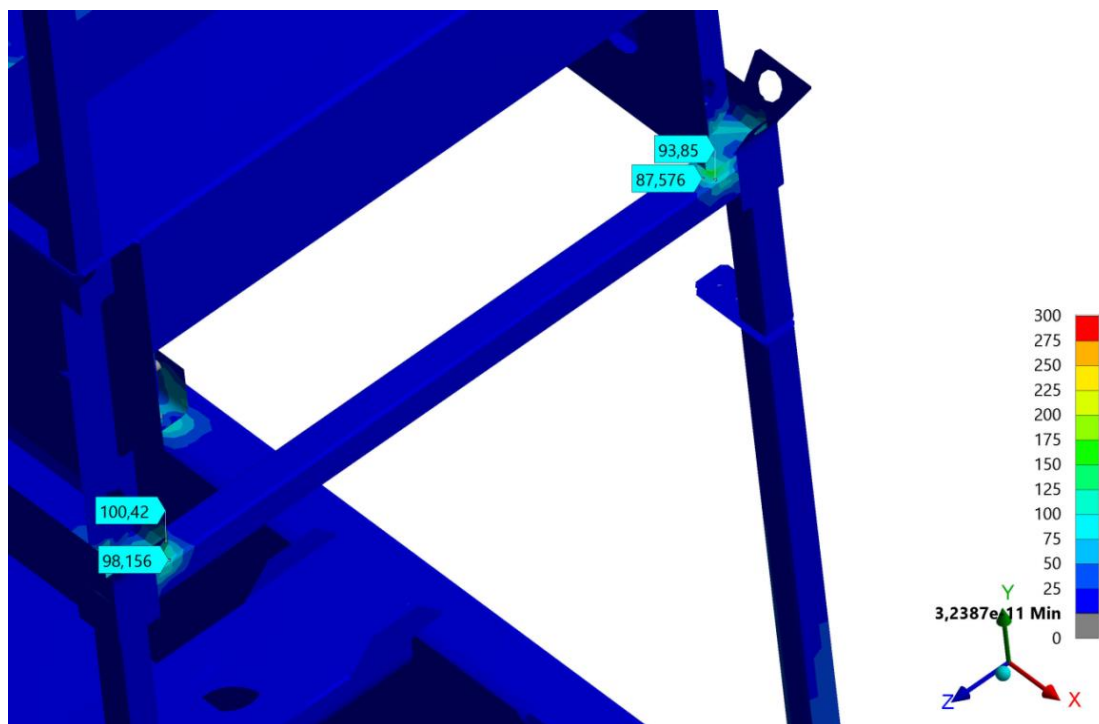
### 7.7.3 Výsledky při brzdění, rám s tloušťkou bočnic 4 mm

Napětí je obdobné jako u výše zmíněného rámu o tloušťce 5 mm. Z obrázku (Obr.82) lze vidět, že napětí je přibližně 30  $[N/mm^2]$ .



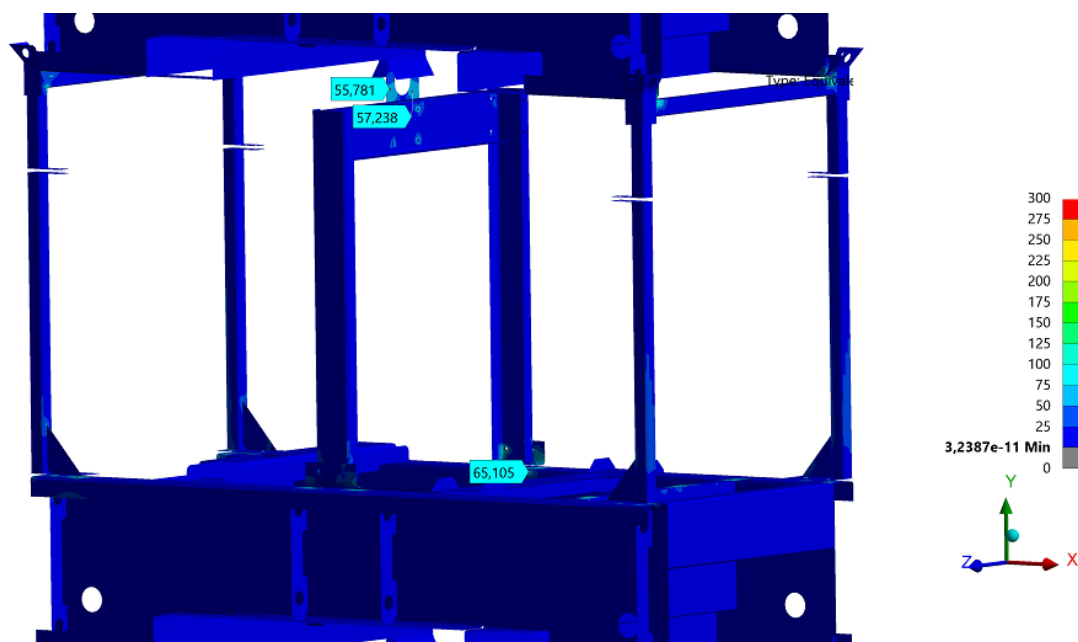
Obr. 82. - Brzdění, rám s tl. bočnic 4 mm

Z vizualizace (Obr. 83 ) je patrné, že napětí v místě styku horního rámu s nosnou konstrukcí je nižší, než u rámu s tloušťkou bočnic 5 mm. Zmenšení napětí je z důvodu zatížení rámem s nižší hmotností (tloušťka bočnic 4 mm). Nelze však přesně určit jeho hodnotu, neboť výpočetní program vyhodnocuje napětí po určitých krocích daných nastavením rastru.



Obr. 83. - Brzdění, rám s tl. bočnic 4 mm

Napětí na manipulačním závěsu je téměř totožné jako u varianty s tloušťkou bočnic 5 mm.



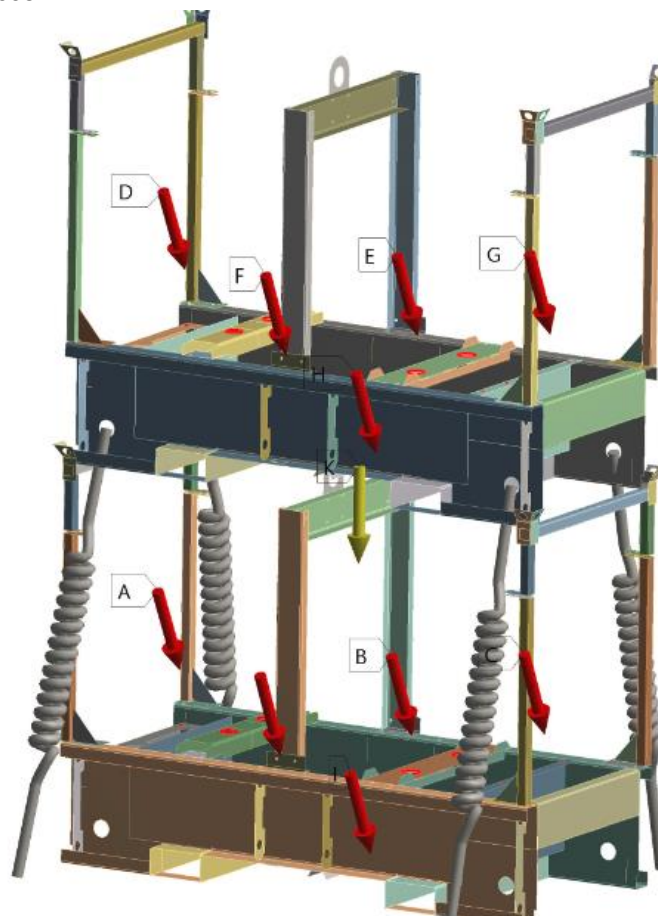
Obr. 84. - Brzdění, rám s tl. bočnic 4 mm

## 7.8 Dynamická kontrola (Zatáčka)

Poslední stav, který bylo nutné zkontrolovat, je průjezd zatáčkou, konstrukce byla zatížena silami (Obr. 85) vzniklými při odstředivém zrychlení. Jedná se o síly, které působí v souřadnicích y a z, v ose z působí dynamické a v ose y statické síly. Síly byly vypočteny viz kapitola 6.

Zatěžovací síly v zatáčce
A=(0 N, -500 N, -252,45 N) - síla od elektrické skříně působící na spodní rám
B=(0 N, -2717,4 N, -1 271,43 N) - výsledná síla od motoru a alternátoru působící na spodní rám
C=(0 N, -343,35 N, -160,65 N) - síla od výfukového systému působící na spodní rám
D=(0N, -500 N, -252,45 N) - síla od elektrické skříně působící na horní rám
E=(0 N, -2 717,4 N, -1 271,43 N) - výsledná síla od motoru a alternátoru působící na horní rám
F=(0N, -343,35 N, -160,65 N) - síla od výfukového systému působící na horní rám
G=(0 N, -1 863 N, -872,1 N) - síla od plné nádrže působící na horní rám
H=(0 N, -1 863 N, -872,1 N) - síla od plné nádrže působící na spodní rám

Tab. 9. - Zátěž v zatáčce

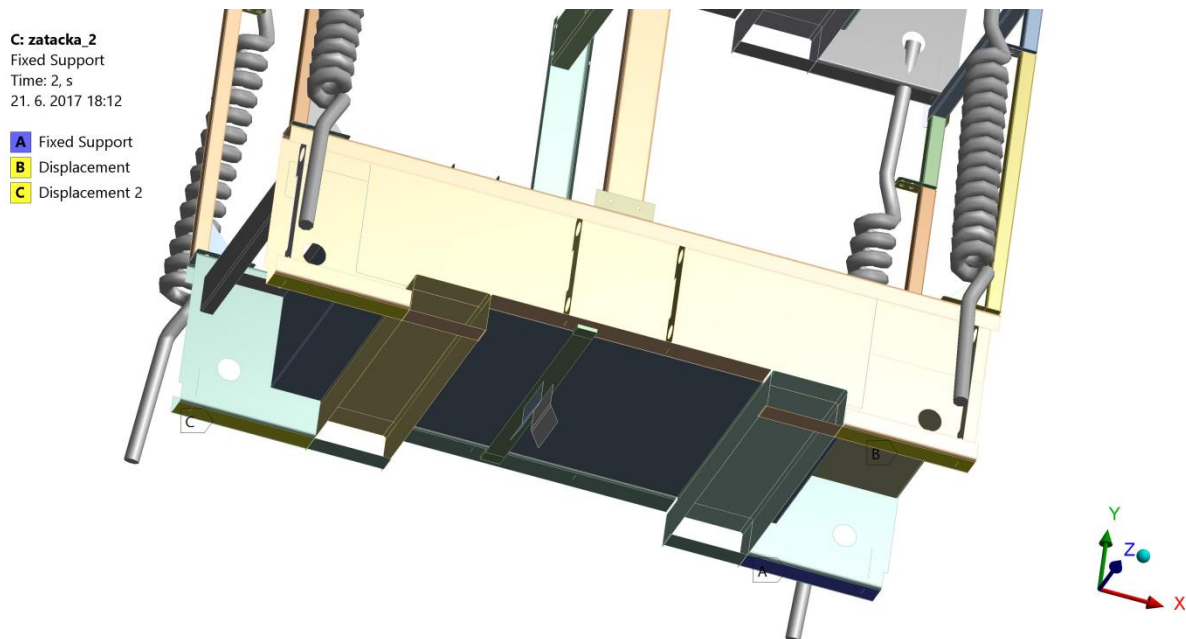


Obr. 85. - Zatížení silami při zatáčce

### 7.8.1 Okrajové podmínky

V tomto případě (Obr. 86) byla opět uvažována jedna pevná podpora (podpora A) a dvě podpory B,C zakazující pohyby ve směru Z a Y.

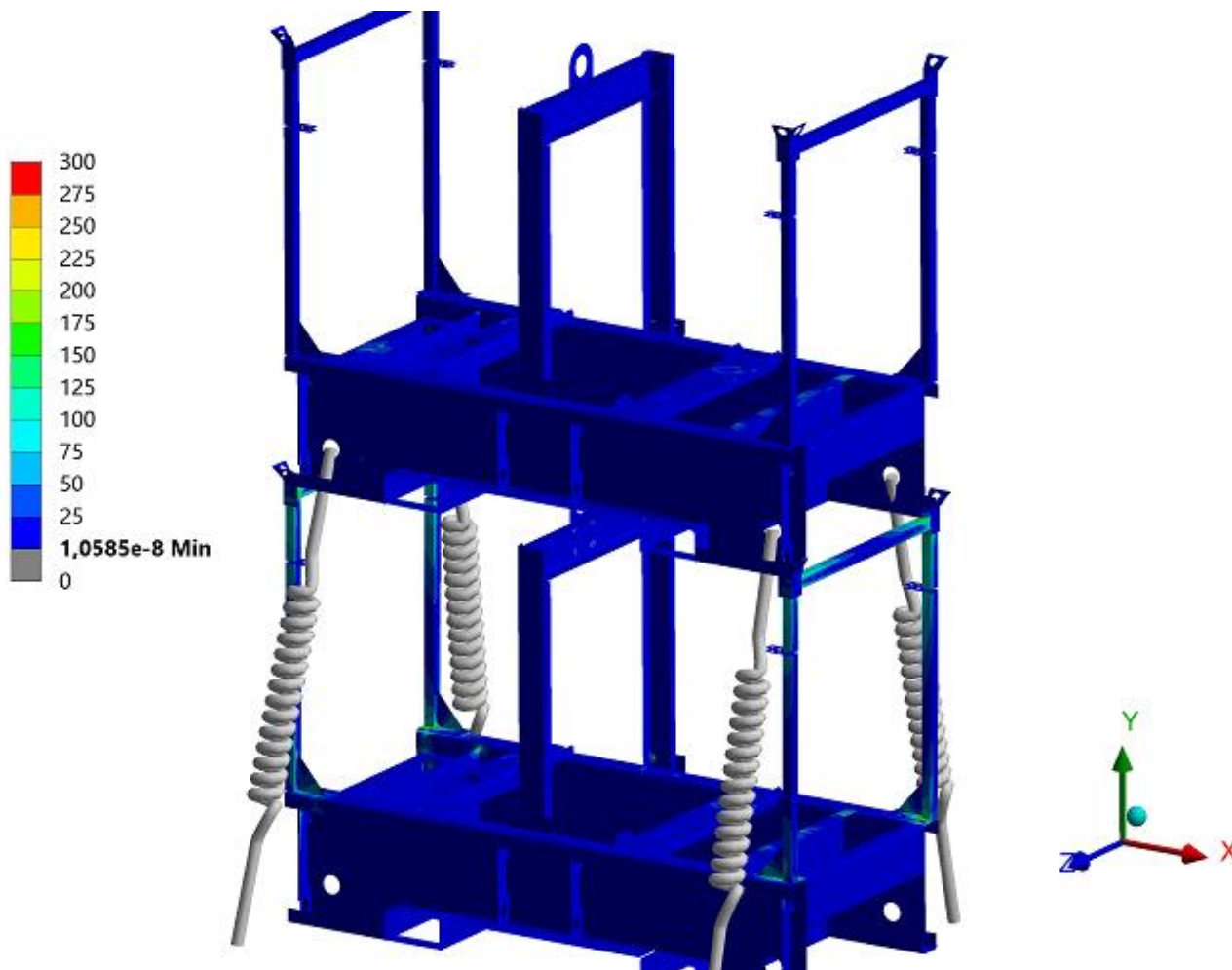
Na nosnou konstrukci také byly aplikovány frikční kontakty, aby při výpočtu mohlo být uvažováno s posuvem horního stroje.



Obr. 86. - Okrajové podmínky, zatáčka

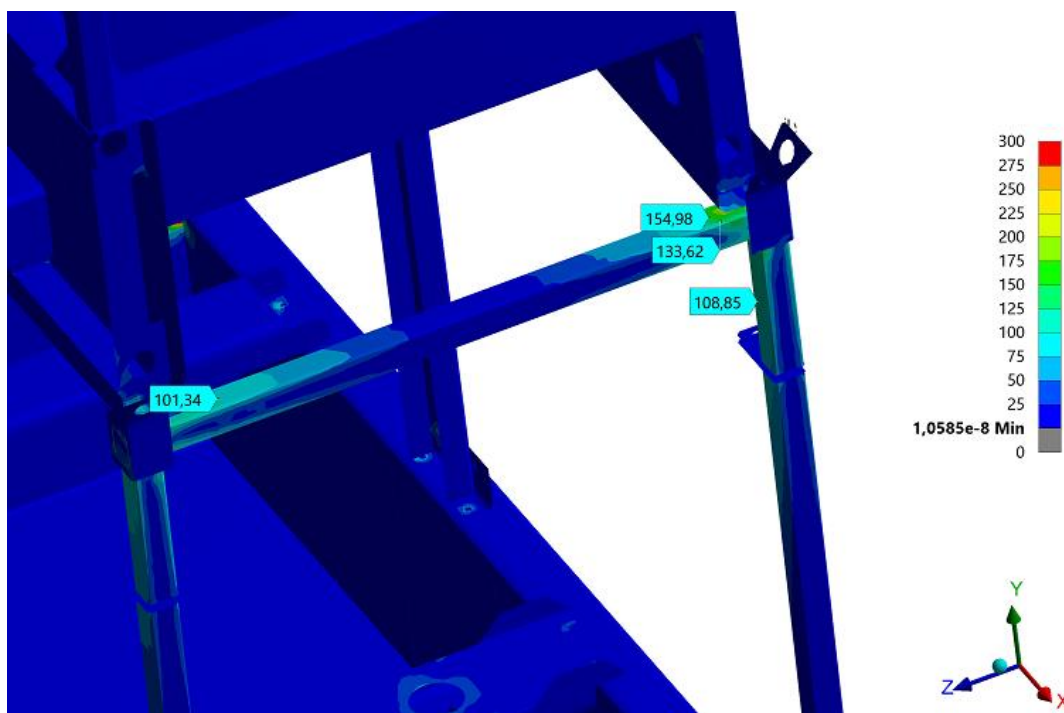
### 7.8.2 Výsledky při jízdě do zatáčky, rám s tloušťkou bočnic 5 mm

Z vizualizace na (Obr. 87) je zřejmé, že na rámu jsou nízká napětí, a to přibližně do 30  $[N/mm^2]$ .



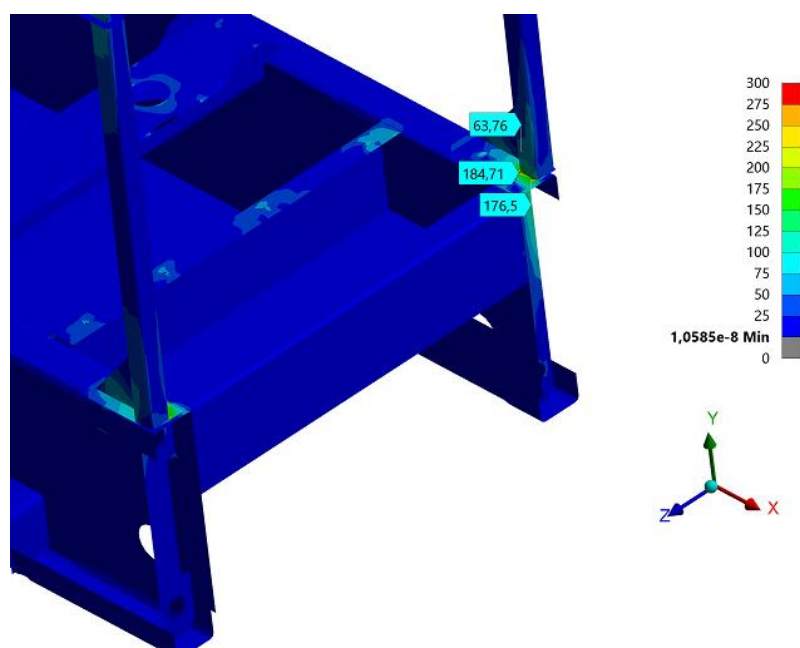
Obr. 87. - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm

Pouze v horní části nosného rámu, v místech připojení příčných jákl profilů (Obr. 88), je napětí zvýšené na hodnotu 150  $[N/mm^2]$ . Tato hodnota je stále pod dovoleným napětím. Tuto oblast by bylo dobré při např. prototypových zkouškách sledovat, popřípadě provést vyztužení na tomto místě.

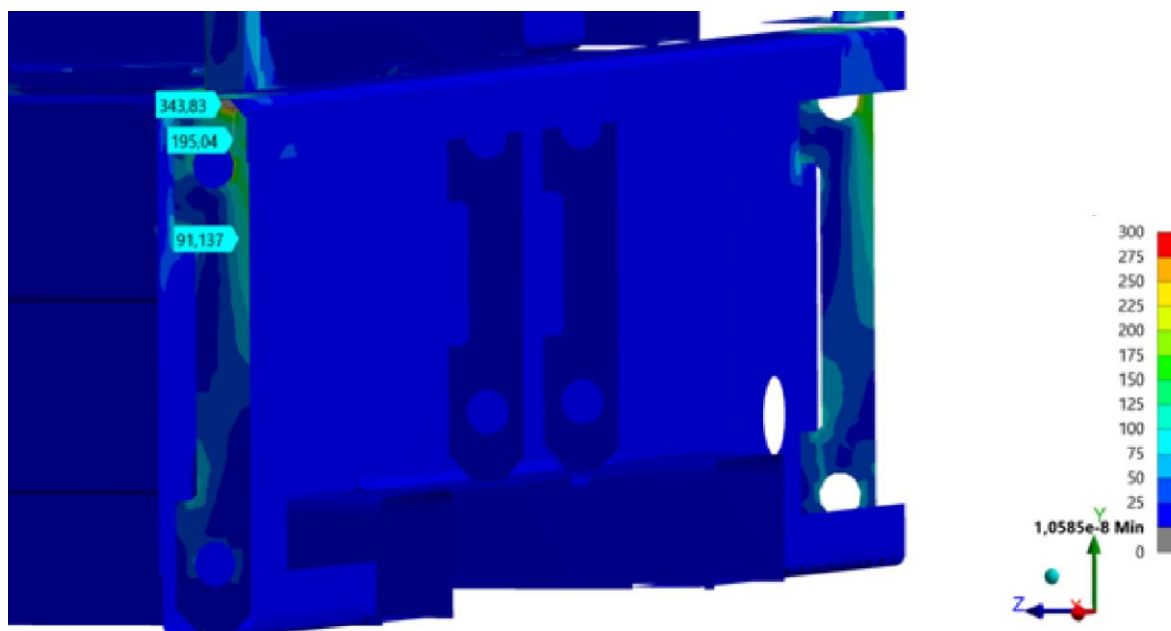


Obr. 88. - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm

Dalšími místy se zvýšenými napětími jsou oblasti, kde jsou přišroubovány stojky nosné konstrukce se spodním rámem a oblast žeber vyztužující spodní rám. V prvním případě hodnota tohoto napětí činí  $184,7 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  a překročila dovolené napětí  $175 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ . Ve druhém případě dosahuje napětí výše  $350 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ . Toto si vyžádalo konstrukční změnu, která však byla provedena pouze u konstrukce s tloušťkou 4 mm.



Obr. 89. - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm, kritické místo

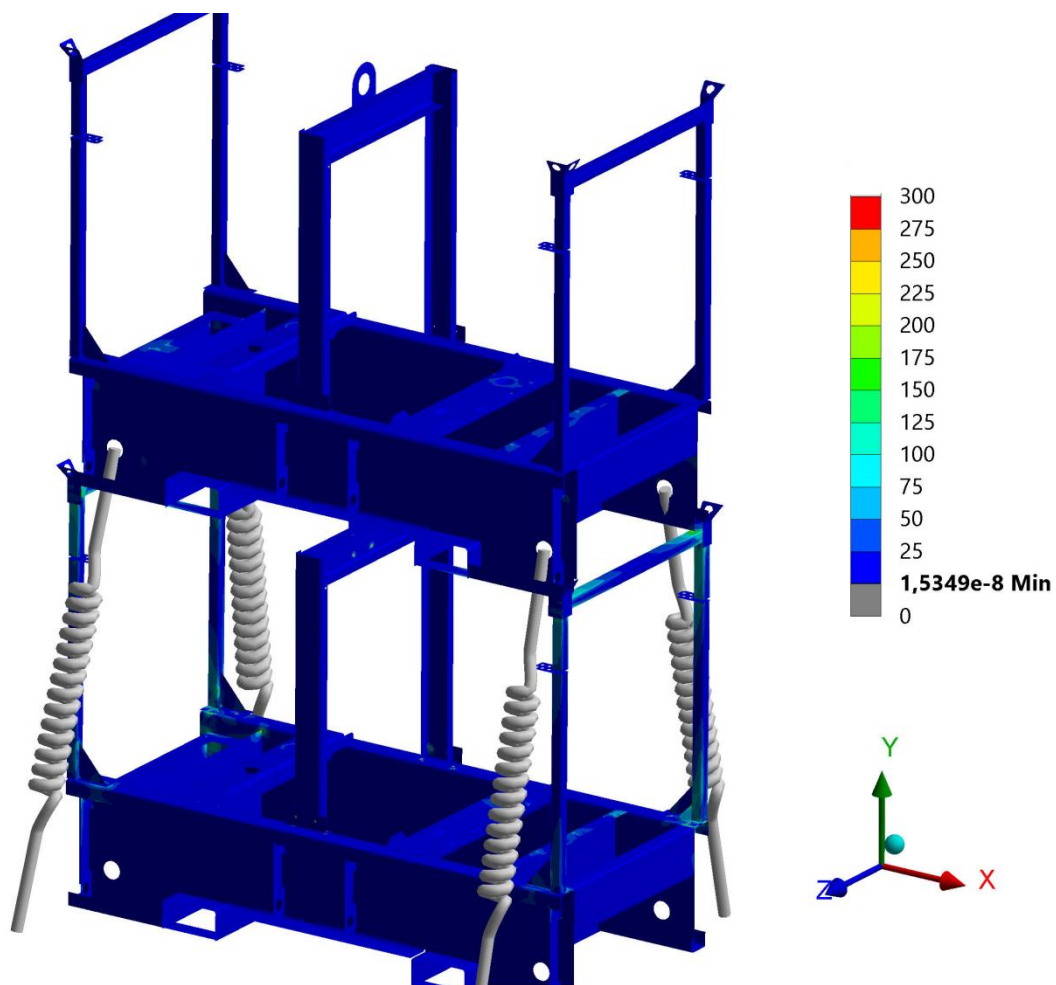


**Obr. 90.** - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm, kritické místo

### 7.8.3 Výsledky při jízdě do zatáčky, rám s tloušťkou bočnic 4 mm

Díky poznatkům z výpočtu rámu tl. 5 mm, proběhly konstrukční úpravy, a to v místě přišroubování stojky nosné konstrukce, bylo přidáno podélné žebro a u žebra v bočnici C profilu byla zvětšena tloušťka na 6 mm a žebro bylo prodlouženo až do dna C profilu.

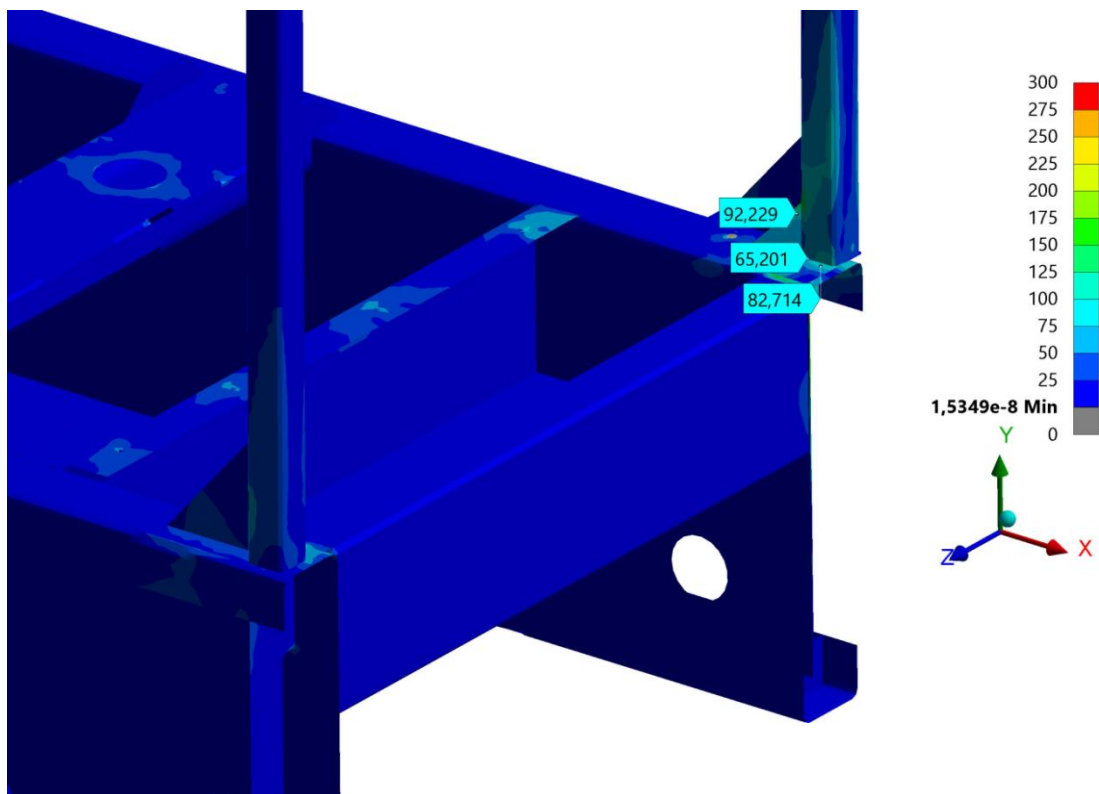
Z vizualizace (Obr. 91) je patrné, že po konstrukční úpravě napětí na výše popsaných kritických místech klesla.



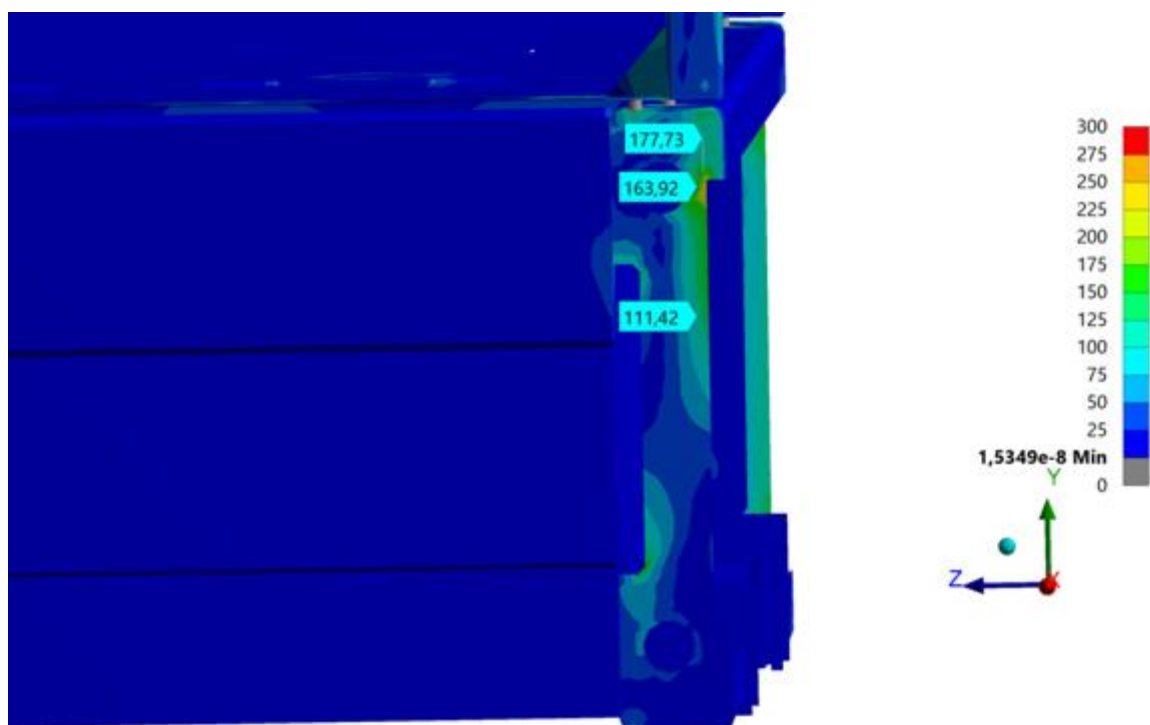
Obr. 91. - Zatáčka, rám s tl. bočnic 4 mm, po konstrukční úpravě



Z obrázků (Obr.92, Obr. 93) je patrné, že po konstrukčních úpravách v kritických místech napětí klesla pod dovolené hodnoty napětí.



**Obr. 92.** - Zatáčka, rám s tl. bočnic 4 mm, po konstrukční úpravě



**Obr. 93.** - Zatáčka, rám s tl. bočnic 4 mm, po konstrukční úpravě

## 7.9 Vybraná varianta

Při výpočtech pomocí metody konečných prvků byly kontrolovány následující varianty konstrukcí rámuů:

- statické zatížení - tloušťka bočnic 5mm
  - tloušťka bočnic 4 mm
- kontrola zdvihu na ližinách - tloušťka bočnic 4 mm
- dynamické zatížení - brzdění - tloušťka bočnic 5 mm
  - tloušťka bočnic 4 mm
- dynamické zatížení v zatáčce - tloušťka bočnic 5 mm
  - tloušťka bočnic 4 mm
  - konečná úprava rámu 4 mm

Po výpočtech za pomoci metody konečných prvků byla vybrána jako řešení práce konstrukce prostorového rámu s tloušťkami bočnic 4 mm. Tato varianta po konstrukční úpravě popsané v odstavci 7.8.3 vyhověla při všech zatěžovacích stavech.

## 8. Hmotnostní analýza

Cílem diplomové práce je snížení aktuální hmotnosti rámu stroje, z toho vyplývá ušetření na materiálu. Za tímto účelem bylo nutné provést hmotnostní analýzu, která nám ukáže díly sestavy, na kterých se nejvíce ušetří. Bylo uvažováno zachování stávajících komponent generátoru. Nejvíce hmotnosti se ušetřilo při optimalizačních úpravách spodního a horního rámu, který je hlavním nosným prvkem celé konstrukce.

Celkový pohled na hmotnostní optimalizaci je zobrazen tím, že nově je řešeno stohování dvou strojů, které si vyžádalo přidání nové nosné konstrukce stohovacího rámu, o hmotnosti 35 kg tato hmotnost je de facto navíc oproti původním řešení.

### 8.1 Tabulka hmotností stroje

Název dílu	Hmotnost [ kg ]
Dolní rám	60
Horní rám	110
Manipulační závěs	20
Motor	175
Alternátor	102
Elektrický panel	55
Výfukový systém	31
Nádrž (plná)	190
Kapotáž	97
Ostatní komponenty	160
<b>Celková hmotnost</b>	<b>1000</b>

**Tab. 10.** - Tabulka hmotností původního stroje (rámu)

Po konstrukční optimalizaci, kdy se spojil spodní a horní rám v jeden celek činila hmotnostní úspora oproti původní verzi 58 kg. V tab.11 je ponechána původní hmotnost kapotáže. I když si nové optimalizované řešení vyžádá novou kapotáž, tak nelze přesně určit její hmotnost.

## 8.2 Tabulka hmotností optimalizované konstrukce

Název dílu	Hmotnost [ kg ]
Dolní rám + Horní rám	112
Nosná konstrukce	35
Manipulační závěs	20
Motor	175
Alternátor	102
Elektrický panel	55
Výfukový systém	31
Nádrž (plná)	190
Kapotáž	97
Ostatní komponenty	160
<b>Celková hmotnost</b>	<b>977</b>

**Tab. 11.** - Tabulka hmotností optimalizovaného stroje (rámu)

Z Tabulky (Tab. 11) lze usuzovat, že váhová úspora na konstrukci spodního a horního rámu činí 58 kg a tato úspora byla částečně použita pro novou nosnou konstrukci, která umožní stohovatelnost dvou rámu. Celková úspora oproti původnímu řešení je tedy 23 kg.

## 9. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout konstrukci prostorového rámu, včetně možnosti stohování dvou strojů, pro nově vznikající koncepci diesellového generátoru řady G20 SIII A firmy Doosan portable power.

Ve třech variantách byla provedena konstrukční optimalizace spodního a horního rámu. Jako řešení byla vybrána varianta spojující spodní a horní rám v jeden celek, což přineslo zjednodušení konstrukce rámu a úspory spočívající ve snížení hmotnosti.

Na základě analytického výpočtu profilu a po zhodnocení návrhů nosných konstrukcí bylo vybráno nejvýhodnější řešení, které umožní stohovatelnost dvou strojů na sobě.

Tento návrh rámu stohovatelné konstrukce byl následně úspěšně zkontrolován za pomoci metody konečných prvků, která byla provedena ve výpočetním programu ANSYS. Byla prováděna kontrola pevnosti rámu při tloušťce bočnic 5 mm a 4 mm, se závěrem, že lze po konstrukčních úpravách použít tloušťku bočnic 4 mm. Kontrola se prováděla při různých zatěžovacích stavech, ve statické poloze, při působení dynamických účinků vzniklých při jízdě nákladního automobilu se svázanými zastohovanými stroji a kontrola při zdvínání jednoho stroje na ližinách vysokozdvížného vozíku.

Některé části zařízení byly kontrolovány analytickými výpočty, jako kontrola šroubů spojujících manipulační závěs s nově vzniklou konstrukcí spodního rámu, působení větru na zastohované stroje a výpočet ukotvení za pomocí vázacích prostředků na ložné ploše nákladního automobilu.

Ve finální fázi byla provedena hmotnostní analýza nového rámu.

## 10. Seznam použité literatury

[1]	Doosan Portable Power. <i>Doosan Portable Power</i> [Online], 2015. <a href="http://www.doosanportablepower.eu/">http://www.doosanportablepower.eu/</a>
[2]	YANMAR. <i>YANMAR</i> . [Online] © YANMAR CO., LTD. All rights reserved, 2016. <a href="https://www.yanmar.com/global/">https://www.yanmar.com/global/</a>
[3]	Leroy-Somer. <i>Leroy-Somer</i> [Online]Emerson Electric Co, 2016. <a href="http://www.emersonindustrial.com">http://www.emersonindustrial.com</a>
[4]	Pružnost a pevnost v technické praxi - Příklady I, Řezníček J, Řezníčková J., Praha, ČVUT Praha, 2008, Skriptum
[5]	Pružnost a pevnost v technické praxi - Příklady II, Řezníček J, Řezníčková J., Praha, ČVUT Praha, 2008, Skriptum
[6]	HECHT. <i>HECHT</i> [Online], 2016 <a href="https://cz.hecht.cz/">https://cz.hecht.cz/</a>
[7]	Caterpillar. <i>Caterpillar</i> [Online]. Copyright © 2017 <a href="http://www.caterpillar.com/">http://www.caterpillar.com/</a>
[8]	Atlas Copco. <i>Atlas Copco</i> [Online]. Copyright © 2017 Atlas Copco. <a href="http://www.atlascopco.cz/cs-cz/construction-equipment/products/Power-Generators">http://www.atlascopco.cz/cs-cz/construction-equipment/products/Power-Generators</a>
[9]	Kipor. <i>Kipor</i> [Online]. Copyright © 2011 Kipor.cz <a href="https://www.kipor.cz/">https://www.kipor.cz/</a>
[10]	DRASTÍK, František a kol. <i>Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu</i> . Ostrava: Montanex a.s., 1999. ISBN 80-85780-95-X.
[11]	Pružnost a pevnost v technické praxi - Příklady III, Řezníček J, Řezníčková J., Praha, ČVUT Praha, 2008, Skriptum
[12]	ŠVEC V., Části a mechanismy strojů - spoje a části spojovací, ČVUT Praha, 1997, Skriptum
[13]	ŠVEC V., Části a mechanismy strojů - příklady, ČVUT Praha, 1991 Skriptum
[14]	KREJCAR, Jaroslav a Aleš KAPLÁNEK. <i>Přepravní balení zboží, uložení a zajištění nákladu v dopravních prostředcích a kontejnerech</i> . Vyd. 1. Pardubice: Institut Jana Pernera ve spolupráci se Zkušební laboratoří EXCOLO, 2009, 274 s. ISBN 978-808-6530-567
[15]	GERSTNER, Zdeněk. <i>Uložení a upevnění nákladu</i> . Praha: Sdružení automobilových dopravců ČESMAD Bohemia, 2008, 18 s. ISBN 978-809-0424-944
[16]	EXCOLO. <i>EXCOLO Katalog 2016</i> [Online]. <a href="http://excolo.cz/">http://excolo.cz/</a>
[17]	JCB. <i>JCB</i> [Online]. Copyright © 2017 <a href="https://www.jcb.com/en-gb/products/generators">https://www.jcb.com/en-gb/products/generators</a>
[18]	CUMMINS. <i>CUMMINS</i> [Online]. © 2017 <a href="http://power.cummins.com/generator-list">http://power.cummins.com/generator-list</a>
[19]	ŠENKEŘÍK, M. <i>Možnosti upevnění nákladu na ložnou plochu vozidla vzhledem k bezpečnosti provozu na pozemních komunikacích</i> . Pardubice, 2014. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice



[20]

Profesis. *Profesis* [Online] © 2017  
[https://www.profesis.cz/files/dynamika\\_konstrukci](https://www.profesis.cz/files/dynamika_konstrukci)

## 11. Seznam příloh

Sestavný výkres rámu

01-01-000



## 12. Seznam obrázků

<b>Obr. 1.</b> - Celkový pohled na generátor firmy Doosan G20 [1].....	4
<b>Obr. 2.</b> - Pohled na odkrytovaný generátor firmy Doosan G20.....	5
<b>Obr. 3.</b> - Nosná ocelová konstrukce .....	6
<b>Obr. 4.</b> – Motor Yanmar z generátoru G20 [2].....	6
<b>Obr. 5.</b> – Alternátor Leroy-Sommer TAL 040 F z generátoru G20 [3].....	7
<b>Obr. 6.</b> - Elektrický panel.....	8
<b>Obr. 7.</b> - Chladicí ústrojí [2] .....	8
<b>Obr. 8.</b> - Vstupy a výstupy vzduchu.....	9
<b>Obr. 9.</b> - Plechová nádrž [1] .....	9
<b>Obr. 10.</b> - Benzinový generátor [6] .....	10
<b>Obr. 11.</b> - Plynový generátor [17 ] .....	10
<b>Obr. 12.</b> - Stacionární generátor [1].....	11
<b>Obr. 13.</b> - Mobilní generátor [1] .....	11
<b>Obr. 14.</b> - Otevřený generátor Cummins [17] .....	11
<b>Obr. 15.</b> - Doosan G20 SIII A [1] .....	12
<b>Obr. 16.</b> - Caterpillar C2.2 [7] .....	13
<b>Obr. 17.</b> - Atlas Copco QUAS 20 KDS [8] .....	14
<b>Obr. 18.</b> - Kipor 25 KDE 25SS[9].....	15
<b>Obr. 19.</b> - JCB G22QX [16] .....	16
<b>Obr. 20.</b> - Vizualizace patentu US D575733 S1 .....	17
<b>Obr. 21.</b> - Vizualizace patentu US D575733 S1 .....	18
<b>Obr. 22.</b> - Detailní popis rámu Doosan .....	19
<b>Obr. 23.</b> - Rám generátoru .....	20
<b>Obr. 24.</b> - Spodní rám.....	21
<b>Obr. 25.</b> - Horní rám .....	21
<b>Obr. 26.</b> - Manipulační závěs .....	22
<b>Obr. 27.</b> - Konzola motor .....	23
<b>Obr. 28.</b> konzola alternátor.....	23
<b>Obr. 29.</b> - Rám firmy JCB[16].....	24
<b>Obr. 30.</b> - Rám firmy Atlas Copco [8].....	25
<b>Obr. 31.</b> - První varianta spodního rámu .....	27
<b>Obr. 32.</b> - Druhá varianta spodního rámu.....	28
<b>Obr. 33.</b> - První varianta horního rámu.....	28
<b>Obr. 34.</b> - Druhá varianta horního rámu .....	29
<b>Obr. 35.</b> - Třetí varianta horního rámu.....	30
<b>Obr. 36.</b> -Zvolený případ vzpěru.....	31
<b>Obr. 37.</b> - První konstrukční varianta nosné konstrukce.....	34
<b>Obr. 38.</b> - Zastohované rámy (první konstrukční varianta) .....	35
<b>Obr. 39.</b> - Druhá konstrukční varianta nosné konstrukce .....	36
<b>Obr. 40.</b> - Zastohované rámy (druhá konstrukční varianta) .....	37
<b>Obr. 41.</b> - Třetí konstrukční varianta nosné konstrukce.....	38

<b>Obr. 42.</b> - Zastohované rámy (třetí konstrukční varianta) .....	39
<b>Obr. 43.</b> - Síly působící na původní rám .....	40
<b>Obr. 44.</b> - Zakótovaná poloha těžiště .....	41
<b>Obr. 45.</b> - Síly působící na náklad [15] .....	42
<b>Obr. 46.</b> - Zobrazení třecí síly [15] .....	45
<b>Obr. 47.</b> - Svázání generátorů pomocí vázacích popruhů .....	45
<b>Obr. 48.</b> zavedené síly .....	46
<b>Obr. 49.</b> - Výpočet fixačního úhlu .....	48
<b>Obr. 50.</b> - Upínací zařízení [16] .....	49
<b>Obr. 51.</b> - Těžiště zastohovaných ráků .....	50
<b>Obr. 52.</b> - Celková poloha těžiště zastohovaných ráků .....	51
<b>Obr. 53.</b> - Působení větru .....	52
<b>Obr. 54.</b> - Ukázka zatížení kontrolovaných šroubů .....	53
<b>Obr. 55.</b> - Detail spojení .....	54
<b>Obr. 56.</b> - Plošný model rámu .....	60
<b>Obr. 57.</b> - Vzájemně svařené komponenty .....	61
<b>Obr. 58.</b> - Ukázka kontaktních dvojic .....	62
<b>Obr. 59.</b> - Objemový váleček .....	62
<b>Obr. 60.</b> - Ukázka nadefinovaného předpětí .....	64
<b>Obr. 61.</b> - Ukázka vysíťované geometrie .....	65
<b>Obr. 62.</b> - Zahuštěná síť .....	65
<b>Obr. 63.</b> - Zastohovaná rámové konstrukce .....	66
<b>Obr. 64.</b> - Zatížení silami ve statické poloze .....	67
<b>Obr. 65.</b> - Okrajové podmínky, statika .....	68
<b>Obr. 66.</b> - Statika, rám s tl. bočnic 5 mm .....	69
<b>Obr. 67.</b> - Statika, rám s tl. bočnic 5 mm .....	70
<b>Obr. 68.</b> - Statika, rám s tl. bočnic 5 mm .....	71
<b>Obr. 69.</b> - Statika, rám s tl. bočnic 4 mm .....	71
<b>Obr. 70.</b> - Statika, rám s tl. bočnic 4 mm .....	72
<b>Obr. 71.</b> - Zatížení silami, zdvihání .....	73
<b>Obr. 72.</b> - Okrajové podmínky, zdvihání .....	74
<b>Obr. 73.</b> - Zdvih rámu .....	74
<b>Obr. 74.</b> - Zatížení silami při brzdění .....	75
<b>Obr. 75.</b> - Tahová zkouška vázacího popruhu [19] .....	76
<b>Obr. 76.</b> - Okrajové podmínky, brzdění .....	77
<b>Obr. 77.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm .....	78
<b>Obr. 78.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm .....	79
<b>Obr. 79.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm .....	79
<b>Obr. 80.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm .....	80
<b>Obr. 81.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 5 mm .....	80
<b>Obr. 82.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 4 mm .....	81
<b>Obr. 83.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 4 mm .....	82
<b>Obr. 84.</b> - Brzdění, rám s tl. bočnic 4 mm .....	82



<b>Obr. 85.</b> - Zatížení silami při zatáčce.....	83
<b>Obr. 86.</b> - Okrajové podmínky, zatáčka .....	84
<b>Obr. 87.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm .....	85
<b>Obr. 88.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm .....	86
<b>Obr. 89.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm, kritické místo.....	86
<b>Obr. 90.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 5 mm, kritické místo.....	87
<b>Obr. 91.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 4 mm, po konstrukční úpravě .....	88
<b>Obr. 92.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 4 mm, po konstrukční úpravě .....	89
<b>Obr. 93.</b> - Zatáčka, rám s tl. bočnic 4 mm, po konstrukční úpravě .....	89



### 13. Seznam tabulek

<b>Tab. 1.</b> - Názvy komponent .....	5
<b>Tab. 2.</b> Bibliografické údaje o patentu US D575733 S1 .....	17
<b>Tab. 3.</b> Bibliografické údaje o patentu US D575733 S1 .....	18
<b>Tab. 4.</b> - Vypočtené hodnoty setrvačných sil .....	44
<b>Tab. 5.</b> - Velikosti součinitele tření.....	46
<b>Tab. 6.</b> - Utahovací momenty [interní norma Doosan].....	63
<b>Tab. 7.</b> - Zátěž při statické poloze .....	67
<b>Tab. 8.</b> - Zátěž při brzdění .....	75
<b>Tab. 9.</b> - Zátěž v zatáčce .....	83
<b>Tab. 10.</b> - Tabulka hmotností původního stroje (rámu).....	91
<b>Tab. 11.</b> - Tabulka hmotností optimalizovaného stroje (rámu).....	92