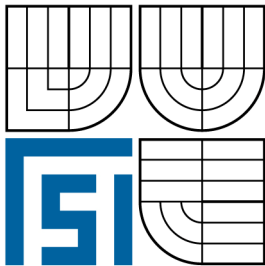


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# POSOUZENÍ ÚNOSNOSTI RÁMU HLAVNÍ KOČKY MOSTOVÉHO LICÍHO JEŘÁBU O NOSNOSTI 270/63T – 21M

ASSESS THE RESISTANCE OF THE MAIN FRAME CASTING CAT BRIDGE CRANE WITH  
LOADING CAPACITY 270/63T - 21 M

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. MICHAL OLEŠOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.



**Anotace:**

Tématem projektu mé Diplomové práce je posouzení rámu hlavní kočky mostového lícího jeřábu na únavu. Pro porovnání mám použít prutový a stěnový pomocný výpočtový model. Součástí této práce jsou i pomocné výpočtové modely, jejichž výsledky zatěžujících stavů přikládám v přílohách.

Diplomová práce byla vytvořena pro firmu Královopolská a.s.

**Klíčová slova:**

Mostový jeřáb, rám kočky, únavu, prutový model, stěnový model, metoda konečných prvků

## Annotation

The topic of my Diploma's thesis is a fatigue analyzing and judgmenting of main frame casting cat bridge crane. Use the beam model and thin shell model for comparising. The thesis contains of both of computation model. The loading states results of computation model are attacheded of this thesis.

This diploma's thesis was created for Kralovopolska a.s. company.

## Keywords

Bridge crane, crab frame, fatigue, beam model, thin shell model, finite element method

#### Bibliografická citace

OLEŠOVSKÝ, M. *Posouzení únosnosti rámu hlavní kočky mostového lícího jeřábu o nosnosti 270/63t – 21m*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem přitom ze svých doposud získaných znalostí, odborných konzultací, doporučené literatury a ostatních zdrojů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně dne 25.5.2012

.....  
Michal Olešovský

## Poděkování

Velice děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému Ph.D. za jeho cenné rady a zkušenosti při realizaci všech částí, které se v práci vyskytují. Mé poděkování patří i zainteresovaným pracovníkům z fy Královopolská a.s., zejména Ing. Jaroslavu Příkladovi, Ing. Vladimíru Pilařovi a Ing. Vlastimilu Vohlídalovi.

Rád bych poděkoval také své rodině za podporu a pomoc, bez které by bylo zhotovení diplomové práce velice obtížné.

## OBSAH

1.	Úvodní ustanovení.....	9
1.1	Historie jeřábů .....	9
1.2	Rozdělení jeřábů .....	9
2.	Popis zadaného mostového licího jeřábu 270/63t-21m .....	11
2.1	Popis hlavní kočky.....	12
2.2	Popis zdvihového ústrojí .....	13
3.	Zadané parametry jeřábu.....	14
3.1	Parametry mostového jeřábu a hlavní kočky.....	14
3.2	Zařazení jeřábu dle ČSN 27 0103.....	14
3.3	Materiál nosné konstrukce .....	14
3.4	Hmotnosti jednotlivých komponent zatěžující rám .....	15
3.5	Rozměry rámu.....	15
4.	Popis výpočtových modelů .....	15
4.1	Porovnání použitých metod výpočtu.....	16
4.2	Skořepinový model.....	16
4.3	Prutový model .....	17
4.4	Nahrazení uložení pojezdu.....	19
5.	Zatěžující stavy .....	21
6.	Výpočtová zpráva .....	22
6.1	Volba souřadného systému.....	22
6.2	Stanovení součinitelů zatížení.....	22
6.3	Výpočet zrychlení mostu a kočky .....	23
6.4	Výpočty skořepinového modelu.....	23
6.5	Výpočty prutového modelu.....	25
7.	Popis náhrady zatížení výpočtových modelů .....	31
7.1	Skořepinový model.....	31
7.2	Prutový model .....	33
8.	Posouzení konstrukce na únavu .....	35
9.	Popis výsledků zatěžujících stavů a určení poddimenzovaných a předdimenzovaných míst .....	42
10.	Závěr.....	44
11.	Informační zdroje .....	45
12.	Seznam použitých symbolů: .....	46
13.	Seznam obrázků .....	48
14.	Seznam tabulek: .....	48
15.	Seznam příloh.....	49



# 1. Úvodní ustanovení

Jeřáby jsou stroje nepostradatelné ve výrobních halách, na stavbách či v situacích, kdy je potřeba manipulovat s těžkými břemeny ve velké výšce. Patří do kategorie zdvihadel a přemísťování se děje obvykle pomocí kladnice a háku na laně.

## 1.1 Historie jeřábů

Jeřáby mají delší historii, než by se mohlo zdát. Už ve starověkém Egyptě se používal jeřáb na principu ramene s protizávažím. Také ve starověkém Římě a Řecku byly jeřábům podobné mechanismy používány na zvedání kamenných bloků.

Vynalezení složené kladky – kladkostroje – umocnilo efektivitu jeřábů. V roce 1765 James Watt přišel s objevem parního stroje a tento přispěl k výraznému posunu v mnoha technických oblastech, jeřáby nevyjímaje.

## 1.2 Rozdělení jeřábů

**Sloupové jeřáby** jsou jedny z nejstarších druhů jeřábů a dělí se na:

- Sloupový jeřáb s nehybným sloupem
- Sloupový jeřáb s otočným sloupem
- Otočný sloup mají i konzolové jeřáby s otočným výložníkem. Tyto jsou otočné do 180° nebo do 360°.

### **Nástěnné jeřáby**

Zdvihací ústrojí může mít jak ruční, tak při stálém provozu elektrický pohon. Na výložníku je elektrický kladkostroj nebo visutá kočka. Lano či řetěz mají ruční pohon.

### **Vozidlové jeřáby**

Tyto jeřáby jsou uloženy na vozidlech, zvláště pro ně konstruovaných. Vozidlové jeřáby mohou být sloupové nebo točnicové a dělí se na jeřáby:

- kolejové s vozem na pneumatikách
- kolejové s vozem na pásech

### **Plovoucí jeřáby**

Typ plovoucích jeřábů závisí na typu přemísťovaného břemene. Zda přemísťuje kusová břemena či sypké hmoty a dělí se na jeřáby:

- překládací
- montážní
- havarijní
- stavební
- nejstarší typ plovoucích jeřábů je „nůžkový“.

### Stavební jeřáby

Nazýváme tak ty typy jeřábů, které se používají především ve stavebnictví a do jiných oblastí pro svá specifika nepronikly.

Dělí se na jeřáby:

- otočné věžové
- neotočné portálové
- derikové
- šplhací

**Mostové jeřáby** se používají převážně u větších zátěžích. Zvedají břemena ve svislém a vodorovném směru. Manipulační plocha je obdélníková. Pracují nejčastěji ve výrobních halách. Skládají se z jeřábového mostu a kočky, výjimečně podvozku s otočným výložníkem a dělí se na jeřáby:

- speciálního provedení
- jednonosníkové
- dvounosníkové

Mostové jeřáby se dají dále dělit podle účelu nebo tvaru na:

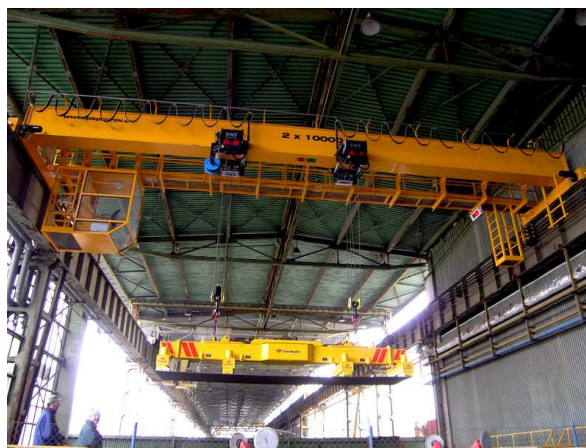
- běžné
- drapákové
- magnetové
- hutní

**Portálové jeřáby** lze dělit dle účelu nebo konstrukce na:

- portálové a poloportálové jeřáby s kočkou pro malá a střední rozpětí
- portálové a poloportálové jeřáby otočné – přístavní
- portálové jeřáby pro velká rozpětí

Z hlediska mobility se dále dělí na:

- Nepojízdné portálové jeřáby – jeřábový systém stojí vždy na vlastních nohách, potřebuje pouze malé základy a proto je nezávislý na nákladných připevněních na halové stropní konstrukce, opěry nebo jiné části budov.
- Pojízdné portálové jeřáby – elektrické s visutou kočkou. Pojízdný portálový jeřáb je vhodný především pro opravy a montáže, protože s ním lze přijet k jakémukoliv pracovišti a tím se stává všestranným.



Obrázek 1 dvounosníkový jeřáb [11]

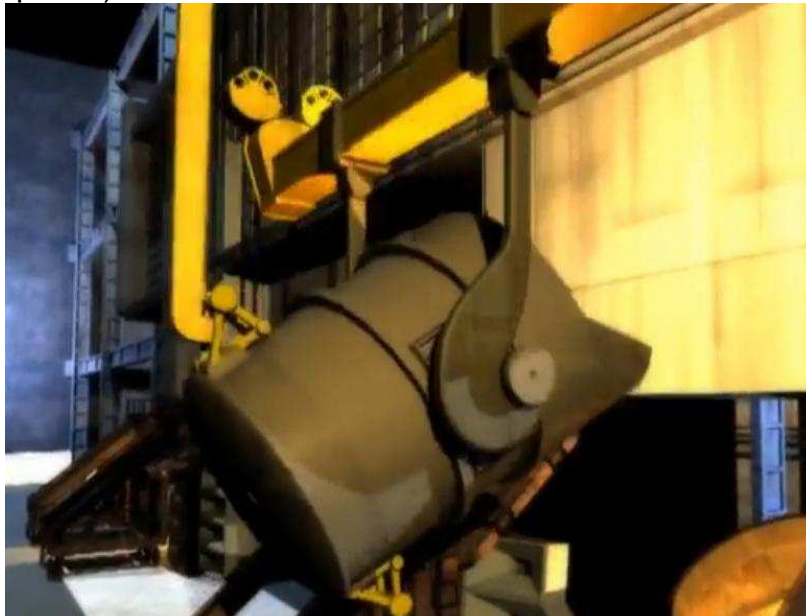
## 2. Popis zadaného mostového licího jeřábu 270/63t-21m

Posuzovaný jeřáb nahradil v hale kyslíkové konvertorové ocelárny Třineckých železáren jeden ze dvou původních jeřábů nosnosti 250t. Jeden jeřáb slouží pro sázení šrotu do konvertoru a druhý je určen především pro nalévání surového železa do konvertoru. Ten odolává velkému namáhání při nalévání, obzvláště jeho traverza. S výměnou prvního jeřábu, který sází šrot do konvertoru, Třinecké železářny zatím nepočítají.



Obrázek 2 Předmontáž jeřábu ve výrobní hale

Po mostě tohoto jeřábu pojíždí hlavní kočka o nosnosti 270t a pomocná kočka o nosnosti 63t. Hlavní kočka má zdvih 26,3m a pomocná disponuje max.33m. Hlavní kočka slouží pro transport pánve se surovým železem (viz.obr. traverza a háky vpravo) a pomocná kočka zajišťuje vylití železa z pánve (viz obr.hák vlevo u dna pánve).



Obrázek 3 Ukázka vylévání surového železa z pánve

## 2.1 Popis hlavní kočky

Posuzovaná hlavní kočka mostového licího jeřábu je osazena čtyřmi motory, centrální převodovkou, dvěma kardany, dvěma čelními převodovkami, dvěma horními kladnicemi a dvěma lanovými bubny s ložisky. Dále je k posuzovanému rámu kočky přivařen rošt se zábradlím pro bezpečný pohyb obsluhy. Rám je osazen na jedné straně kolmo ke směru pojezdu trolejí s napájecími kabely a konzolou nárazníku.

Rám kočky je svařovaný z jednotlivých nosníků v tuhý celek a dispozičně řešen rotačně symetricky kolem vertikální osy procházející středem rámu, tj., středem centrální převodovky.

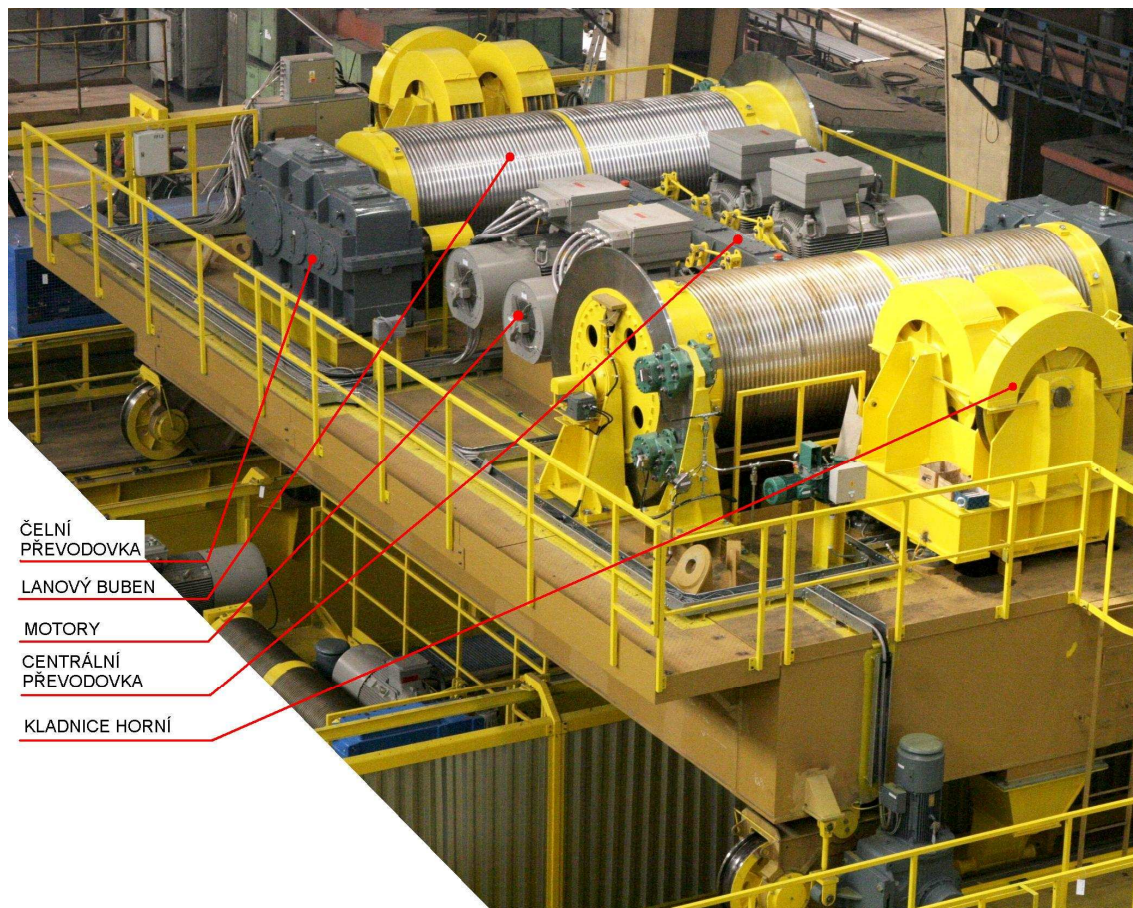
Kočka pojíždí po kolejnicích na mostě po osmi kolech. Každé kolo je osazeno oboustrannými nákolky, které vedou kola po hlavě kolejnic.

Vnější rozměry ocelového nosného rámu kočky:

Délka: 11400mm

Šířka: 5570mm

Výška: 1200mm



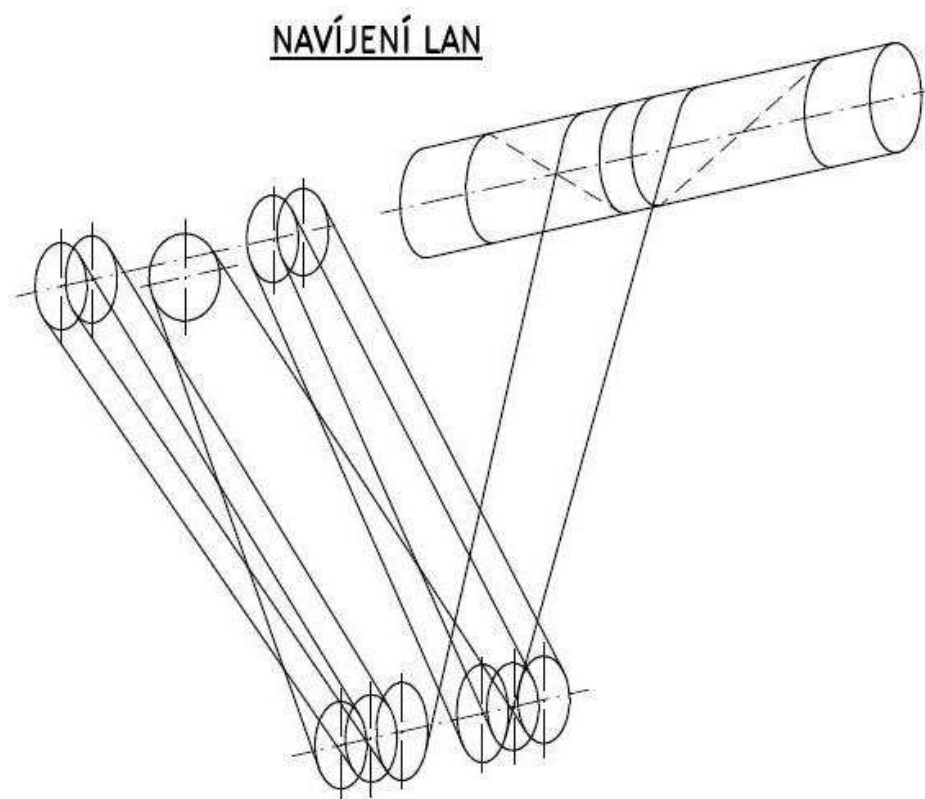
Obrázek 4 popis jednotlivých komponent zatěžující rám

## 2.2 Popis zdvihového ústrojí

Zdvihové ústrojí je řešeno symetricky. Každá polovina má lano zavěšeno na horních kladnicích rámu. Odtud je vinuto ke kladnicím traverzy a vraceno zpět horním kladnicím. Od horních kladnic je lano opět vraceno ke kladnicím traverzy a poté následně navíjeno na lanový buben. Zdvihové ústrojí má na jedné polovině 12 nosných průřezů lan, tj. celkem 24.

Horní kladnice jsou přišroubovány ke stoličkám kladnic na příčném nosníku rámu. Lanový buben je na jedné straně podepřen konzolou ložiska a na druhé straně je spojen s čelní převodovkou. Čelní převodovky i konzoly ložisek jsou situovány na podélných nosnících rámu.

Schéma jedné poloviny lanového převodu.



Obrázek 5 schema jedné poloviny systému navíjení lan

### 3. Zadané parametry jeřábu

#### 3.1 Parametry mostového jeřábu a hlavní kočky

Tabulka 1 parametry mostového jeřábu a hlavní kočky

<b>Základní technické parametry mostového jeřábu a hlavní kočky</b>			
parametr	jeřáb	kočka 270t	jednotka
Nosnost	270/63/20	270	t
Rozpětí, rozchod	18,3	10,9	m
Rozvor	14,7	4,4	m
Počet hnacích/všech kol	4 / 20	2 / 8	-
Rychlost pojezdu	6 - 60	4 - 40	m/min
Rychlost zdvihu		0,8 - 8	m/min
Výška zdvihu		26,3	m
Ovládání	kabina na věži pod mostem		

#### 3.2 Zařazení jeřábu dle ČSN 27 0103

H3	zdvihová třída jeřábu
D1	druh provozu jeřábu
J5	provozní skupina jeřábu
K3	vrubová skupina detailů

#### 3.3 Materiál nosné konstrukce

Rám kočky je vyroben z materiálu S355J2+N. Materiál má zaručenou svařitelnost. Odpovídá „řadě oceli 52“.

Vlastnosti materiálu:

$R_d = 290 \text{ MPa}$	výpočtová pevnost pro tah, tlak, ohyb
$R_d = 174 \text{ MPa}$	výpočtová pevnost pro smyk
$E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$	modul pružnosti v tahu
$G = 8,04 \times 10^4 \text{ MPa}$	modul pružnosti ve smyku
$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$	hustota oceli
$\mu = 0,3$	Poissonova konstanta

Nosné prvky jsou dokladovány atestem typu 3.1 dle EN 10204, podružné prvky atestem typu 2.2 dle EN 10204.

### 3.4 Hmotnosti jednotlivých komponent zatěžující rám

Jednotlivé hmotnosti uvádím pro přehlednost v tabulce.

Tabulka 2 zadané hmotnosti komponent zatěžující rám

Tabulka hmotností			
popis zatížení	hmotnost		
Břemeno Q=270t	270 000	kg	-
Čelní převodovka zdvihu SEW	6 500	kg/1ks	2ks
Lanový buben	6 750	kg/1ks	2ks
Motor	1 700	kg/1ks	4ks
Kardany	230	kg/1ks	2ks
Lano	5 900	kg	-
Havarijní brzda	900	kg/1ks	2ks
Kladnice horní	3 700	kg/1ks	2ks
Traverza s kladnicemi	29 500	kg	-
Centrální převodovka	3 300	kg	-
Stolička čelní převodovky	590	kg	-
Stolička dvou motorů	480	Kg/2mot.	-
Stolička centrální převodovky	860	kg	-

### 3.5 Rozměry rámu

Veškeré rozměry jsou dány výrobní dokumentací od fy.Královopolská a.s. tj.:

č.v. 002-7265.069 rev.0 NALEVACI KOCKA 270t

č.v. 102-7386.877 rev.0 STOLICKY POHONU ZDVIHU 270t

č.v. 002-7332.542 v.1 rev.0 RAM KOCKY 270t

č.v. 002-7332.542 v.2 rev.0 RAM KOCKY 270t

č.v. 002-7332.542 v.3 rev.0 RAM KOCKY 270t

## 4. Popis výpočtových modelů

Předmětem této práce je posouzení rámu hlavní kočky mostového licího jeřábu. Byly proto vytvořeny dva náhradní výpočtové modely. Prutový a stěnový. Rám kočky jeřábu byl přemodelován do programu I-DEAS.

Pevnostní výpočet byl proveden jako statický výpočet lineární metodou konečných prvků (MKP) prutového a stěnového výpočtového modelu.

## 4.1 Porovnání použitých metod výpočtu

### **Skořepinový model:**

Tvorba výpočtového skořepinového modelu pomocí prvku „*thin shell*“ vychází z předpokladu, že v zadaném modelu lze vytvořit střednicovou rovinu, která disponuje konstantní tloušťkou materiálu. Jednotlivé střednicové plochy se protínají popřípadě na sebe navazují. Napjatost mezi sousedícími střednicovými rovinami se přenáší přes stykovou průsečnici a její uzly sítě. Nelze tedy modelovat „vůli“ mezi sousedícími střednicovými plochami.

Pomocí zadání tloušťky materiálu do prvku „*thin shell*“ a zadáním velikostí rozměrů elementů na střednicové ploše se vytvoří zasíťovaná plocha. Takto zasíťovaný model lze následně zavazbit a zatížit. Z hlediska síťování modelu je výhodné volit střednicové roviny obdélníkového, čtvercového nebo trojúhelníkového tvaru.

Skořepinovým modelem lze vytvořit různé detaily, jako např. sražení rohů plechů, lze definovat rozměry a polohu žeber a výztuh, lze přiřazenou tloušťku materiálu normálově vyosít od vymodelované střednice aj. Dále lze optimálně navrhnout přenesení zatížení či uložení modelu výběrem příslušných uzlů.

Detailnější výpočtový model lze vytvořit ze skořepinového modelu, který oproti prutovému lépe simuluje reálný výrobek.

### **Prutový model:**

Prutový model vychází z předpokladu, že lze počítaný model rozdělit na pruty. Prut (angl. beam) má rozměry profilu výrazně menší, než je rozměr střednice. Jednotlivé střednice se protínají nebo na sebe navazují v jednom bodě. Přes tento průsečík (uzel) je přenášena napjatost mezi jednotlivými pruty. Jednotlivým střednicím se přiřadí profil a rozdělí se na elementy. Dva sousední elementy spojují uzly. Do uzlů nebo elementů lze vkládat různá zatížení. Vazebné podmínky se vkládají do uzlů.

Prutovým modelem lze vytvořit profil libovolného uzavřeného tvaru. Žebra a výztuhy se zpravidla nemodelují.

Trendem dnešní doby je tlak na maximální úsporu času při navrhování konstrukcí. Když nelze optimalizovat uložení nebo rozložení zatížení do přesnějších rozměrů než je velikost elementu, je tato výpočtová metoda hojně vyhledávána právě pro svou časovou úsporu.

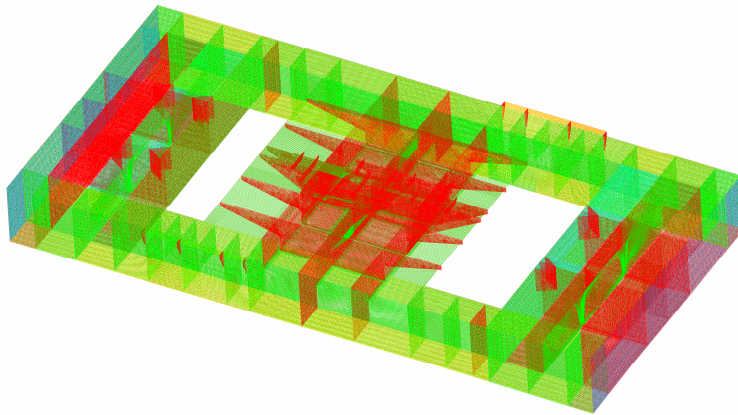
## 4.2 Skořepinový model

Skořepinový model sestává z jednotlivých střednicových ploch, kterým se následně přiřadila tloušťka materiálu.

Byl vytvořen objemový kvádr o vnějších rozměrech včetně 1000mm přídavku ke každému rozměru jedné poloviny rámu kočky. Souřadný systém byl vložen do středu rámu dle výkresové dokumentace. Tento objem byl následně rozřezán na jednotlivé střednicové plochy veškerých nosníků, žeber i výztuh. Těmto střednicovým plochám byla přiřazena tloušťka materiálu (*thin shell*) dle



výkresové dokumentace. Takto zasíťovaný model byl kopírováním orotován a tím byl domodelován pomocný výpočtový model zatím bez náhrad uložení a zatížení. V tomto modelu nejsou uvažovány konstrukční detaily jako např. sražení hran žeber, zaoblení hran apod.



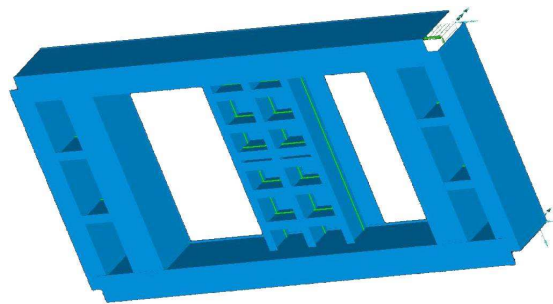
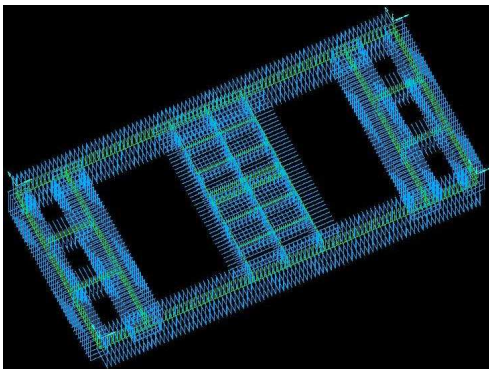
V modelu jsou použity tloušťky stěn 6, 8, 10, 12, 20, 25 a 30 mm

Obrázek 6 náhled na skořepinový model rámu

### 4.3 Prutový model

Prutový model sestává ze střednic jednotlivých nosníků, kterým se následně přiřadil daný profil nosníku.

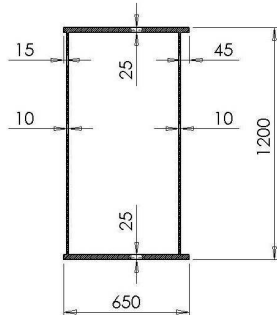
Byl vytvořen objemový kvádr o vnějších rozměrech rámu včetně přídavek. Souřadný systém byl umístěn do těžiště objemového kvádrů. Horní plocha půdorysného pohledu byla rozřezána tak, aby vznikly jednotlivé střednice profilů nosníků. Těmto střednicím byl následně přiřazen odpovídající profil. V tomto pomocném výpočtovém modelu nebyly uvažovány žebra, výztuhy a konstrukční detaily.



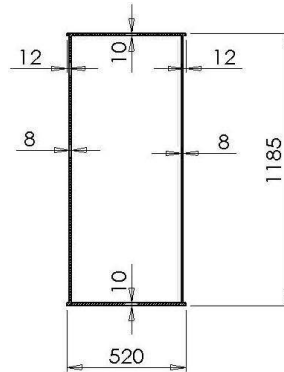
Obrázek 7 náhledy na prutový model rámu

V modelu jsou použity následující profily:

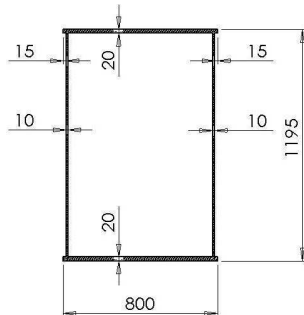
**Profil A**, střed souřadného systému  
na obrázku je situován vpravo



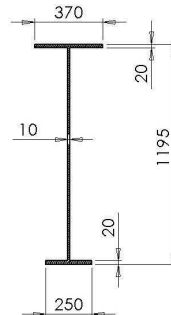
**Profil B**



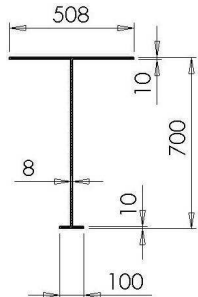
**Profil C**



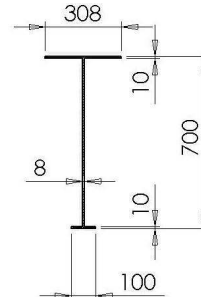
**Profil D**



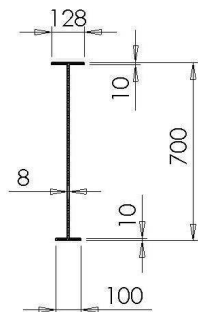
**Profil E**



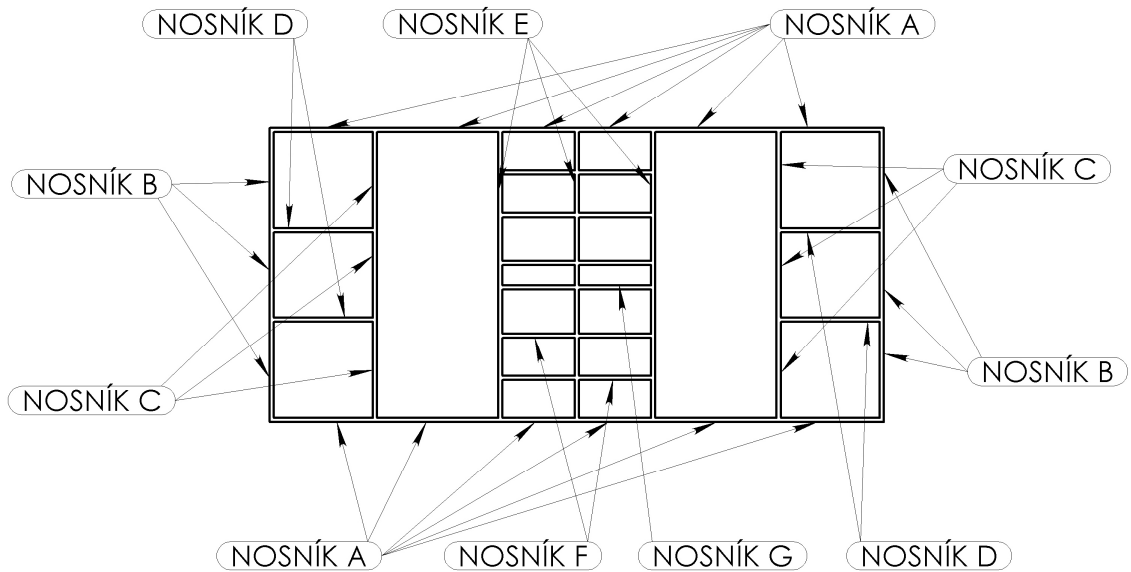
**Profil F**



**Profil G**



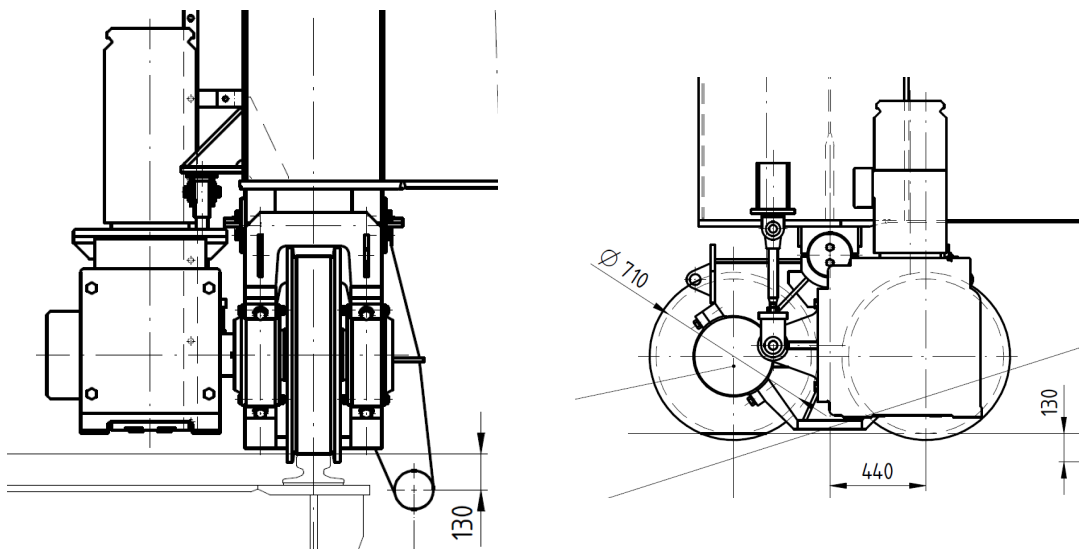
Typ profilu přiřazený střednici:



Obrázek 8 přehled použitých nosníků

#### 4.4 Nahrazení uložení pojezdu

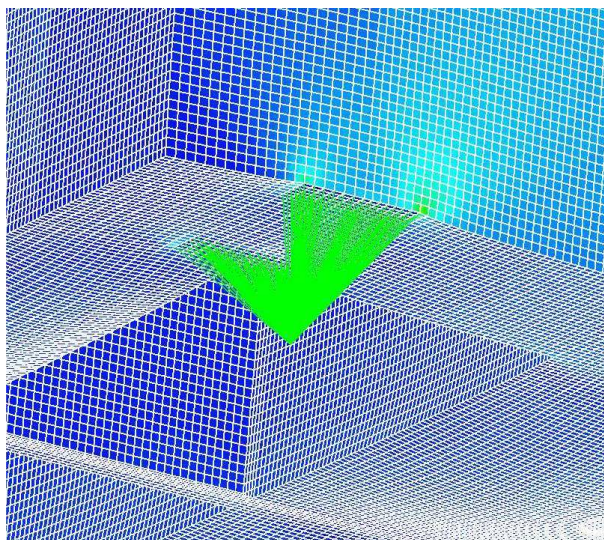
Pojezdové ústrojí je řešeno symetricky podle vertikální roviny rovnoběžné se směrem pojezdu a procházející středem souřadného systému (rovina  $xy$ ). Na jedné straně kočka pojíždí po čtyřech kolech, z nichž jedno je hnané. Každý pár kol je uložen na vahadle. Konzola vahadla je přivařena ke spodní rovině hlavních nosníků (A) do místa boční stěny příčných nosníků (B) viz.obr.9.



Obrázek 9 detail uložení pojezdových kol rámu

Ve výpočtovém stěnovém modelu bylo toto uložení nahrazeno „speciálním uložením“ (ve všech bodech byly povolené rotace všech os. Jeden bod byl volen jako fixní – zamezeny všechny posuvy; bod na druhém konci příčného nosníku B byl povolený posuv osy  $x$  a zamezeny posuvy v osách  $y$  a  $z$ ; bodu na druhém konci podélného nosníku byl povolen posuv v ose  $z$  a zamezeny posuvy  $x$  a  $y$ . Úhlopříčnému bodu uložení rámu byl povolen posuv v osách  $x$

a z a zamezen posuv v ose  $y$ ). Bod pro uložení byl vložen do osy čepu vahadla a pomocí prvků „*rigid*“ spojen se stykovou plochou konzoly na rámu viz obr.10.



Obrázek 10 náhled na vazbu uložení pojezdových kol na rám

Ve výpočtovém prutovém modelu bylo toto uložení nahrazeno stejnou kombinací „speciálního uložení“ a body uložení pojezdových kol vloženy do průsečnic střednic podélných nosníků (A) a příčných nosníků (B) rámu.

## 5. Zatěžující stavy

Při posuzování nosné ocelové konstrukce kočky jeřábu na únavu se vychází z [1], tab.11, str.23. Dle této normy byly posuzovány následující zatěžovací stavy.

**ZS1 Vlastní hmotnost:** Kola kočky jeřábu sedí na kolejnicích. Kočka je osazena komponenty a jejich stoličkami. Na laně je zavěšena pouze traverza. Jsou uvažovány následující zatěžující vlivy:

- vlastní hmotnost nosného ocelového rámu kočky
- gravitační tíhové zrychlení
- dynamický součinitel pojezdový

**ZS2 Stálé a jmenovité břemeno:** Kola kočky jeřábu sedí na kolejnicích. Kočka je osazena komponenty a jejich stoličkami. Na lanech s traverzou je zavěšené užitečné břemeno 270t. Jsou uvažovány následující zatěžující vlivy:

- hmotnost nosného ocelového rámu kočky
- hmotnost osazených komponent
- gravitační tíhové zrychlení
- dynamický zdvihový součinitel  $\delta_h$

**ZS3 Rozjezd mostu +z:** Kola kočky jeřábu sedí na kolejnicích. Kočka je osazena komponenty a jejich stoličkami. Na lanech s traverzou je zavěšené jmenovité břemeno 270t. Most jeřábu se rozjede v ose +z. Jsou uvažovány následující zatěžující vlivy:

- hmotnost nosného ocelového rámu kočky
- hmotnost osazených komponent
- gravitační tíhové zrychlení
- zrychlení mostu v ose+z

**ZS4 Rozjezd mostu -z:** Kola kočky jeřábu sedí na kolejnicích. Kočka je osazena komponenty a jejich stoličkami. Na lanech s traverzou je zavěšené jmenovité břemeno 270t. Most jeřábu se rozjede v ose -z. Jsou uvažovány následující zatěžující vlivy:

- hmotnost nosného ocelového rámu kočky
- hmotnost osazených komponent
- gravitační tíhové zrychlení
- zrychlení mostu v ose -z

**ZS5 Rozjezd kočky +x:** Kola kočky jeřábu sedí na kolejnicích. Kočka je osazena komponenty a jejich stoličkami. Na lanech s traverzou je zavěšené jmenovité břemeno 270t. Kočka se rozjede po mostě v ose +x. Jsou uvažovány následující zatěžující vlivy:

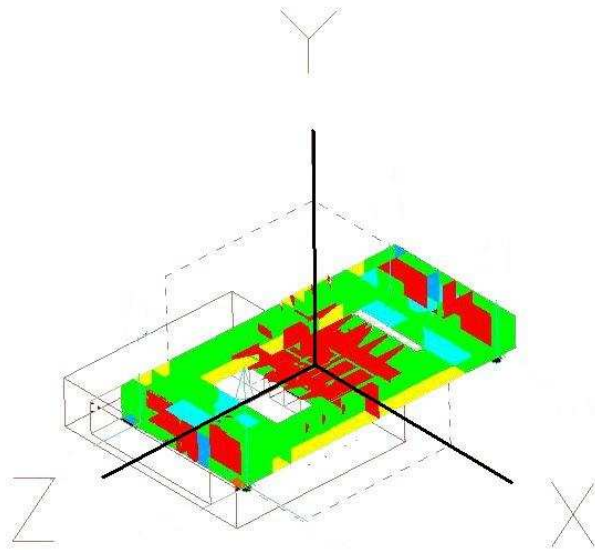
- hmotnost nosného ocelového rámu kočky
- hmotnost osazených komponent
- gravitační tíhové zrychlení
- zrychlení kočky v ose+x

**ZS6 Rozjezd kočky -x:** Kola kočky jeřábu sedí na kolejnicích. Kočka je osazena komponenty a jejich stoličkami. Na lanech s traverzou je zavěšené jmenovité břemeno 270t. Kočka se rozjede po mostě v ose -x. Jsou uvažovány následující zatěžující vlivy:

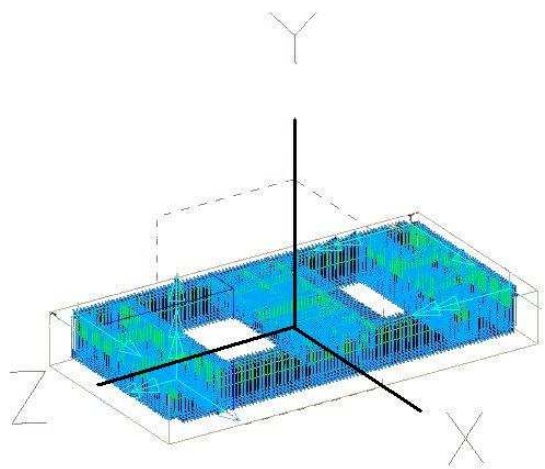
- hmotnost nosného ocelového rámu kočky
- hmotnost osazených komponent
- gravitační tíhové zrychlení
- zrychlení kočky v ose-x

## 6. Výpočtová zpráva

### 6.1 Volba souřadného systému



Obrázek 11 souřadný systém skořepinového modelu



Obrázek 12 souřadný systém prutového modelu

### 6.2 Stanovení součinitelů zatížení

**Účinek dynamických sil vznikajících zvedáním nebo spouštěním pro mostové jeřáby.**

$$\delta_h = 1 + H_i(0,1 + 0,13v_h) = 1 + 3(0,1 + 0,13 * 8) = 1,352$$

(1)

v<sub>h</sub>=8m/min. rychlost zdvihu  
H<sub>i</sub>=3 pro zdvihovou třídu H3 dle tab.2 [1]

$$\delta_h = 1,352 \quad \text{dynamický součinitel zdvihový}$$

**Zatížení od svislých setrvačných sil vznikajících při pojíždění**

dráha s kolejnicí se styky dle Tab.4 [1]

$$\delta_t = 1,1 \quad \text{dynamický součinitel pojezdový} \quad (2)$$

### 6.3 Výpočet zrychlení mostu a kočky

Výpočet síly zrychlení mostu i kočky byl proveden na mez prokluzu. Tzn., že normálová síla (působící ve směru  $-y$  byla vynásobena  $\eta$  a  $i_M$  resp.  $i_K$ .)

$\eta = 0,14$  součinitel adheze

$i_M = 0,25$  poměr hnaných kol mostu vůči všem kolům mostu

$i_K = 0,25$  poměr hnaných kol kočky vůči všem kolům kočky

Zrychlení mostu:

$$a_M = g * \eta * i_M = 9,81 * 0,14 * 0,25 = 0,3433 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (3)$$

Zrychlení kočky:

$$a_K = g * \eta * i_K = 9,81 * 0,14 * 0,25 = 0,3433 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (4)$$

### 6.4 Výpočty skořepinového modelu

**Stanovení velikosti gravitace v různých zatěžujících stavech:**

$$g = 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad \text{gravitační tíhové zrychlení (dále jen 9,81)}$$

Vlastní hmotnost

$$gvl.hm. = g * \alpha = 9,81 * 1,1 = 10,791 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (5)$$

Stálé a jmenovité břemeno

$$gbř. = g * \delta h = 9,81 * 1,352 = 13,263 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (6)$$

**Náhrada zatížení komponent:**

#### 1. Motory:

Dva motory mají společnou jednu stoličku. Náhrada hmotnosti motorů byla uvažována jako hmotnost jednoho motoru, brzdy, spojky a poloviny hmotnosti stoličky.

$$mmot = 1700 + 480 + 0,5 * 340 = 2350 [kg] = 2,35 [t] \quad (7)$$

## 2. Centrální převodovka

$$m_{cenp} = 3300 + 860 = 4160[kg] = 4,16[t] \quad (8)$$

## 3. Kardany

Jedna polovina hmotnosti kardanu zatěžuje centrální převodovku druhá čelní převodovku.

$$m_{kard} = 0,5 * 230 = 115[kg] = 0,115[t] \quad (9)$$

## 4. Ložisko lanového bubnu

Ložisko lanového bubnu je zatíženo různými hmotnostmi v různých zatěžujících stavech.

ZS1 (byla uvažována polovina hmotnosti lan.bubnu, lano a traverzu)

$$m_{lož.bub.vl.hm.} = 0,5 * 6750 + 2 * \frac{1}{2} * \frac{35400}{24} = 4850[kg] = 4,85[t] \quad (10)$$

V ZS2-6 (byla uvažována polovina hmotnosti lan.bubnu, síla v lanech od traverzy a nosnosti 270t)

$$m_{lož.bub.st.jm.bř.} = 0,5 * 6750 + 0,5 * 2 * \frac{1}{24} * (35400 + 270000) = 16100[kg] = 16,1[t] \quad (11)$$

## 5. Čelní převodovka:

K náhradě čelní převodovky byla uvažována i hmotnost její stoličky.

$$m_{cel.prev.} = 6500 + 590 = 7090[kg] = 7,09[t] \quad (12)$$

Dále na čelní převodovku působí zatížení od lanového bubnu, tj.:

V ZS1 byla přičtena polovina hmotnosti lan.bubnu a lano s traverzou

$$m_{cel.prev.vl.hm.} = 0,5 * 6750 + \frac{1}{2} * 2 * \frac{35400}{24} = 4850[kg] = 4,85[t] \quad (13)$$

V ZS2-6: pro zatížení stálým a jmenovitým břemenem (byla uvažována polovina hmotnosti lan.bubnu, síla v lanech od traverzy a nosnosti 270t)

$$m_{cel.prev.st.jm.bř.} = 0,5 * 6750 + 0,5 * 2 * \frac{1}{24} * (35400 + 270000) = 16100[kg] = 16,1[t] \quad (14)$$



## 6. Kladnice horní:

Náhrada kladnice horní byla uvažována jako hmotnost kladnice navýšená o hmotnost přidruženého břemene v jednotlivých zatěžujících stavech.

V ZS1: zatížení vlastní hmotností vč.lana a traverzy

$$m_{kl.h.} = 3700 + 10 * \frac{35400}{24} = 18450 [kg] = 18,45 [t] \quad (15)$$

V ZS2-6: pro zatížení stálým a jmenovitým břemenem (byla uvažována hmotnost kladnic a síla v lanech od hmotnosti lan, traverzy a nosnosti 270t)

$$m_{kl.h.st.jm.bř.} = 3700 + 10 * \frac{1}{24} * (35400 + 270000) = 130950 [kg] = 130,95 [t] \quad (16)$$

### 6.5 Výpočty prutového modelu

Rozměry návazností na nosníky jsou uvedeny v příloze č.1.

#### 1. Motory

Náhrada každého motoru byla provedena silou o velikosti hmotnosti motoru, hmotnosti spojky a brzdy a poloviny hmotnosti stoličky. Ke každému pohonu byl přidán ohybový moment vznikající při vyosení těžiště motoru a spojky od osy nosníku.

$$F_{ymot} = (1700 + \frac{340}{2} + 480) * 9,81 = -16684 [N] \quad (17)$$

$$M_{xmot_1} = 16684 * 0,125 = \pm 2086 [Nm] \quad (18)$$

$$M_{xmot_2} = 16684 * 0,144 = \pm 2402 [Nm] \quad (19)$$

V ZS1 je gravitace vynásobena dynamickým pojezdovým součinitelem

$$F_{ymot} = (1700 + \frac{340}{2} + 480) * 9,81 * 1,1 = -18352 [N] \quad (20)$$

$$M_{xmot_1} = 18352 * 0,125 = \pm 2295 [Nm] \quad (21)$$

$$M_{xmot_2} = 18352 * 0,144 = \pm 2642 [Nm] \quad (22)$$

V ZS2 je gravitace vynásobena dynamickým zdvihacím součinitelem

$$F_{ymot2} = 16684 * \delta h = 16684 * 1,352 = -22557 [N] \quad (23)$$

$$M_{x2mot_1} = 22557 * 0,125 = \pm 2820 [Nm] \quad (24)$$

$$M_{x2mot_2} = 22557 * 0,144 = \pm 3248 [Nm] \quad (25)$$

Při rozjezdu mostu v ose +z nebo -z vznikají síly od rozjezdu a momenty na nosníku vlivem vyosení těžiště motoru a spojky od osy nosníku.

$$F_{zRMmot} = m * 9,81 * \mu * i_M = (1700 + \frac{340}{2} + 480) * 9,81 * 0,4 * 0,25 = \pm 2305 [N] \quad (26)$$

$$M_{xRMmot} = F_{zRMmot} * 1,418 = \pm 3268 [Nm] \quad (27)$$

Při rozjezdu kočky v ose +x nebo -x vznikají síly od rozjezdu a momenty na nosníku vlivem vyosení těžiště motoru a spojky od osy nosníku.

$$F_{xRKmot} = m * g * \mu * i_M = (1700 + \frac{340}{2} + 480) * 9,81 * 0,4 * 0,25 = \pm 2305 [N] \quad (28)$$

$$R_a = R_b = 2 * F_{xRKmot} * \frac{1418}{630} = 2 * 2305 * \frac{1418}{630} = \pm 10376 [N] \quad (29)$$

$$M_{zRKmot} = F_{xRMmot} * 1,418 = \pm 338 [Nm] \quad (30)$$

$$M_{xRKmot_1} = F_{xRKmot} * \frac{125}{630} = \pm 229 [Nm] \quad (31)$$

$$M_{xRKmot_2} = F_{xRKmot} * \frac{144}{630} = \pm 264 [Nm] \quad (32)$$

## 2. Centrální převodovka

Centrální převodovka byla nahrazena spojitým liniovým zatížením rozloženým na oba středové nosníky G. Do velikosti liniového zatížení byla zauvažována i stolička převodovky.

$$q_{ycen.prev.} = \frac{1}{2} * \frac{(3300 + 860) * 9,81}{2 * 1,55} = -15814 [Nm^{-1}] \quad (33)$$

Na centrální převodovku působí i polovina hmotnosti kardanů.

$$F_{ykard} = 0,5 * m * g = 0,5 * 230 * 9,81 = -1128 [N] \quad (34)$$

$$M_{zkard} = F_{ykard} * 0,545 = 1128 * 0,565 = \pm 615 [Nm] \quad (35)$$

V ZS1 je gravitace vynásobena dynamickým pojezdovým součinitelem

$$q_{ycen.prev.2} = q_{ycen.prev.} * 1,1 = 15814 * 1,1 = -17395 [Nm^{-1}] \quad (36)$$

V ZS2 je gravitace vynásobena dynamickým zdvihacím součinitelem

$$q_{ycen.prev.2} = 15814 * \delta_h = 15814 * 1,352 = -21380 [Nm^{-1}] \quad (37)$$

$$F_{ykard2} = 1128 * \delta_h = 1128 * 1,352 = -1525 [N] \quad (38)$$

$$M_{zkard2} = F_{ykard2} * 0,545 = 1525 * 0,565 = \pm 862 [Nm] \quad (39)$$

Při rozjezdu mostu v ose +z nebo -z vznikají dále síly od rozjezdu a spojitě liniové zatížení.

$$F_{zcen.prev.} = \frac{1}{2} * (3300 + 860) * g * \eta * i_M = 0,5 * 4160 * 9,81 * 0,14 * 0,25 = \pm 1432 [N] \quad (40)$$

$$q_{zcen.prev.} = \frac{1}{2} * \frac{(3300 + 860)}{2 * 1,55} * g * \eta * i_M = 0,5 * \frac{4160}{3,1} * 9,81 * 0,14 * 0,25 = \pm 230 [Nm^{-1}] \quad (41)$$

$$R_a = R_b = \frac{1}{2} * F_{zcen.prev.} * \frac{1610}{1758} = \frac{1}{2} * 1432 * \frac{1610}{1758} = \pm 656 [N] \quad (42)$$

Při rozjezdu kočky v ose +x nebo -x vznikají síly od rozjezdu a spojitě liniové zatížení a ohybový moment.

$$F_{xcen.prev.} = F_{zcen.prev.} = \pm 1432 [N] \quad (43)$$

$$q_{xcen.prev.} = q_{zcen.prev.} = \pm 230 [Nm^{-1}] \quad (44)$$

$$M_z = F_{xcen.prev.} * 1,61 = 1432 * 1,61 = \pm 2305 [Nm] \quad (45)$$

$$R_a = R_b = \frac{M_z}{0,312} = \frac{2305}{0,312} = \pm 7388 [N] = \frac{7388}{19 \text{ uzlů}} = \pm 389 [N]_{-v\_uzlu} \quad (46)$$

### 3. Ložisko lanového bubnu

Přes ložisko lanového bubnu se přenáší na rám zatížení od hmotnosti bubnu a případně břemene.

$$F_{ylan.bub.} = \frac{1}{2} * 6750 * 9,81 = -33109 [N] \quad (47)$$

$$M_{zlan.bub.} = F_{ylan.bub.} * 0,291 = 33109 * 0,291 = \pm 9634 [Nm] \quad (48)$$

V ZS1 je gravitace vynásobena dynamickým pojezdovým součinitelem, tzn.

$$F_{ylan.bub.1} = F_{ylan.bub.} * 1,1 = 33109 * 1,1 = -47579 [N] \quad (49)$$

$$M_{zlan.bub.1} = F_{ylan.bub.1} * 0,291 = 47579 * 0,291 = \pm 13845 [Nm] \quad (50)$$

Pro ZS2 připadá zatížení poloviny vlastní váhy lanového bubnu včetně maximální nosnosti. Gravitace vynásobená dynamickým zdvihovým součinitelem, tj.

$$F_{ylan.bub.2} = (F_{ylan.bub.} + \frac{1}{2} * 2 * \frac{1}{24} * (35400 + 270000) * 9,81) * \delta_h = (33109 + \frac{305400}{24} * 9,81) * 1,352 = -213537[N] \quad (51)$$

$$M_{zlan.bub.2} = F_{ylan.bub.2} * 0,291 = 213537 * 0,291 = \pm 62139[Nm] \quad (52)$$

Pro ZS3-4 připadá zatížení polovina vlastní váhy lanového bubnu včetně maximální nosnosti, síly vznikající při rozjezdu mostu tj.

$$F_{ylan.bub.RM} = \frac{F_{ylan.bub.2}}{\delta_h} = \frac{213537}{1,352} = -157942[N] \quad (53)$$

$$M_{zlan.bub.RM} = F_{ylan.bub.RM} * 0,291 = 157942 * 0,291 = \pm 45961[Nm] \quad (54)$$

$$F_{zlan.bub.RM} = F_{ylan.bub.RM} * \eta * iM = 157942 * 0,14 * 0,25 = \pm 5528[N] \quad (55)$$

$$M_{xlan.bub.RM} = F_{zlan.bub.RM} * 1,61 = 5528 * 1,61 = \pm 8900[Nm] \quad (56)$$

Pro ZS5-6 připadá zatížení poloviny vlastní váhy lanového bubnu včetně maximální nosnosti, síly vznikající při rozjezdu kočky tj.

$$F_{ylan.bub.RK} = F_{ylan.bub.RM} = -157942[N] \quad (57)$$

$$M_{zlan.bub.RK} = M_{zlan.bub.RM} = \pm 45961[Nm] \quad (58)$$

$$F_{xlan.bub.RK} = F_{zlan.bub.RM} = \pm 5528[N] \quad (59)$$

$$M_{zlan.bub.RM} = F_{xlan.bub.RK} * 1,61 = 5528 * 1,61 = \pm 8900[Nm] \quad (60)$$

#### 4. Čelní převodovka

Náhrada zatížení v místě čelní převodovky byla řešena jako spojitě liniové zatížení sestávající z hmotnosti čelní převodovky a její stoličky

$$q_{ycel.prev.} = \frac{6500 + 590}{1,84} * 9,81 = -37800[Nm^{-1}] \quad (61)$$

dále na čelní převodovku působí polovina hmotnosti kardanu.

$$F_{ykard} = -1128[N] \quad (62)$$

$$M_{zkard} = \pm 615[Nm] \quad (63)$$

V ZS1 je gravitace vynásobena dynamickým pojezdovým součinitelem

$$q_{y_{cel}}.prev.1 = q_{y_{cel}}.prev. * 1,1 = -41580 [Nm^{-1}] \quad (64)$$

$$F_{y_{cel}}.prev.1 = \left( \frac{1}{2} * 6750 + \frac{1}{2} * 2 * \frac{35400}{24} \right) * 9,81 * \delta_t = 4850 * 9,81 * 1,1 = -52336 [N] \quad (65)$$

$$M_{z_{cel}}.prev.1 = F_{y_{cel}}.prev.1 * 0,565 = 52336 * 0,565 = \pm 29570 [N]$$

V ZS2 na čelní převodovku působí také polovina hmotnosti lanového bubnu včetně hmotnosti lan, traverzy a maximální nosnosti břemene. Gravitace byla vynásobena dynamickým zdvihacím součinitelem.

$$q_{y_{cel}}.prev.2 = q_{y_{cel}}.prev. * \delta_h = 37800 * 1,352 = -51106 [N] \quad (66)$$

$$F_{y_{cel}}.prev.2 = \left( \frac{1}{2} * 6750 + \frac{1}{2} * 2 * \frac{35400 + 270000}{24} \right) * 9,81 * \delta_h = 16100 * 9,81 * 1,352 = -213537 [N] \quad (67)$$

$$M_{z_{cel}}.prev.2 = F_{y_{cel}}.prev.2 * 0,565 = 213537 * 0,565 = \pm 120648 [N] \quad (68)$$

V ZS3-4 působí na čelní převodovku zatížení od hmotnosti lana a traverzy, jmenovitá nosnost břemene a polovina hmotnosti lanového bubnu.

$$F_{y_{cel}}.prev.RM = \frac{F_{y_{cel}}.prev.2}{\delta_h} = \frac{213537}{1,352} = -157942 [N] \quad (69)$$

$$F_{z_{cel}}.prev.RM = F_{y_{cel}}.prev.RM * \eta * i_M = 157942 * 0,14 * 0,25 = \pm 5528 [N] \quad (70)$$

$$q_{z_{cel}}.prev.RM = q_{y_{cel}}.prev. * \eta * i_M = 37800 * 0,14 * 0,25 = \pm 1323 [Nm^{-1}] \quad (71)$$

$$R_a = R_b = F_{z_{cel}}.prev.RM * \frac{1610}{1840} = 5528 * \frac{1610}{1840} = \pm 4837 [N] \quad (72)$$

V ZS5-6 působí na čelní převodovku zatížení od hmotnosti lana a traverzy, jmenovitá nosnost břemene a polovina hmotnosti lanového bubnu

$$F_{x_{cel}}.prev.RK = F_{z_{cel}}.prev.RM = \pm 5528 [N] \quad (73)$$

$$q_{x_{cel}}.prev.RK = q_{z_{cel}}.prev.RM = \pm 1323 [Nm^{-1}] \quad (74)$$

$$M_{z_{cel}}.prev.RK = F_{x_{cel}}.prev.RK * 1,61 = 5528 * 1,61 = \pm 8900 [Nm] = \frac{8900}{12_{uzlu}} = 742 [Nm]_{-v_{-uzlu}} \quad (75)$$

## 5. Kladnice horní

Horní kladnice jsou na čtyřech stykových místech sešroubovány s nosnou ocelovou konstrukcí. Na kladnicích je zavěšeno celkem 10 nosných průřezů lan.

$$F_{ykl.hor.} = \frac{1}{4} * 3700 * 9,81 = -9074[N] \quad (76)$$

$$M_{xkl.hor.} = F_{ykl.hor.} * 0,24 = \pm 2178[Nm] \quad (77)$$

V ZS1 je gravitace byla vynásobena dynamickým pojezdovým součinitelem

$$F_{ykl.hor.1} = \frac{1}{4} * (3700 + 10 * \frac{35400}{24}) * 1,1 * 9,81 = -49773[N] \quad (78)$$

$$M_{xkl.hor.1} = F_{ykl.hor.1} * 0,24 = 49773 * 0,24 = \pm 11946[N] \quad (79)$$

V ZS2 byla uvažována hmotnost kladnic včetně hmotnosti lan, traverzy a maximální nosnost břemene. Gravitace vynásobená dynamickým zdvihovým součinitelem

$$F_{ykl.hor.2} = \frac{1}{4} * (3700 + 10 * \frac{35400 + 270000}{24}) * 1,352 * 9,81 = -434201[N] \quad (80)$$

$$M_{xkl.hor.2} = F_{ykl.hor.2} * 0,24 = 434201 * 0,24 = \pm 104208[N] \quad (81)$$

V ZS3-4 působí na kladnici zatížení od hmotnosti lana a traverzy, jmenovitá nosnost břemene

$$F_{ykl.hor.RM} = \frac{F_{ykl.hor.2}}{\delta_h} = \frac{434201}{1,352} = -321155[N] \quad (82)$$

$$F_{zkl.hor.RM} = F_{ykl.hor.RM} * \eta * i_M = 321155 * 0,14 * 0,25 = \pm 11240[N] \quad (83)$$

Ohybový moment vztažený na osu nosníku sestává ze sil ze všech působišť

$$M_{xkl.hor.RM} = F_{zkl.hor.RM} * 4 * 1,6 = 11240 * 4 * 0,24 = \pm 10790[Nm] \quad (84)$$

$$2R_a = 2R_b; R_a = R_b = \frac{1}{2} * \frac{M_{xkl.hor.RM}}{0,56} = \frac{1}{2} * \frac{10790}{0,56} = \pm 9630[N] \quad (85)$$

V ZS5-6 působí na kladnici zatížení od hmotnosti lana a traverzy, jmenovitá nosnost břemene

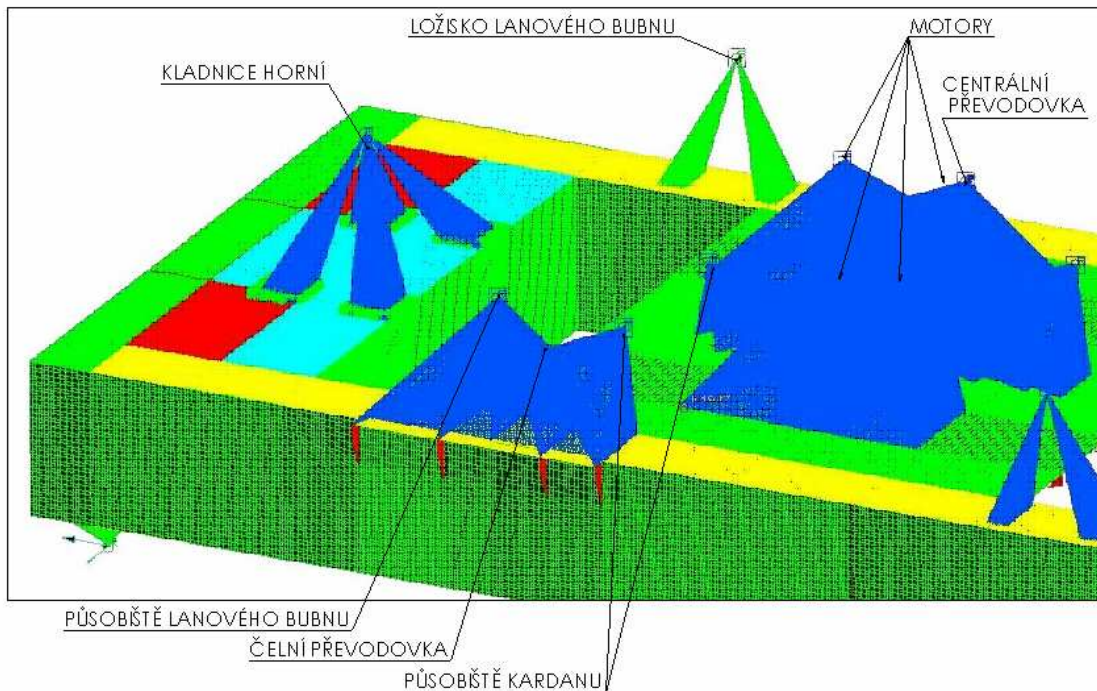
$$F_{ykl.hor.RK} = F_{ykl.hor.RM} = -321155[N] \quad (86)$$

$$F_{xkl.hor.RK} = F_{ykl.hor.RK} * \eta * i_K = 321155 * 0,14 * 0,25 = \pm 11240[N] \quad (87)$$

$$2Ra = 2Rb; Ra = Rb = \frac{1}{2} * \frac{F_{xkl.hor.} * 0,24}{1,58} = \pm 24390 [N] \quad (88)$$

## 7. Popis náhrady zatížení výpočtových modelů

### 7.1 Skořepinový model



Obrázek 13 náhled zavazbení poloviny rámu zatěžujícími komponenty

Do těžišť jednotlivých zatěžujících komponent byl vložen „*nod*“ s příslušnou uvažovanou hmotností zadanou funkcí „*lumped mass*“. Přehled „*nodů*“ a zadaných hmotností je uveden v tabulce 3. V síti modelu rámu byly vytvořeny stykové plochy mezi nosným rámem a stoličkami jednotlivých zatěžujících komponent. Každý „*nod*“ byl svázán s příslušnou stykovou plochou prvkem „*rigid*“.

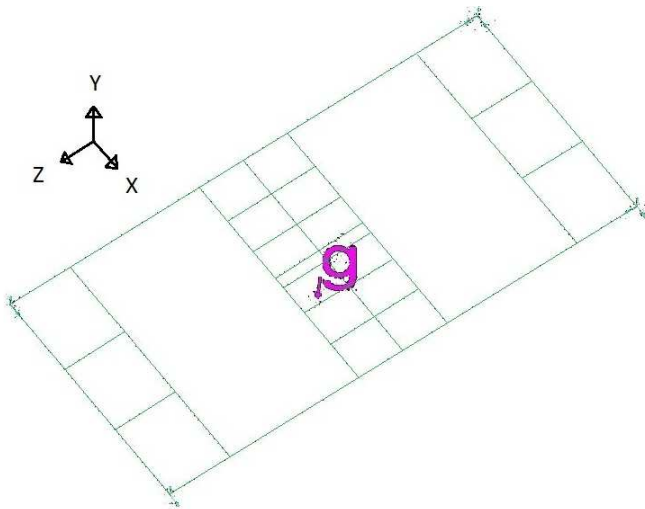
Tabulka 3 Nody souřadnic těžišť jednotlivých komponent včetně hmotností

Souřadnice nodů zatížení [mm]				uvažovaná hmotnost v bodě
	x	y	z	[t]
převodovka čelní	2490	1600	2000	7,09
	-2490	1600	-2000	7,09
motory	1000	1600	125	2,35
	-1000	1600	-125	2,35
	1000	1600	-879	2,35
	-1000	1600	879	2,35
centrální převodovka	0	1600	0	4,16
působíště kardanu na čelní převodovku	1945	1300	1235	0,115
	-1945	1300	-1235	0,115
působíště kardanu na centrální převodovku	545	1300	1235	0,115
	-545	1300	-1235	0,115
ložisko lan.bubnu ZS1	-1925	1600	2475	4,85
	1925	1600	-2475	4,85
ložisko lan.bubnu ZS2-6	-1925	1600	2475	16,1
	1925	1600	-2475	16,1
působíště lan.bubnu na čelní převodovku ZS1	1925	1600	2475	4,85
	-1925	1600	-2475	4,85
působíště lan.bubnu na čelní převodovku ZS2-6	1925	1600	2475	16,1
	-1925	1600	-2475	16,1
kladnice horní ZS1	0	1600	4300	4,85
	0	1600	-4300	4,85
kladnice horní ZS2-6	0	1600	4300	130,95
	0	1600	-4300	130,95

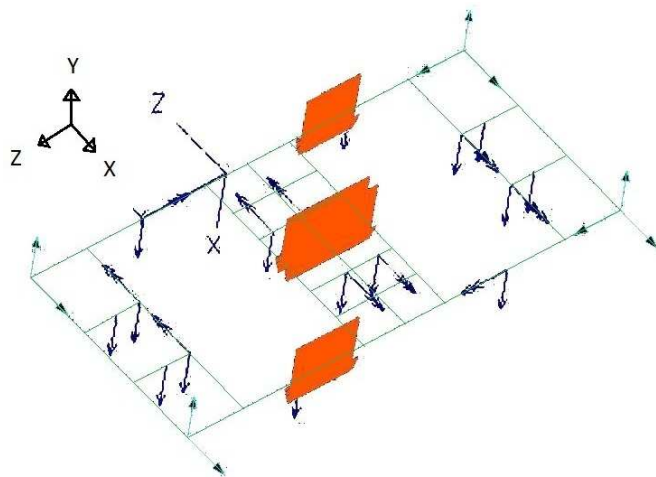


## 7.2 Prutový model

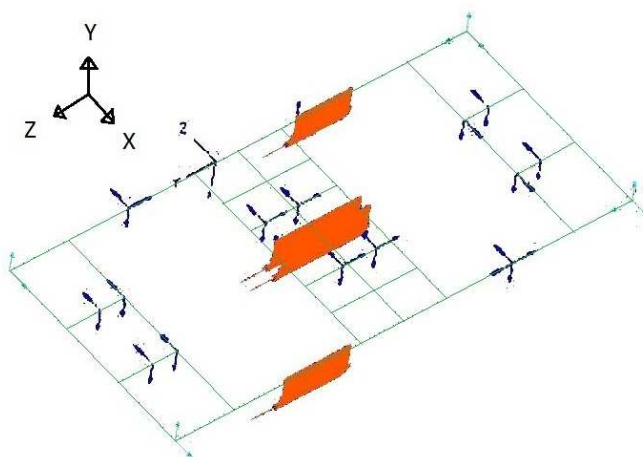
Zatěžující parametry ZS1:



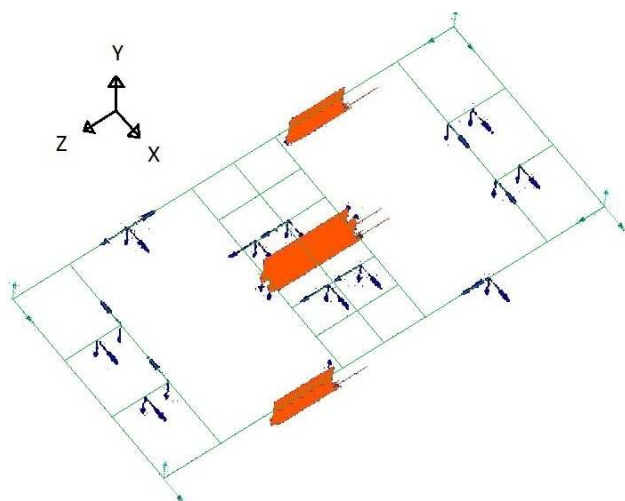
Zatěžující parametry ZS2: pro lepší přehlednost není uvedeno  $g \cdot \delta_h$



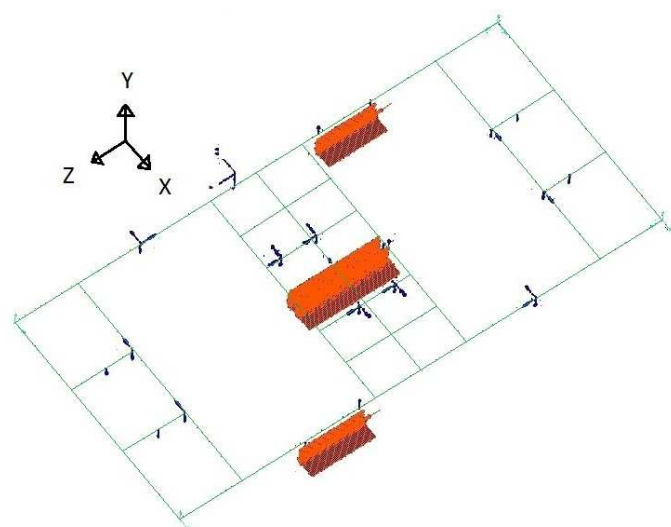
Zatěžující parametry ZS3: pro lepší přehlednost není uvedeno  $g$ ;  $a_{+z}$



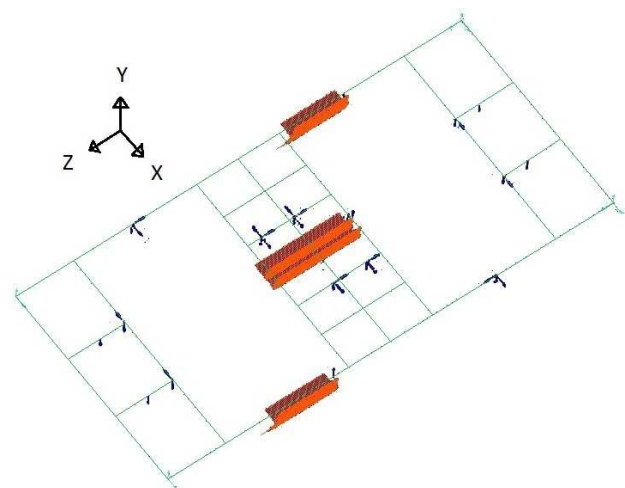
Zatěžující parametry ZS4: pro lepší přehlednost není uvedeno  $g$ ;  $a_z$



Zatěžující parametry ZS5: pro lepší přehlednost není uvedeno  $g$ ;  $a_{+x}$



Zatěžující parametry ZS6: pro lepší přehlednost není uvedeno  $g$ ;  $a_x$



## 8. Posouzení konstrukce na únavu

Cílem práce je posouzení rámu hlavní kočky mostového licího jeřábu na únavu pro vrubovou skupinu „K3“ dle [1]. Při jejím posuzování jsem vycházel z výsledků zatěžujících stavů 1 až 6 obou modelů.

Základní výpočtová pevnost pro konstrukční prvky z materiálu řady 52 pro posuzovaný rám je stanovena dle [1], Tab.1, str.27.

$$R_{fat(-1)} = 63,6[MPa] \quad (89)$$

Pro konstrukční prvky platí závislost mezi výpočtovou pevností v únavě  $R_{fat(-1)}$  a výpočtovou pevností  $R_{fat(k)}$  dle [1] Obr.4, str.29, tj:

pro tlak:

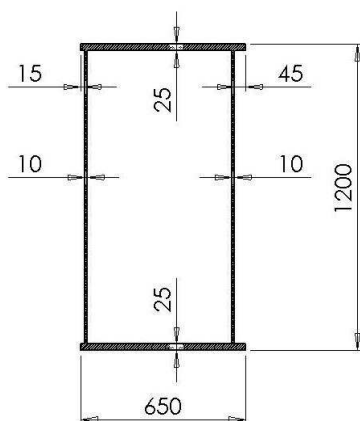
$$R_{fat,p(0)} = 2 * 63,6 = 127,2[MPa] \quad (90)$$

pro tah:

$$R_{fat,t(0)} = \frac{5}{3} * R_{fat(-1)} = \frac{5}{3} * 63,6 = 106[MPa] \quad (91)$$

### Prutový model:

Z podélného nosníku profilu A a na jeho elementu č.140 bylo odečteno napětí v jednotlivých osách.



Bod 1 na obr nosníku A je vpravo dole, bod 4 vlevo nahoře.

Bod 1 na spodní pásnici je namáhán na tah, bod 4 na horní pásnici je namáhán na tlak.

Pro bod 1 a ZS1 bylo odměřeno minimální napětí na elementu:

$$\begin{aligned} \delta_x &= 0[MPa] \\ \delta_y &= 30,5[MPa] \\ \delta_z &= -2,9[MPa] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\delta_{HMH} &= 27,1[MPa] \\ \delta_{MIN} &= \delta x + \delta y + \delta z = 0 + 30,5 - 2,9 = 27,6[MPa]\end{aligned}\quad (92)$$

Pro bod 1 a ZS2 bylo odměřeno maximální napětí na elementu:

$$\begin{aligned}\delta x &= 0[MPa] \\ \delta y &= 78,9[MPa] \\ \delta z &= -8,2[MPa] \\ \delta_{HMH} &= 76,7[MPa] \\ \delta_{MAX} &= \delta x + \delta y + \delta z = 0 + 78,9 - 8,2 = 70,7[MPa]\end{aligned}\quad (93)$$

Poměr napětí:

$$\kappa = \frac{\delta_{MIN}}{\delta_{MAX}} = \frac{27,6}{70,7} = 0,39 \quad (94)$$

(míjivé namáhání)

Výpočtová pevnost materiálu při únavě vyvolané tahem

$$R_{fat,t(\kappa)} = \frac{R_{fat,t(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,t(0)}}{0,75 * R_m}\right) * \kappa} = \frac{106}{1 - \left(1 - \frac{106}{0,75 * 520}\right) * 0,39} = 148,1[MPa] \quad (95)$$

$R_{fat,t(0)} > |\delta_{max}|$   
= posuzované místo vyhovuje

Pro bod 4 a ZS1 bylo odměřeno minimální napětí na elementu:

$$\begin{aligned}\delta x &= 0[MPa] \\ \delta y &= -26,2[MPa] \\ \delta z &= 2,6[MPa] \\ \delta_{HMH} &= -25,6[MPa] \\ \delta_{MIN} &= \delta x + \delta y + \delta z = 0 - 26,2 + 2,6 = -23,6[MPa]\end{aligned}\quad (96)$$

Pro bod 4 a ZS2 bylo odměřeno maximální napětí na elementu:

$$\begin{aligned}\delta x &= -0,1[MPa] \\ \delta y &= -79,3[MPa] \\ \delta z &= 0[MPa] \\ \delta_{HMH} &= 74,1[MPa] \\ \delta_{MAX} &= \delta x + \delta y + \delta z = -0,1 - 79,3 + 0 = -79,4[MPa]\end{aligned}\quad (97)$$

Poměr napětí:

$$\kappa = \frac{\delta_{MIN}}{\delta_{MAX}} = \frac{-23,6}{-79,4} = 0,297 \quad (98)$$

(míjivé namáhání)

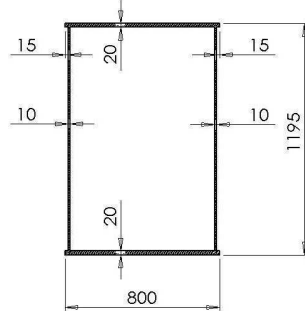
Výpočtová pevnost materiálu při únavě vyvolané tahem

$$R_{fat,p(\kappa)} = \frac{R_{fat,p(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,p(0)}}{0,9 * R_m}\right) * \kappa} = \frac{127,2}{1 - \left(1 - \frac{127,2}{0,9 * 520}\right) * 0,535} = 162 [MPa] \quad (99)$$

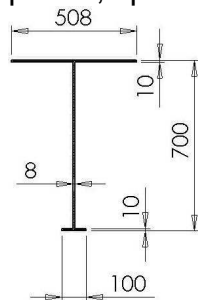
$$R_{fat,p(0)} > |\delta_{max}|$$

= posuzované místo vyhovuje

Profil C: Bod 1 (levý horní bod profilu, horní pásnice); bod 4 (pravý spodní bod profilu, spodní pásnice)



Profil E: Bod 3 (pravý horní bod profilu, horní pásnice); bod 2 (pravý spodní bod profilu, spodní pásnice)



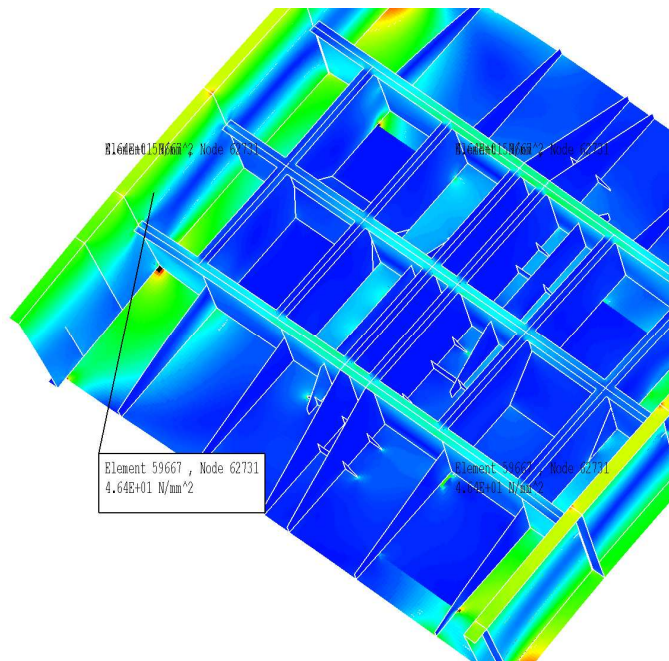
Pro přehlednost jsou v tabulce uvedeny napětí zbylý profilů nosníků

Tabulka 4 napětí posuzovaných míst na konstrukci - prutový model

Profil	Pásnice	Bod na průřezu	Element	ZS pro $\sigma_{max}$	$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{min}$ [MPa]	$\kappa$	Rfat,t( $\kappa$ ) [MPa]	Rfat,p( $\kappa$ ) [MPa]	Posouzení
A	horní	4	140	2	-79,40	-23,60	0,297		162,34	ANO
A	spodní	1	140	2	70,70	27,60	0,390	148,10		ANO
C	horní	1	741	2	-23,50	-7,80	0,332		167,74	ANO
C	spodní	4	741	2	25,10	8,30	0,331	139,62		ANO
E	horní	3	800	6	-34,70	-11,40	0,329		167,20	ANO
E	spodní	2	800	6	36,90	10,80	0,293	134,71		ANO

### Skořepinový model:

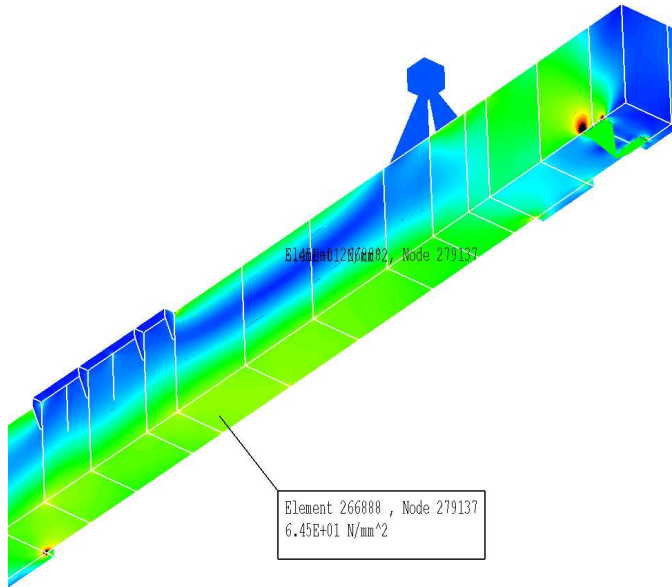
U skořepinového modelu byly odečítány přímo velikosti napětí z podmínky HMM z nejméně koncentrovaných míst na konstrukci. Nebyly uvažovány hodnoty špičkových napětí v okolí působení sil nebo vazeb pojezdu.



Obrázek 14 ZS2: napětí ve svislé bočnici profilu A, pohled zespodu

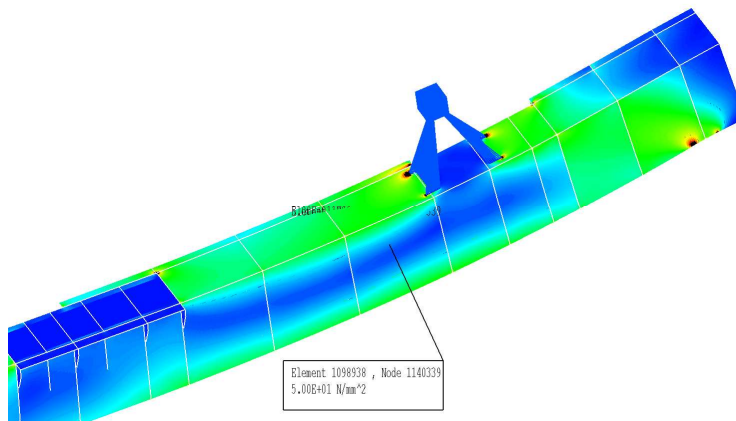
$$\delta_{HMH} = 46,4 [MPa]$$

pro element 59667



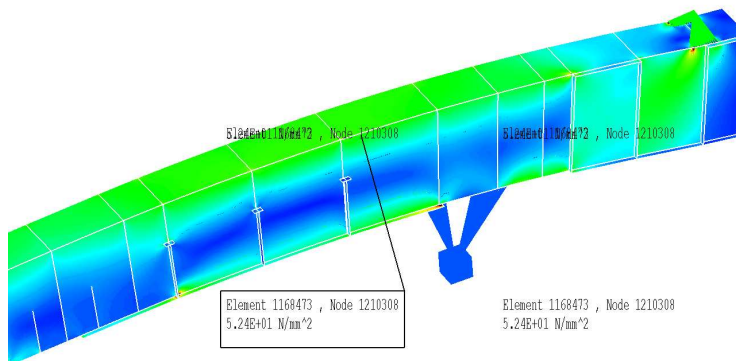
Obrázek 15 ZS2: nosník A, pohled zespodu

$\delta_{HMH} = 64,5[MPa]$   
pro element 266888



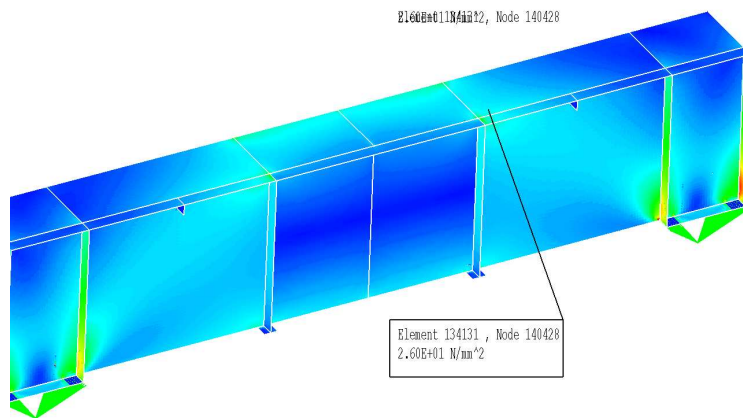
Obrázek 16 SZ3: napětí v horní pásnici v blízkosti středových nosníků

$\delta_{HMH} = 50[MPa]$   
pro element 1098938



Obrázek 17 ZS6: spodní pásnice nosníku A, pohled zespodu

$\delta_{HMH} = 52,4[MPa]$   
pro element 1168473



Obrázek 18 ZS3: napětí v horní pásnici nosníku B

$\delta_{HMH} = 26[MPa]$   
pro element 134131

Pro element 266888 a ZS2 bylo odečteno maximální napětí:

$$\delta_{HMH} = 64,5[MPa]$$

a minimální napětí ze ZS1

$$\delta_{HMH} = 34,8[MPa]$$

Poměr napětí:

$$\kappa = \frac{\delta_{MIN}}{\delta_{MAX}} = \frac{34,8}{64,5} = 0,54 \quad (100)$$

(míjivé namáhání)

Výpočtová pevnost materiálu při únavě vyvolané tahem

$$R_{fat,t(\kappa)} = \frac{R_{fat,t(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,t(0)}}{0,75 * R_m}\right) * \kappa} = \frac{106}{1 - \left(1 - \frac{106}{0,75 * 520}\right) * 0,54} = 174[MPa] \quad (101)$$

$R_{fat,t(0)} > |\delta_{max}|$   
= posuzované místo vyhovuje

Pro element 1098938 a ZS3 bylo odměřeno maximální napětí:

$$\delta_{HMH} = 50[MPa]$$



a minimální napětí ze ZS1

$$\delta_{HMH} = 38,2[MPa]$$

Poměr napětí:

$$\kappa = \frac{\delta_{MIN}}{\delta_{MAX}} = \frac{38,2}{50} = 0,764 \quad (102)$$

(míjivé namáhání)

Výpočtová pevnost materiálu při únavě vyvolané tlakem

$$R_{fat,p(\kappa)} = \frac{R_{fat,p(0)}}{1 - \left(1 - \frac{R_{fat,p(0)}}{0,9 * Rm}\right) * \kappa} = \frac{127,2}{1 - \left(1 - \frac{127,2}{0,9 * 520}\right) * 0,764} = 287[MPa] \quad (103)$$

$$R_{fat,p(0)} > |\delta_{max}|$$

= posuzované místo vyhovuje

Pro přehlednost jsou v tabulce uvedena zbylá posuzovaná místa na konstrukci

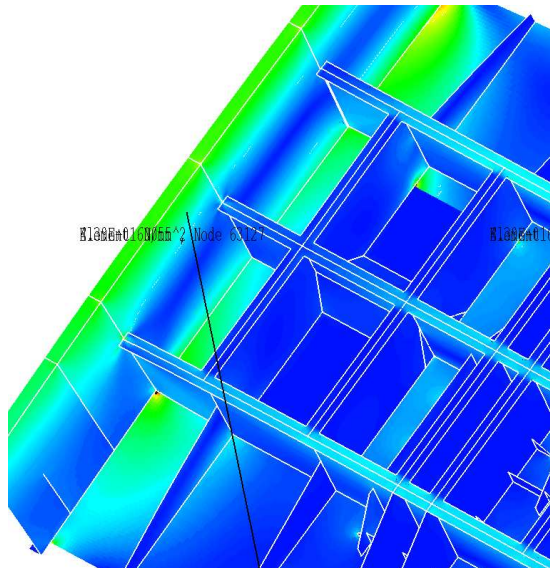
Tabulka 5 napětí posuzovaných míst na konstrukci - skořepinový model

Profil	Element namáhaný na:	Element	ZS pro $\sigma_{max}$	$\sigma_{max}$ [MPa]	$\sigma_{min}$ [MPa]	$\kappa$	Rfat, t( $\kappa$ ) [MPa]	Rfat, p( $\kappa$ ) [MPa]	Posouzení
A	tlak	1098938	3	-50,00	-38,20	0,764		286,71	ANO
A	tah	266888	2	64,50	34,80	0,540	174,60		ANO
B	tlak	134131	3	-26,00	-23,90	0,919		384,74	ANO
A	tah	59667	2	46,40	31,10	0,670	207,07		ANO
C	tlak	384231	4	-49,80	26,70	-0,536		91,48	ANO
B	tah	933217	4	45,40	21,80	0,480	162,99		ANO

## 9. Popis výsledků zatěžujících stavů a určení poddimenzovaných a předdimenzovaných míst

Z výsledků zatěžujících stavů vyplývá, že konstrukce nosného rámu je přiměřeně předdimenzovaná. Na reálné konstrukci v provozu může docházet k různým předem nepředvídaným stavům, které mohou také ovlivnit chování rámu i mostu. K těmto stavům obvykle výraznou mírou přispívá lidský faktor. Jelikož případné vyřazení jeřábu z provozu připravuje majiteli značný ušlý zisk, je snahou výrobců co nejspolehlivější provoz a tím získávání kladných referencí pro další potenciální zákazníky.

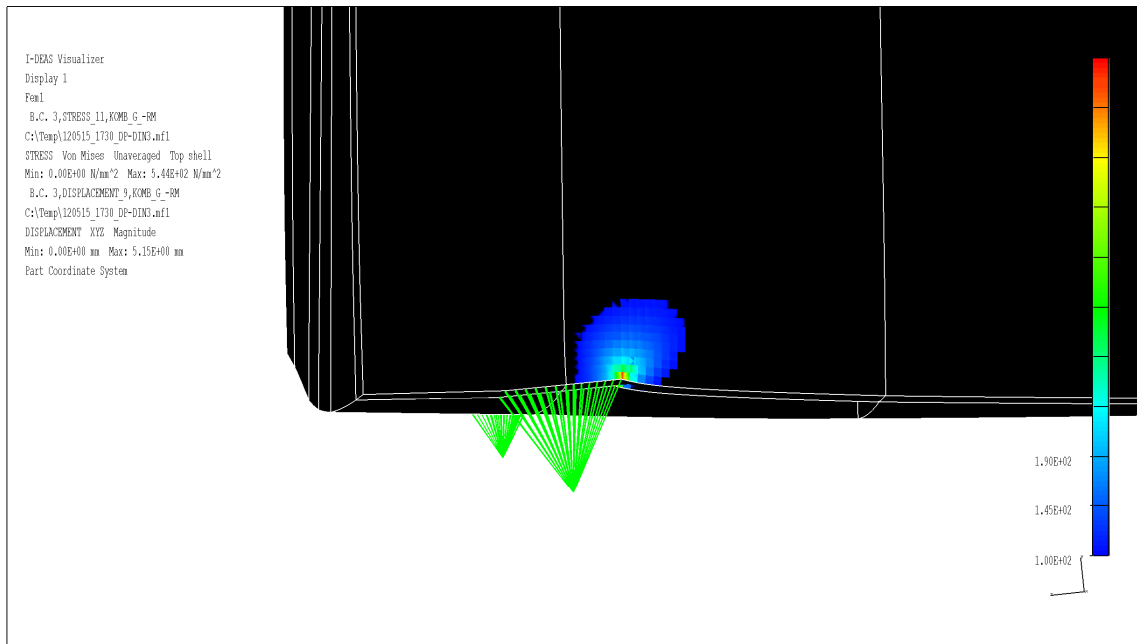
Na konstrukci nevychází jednoznačně poddimenzovaná místa. I tak bych se ale v případě opakované zakázky snažil zvětšit tloušťku svislých plechů nosníku A minimálně v místě středových nosníků nesoucí motory a centrální převodovku. V tomto místě dochází k přenosu napjatosti částečně od zatížení břemene, vlastní hmotnosti rámu, ale i od středových nosníků viz obr.19, tmavě zeleně zbarvené plochy svislého nosníku.



Obrázek 19 přenos napjatosti mezi podélným nosníkem a středovými nosíky

Ve skořepinovém modelu se vyskytují špičková napětí v okolí stykových ploch nosného rámu se stoličkami jednotlivých komponent nebo s uložením pojezdových kol. Tyto špičky vznikají prudkou změnou tuhosti modelu v daném směru. Jelikož jsou ale stoličky jednotlivých komponentů přivařeny přímo nad/pod svislé nosníky, žebra nebo výztuhy, bude napětí lépe rozloženo a na skutečné konstrukci se tyto špičky v takové míře neprojeví.

Příkladem může být například uložení pojezdových kol na obr.20. Spektrum barev je nastaveno od 100MPa (modrá) až po 550MPa (červená).



Obrázek 20 špička napětí v okolí uložení pojezdových kol

## 10. Závěr

Tato diplomová práce se zabývá nosným ocelovým rámem hlavní kočky mostového licího jeřábu a jeho pevnostním posouzením na únavu dle ČSN 27 0103. Mostový licí jeřáb pojíždí v hale kyslíkové konvertorové ocelárny Třineckých železáren.

Pro výpočet pevnostního posouzení byl vytvořen prutový a skořepinový pomocný výpočtový model rámu hlavní kočky.

Cílem diplomové práce bylo porovnání výsledků z obou pomocných modelů a určení poddimenzovaných a předdimenzovaných míst na konstrukci. Výrobce jeřábu a zadavatel práce, fa KRÁLOVOPOLSKÁ a.s., počítá jeřáby jako prutovou konstrukci. Tento výpočtový přístup vykazuje značnou časovou úsporu, která se v reálném chodu firmy promítá do dřívějších dodacích termínů i nižších pořizovacích nákladů. Vymodelování skořepinového modelu včetně konstrukčních detailů je v porovnání s prutovým modelem časově náročnější. Jelikož je tato metoda odlišná od metody používané zadavatelem, věnoval jsem jí dominantní úsilí při vytváření modelu a zatížení.

Výpočty zatížení dle požadovaných zatěžujících stavů byly spočítány lineární metodou konečných prvků (MKP). K vytvoření obou modelů jsem použil výpočtové prostředí programu I-DEAS 11 NX.

Srovnávací redukované napětí z podmínky HMH prutového modelu vyšlo větší, než u modelu skořepinového. I tato velikost napětí je stále výrazně nižší, než je maximální přípustná hodnota napětí v tahu nebo tlaku stanovená normou. Čím je podíl maximálního přípustného napětí ku odečtenému napětí větší, tím lze očekávat delší životnost konstrukce. Z výsledků zatěžujících stavů vyplývá, že rám hlavní kočky je předdimenzovaný vůči posuzované únavové mezi.

## 11. Informační zdroje

Literární zdroje:

- [ 1 ] ČSN 27 0103 Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů
- [ 2 ] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka Třinácté, upravené vydání*. Praha. 1977
- [ 3 ] SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: *Konstruování strojních součástí*, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
- [ 4 ] JANÍČEK, Přemysl, ONDRÁČEK, Emanuel, VRBKA, Jan, BURŠA, Jiří. *Mechanika těles pružnost a pevnost I. 3.přeprac.vyd.* Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o., 2004. 287s. ISBN 80-214-2592-X.
- [ 5 ] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení pro posluchače bakalářského studia*. FSI VUT v Brně, Brno: Ustav dopravní techniky, 2002, 126 s.
- [ 6 ] MALÁŠEK, Jiří. *Transportní zařízení, skriptá*. Brno 2011
- [ 7 ] HANZELKA, J. *Posouzení únosnosti rámu kočky mostového licího jeřábu o nosnosti 120/40t - 21m*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 76 s.
- [ 8 ] ČSN 41 1503 ocel 11 503

Internetové zdroje:

- [ 9 ] Třinecké železářny uvedly do plného provozu unikátní nalévací jeřáb [online]. c2009 [cit.2012-03-21]. Dostupné z: <http://www.trz.cz/novd/1D4AD02B7C56A3E7C12575FA0035F087>
- [ 10 ] 3D model konvertorové ocelárny v Třineckých železárnách [online]. c2012 [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <http://www.youtube.com/watch?v=rSiELZTegc4>
- [ 11 ] Mostový nalévací jeřáb , Třinec [online]. c2009 [cit.2012-04-17]. Dostupné z: <http://www.kralovopolska.cz/reference/vybrane-reference/mostovy-nalevaci-je-rab-trinec-cr-2009>
- [ 12 ] Speciální mostové jeřáby [online]. c2009 [cit.2012-05-22]. Dostupné z: <http://work.bajola.cz/psjeraby/specialni-mostove-je-raby.html>

## 12. Seznam použitých symbolů:

označení      jednotka      popis použitého symbolu

---

$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$F_x$	[N]	síla v ose $x$
$F_y$	[N]	síla v ose $y$
$F_z$	[N]	síla v ose $z$
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$R_d$	[MPa]	výpočtová pevnost materiálu
$R_{fat(-1)}$	[MPa]	základní výpočtová pevnost materiálu
$R_{fat,p(0)}$	[MPa]	výpočtová pevnost materiálu namáhané tlakem
$R_{fat,t(0)}$	[MPa]	výpočtová pevnost materiálu namáhané tlakem
$a_M$	$m/s^2$	zrychlení mostu
$a_m$	$m/s^2$	zrychlení kočky
$i_M$	-	poměr hnaných kol ku celkovému počtu kol mostu
$i_K$	-	poměr hnaných kol ku celkovému počtu kol kočky
$g$	$m/s^2$	gravitační tíhové zrychlení
$h$	mm	pracovní zdvih výtahu
$\sigma_x$	[MPa]	napětí v ose $x$
$\sigma_y$	[MPa]	napětí v ose $y$
$\sigma_z$	[MPa]	napětí v ose $z$
$\sigma_{HMH}$	[MPa]	srovnávací napětí
$\sigma_{MIN}$	[MPa]	minimální napětí
$\sigma_{MAX}$	[MPa]	maximální napětí
$\rho$	$kg/m^3$	hustota oceli
$\delta_h$	-	dynamický pojezdový součinitel
$\delta_t$	-	dynamický zdvihací součinitel

$\eta$	-	součinitel adheze
$\mu$	-	Poissonova konstanta
$\kappa$	-	poměr napětí

## 13. Seznam obrázků

Obrázek 1 dvounosníkový jeřáb [11].....	10
Obrázek 2 Předmontáž jeřábu ve výrobní hale .....	11
Obrázek 3 Ukázka vylévání surového železa z pánve.....	11
Obrázek 4 popis jednotlivých komponent zatěžující rám .....	12
Obrázek 5 schema jedné poloviny systému navíjení lan .....	13
Obrázek 6 náhled na skořepinový model rámu.....	17
Obrázek 7 náhledy na prutový model rámu .....	17
Obrázek 8 přehled použitých nosníků .....	19
Obrázek 9 detail uložení pojezdových kol rámu.....	19
Obrázek 10 náhled na vazbu uložení pojezdových kol na rám.....	20
Obrázek 11 souřadný systém skořepinového modelu .....	22
Obrázek 12 souřadný systém prutového modelu.....	22
Obrázek 13 náhled zavazbení poloviny rámu zatěžujícími komponenty .....	31
Obrázek 14 ZS2: napětí ve svislé bočnici profilu A, pohled zesponu .....	38
Obrázek 15 ZS2: nosník A, pohled zesponu.....	39
Obrázek 16 SZ3: napětí v horní pásnici v blízkosti středových nosníků.....	39
Obrázek 17 ZS6: spodní pásnice nosníku A, pohled zesponu .....	39
Obrázek 18 ZS3: napětí v horní pásnici nosníku B.....	40
Obrázek 19 přenos napjatosti mezi podélným nosníkem a středovými nosníky .....	42
Obrázek 20 špička napětí v okolí uložení pojezdových kol.....	43

## 14. Seznam tabulek:

Tabulka 1 parametry mostového jeřábu a hlavní kočky	14
Tabulka 2 zadané hmotnosti komponent zatěžující rám	15
Tabulka 3 Nody souřadnic těžišť jednotlivých komponent včetně hmotností	32
Tabulka 4 napětí posuzovaných míst na konstrukci - prutový model	38
Tabulka 5 napětí posuzovaných míst na konstrukci - skořepinový model	41



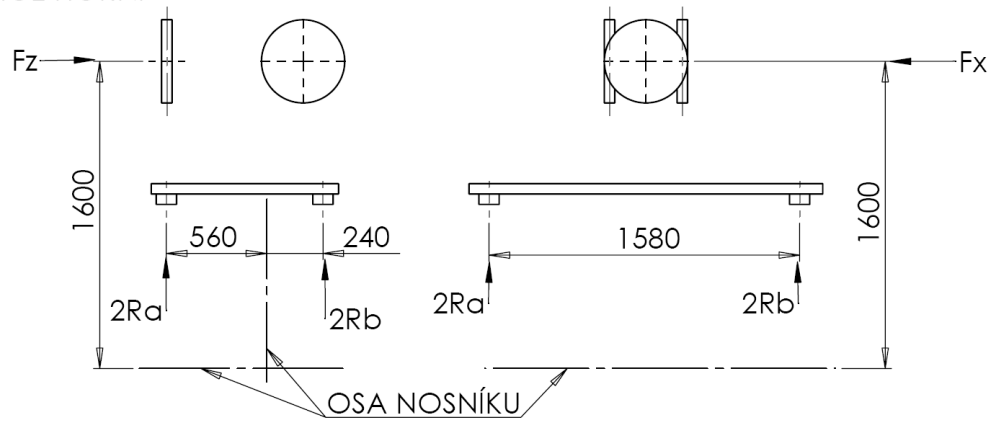
## 15. Seznam příloh

- Příloha 1: Schematické znázornění zatěžujících komponent na jednotlivé nosníky
- Příloha 2: Výsledky ZS1 skořepinový model
- Příloha 3: Výsledky ZS1 prutový model
- Příloha 4: Výsledky ZS2 skořepinový model
- Příloha 5: Výsledky ZS2 prutový model
- Příloha 6: Výsledky ZS3 skořepinový model
- Příloha 7: Výsledky ZS3 prutový model
- Příloha 8: Výsledky ZS4 skořepinový model
- Příloha 9: Výsledky ZS4 prutový model
- Příloha 10: Výsledky ZS5 skořepinový model
- Příloha 11: Výsledky ZS5 prutový model
- Příloha 12: Výsledky ZS6 skořepinový model
- Příloha 13: Výsledky ZS6 prutový model

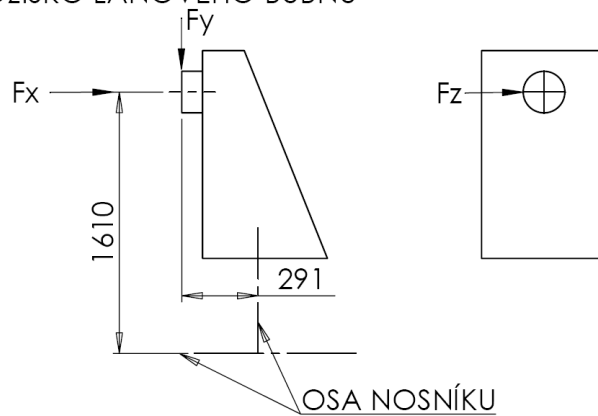
# PŘÍLOHY

**PŘÍLOHA č.1:** Schematické znázornění zatěžujících komponent na jednotlivé nosníky

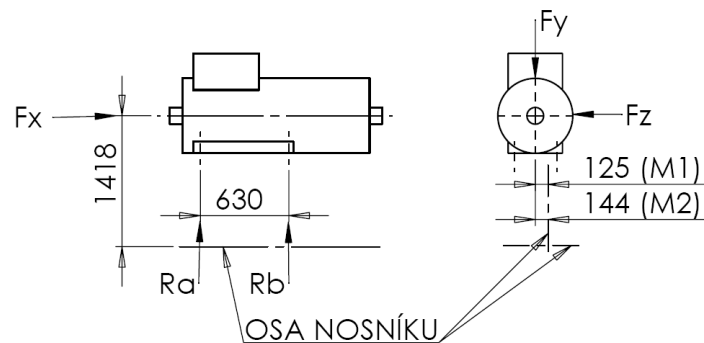
KLADNICE HORNÍ



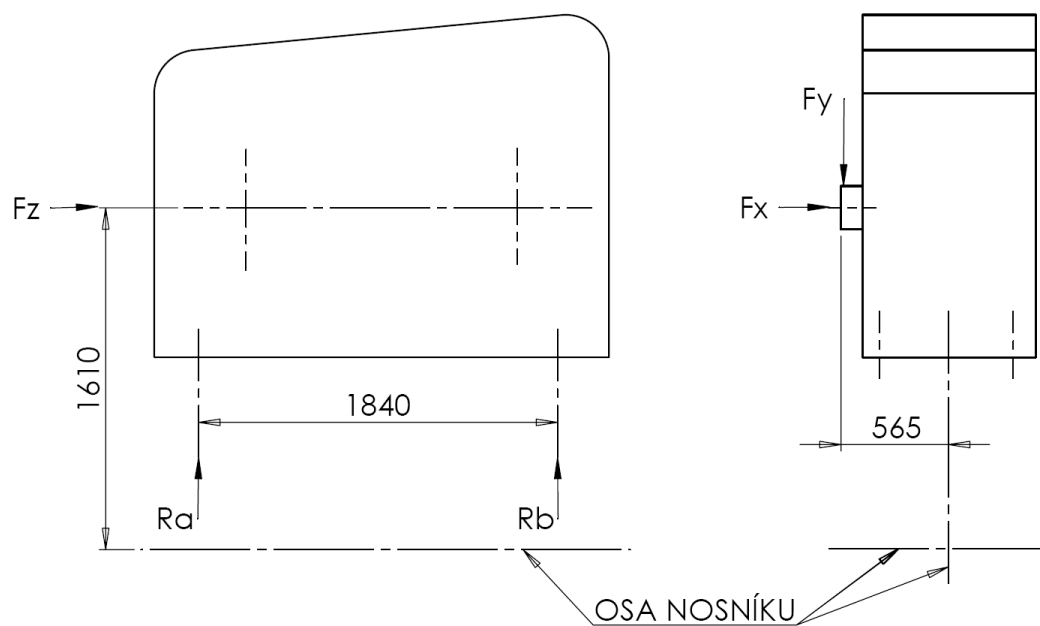
LOŽISKO LANOVÉHO BUBNU



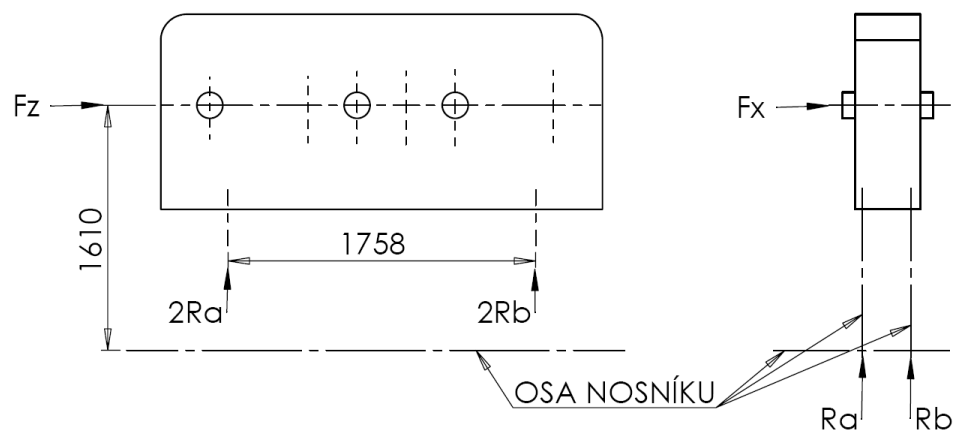
MOTOR



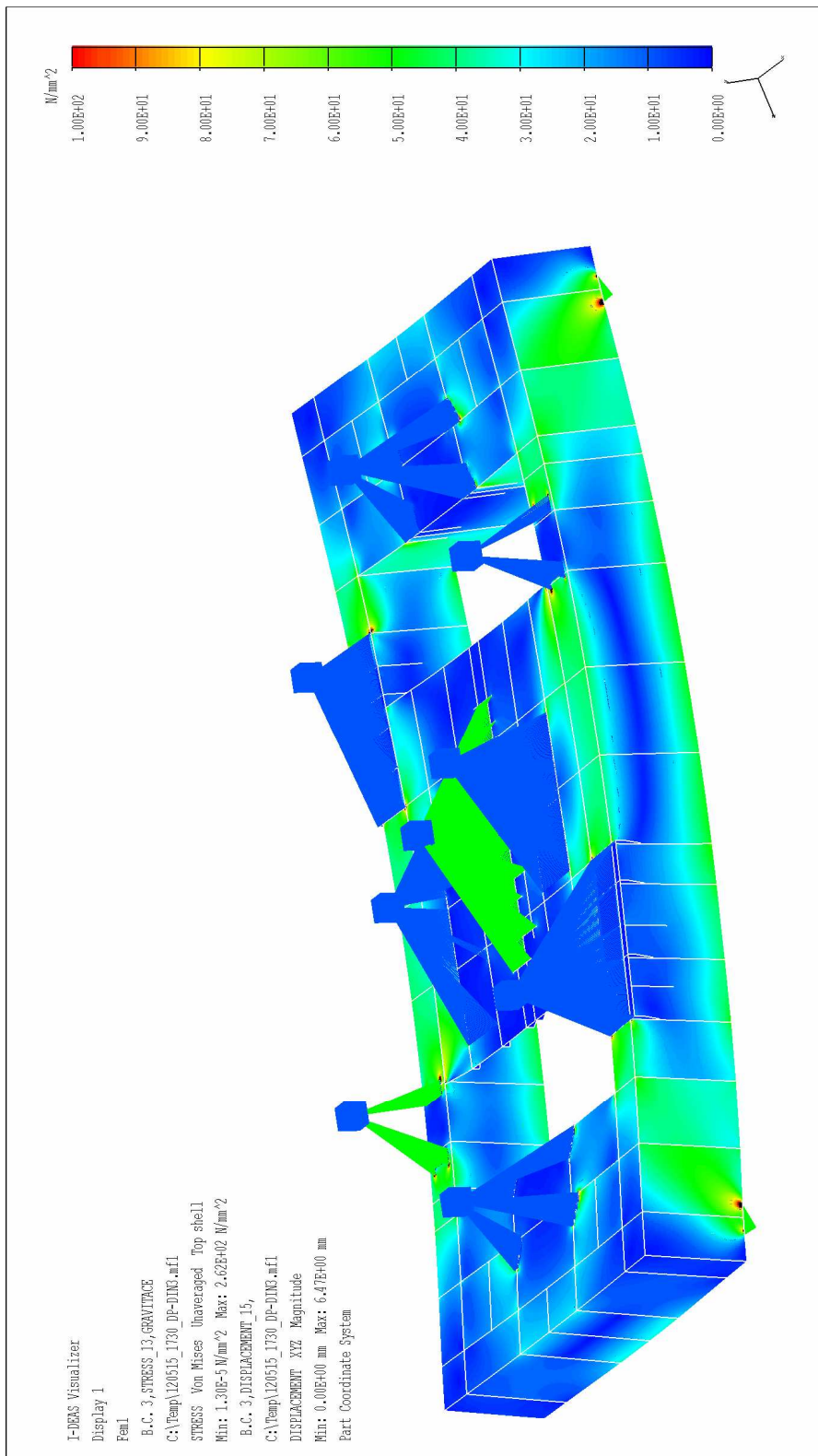
PŘEVODOVKA ČELNÍ



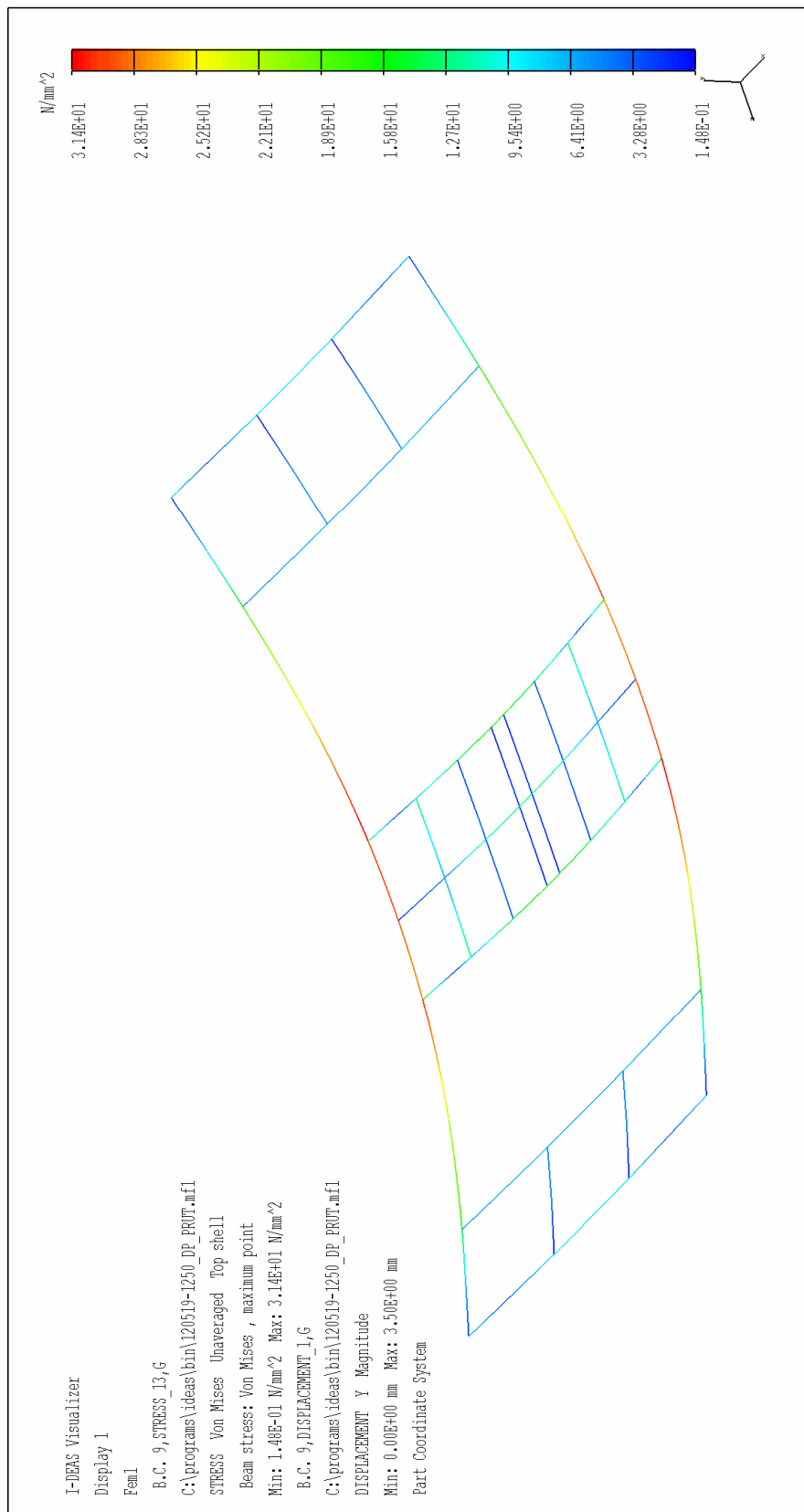
PŘEVODOVKA CENTRÁLNÍ



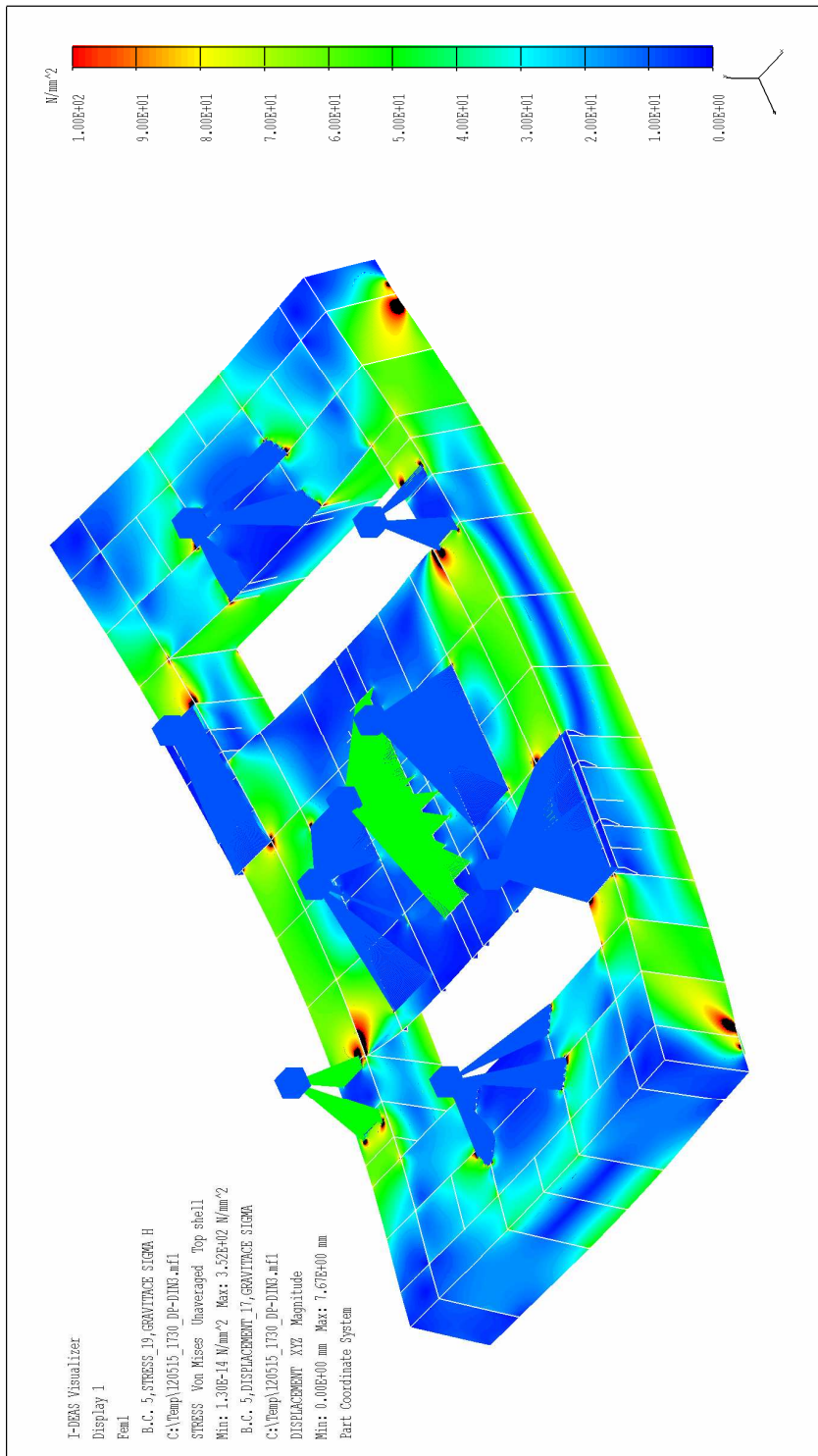
**PŘÍLOHA č.2:** Výsledky ZS1 skořepinový model



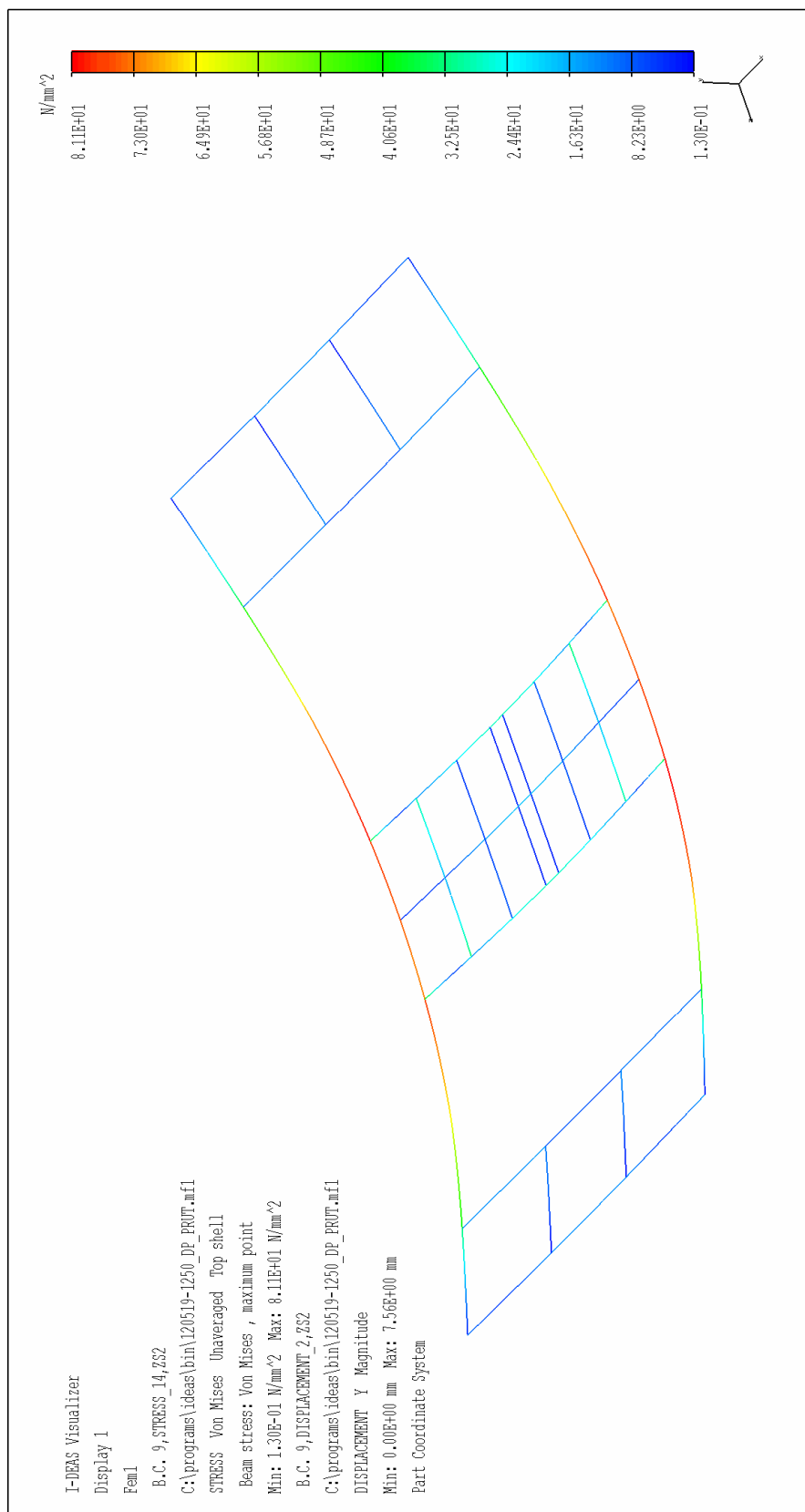
**PŘÍLOHA č.3:** Výsledky ZS1 prutový model



**PŘÍLOHA č.4:** Výsledky ZS2 skořepinový model

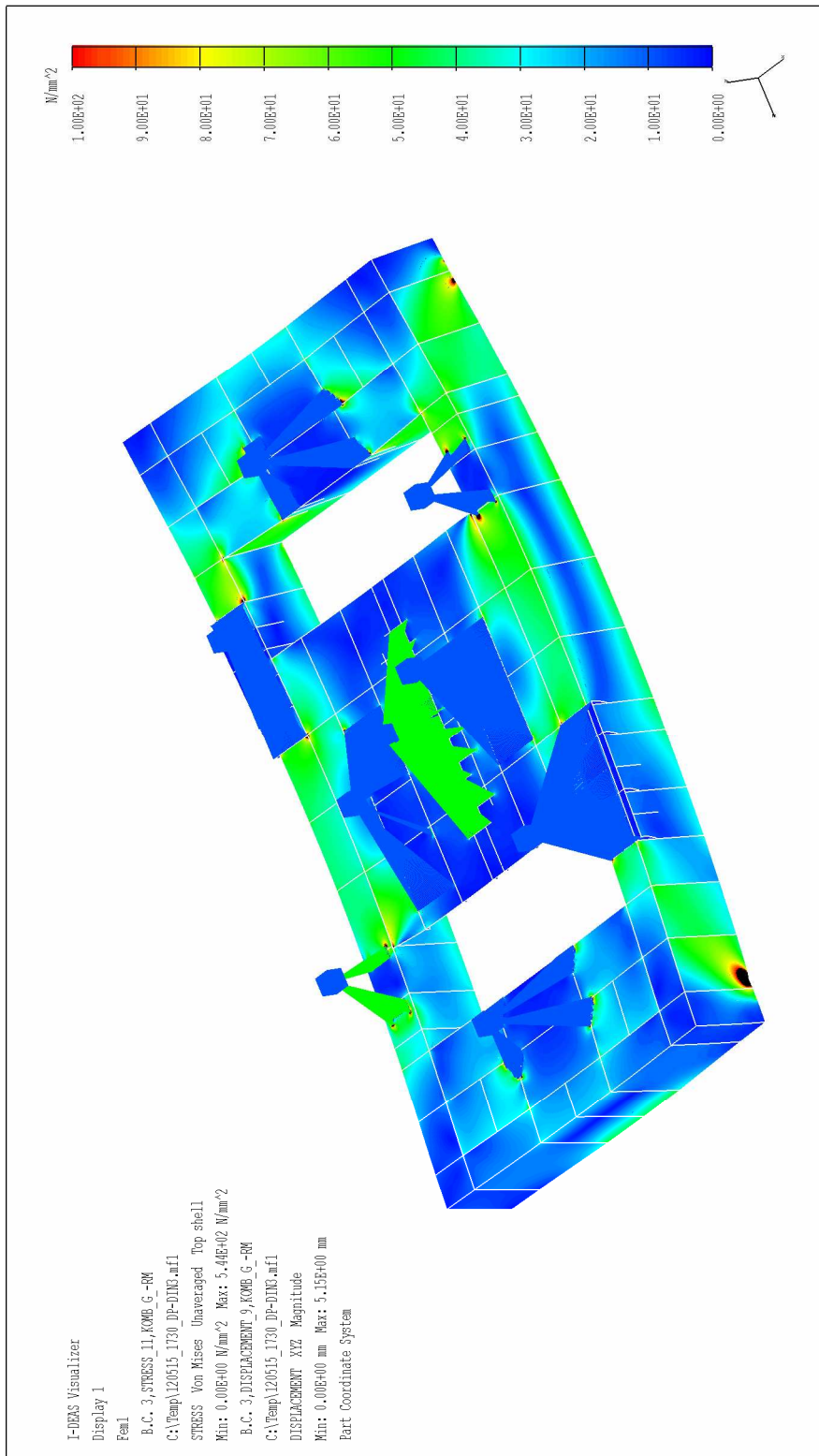


**PŘÍLOHA č.5:** Výsledky ZS2 prutový model

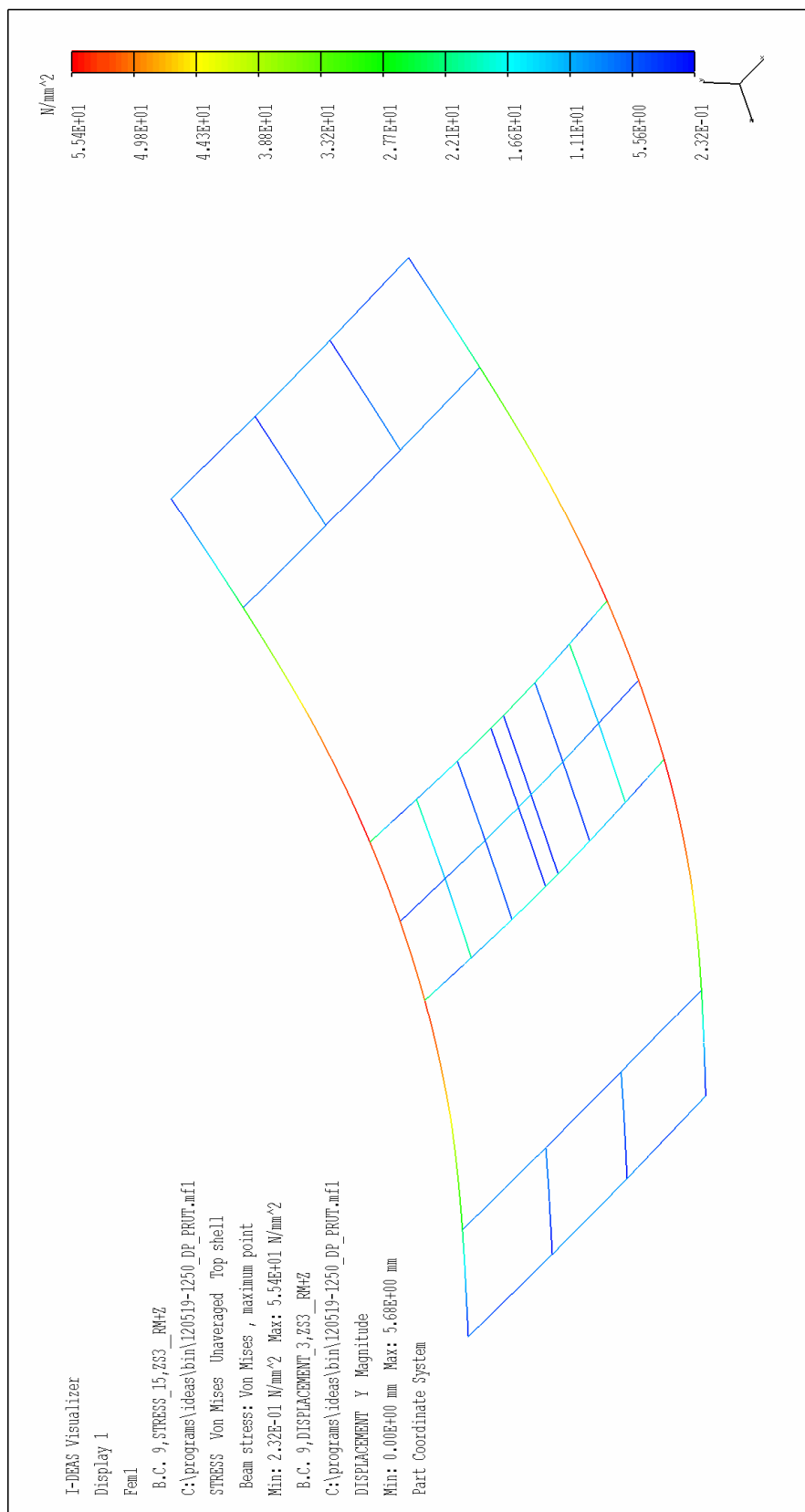




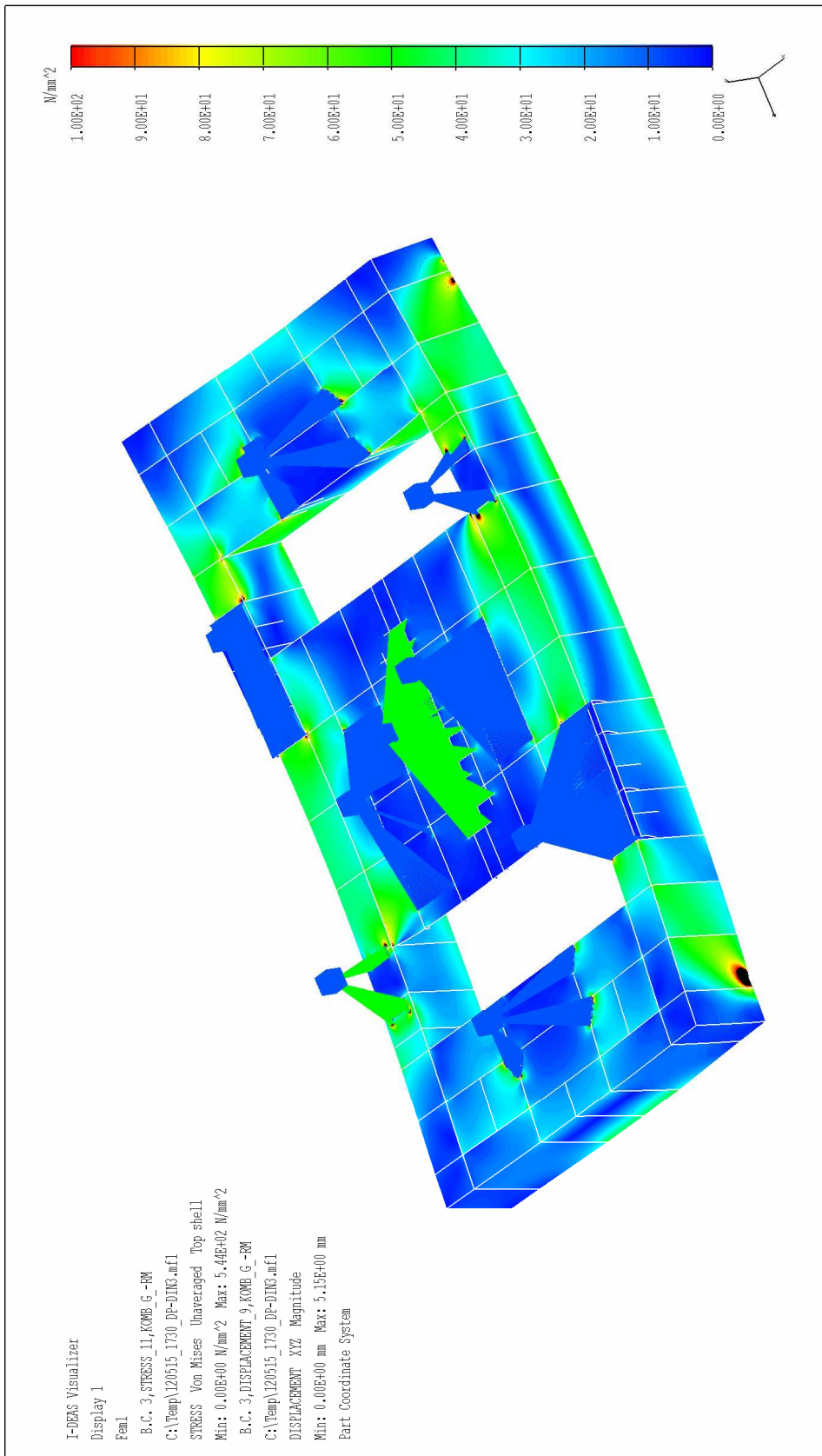
**PŘÍLOHA č.6:** Výsledky ZS3 skořepinový model



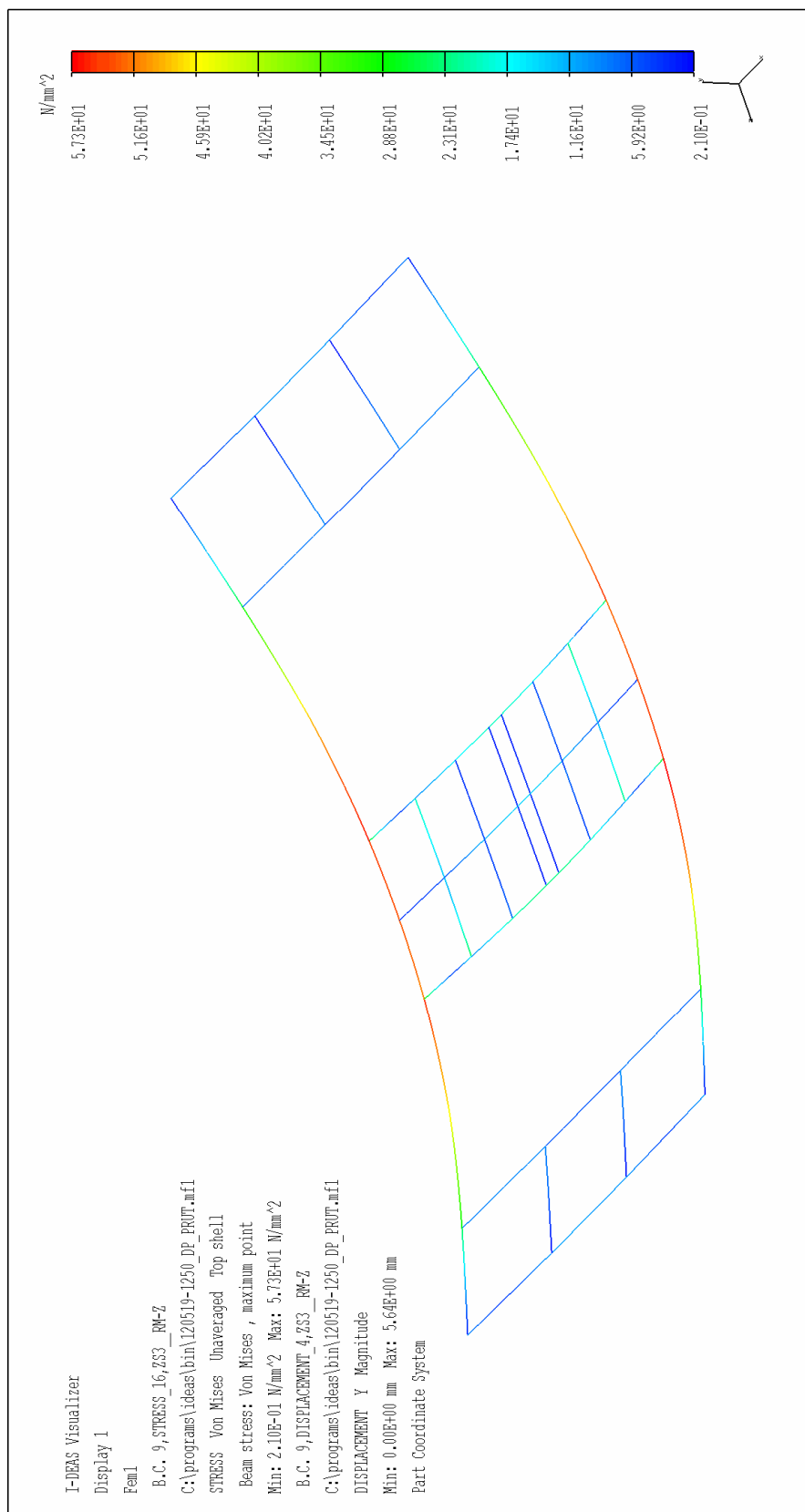
**PŘÍLOHA č.7: Výsledky ZS3 prutový model**



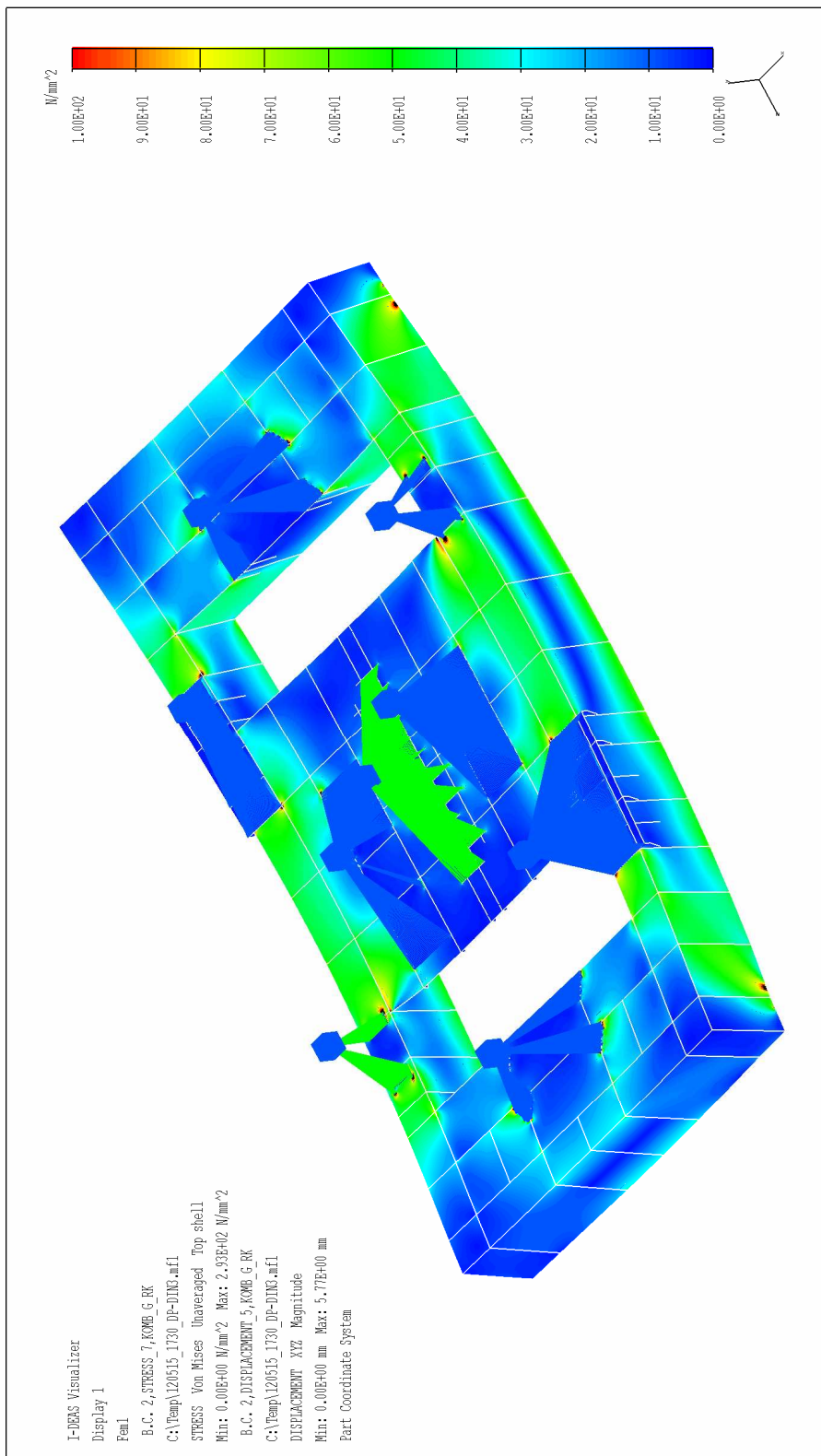
**PŘÍLOHA č.8:** Výsledky ZS4 skořepinový model



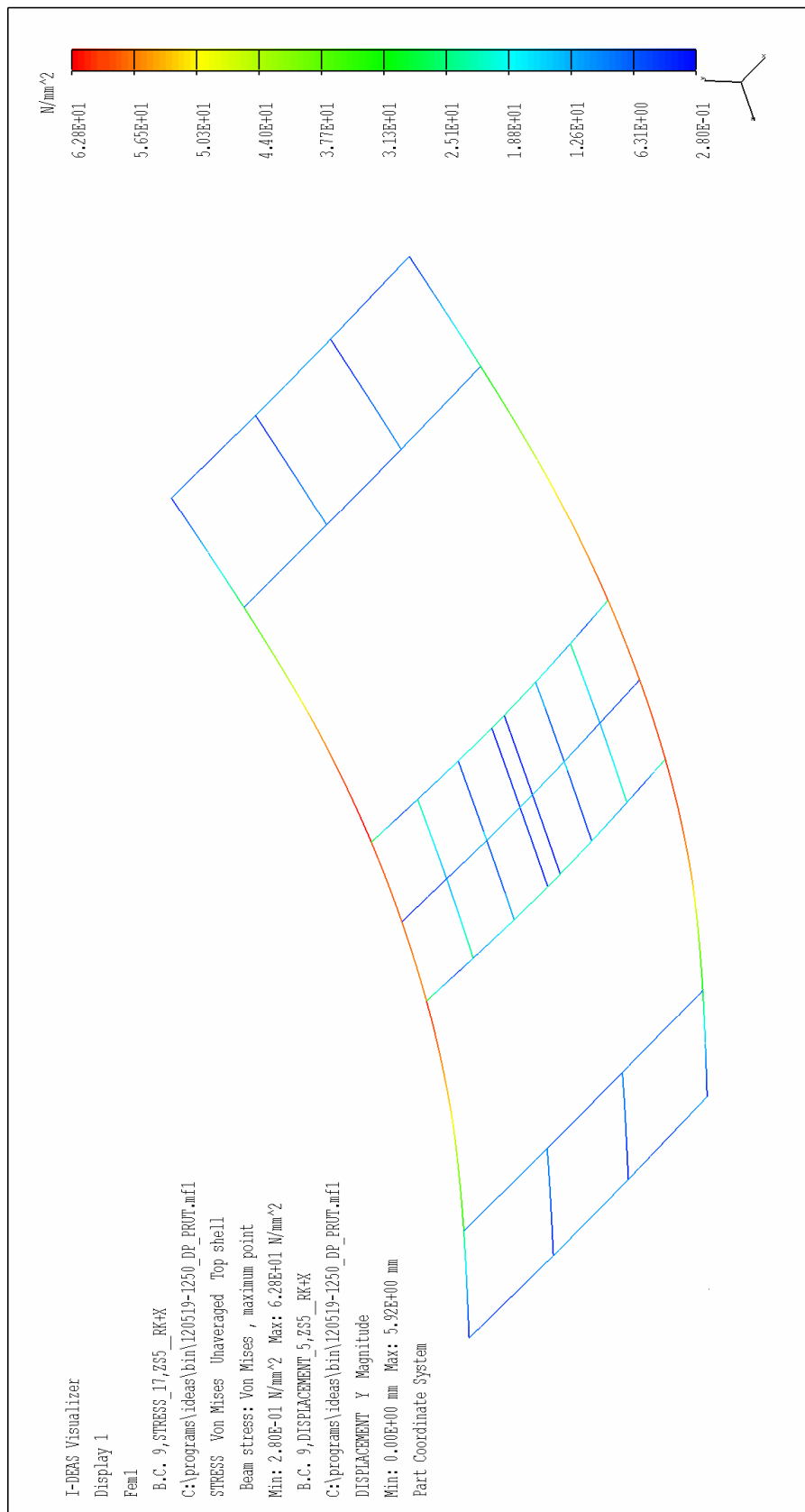
**PŘÍLOHA č.9:** Výsledky ZS4 prutový model



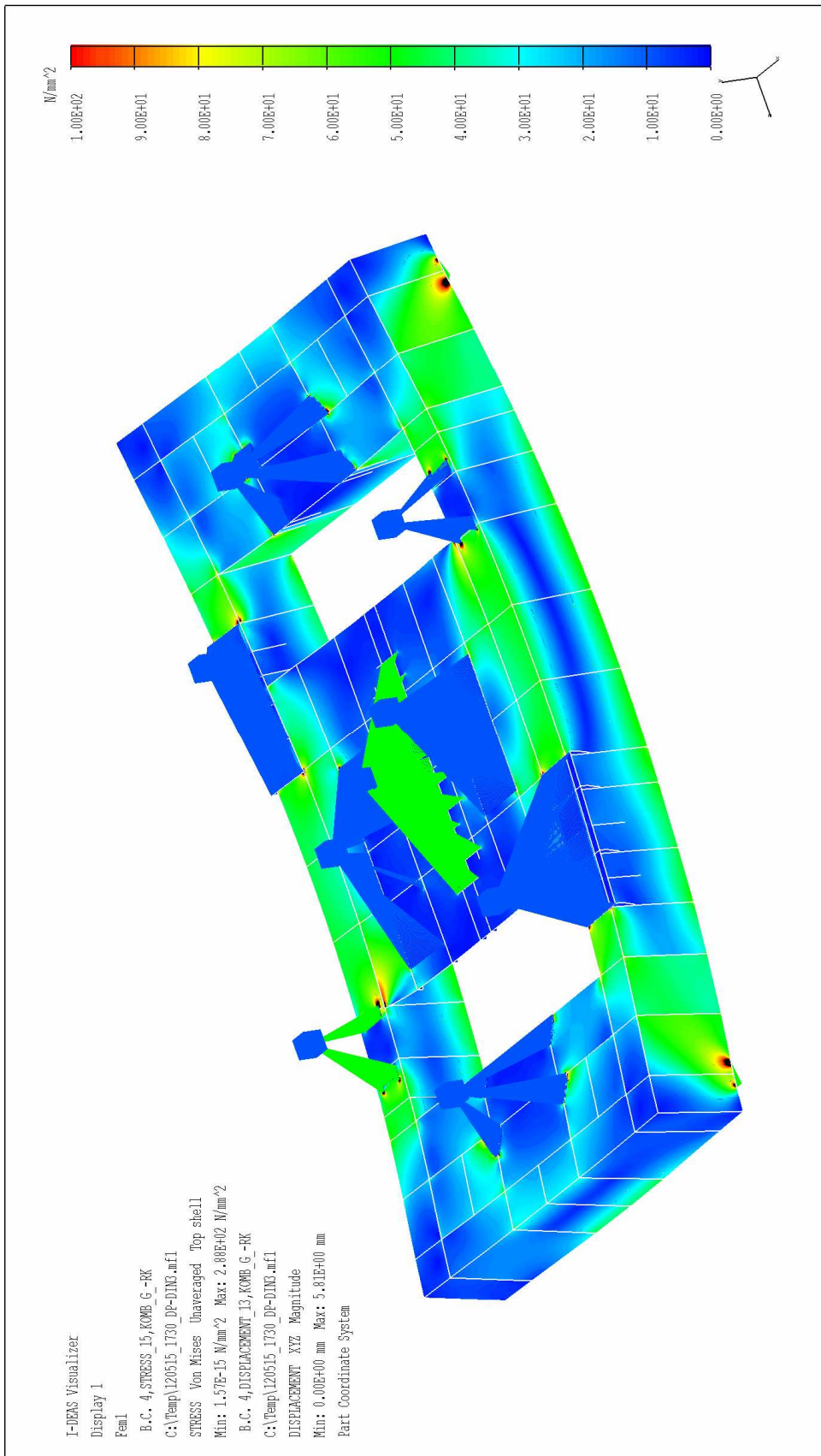
**PŘÍLOHA č.10:** Výsledky ZS5 skořepinový model



**PŘÍLOHA č.11: Výsledky ZS5 prutový model**



**PŘÍLOHA č.12:** Výsledky ZS6 skořepinový model



**PŘÍLOHA č.13:** Výsledky ZS6 prutový model

