



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

RÁM PŘEVÍJECÍHO ZAŘÍZENÍ ELEKTRICKÝCH KABELŮ

MACHINERY FRAME FOR REWINDING ELECTRIC CABLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MILAN PALÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Milan Palík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Rám převíjecího zařízení elektrických kabelů

v anglickém jazyce:

Machinery frame for rewinding electric cable

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte pevnostní kontrolu rámu převíjecího zařízení elektrických kabelů. Elektrický kabel je převíjen z jedné cívky na druhou cívku přes kalibrované měřicí zařízení.

Technické parametry:

Maximální průměr/šířka cívky □ 2500/1800 mm

Hmotnost cívky □ 2600 kg

Rozsah průměru cívek 800 až 2500 mm

Cíle diplomové práce:

Proveďte:

Rozbor zátěžných stavů při procesu převíjení kabelů z kabelových cívek, stanovte hodnoty pro tyto zátěžné stavy, proveďte pevnostní analýzu rámu pomocí MKP, navrhnete případné úpravy pro optimální napěťové a deformační hodnoty.

Nakreslete:

Sestavu upraveného rámu převíjecího zařízení a další výkresy dle pokynů vedoucího práce.

Seznam odborné literatury:

JURÁŠEK, O.: Nosné konstrukce stavebních strojů, skripta VUT v Brně, 1986

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

ČSN EN 1993-1-1 Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby, prosinec 2006

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 18.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je rám převíjecího zařízení elektrických kabelů. Hlavní náplní je rozbor zátěžných stavů rámu a stanovení hodnot pro tyto stavy. Pro pevnostní kontrolu rámu bude použita metoda konečných prvků a bude následovat rozbor jednotlivých výsledků. Součástí práce je tvorba výkresové dokumentace sestavy rámu a dalších součástí dle pokynů vedoucího práce.

KLÍČOVÁ SLOVA

rám, kabel, převíjecí zařízení, metoda konečných prvků, analýza, pevnost

ABSTRACT

The topic of this thesis is a frame of rewind device of the electric cables. The main aim is the analysis of the load conditions of the frame and defining figures for those conditions. The method of final elements will be used to check the firmness of the frame followed by the analysis of the particular results. Drawing documentation of the frame set and other parts according to the instructions of head of this thesis are also components of this thesis.

KEYWORDS

frame, cable, rewinding device, finite element method, analysis, strength



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PALÍK, M. *Rám převíjecího zařízení elektrických kabelů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 56 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Milan Palík



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat především své rodině za obrovskou podporu a možnost, kterou mi dali, abych mohl studovat na vysoké škole, za jejich oporu a vstřícnost. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D za rady a pomoc při tvorbě této práce a dále Ing. Bohuslavu Mašovi, který mi byl kvalifikovaným konzultantem při řešení náhlých problémů.



OBSAH

Úvod	10
1 Kabelové bubny	11
1.1 Kovové bubny	11
1.2 Překližkové a dřevěné bubny	11
1.3 Bubny pro přepravu PE trubek	12
2 Skladování cívek	14
3 Převíjecí zařízení	15
3.1 Postup při navíjení kabelů	17
4 Základní popis vlastní konstrukce	18
4.1 Rám převíjecího zařízení	19
4.2 Vahadlo převíjecího zařízení	20
4.3 Ramena převíjecího zařízení	22
5 Analytické řešení	24
5.1 Výpočet ramene	24
5.2 Výpočet průhybu trubky	27
5.3 Výpočet průhybu spodního nosníku vahadla	31
5.4 výpočet kroutícího momentu nosníku vahadla	36
6 Numerické řešení	39
6.1 Numerický model	39
6.2 Diskretizace systému	39
6.3 Numerické řešení vahadla	40
6.3.1 Okrajové podmínky vahadla	40
6.3.2 Konečnoprvková síť vahadla	41
6.3.3 Deformace vahadla	42
6.3.4 Napětí ve vahadle	43
6.4 Numerický výpočet ramene	44
6.4.1 Okrajové podmínky ramene	44
6.4.2 Konečnoprvková síť ramene	45
6.4.3 Deformace ramene	46
6.4.4 Napětí v rameni	47
6.5 Numerický výpočet rámu	48
6.5.1 Okrajové podmínky rámu	48
6.5.2 Konečnoprvková síť rámu	49
6.5.3 Deformace rámu	50
6.5.4 Napětí v rámu	51



Seznam použitých zkratek a symbolů	55
Seznam příloh	56



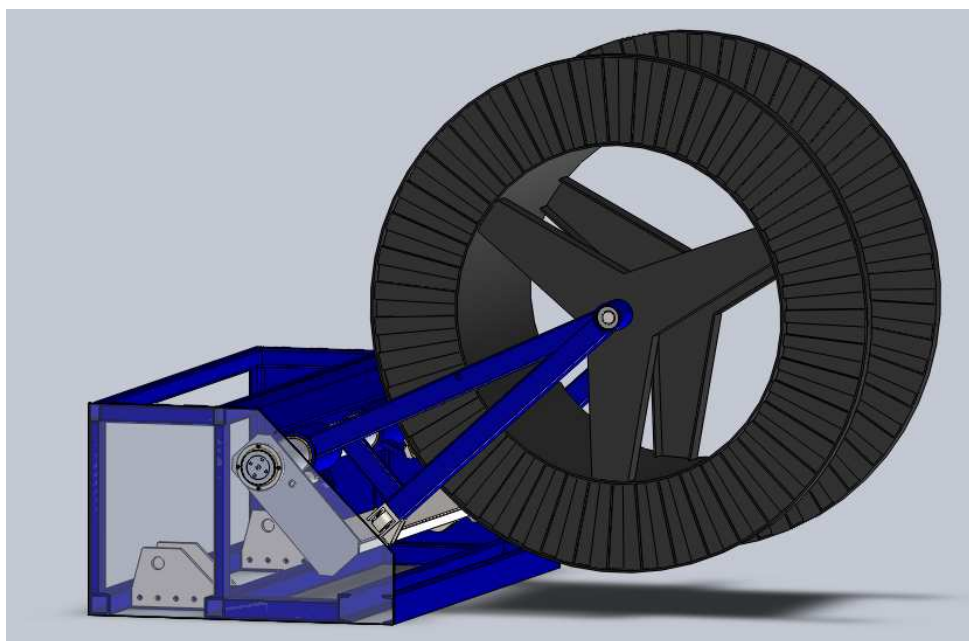
ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá pevnostní kontrolou rámu převíjecího zařízení a jeho následnou úpravou. Bude provedena pevnostní analýza rámu pomocí MKP.

Převíjecí zařízení slouží k převíjení kabelů z cívek z jedné cívky na druhou přes kalibrované zařízení. Sestává se ze dvou totožných ráků, z nich na jednom z nich je umístěn motor a na druhém brzda. Ráky jsou svařované. Technické parametry cívek jsou průměr/šířka cívky je 2500/1800 mm, hmotnost cívky je 2600 kg.

Díky novým možnostem v oblasti pevnostních výpočtů bude jak model a tak i následná pevnostní analýza zpracovávána v různých softwarech. Z výkresové dokumentace byl tvořen model v programu Solid Works a následně byl v tomto programu upraven pro tvorbu pevnostní analýzy v programu Ansys. Výkresová dokumentace byla generována z modelu v softwaru Solid Works. Zátěžové stavy byly zjištěny analyticky. Pevnostní výpočty pomocí MKP jsou dnes již běžnou rutinou ve všech strojních podnicích. Přesnost výpočtů se zvýšila, časová závislost na výpočtech je nyní značně menší, tzn. mění se i finanční stránka věci.

Všechny výsledky pevnostních výpočtů byly analyzovány a přezkoumány. Byla vytvořena výkresová dokumentace součástí.



Obr.1 Rám převíjecího zařízení elektrických kabelů



1 KABELOVÉ BUBNY

Pro přepravu kabelů, vláken a různých ohebných materiálů, u kterých je jeden rozměr výrazně větší než druhý slouží kabelové bubny, neboli také kabelové cívky. Kabelové bubny slouží k navíjení, ke skladování a k ukládání kabelů, optických vláken, hadic. Bubny jsou brány jako vratné obaly, tzn. můžeme je brát jako palety. Firmy zabývající se výrobou kabelů si po využití namotaného kabelu je odkupují zpět. Buben je tvořen dutým válcem a na každé straně má několikrát zvýšené okraje. Bubny mohou být kovové, dřevěné nebo vyrobené z různých tvrzených plastů.

1.1 KOVOVÉ BUBNY

Kovové bubny jsou svařencem tenkostěnných profilů a profilovaných plechů. Jejich výhodou je vysoká životnost, pevnost, ale jejich cena a hmotnost je poněkud vyšší. Mohou mít demontovatelné čelo a mohou mít překližku jako vložku. Průměr cívek bývá většinou od 1000 mm do 2500 mm. Průměry kabelů, které mohou být na tyto cívky navinovány jsou od 10 mm po 80 mm a jejich délka může dosahovat až 30 km.



Obr.2 Kovový buben [1]

1.2 PŘEKLIŽKOVÉ A DŘEVĚNÉ BUBNY

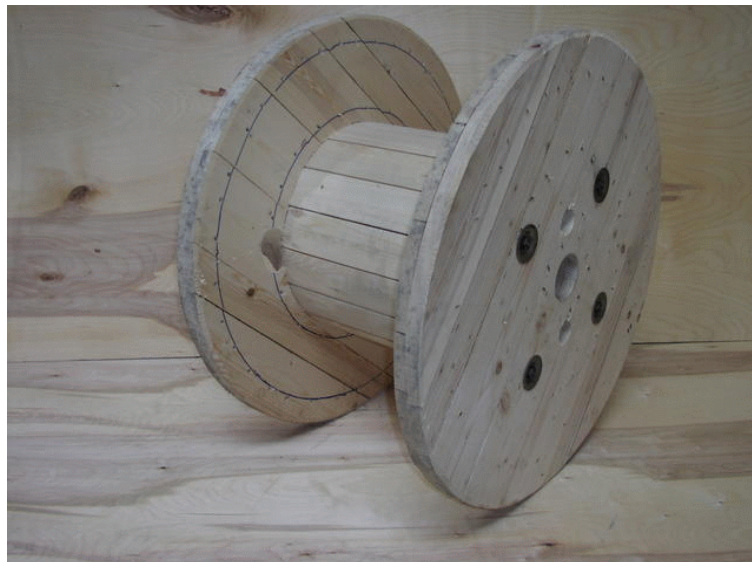
Bubny překližkové jsou vyráběny z překližek z jehličnatých přířezů. Jejich největší výhodou je cena, je několikrát menší než u kovových bubnů, při dobré údržbě dřevěných bubnů je i jejich životnost samozřejmě značně prodloužena. Dřevěné bubny mohou být jednocestné, nebo dvoucestné. Samozřejmě je možnost jejich repasování.

Jednocestné - buben je složen z jehličnatých přířezů s větším podílem oblin, vnější strana čel není hoblovaná



Dvoucestné - kvalita odpovídá bývalé ČSN 49 3156, vsazované přířezy jádra, vlhkost do 22%

Průměry kabelů, které se na tyto bubny navíjejí a jsou v rozmezí od 5 mm do 47 mm, délky mohou dosahovat až 40 km.



Obr. 3 Dřevěný buben [2]



Obr. 4 Překližkový buben [3]

1.3 BUBNY PRO PŘEPRAVU PE TRUBEK

Konstrukčně je úplně odlišný, než buben kovový. Jeho konstrukce je svařena z ocelových profilů a tvoří tzv. kazetu. Průměry PE trubek jsou v rozmezí 100 mm až 160 mm.



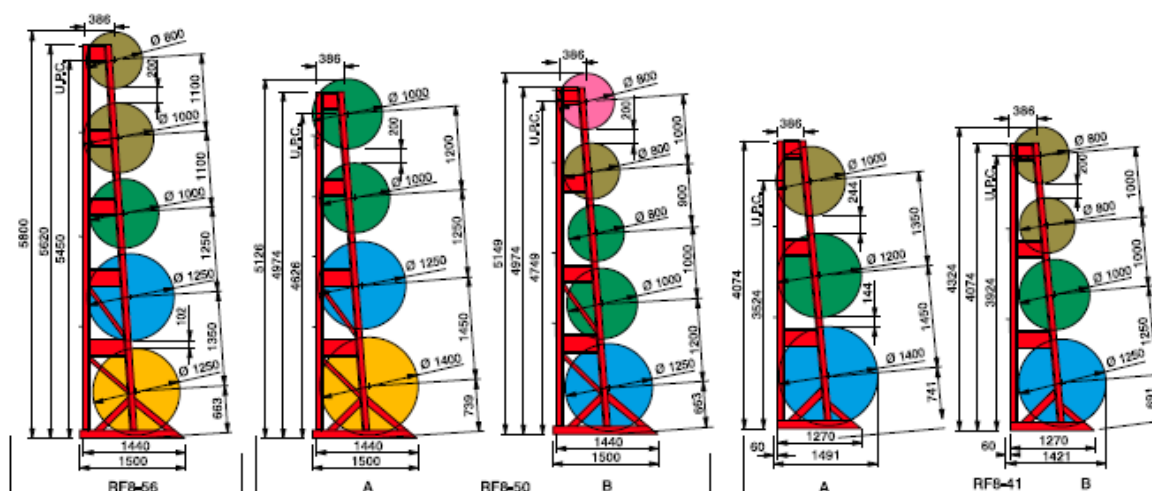
Obr. 5 Buben s navinutou PE trubkou[4]



2 SKLADOVÁNÍ CÍVEK

Možnost skladování cívek je obtížnější, ať už díky jejich hmotnosti, velikosti a nároku na prostor ve skladech. Různé firmy nabízí spoustu řešení pro skladování. Zde bych chtěl základní uvést. Vždy se jedná o rám, který je členěn na více pater, ve kterých jsou dané kabelové bubny skladovány.

Skladování cívek na sebe působí značné problémy, cívky se ničí, je horší stabilita při ukládání a následném vyskladňování. Firma Moram má řešení na skladování následující. Skladovací zařízení tvoří rám, na kterém jsou uchyceny cívky nad sebou a pomocí vysokozdvížného vozíku s adaptérem, který je připojen na vozík jsou ukládány do rámu skladovacího zařízení. Rám může mít 2 až 5 pater. Výhodou tohoto systému je rychlá identifikace cívek, možnost odvíjení kabelů přímo ze stojanu a značná úspora místa.



Obr.9 Skladovací zařízení Moram [5]



Obr.10 Adaptér k vysokozdvížnému vozíku pro ukládání [5]



3 PŘEVÍJECÍ ZAŘÍZENÍ

Převíjecí zařízení slouží pro převíjení navinutelných materiálů, zejména elektrických a sdělovacích kabelů, vodičů, lan a podobných materiálů z nosiče - cívky (bubnu) na jiný nosič - cívku (buben), nebo do smotků (kruhováním). U malých převíjecích zařízení se jedná o převíjení ze smotků na smotek (kruhováním). V sortimentu se jedná o řadu od nejmenších převíjecích strojů až po největší o nosnosti 5 tun splňující požadavky na převíjení kabelů. Při převíjení lze současně měřit délku převíjeného materiálu, určovat množství navinutého materiálu a dle potřeby automaticky ukládat převíjený materiál na cívku nebo do smotků.

Převíjecí zařízení respektují technické podmínky výrobců materiálů.

Zařízení umožňuje rychlé a bezpečné uchopení nosiče s materiálem určeným pro převíjení, převíjení na prázdný nosič, spolehlivé změření převíjeného materiálu pomocí stanoveného měřidla určeného pro obchodní styk a oddělení převíjeného materiálu od zásobního nosiče. Manipulace s nosiči převíjených materiálů je jednoduchá a rychlá.

Převíjecí zařízení jsou opatřeny výklopnými držáky, které protisměrným pohybem svírají a zvedají nosiče materiálu do pracovní polohy. Zavedení převíjeného materiálu přes měřidla na prázdný nosič nebo kruhovací cívku se děje ručně. Vlastní převíjení je automatické. Na přání zákazníka lze vřadit do systému elektricky ovládané dělicí zařízení na dělení převíjeného materiálu.

Převíjecí zařízení jsou vyráběna jako stacionární, přenosná nebo pojízdná. U větších typů převíjecích zařízení je použita elektricky ovládaná malá hydraulická jednotka.

Převíjecí zařízení přizpůsobujeme stavební, výkonnostní i technologické potřebě zákazníka. Převíjecí zařízení upravujeme tak, aby vyhovovalo zavedeným zvyklostem manipulace materiálů u zákazníka.[7]



V našem případě se jedná o dva stejné rámy, kdy se elektrický kabel převíjí z jedné cívky na druhou přes dané kalibrované měřící zařízení.



Obr. 11 Převíjecí zařízení BOD co. Vladimír Leheček [6]



Obr. 12 Převíjecí zařízení AŽD



3.1 POSTUP PŘI NAVÍJENÍ KABELŮ

Navíjení či převíjení kabelů si můžeme představit na typu převíjecího zařízení firmy Kamat spol. s. r. o. Převíjecí zařízení P1 firmy Kamat je určena pro převíjení kabelů, lan a drátů o průměru 2,5 až 30 mm. Pohon zajišťuje elektromotor spojený s převodovou skříní na které je navíjecí cívka s kuželovým středem. Převíječka je vybavena zařízením pro plynulou regulaci otáček a díky tomu je možnost nastavení libovolné rychlosti převíjení



Obr. 13 Převíjecí zařízení Kamat P1[8]



4 ZÁKLADNÍ POPIS VLASTNÍ KONSTRUKCE

Při tvorbě geometrického modelu byl využit 3D software Solidworks 2010 Premium. Solidworks Premium 2010 obsahuje software pro 3D modelování strojních součástí Solidworks 3D.

Další funkce program SolidWorks Premium 2010 je funkce ověření návrhu Solidworks Simulation. SW Simulation umožňuje testovat výrobky a nálezat chyby v konstrukcích hned v první fázi návrhového procesu. Slouží jako pomoc při optimalizaci návrhu při dosažení maximálního výkonu a úspor. Jedná se tedy funkci analýzy metodou konečných prvků MKP.

Další součástí program SolidWorks je Flow Simulation, který slouží pro simulaci proudění kapalin a také pro teplotní analýzu.

Celý model byl pak vyimportován pro pevnostní analýzu ve formát STEP a IGES. Ve větší míře se tyto dva formáty používají pro přenos modelu mezi různými softwary.

IGES (Initial Graphics Exchange Specification)

„Jeden z historicky nejstarších textových formátů vzniklých v Americe. Dají se pomocí něj přenést 2D výkresy i 3D modely, ale s jedním podstatným omezením. Nelze sdílet kompletní 3D objemový model (solid), ale pouze povrch složený z ploch (trimed faces). Kromě ztráty vnitřní logiky (topologie) dojde v některých případech i ke ztrátě spojitosti a návaznosti ploch tvořících povrch modelu, proto je nutné načtené těleso dále upravovat.“ [9]

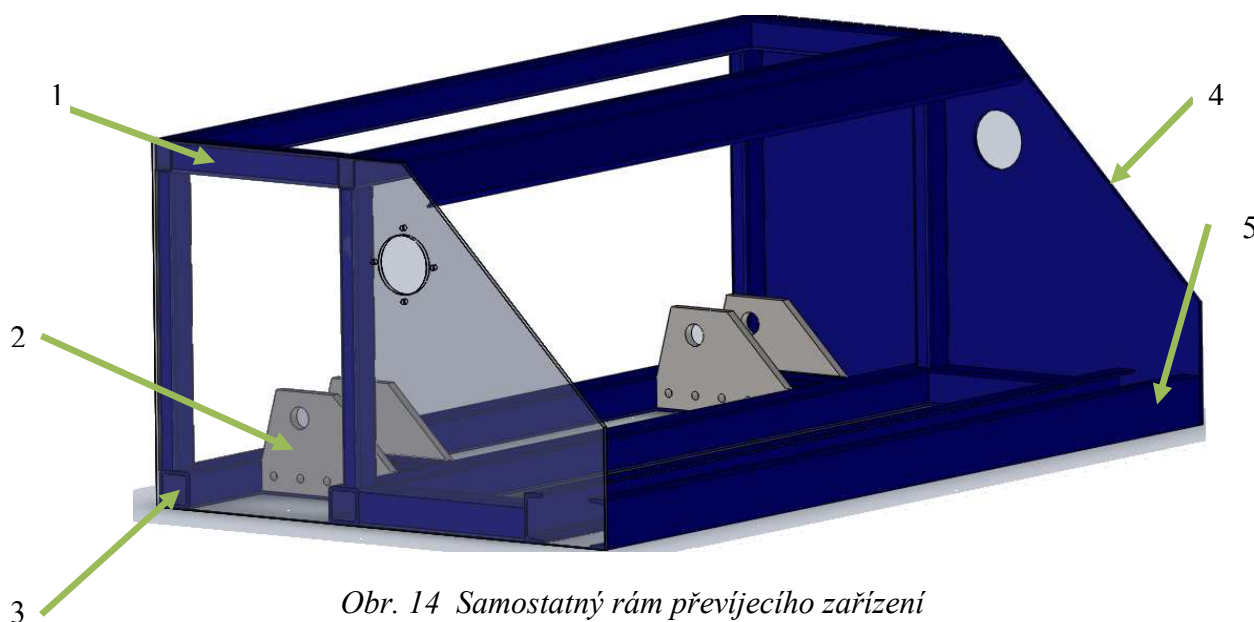
STEP (Standard for the Exchange of Product Model Data)

„Většina obecných výměnných formátů je použitelná pro předávání 2D výkresů nebo 3D geometrických modelů. Formát STEP je, kromě výše jmenovaných prvků, schopen přenášet komplexní návrhová data (materiály, tolerance, kusovníky...) a generovat skutečné objemové těleso. Samozřejmě nelze očekávat, že převedená data budou úplná včetně historie (prvky, vazby...), s tím nelze počítat u žádného z obecných výměnných formátů. Za zmínku ještě stojí, že formát STEP je normalizován normou ISO 10303 a je stále zdokonalován, z těchto důvodů existuje v několika verzích.“ [9]



4.1 RÁM PŘEVÍJECÍHO ZAŘÍZENÍ

Model byl tvořen z dodaných výkresů jako svařovaná konstrukce. Bylo to jisté zjednodušení pro tvorbu modelu, protože prostředí svařované konstrukce umožňuje jisté napojování profile celá konstrukce rámu je svařenec. Byly zde vymodelovány jednotlivé profily dle výkresů rámu, které byly následně importovány do programu a díky nim, pomocí příkazu 3D skica byl vytažen rám pomocí této skici a daných naimporotvaných profilů. Z tohoto modelu byl vytvořen výkres sestavy.



Obr. 14 Samostatný rám převíjecího zařízení

1 – JEKL 80x50x3, 3 – JEKL 90x90x8, 5 – profil C160, 4 – bočnice, 5 – bočnice pro uchycení pístů

Samostatný rám je, jak již bylo zmíněno svařenec z jednotlivých normalizovaných profilů : 1 – JEKL 80x50x3, 3 – JEKL 90x90x8, 5 – profil C160. Dále celý rám tvoří dvě totožné bočnice 4 - ,kde u jedné z nich jsou vyvrtány otvory pro uchycení příruby trubky vahadla. Obě bočnice jsou z plechu o tloušťce 12 mm. Další částí tvořící rám jsou čtyři bočnice 2 – plech o tloušťce 25 mm, pro uchycení pístů, které slouží ke zvedání vahadla s kabelovou cívkou . Tyto bočnice jsou tvořeny dírami pro šrouby a tvoří součást rámu pro další pevnostní analýzu. Celý rám je z oceli 11373.



Základní vlastnosti a značení oceli ČSN 11373:

Tab. 1 Orientační srovnání se zahraničními normami

DIN	EN 10027-1	EN 10027-2	EN10025:90	GOST
UST37-2	S235JRG1	1.0036	Fe360BFU	St2KP

Tab. 2 Chemické složení v [%]

C	Mn	P	S	N
Max. 0,170		Max. 0,045	Fe360BFU	Max. 0,007

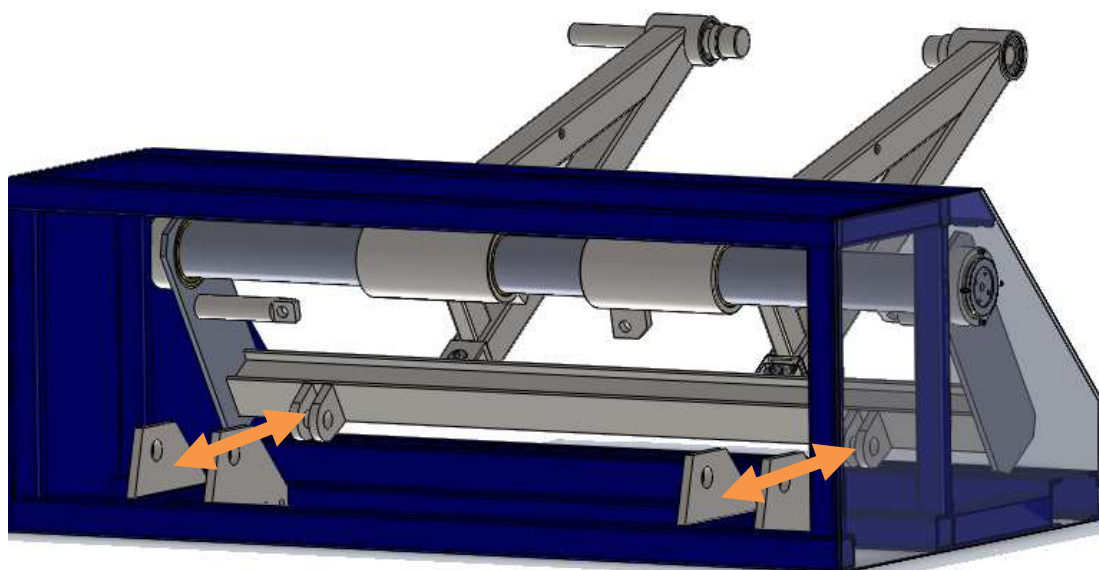
Tab. 3 Mechanické vlastnosti

Provedení	Tepelně nezpracované	Normalizačně žíhané
Pevnost v tahu Rm [MPa]	Min. 370	Min. 350
Mez kluzu [MPa]	Min. 250	Min. 220
Tažnost [A]	Min. 7	Min. 20

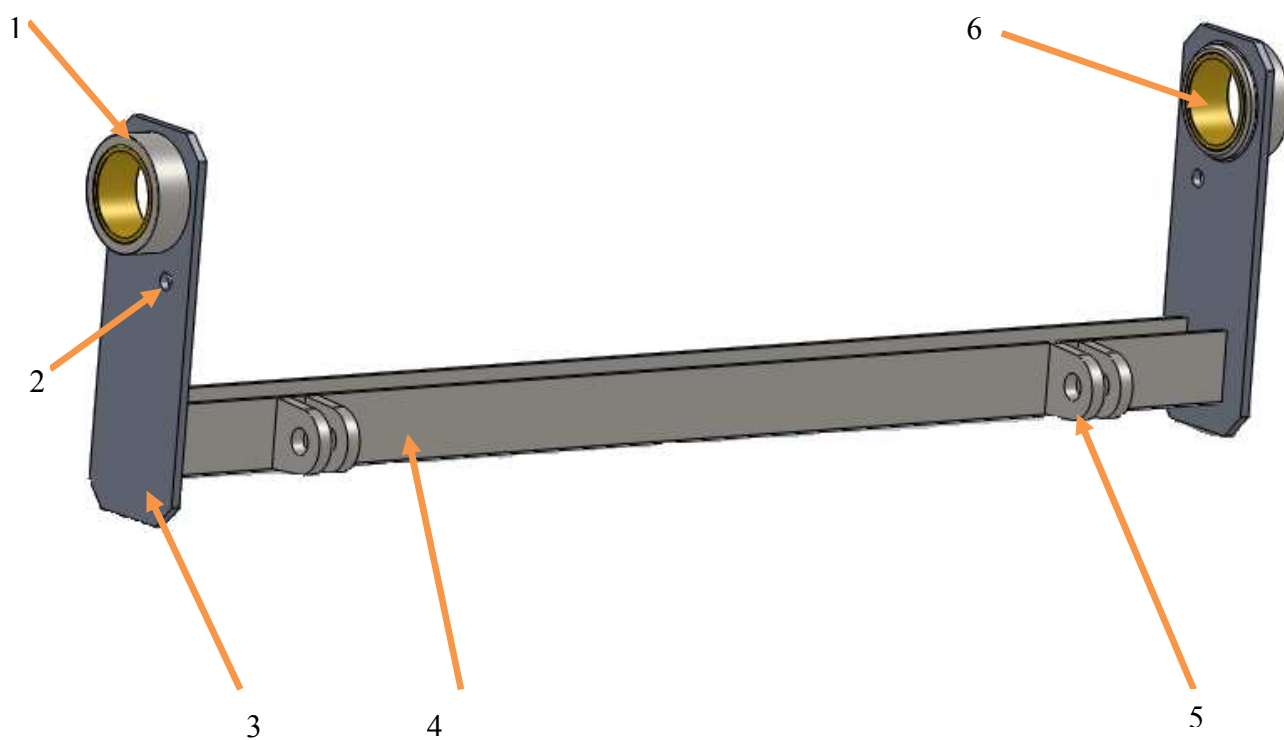
Je to neušlechtilá konstrukční ocel obvyklé jakosti, která je vhodná pro svařování. Vhodná pro součásti konstrukcí tavně svařovaných, namáhaných staticky i mírně dynamicky. Pro namáhaná svařovaná potrubí a součásti svařované kovářsky.

4.2 VAHADLO PŘEVÍJECÍHO ZAŘÍZENÍ

Další hlavní částí celé sestavy je vahadlo (obr. 16). Vahadlo je spojeno, jak je zobrazeno na obr. 15 hydromotory (pro jednoduchost znázorněny šipkami). Tyto hydromotory slouží pro zvedání vahadla. Uchycení je provedeno mezi bočnicemi rámu a úchyty (uchy), které tvoří součást vahadla a jsou přivařeny na spodním nosníku vahadla.



Obr. 15 Spojení vahadla a rámu



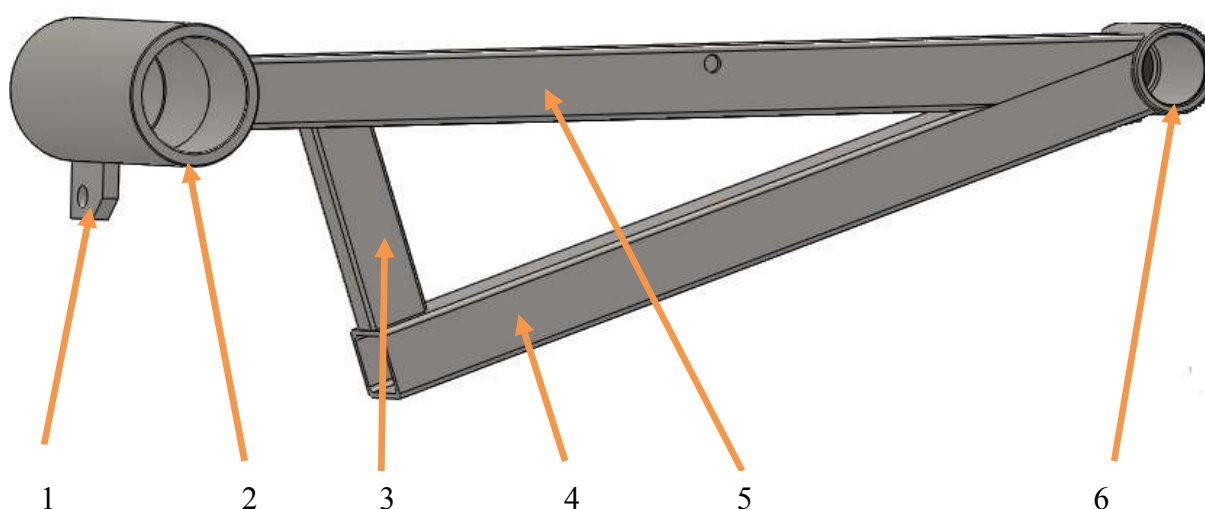
Obr. 16 Vahadlo převijecího zařízení

1 – pouzdro, 2 – otvor pro úchyt pístu, 3 – deska, 4 – nosník, 5 – ucha, 6 – bronzové pouzdro



Vahadlo je tvořeno dvěma deskami, na kterých je ve spodní části navařený nosník, který obě desky spojuje. Na nosníku jsou navařeny úchyty (ucha) pro hydromotory. Na vrchní straně bočních desek jsou otvory pro pouzdra. Slouží k vedení a vystředění trubky, na které se pohybují ramena. Spodní nosník vahadla je určen pro pojezd kladky a slouží jako opěrná plocha obou ramen, na kterých je uchycena kabelová cívka.

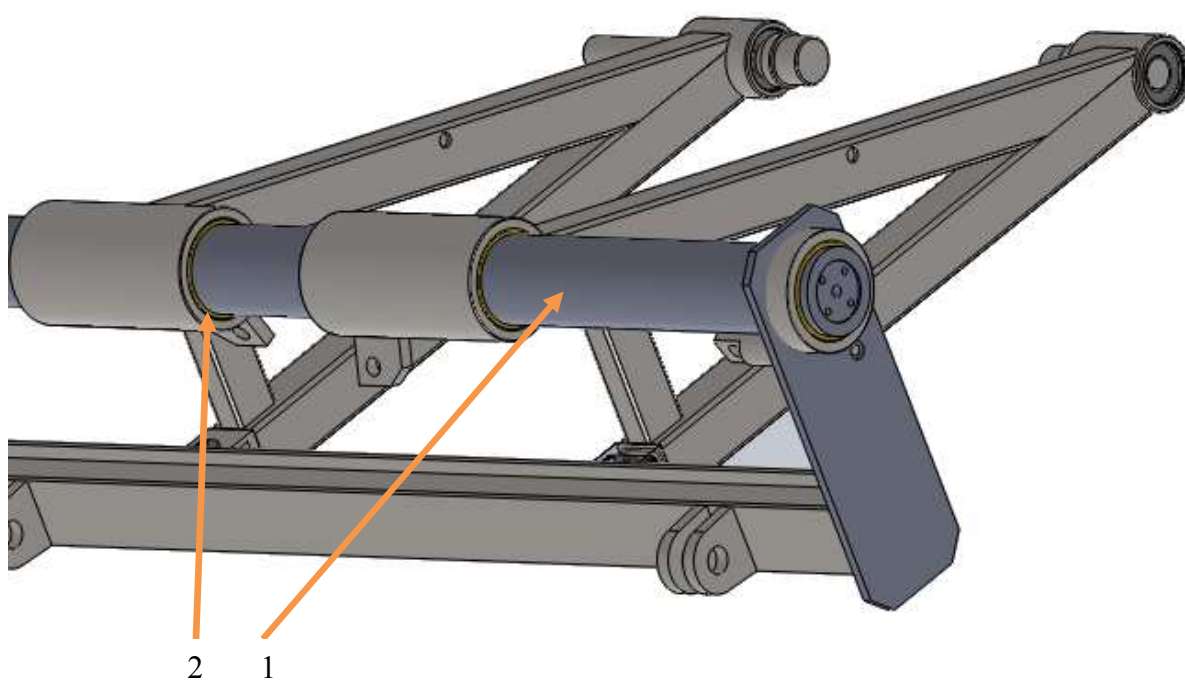
4.3 RAMENA PŘEVÍJECÍHO ZAŘÍZENÍ



Obr. 17 Rameno převíjecího zařízení

1 – oko, 2 – náboj, 3 – JEKL 90x50x4, 4, 5 – JEKL 100x100x8, 6 - trubka

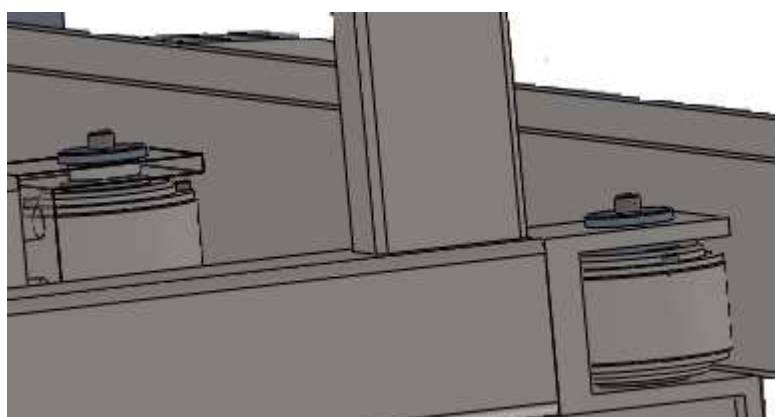
Obě dvě ramena, které má převíjecí zařízení jsou téměř totožná. Celé rameno je svařenec z normalizovaných průřezů. Na náboji je přivařeno oko pro připevnění hydromotoru, díky kterému se může pohybovat. Na rameni je náboj s bronzovým pouzdem, a které umožňuje posuv po trubce. Trubka a uložení je znázorněno na obr. 18.



Obr. 18 Uložení ramen na trubce

1 – trubka, 2 – bronzové pouzdro

Spodní nosník, který tvoří vahadlo a slouží jako opěrná plocha ramene. Konec spodního profilu ramene je opatřen pojezdovou kladkou, díky které se rameno opírá o nosník a zároveň díky kluznému uložení dopomáhá posuvu obou ramen po vahadle. Kladka je znázorněna na obr.19.



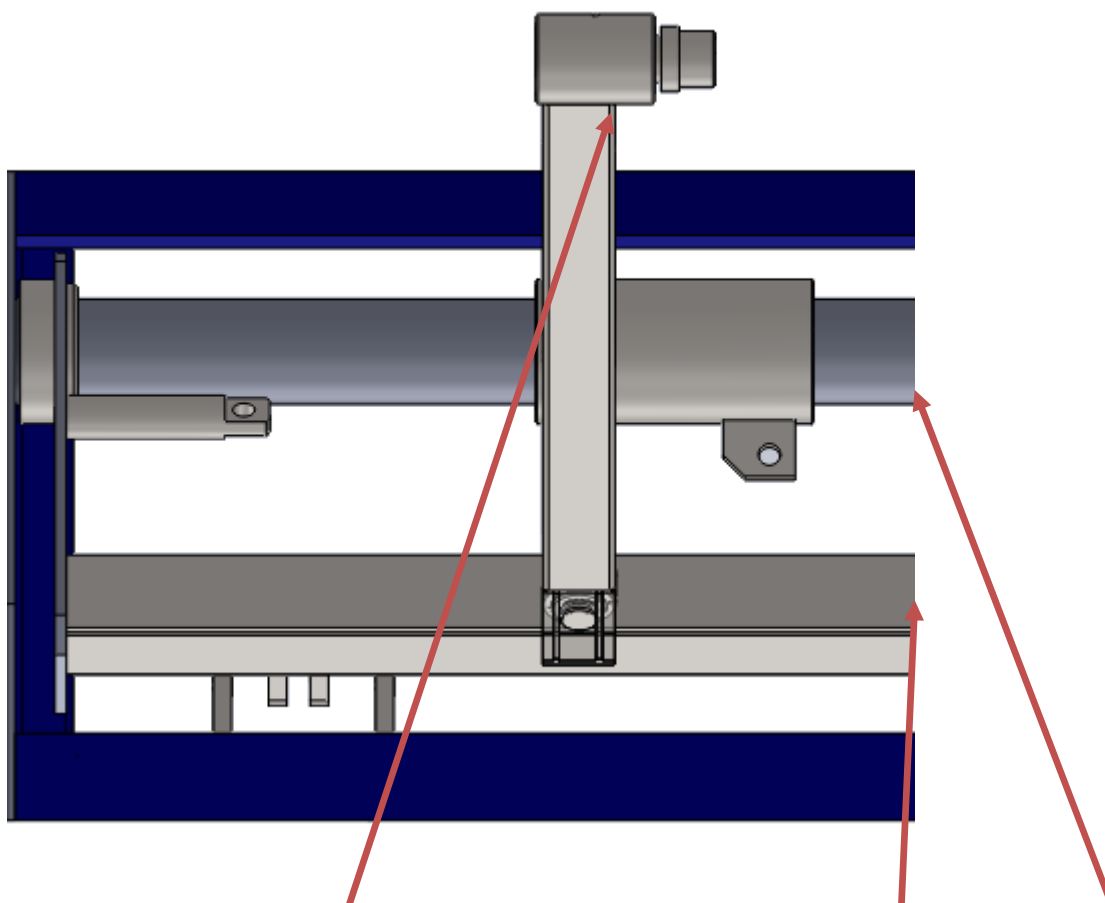
Obr. 19 Kladka



5 ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ

Při analytickém řešení byl brán model materiálu jako lineární, homogenní, izotropní a elastický. Materiál, který má modul pružnosti v tahu $E = 210000\text{MPa}$ a Poissonovo číslo $\nu = 0,3$.

Z konstrukční části byla vybrána tři kritická místa, kde se předpokládalo největší zatížení a deformace. Jsou to středy trubky, střed spodního nosníku vahadla a rameno. Tato místa budou zobrazena na obrázku níže.



Obr. 19 Značení kritický míst v analytickém řešení sestavy

5.1 VÝPOČET RAMENE

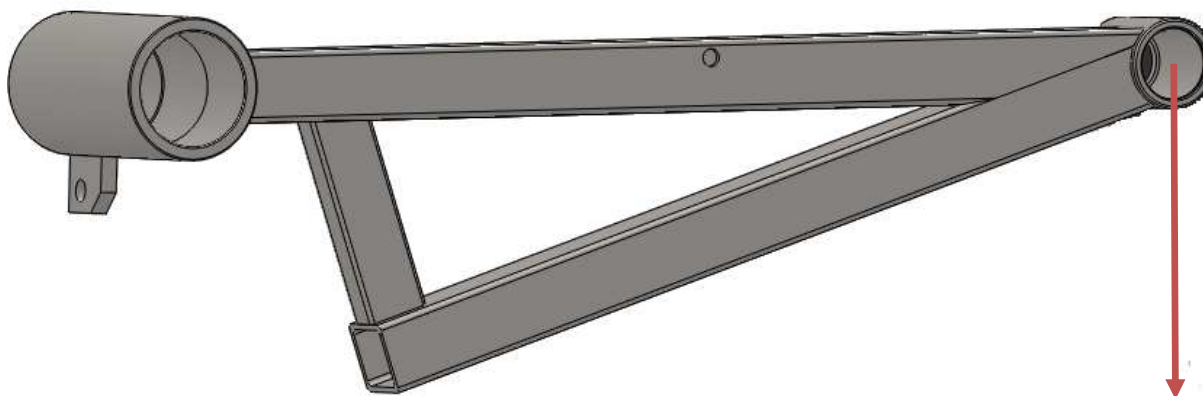
Pro výpočet zatížení ramene byly vypočítány reakce při daném zatížení. Zatížením byla kabelová cívka o největší možné hmotnosti 2600 kg, která byla v poloze právě v moment zvedání a následné kalibrace a převíjení kabelu. Vzhledem k symetrii konstrukce byla počítána půlka konstrukce. Další parametry cívky byly uvažovány:



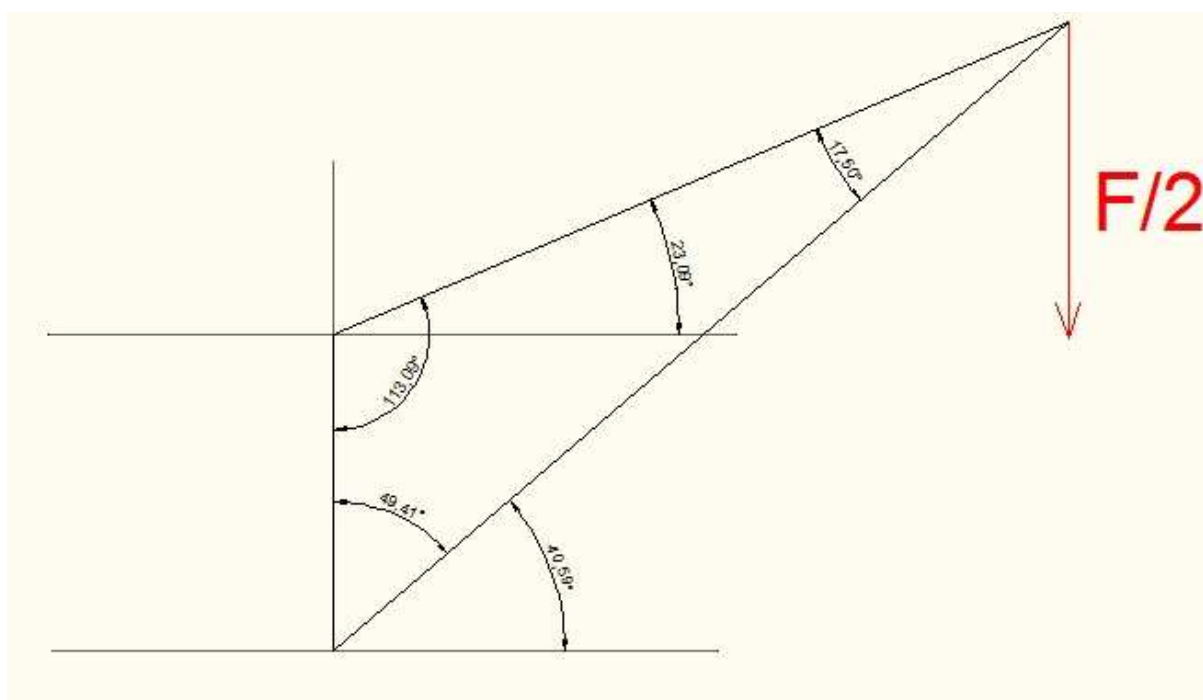
Šířka cívky: 1800 mm

Průměr cívky: 2500 mm

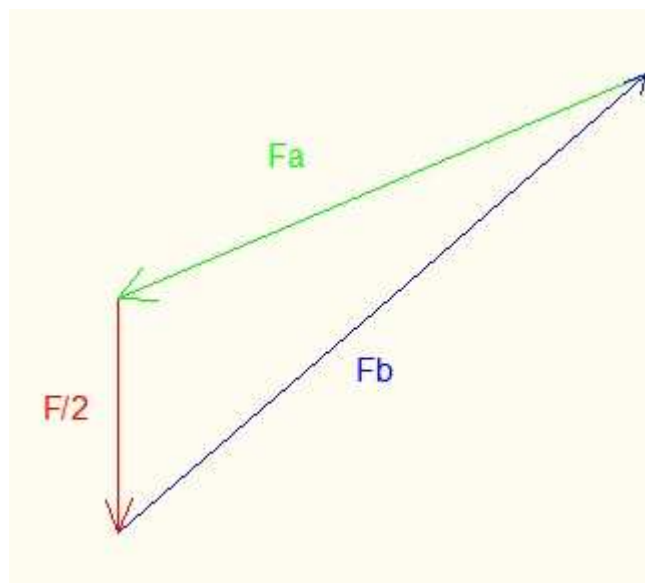
Pro zjištění reakcí byl uvažován následující rozbor:



Viz. Obr. 17



Obr. 20 Jednotlivé úhly ramene při aktuálním zdvihu cívky s celkovou zatěžující silou



Obr. 21 Rozložení reakčních sil na rameni

Výpočet reakční síly F_a

$$\frac{\frac{F}{2}}{\sin 17.5^\circ} = \frac{F_a}{\sin 49.41^\circ} \quad (1.1)$$

$$F_a = \frac{25506}{\sin 17.5^\circ} \cdot \sin 49.41^\circ = 32205.68 \text{ N}$$

Výpočet reakční síly F_b

$$\frac{F_b}{\sin 113.09^\circ} = \frac{F_a}{\sin 49.41^\circ} \quad (1.2)$$

$$F_b = \frac{F_a}{\sin 49.41^\circ} \cdot \sin 113.09^\circ = \frac{32205.68}{\sin 49.41^\circ} \cdot \sin 113.09^\circ = 39012.735 \text{ N}$$

Dle předpokladů bude horní část ramene namáhána na tah:

$$\sigma_{tah} = \frac{F_a}{S}$$

$$S = a_1^2 - a_2^2 = 100^2 - 84^2 = 2944 \text{ mm}^4 \quad (1.3)$$

$$\sigma_{tah} = \frac{32205.68 \text{ N}}{2944 \text{ mm}^2} = 10.939 \text{ MPa}$$



Dle předpokladů bude spodní část ramene namáhána na tlak:

$$\sigma_{tlak} = \frac{F_a}{S}$$

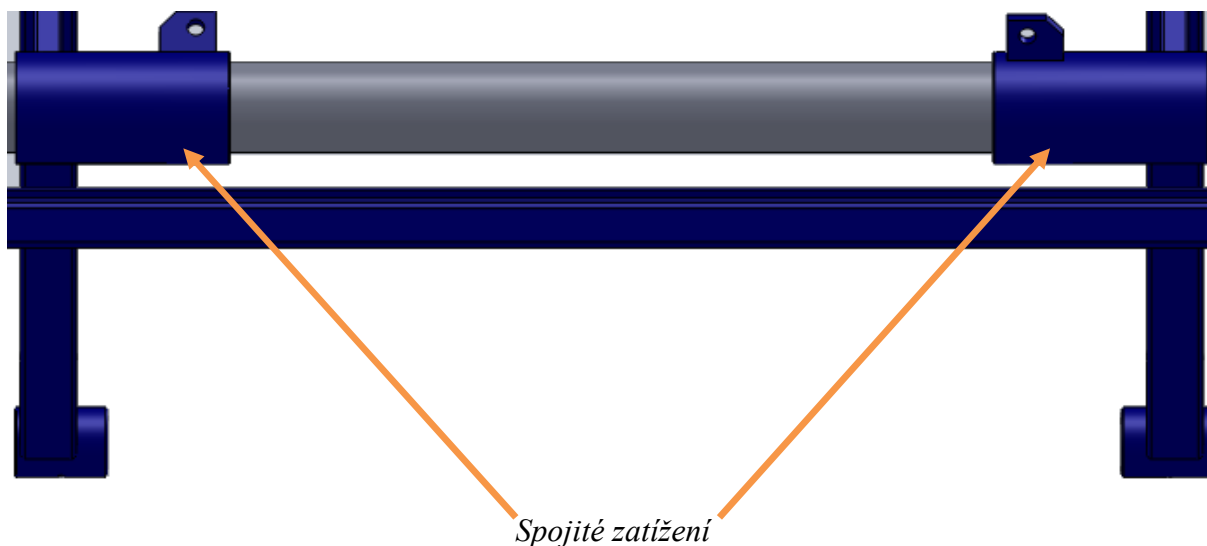
$$S = a_1^2 - a_2^2 = 100^2 - 84^2 = 2944 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{tlak} = \frac{39012.735 \text{ N}}{2944 \text{ mm}^2} = 13.251 \text{ MPa}$$
(1.4)

Kde: F.....síla od zatížení cívkou	[N]
F_areakční síla v horním rameni	[N]
F_breakční síla ve spodním rameni	[N]
S.....plocha průřezu	[mm ²]
σ_{tah}napětí v tahu	[MPa]
σ_{tlak}napětí v tlaku	[MPa]

5.2 VÝPOČET PRŮHYBU TRUBKY

Pro výpočet průhybu střednice u trubky vahadla bylo využito Castiglianovi věty. Plocha působící na trubku byla brána jako spojité zatížení po celé délce náboje ramene

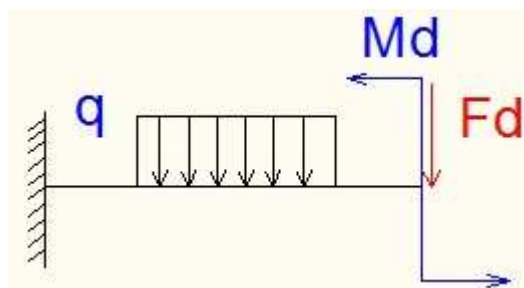


Obr. 22 Uchycení ramen na trubce



Obr. 23 Převedení na spojitě zatížení

V případě symetrie uvažujeme pouze polovinu nosníku, kterou doplníme silovou dvojicí a to, doplňkovým momentem a doplňkovou silou. Následně řešíme Maxwell – Mohrovou variantou Castiglianovy věty.



Obr. 24 Zavedení doplňkové síly a doplňkového momentu

$$M_{o1} = Md \quad (2.1)$$

$$M_{o2} = Md - q \cdot \frac{x^2}{2} \quad (2.2)$$

$$M_{o3} = Md - q \cdot \frac{l_2}{2} \cdot x \quad (2.3)$$



$$\varphi = \int_0^{l_1} \frac{Mo1}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dMd} \cdot Mo1 dx + \int_0^{l_2} \frac{Mo2}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dMd} \cdot Mo2 dx + \int_0^{l_3} \frac{Mo3}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dMd} \cdot Mo3 dx$$

$$\frac{Md \cdot l_1}{E \cdot Jy} - \frac{1}{6} \cdot \frac{q \cdot l_2^3}{E \cdot Jy} + \frac{Md \cdot l_2}{E \cdot Jy} - \frac{1}{4} \cdot \frac{q \cdot l_2 \cdot l_3^2}{E \cdot Jy} + \frac{Md \cdot l_3}{E \cdot Jy} \quad (2.4)$$

$$Md = \frac{\frac{1}{6} \cdot \frac{q \cdot l_2^3}{E \cdot Jy} + \frac{1}{4} \cdot \frac{q \cdot l_2 \cdot l_3^2}{E \cdot Jy}}{\frac{l_1}{E \cdot Jy} + \frac{l_2}{E \cdot Jy} + \frac{l_3}{E \cdot Jy}}$$

$$Mo1b = Md - Fd \cdot x \quad (2.5)$$

$$Mo2b = Md - Fd(x + l_1) - \frac{1}{2} \cdot q \cdot x \quad (2.6)$$

$$Mo3b = Md - Fd \cdot (x + l_1 + l_2) - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_2 \cdot x \quad (2.7)$$

$$u = \int_0^{l_1} \frac{Mo1b}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dFd} \cdot Mo1b \cdot dx + \int_0^{l_2} \frac{Mo2b}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dFd} \cdot Mo2b \cdot dx + \int_0^{l_3} \frac{Mo3b}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dFd} \cdot Mo3b \cdot dx$$

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{Fd \cdot l_1^3}{E \cdot Jy} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Md \cdot l_1^2}{E \cdot Jy} + \frac{1}{8} \cdot \frac{q \cdot l_2^4}{E \cdot Jy} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{Fd}{E \cdot Jy} + \frac{1}{2} \cdot \frac{q \cdot l_1}{E \cdot Jy} \right) \cdot l_2^3 + \frac{1}{2} \cdot \left(-\frac{Md - Fd \cdot l_1}{E \cdot Jy} + \frac{Fd \cdot l_1}{E \cdot Jy} \right) \cdot l_2^2 -$$

$$\frac{(Md - Fd \cdot l_1) \cdot l_1 \cdot l_2}{E \cdot Jy} - \frac{1}{3} \cdot \frac{(-Fd - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_2) \cdot l_3^3}{E \cdot Jy} + \quad (2.8)$$

$$\frac{1}{2} \cdot \left(-\frac{Md - Fd \cdot (l_1 + l_2)}{E \cdot Jy} + \frac{(-Fd - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_2) \cdot (-l_1 - l_2)}{E \cdot Jy} \right) \cdot l_3^2 + \frac{[Md - Fd \cdot (l_1 + l_2)] \cdot (l_1 - l_2) \cdot l_3}{E \cdot Jy}$$



Pro: $l_1 = 688 \text{ mm}$

$l_2 = 385 \text{ mm}$

$l_3 = 157 \text{ mm}$

$E = 210000 \text{ MPa}$

$J_y = 44731000,53 \text{ mm}^4$

$q = 83,65 \text{ N/mm}$

$F_d = 0 \text{ N}$

$M_{o1}, M_{o2}, M_{o3} \dots \dots \dots$ ohybové momenty v jednotlivých intervalech [N.mm]

$M_{o1b}, M_{o2b}, M_{o3b} \dots$ ohybové momenty v jednotlivých intervalech při zavedení

doplňkové síly F_d [N.mm]

$$M_d = \frac{\frac{1}{6} \cdot \frac{83,65 \cdot 385^3}{210000 \cdot 44731000,53} + \frac{1}{4} \cdot \frac{83,65 \cdot 385 \cdot 157^2}{210000 \cdot 44731000,53}}{\frac{688}{210000 \cdot 44731000,53} + \frac{385}{210000 \cdot 44731000,53} + \frac{157}{210000 \cdot 44731000,53}} = 8,081794029 \cdot 10^5 \text{ N.mm}$$

$$u = \frac{1}{3} \cdot \frac{F_d \cdot l_1^3}{E \cdot J_y} - \frac{1}{2} \cdot \frac{M_d \cdot l_1^2}{E \cdot J_y} + \frac{1}{8} \cdot \frac{q \cdot l_2^4}{E \cdot J_y} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{F_d}{E \cdot J_y} + \frac{1}{2} \cdot \frac{q \cdot l_1}{E \cdot J_y} \right) \cdot l_2^3 + \frac{1}{2} \cdot \left(-\frac{M_d - F_d \cdot l_1}{E \cdot J_y} + \frac{F_d \cdot l_1}{E \cdot J_y} \right) \cdot l_2^2 -$$

$$\frac{(M_d - F_d \cdot l_1) \cdot l_1 \cdot l_2}{E \cdot J_y} - \frac{1}{3} \cdot \frac{\left(-F_d - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_2\right) \cdot l_3^3}{E \cdot J_y} +$$

$$\frac{1}{2} \cdot \left(-\frac{M_d - F_d \cdot (l_1 + l_2)}{E \cdot J_y} + \frac{\left(-F_d - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_2\right) \cdot (-l_1 - l_2)}{E \cdot J_y} \right) \cdot l_3^2 + \frac{[M_d - F_d \cdot (l_1 + l_2)] \cdot (l_1 - l_2) \cdot l_3}{E \cdot J_y}$$



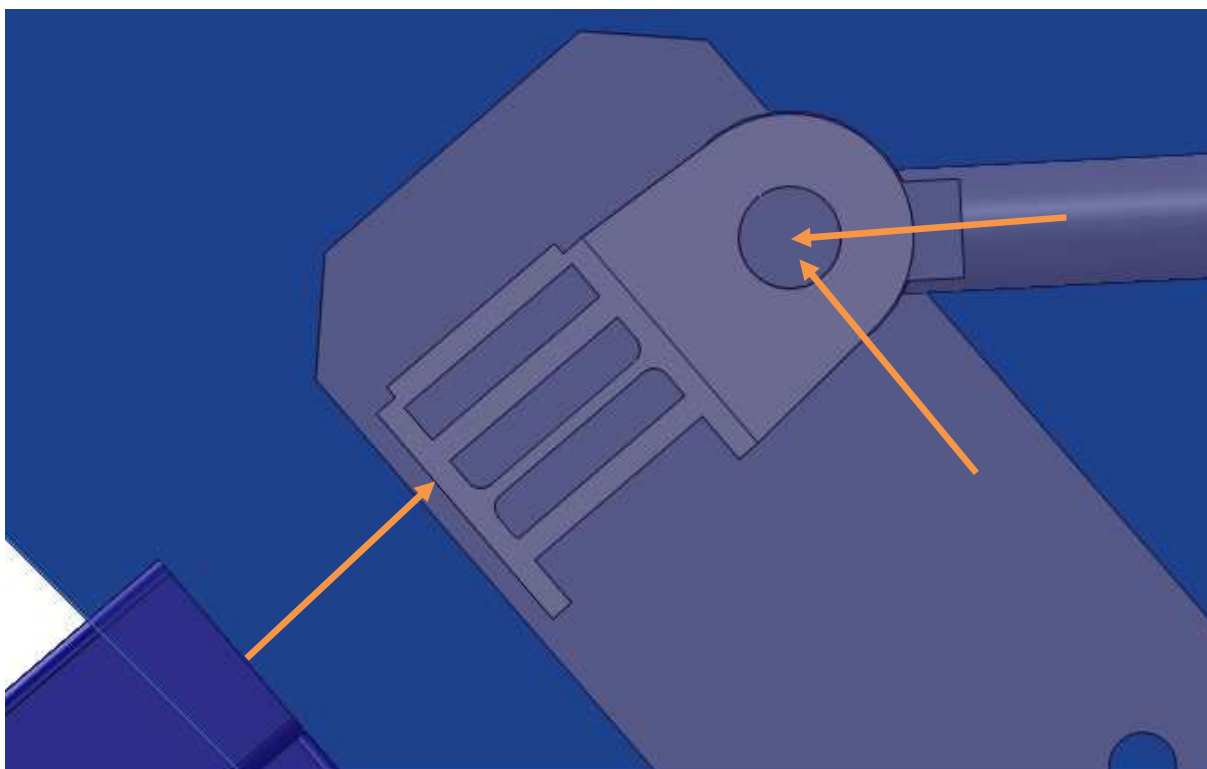
$$\begin{aligned}
 u_i = & \frac{1}{3} \cdot \frac{0.688}{210000.44731000,53} - \frac{1}{2} \cdot \frac{8,08117994029 \cdot 10^5 \cdot 0.688^2}{210000.44731000,53} + \frac{1}{8} \cdot \frac{83,65 \cdot 385^4}{210000.44731000,53} + \\
 & \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{0}{210000.44731000,53} + \frac{1}{2} \cdot \frac{83,65 \cdot 688}{210000.44731000,53} \right) \cdot 385^3 + \\
 & \frac{1}{2} \cdot \left(-\frac{8,08117994029 \cdot 10^5 - 0.688}{210000.44731000,53} + \frac{0.688}{210000.44731000,53} \right) \cdot 385^2 - \\
 & \frac{(8,08117994029 \cdot 10^5 - 0.688) \cdot 688 \cdot 385}{210000.44731000,53} - \frac{1}{3} \cdot \frac{(-0 - \frac{1}{2} \cdot 83,65 \cdot 388) \cdot 157^3}{210000.44731000,53} + \\
 & \frac{1}{2} \cdot \left(-\frac{8,08117994029 \cdot 10^5 - 0 \cdot (688 + 385)}{210000.44731000,53} + \frac{(-0 - \frac{1}{2} \cdot 83,65 \cdot 385) \cdot (-688 - 385)}{210000.44731000,53} \right) \cdot 157^2 + \\
 & \frac{[8,08117994029 \cdot 10^5 - 0 \cdot (688 + 385)] \cdot (688 - 385) \cdot 157}{210000.44731000,53}
 \end{aligned}$$

$$u_i = 0.04252667214 \text{ mm}$$

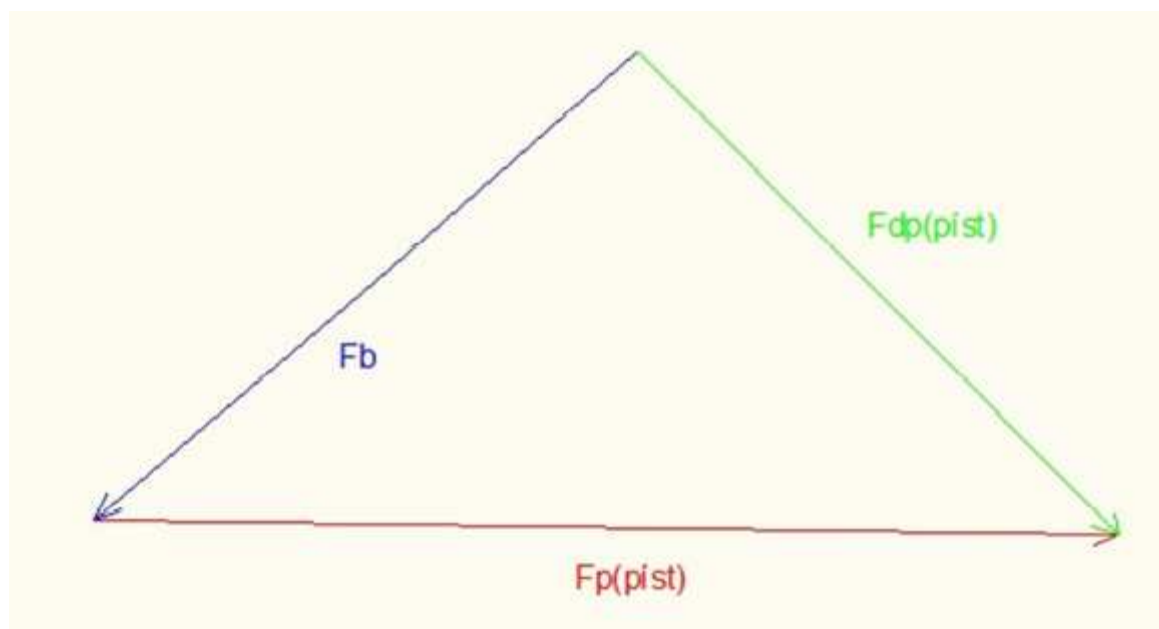
Kde: Md.....doplňkový moment	[N.mm]
F _ddoplňková síla	[N]
u.....posunutí (průhyb střednice)	[mm]
q.....spojité zatížení	[N/mm]
J _ykvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
E.....modul pružnosti v tahu	[MPa]

5.3 VÝPOČET PRŮHYBU SPODNÍHO NOSNÍKU VAHADLA

Výpočet průhybu nosníku vahadla byl řešen stejným způsobem, jak průhyb trubky, tzn. Maxwell – Mohrovou variantou Castiglianovy věty. Pro zjednodušení výpočtu byl nahrazen opěr spodního jeklu bodovou silou jak je ukázáno na obr. 25. Byly zavedeny síly F_p, síla od pístu a F_{dp}, což je doplňková síla.

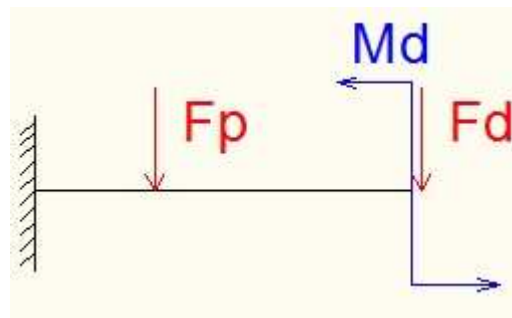


Obr. 25. Znáznornění sil působících na nosník vahadla



Obr. 26 Zobrazení působících sil na spodní nosník vahadla

$F_p(\text{píst})$ – síla působící od pístu, $F_{dp}(\text{píst})$ – doplňková síla od pístu, F_b – reakční síla od spodní části ramene



Obr. 27 Zavedení doplňkové síly a doplňkového momentu

$$Mo1n = Md - Fd \cdot x \quad (3.1)$$

$$Mo2n = Md - Fd \cdot (x + l_1) - Fp \cdot x \quad (3.2)$$

$$Mo3n = Md - Fd \cdot (x + l_1 + l_2) - Fp \cdot (x + l_2) + Fb \cdot x \quad (3.3)$$

$$\varphi = \int_0^{l_1} \frac{Mo1n}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dMd} Mo1n dx + \int_0^{l_2} \frac{Mo2n}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dMd} Mo2n dx + \int_0^{l_3} \frac{Mo3n}{E \cdot Jy} \cdot \frac{d}{dMd} Mo3n dx$$

$$-\frac{1}{2} \cdot \frac{Fd \cdot l_1^2}{E \cdot Jy} + \frac{Md \cdot l_1}{E \cdot Jy} + \frac{1}{2} \cdot \frac{(-Fd - Fp) \cdot l_2^2}{E \cdot Jy} + \frac{(Md - Fd \cdot l_1) \cdot l_2}{E \cdot Jy} + \frac{1}{2} \cdot \frac{(-Fd - Fp + Fb) \cdot l_3^2}{E \cdot Jy} +$$

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{(Md - Fd \cdot (l_1 + l_2) - Fp \cdot l_2) \cdot l_3}{E \cdot Jy} \quad (3.4)$$

$$Md = \frac{1}{l_1 + l_2 + l_3} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{Fd \cdot l_1^2}{E \cdot Jy} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(-Fd - Fp) \cdot l_2^2}{E \cdot Jy} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(-Fd - Fp + Fb) \cdot l_3^2}{E \cdot Jy} \right) \cdot E \cdot Jy -$$

$$-l_2 \cdot Fd \cdot l_1 - l_3 \cdot Fd \cdot l_1 - l_3 \cdot Fd \cdot l_2 - l_3 \cdot Fp \cdot l_2$$

$$Md = \frac{1}{788 + 132 + 180} \cdot$$

$$\left(\frac{1}{2} \cdot \frac{0.788^2}{210000.11280502,6897} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(-0 - 39012) \cdot 132^2}{210000.11280502,6897} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(-0 - 39012 + 39012) \cdot 180^2}{210000.11280502,6897} \right) \cdot 210000.11280502,6897 - 132 \cdot 0.180 - 180 \cdot 0.788 - 180 \cdot 0.132 - 180 \cdot 39012 \cdot 132$$

$$Md = 1.151634240 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



(3.5)

$$\begin{aligned}
 u_n = & \int_0^{l_1} \frac{Mo1n}{E.Jy} \cdot \frac{d}{dFd} \cdot Mo1n \cdot dx + \int_0^{l_2} \frac{Mo2n}{E.Jy} \cdot \frac{d}{dFd} \cdot Mo2n \cdot dx + \int_0^{l_3} \frac{Mo3n}{E.Jy} \cdot \frac{d}{dFd} \cdot Mo3n \cdot dx \\
 & \frac{1}{3} \cdot \frac{Fd.l_1^3}{E.Jy} - \frac{1}{2} \cdot \frac{Md.l_1^2}{E.Jy} - \frac{1}{3} \cdot \frac{(-Fd - Fp).l_2^3}{E.Jy} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{-Md - Fd.l_1}{E.Jy} - \frac{(Fd - Fp).l_1}{E.Jy} \right) l_2^2 - \\
 & \left(\frac{(Md - Fd.l_1).l_1.l_2}{E.Jy} \right) - \frac{1}{3} \cdot \frac{(Fd - Fp + Fb).l_3^3}{E.Jy} + \frac{1}{2} \cdot \frac{(-Md - Fd.(l_1 + l_2) - Fp.l_2)}{E.Jy} + \\
 & + \frac{(-Fd - Fp + Fb).(-l_1 - l_2)}{E.Jy} \cdot l_3^2 + \left(\frac{Md - Fd.(l_1 + l_2) - Fp.l_2.(-l_1 - l_2).l_3}{E.Jy} \right)
 \end{aligned}$$

Pro: $l_1 = 788 \text{ mm}$ $l_2 = 132 \text{ mm}$ $l_3 = 180 \text{ mm}$ $E = 210000 \text{ MPa}$ $J_y = 11280502,6897 \text{ mm}^4$ $F_b = 39012 \text{ N}$ $F_d = 0 \text{ N}$ $F_p = 39012 \text{ N}$

Mo1n, Mo2n, Mo3n.....ohybové momenty v jednotlivých intervalech nosníku [N.mm]



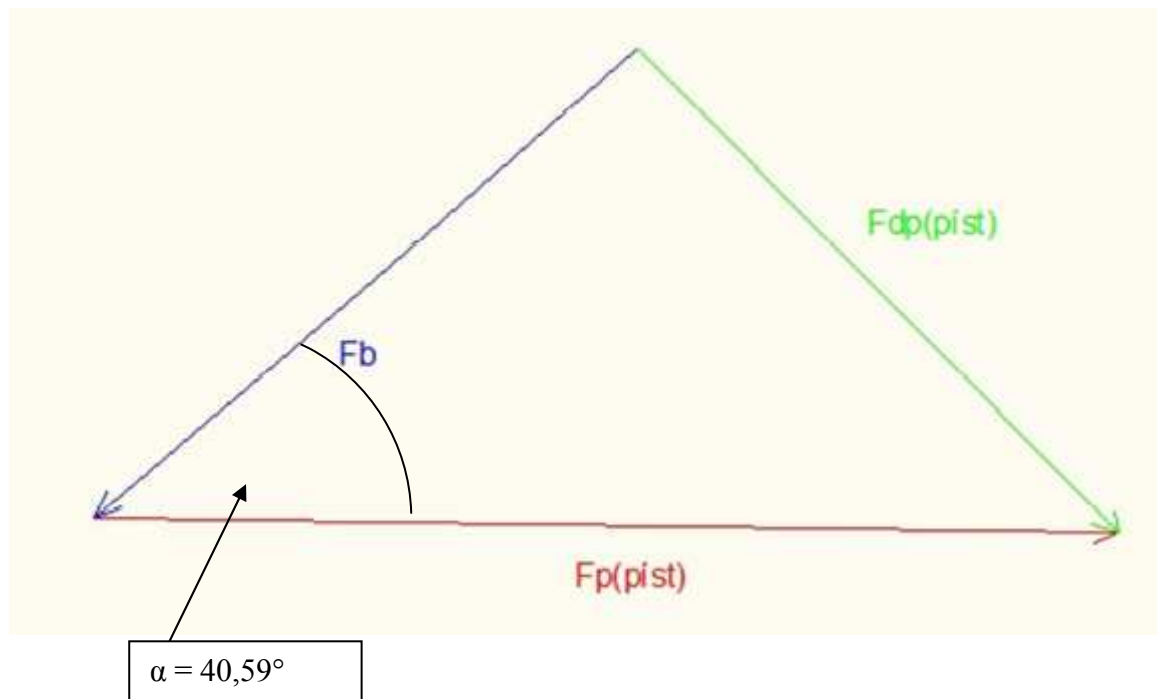
$$\begin{aligned}
& \frac{1}{3} \cdot \frac{0.788^3}{210000.11280502,6897} - \frac{1}{2} \cdot \frac{1,1516342 \cdot 10^6 \cdot 0.788^2}{210000.11280502,6897} - \frac{1}{3} \cdot \frac{(-0 - 39012) \cdot 132^3}{210000.11280502,6897} + \\
& + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{-1,1516342 \cdot 10^6 - 0.788}{210000.11280502,6897} - \frac{(0 - 39012) \cdot 0.788}{210000.11280502,6897} \right) \cdot 132^2 - \\
& - \left(\frac{(1,1516342 \cdot 10^6 - 0.788) \cdot 0.788 \cdot 132}{210000.11280502,6897} \right) - \frac{1}{3} \cdot \frac{(0 - 39012 + 39012) \cdot 180^3}{210000.11280502,6897} + \\
& + \frac{1}{2} \cdot \frac{(-1,1516342 \cdot 10^6 - 0 \cdot (788 + 180) - 39012 \cdot 132)}{210000.11280502,6897} + \frac{(-0 - 39012 + 39012) \cdot (-788 - 132)}{210000.11280502,6897} \cdot 180^2 + \\
& + \left(\frac{1,1516342 \cdot 10^6 - 0 \cdot (788 + 132) - 39012 \cdot 132 \cdot (-788 - 132) \cdot 180}{210000.11280502,6897} \right)
\end{aligned}$$

$$u_n = 0,226764 \text{ mm}$$

Kde: Md.....doplňkový moment	[N.mm]
F _ddoplňková síla	[N]
F _psíla od pístu	[N]
F _breakční síla	[N]
u _nposunutí (průhyb střednice)	[mm]
J _ykvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
E.....modul pružnosti v tahu	[MPa]



5.4 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU NOSNÍKU VAHADLA



Obr. 26 Zobrazení působících sil na spodní nosník vahadla

$F_p(\text{píst})$ – síla působící od pístu, $F_{dp}(\text{píst})$ – doplňková síla od pístu, F_b – reakční síla od spodní části ramene



Výpočet kroutícího momentu:

$$F_{dp} = F_p \cdot \sin \alpha \quad (4.1)$$

$$F_{dp} = F_p \cdot \sin 40.59^\circ = 33426,14 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$J_{p_n} = 19976300,930080 \text{ mm}^4 \quad (4.3)$$

$$W_k = \frac{J_{p_n}}{y} \quad (4.4)$$

$$W_k = \frac{19976300,930080}{92} = 217133,058 \text{ mm}^3$$

$$M_k = F_{dp} \cdot w \quad (4.5)$$

$$M_k = 33426,14 \cdot 120 = 4011,136 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (4.6)$$

$$\tau_k = \frac{4011,136}{217133,059} = 0,018747 \text{ MPa}$$

y.....	vzdálenost ke krajnímu vláknu	[mm]
J_{p_n}	polární moment průřezu	[mm ³]
w.....	rameno kroutícího momentu	[mm]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
F_{dp}	doplňková síla od pístu	
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]

Vzhledem k malému napětí v krutu, toto napětí neuvažujeme při dalších výpočtech.



Díky výpočtům z analytického řešení byly stanoveny maximální posuvy jednotlivých částí a to maximální posuv trubky, který byl spočten $u_t = 0,043$ mm a maximální posuv nosníku, který spojuje vahadlo a to $u_n = 0,226$ mm. Napětí v krutu bylo spočteno velmi malé a to $\tau_k = 0,187$ MPa. Díky této nízké hodnotě, jak již bylo zmíněno výše toto napětí nebudeme při numerických výpočtech dále uvažovat.



6 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ

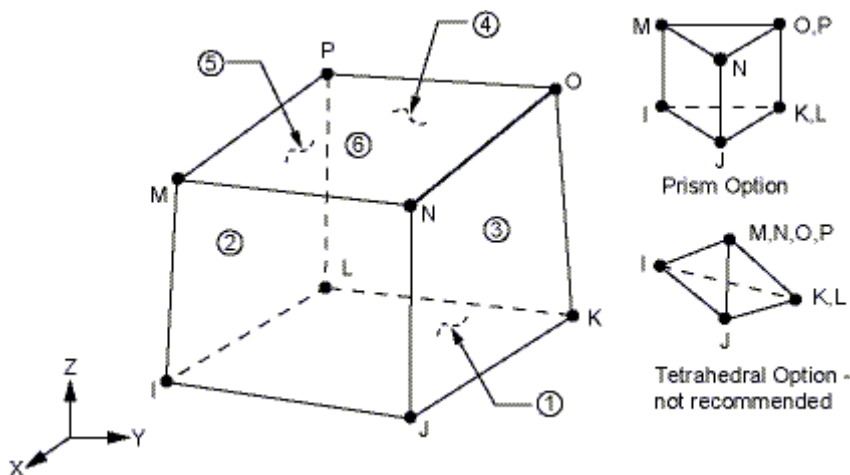
6.1 NUMERICKÝ MODEL

Z návrhové části a modelů vytvořených v program SolidWorks byl vygenerován formát Step. Ještě před vygenerování musel být model značně zjednodušen a to kvůli tvorbě konečnoprvkové sítě. V modelu byly odebrány otvory pro šrouby, sražení hran, dále hřídele v ramenech, zaslepení trubky vahadla. Rozteč ramen a vyložení bylo nastaveno přesně pro přímý analytický výpočet a poté pro výpočet metodou konečných prvků. Z hlediska symetrie celého rámu převíjecího zařízení byl rám rozříznut na polovinu a dále bylo pracováno pouze s touto částí rámu. Jako další zjednodušení byl rám rozdělen do konstrukčních celků.

K pevnostním analýzám byl použit komerční systém ANSYS Workbench 13. Jako výpočetní zařízení byla použita sestava o konfiguraci 2,3 GHz, s 12 –ti jádrovým procesorem Intel, 64 GB Ram paměť a s SSDiskem.

6.2 DISKRETIZACE SYSTÉMU

Pro tvorbu sítě byl použit prvek SOLID185. Tento prvek je používán pro trojrozměrné analýzy tuhých těles. Tento prvek je definován osmi uzly, které mají tři stupně volnosti v každém uzlu a to posuvy ve směrech x, y, z. Základní a modifikované tvary jsou uvedeny na obr. 27.



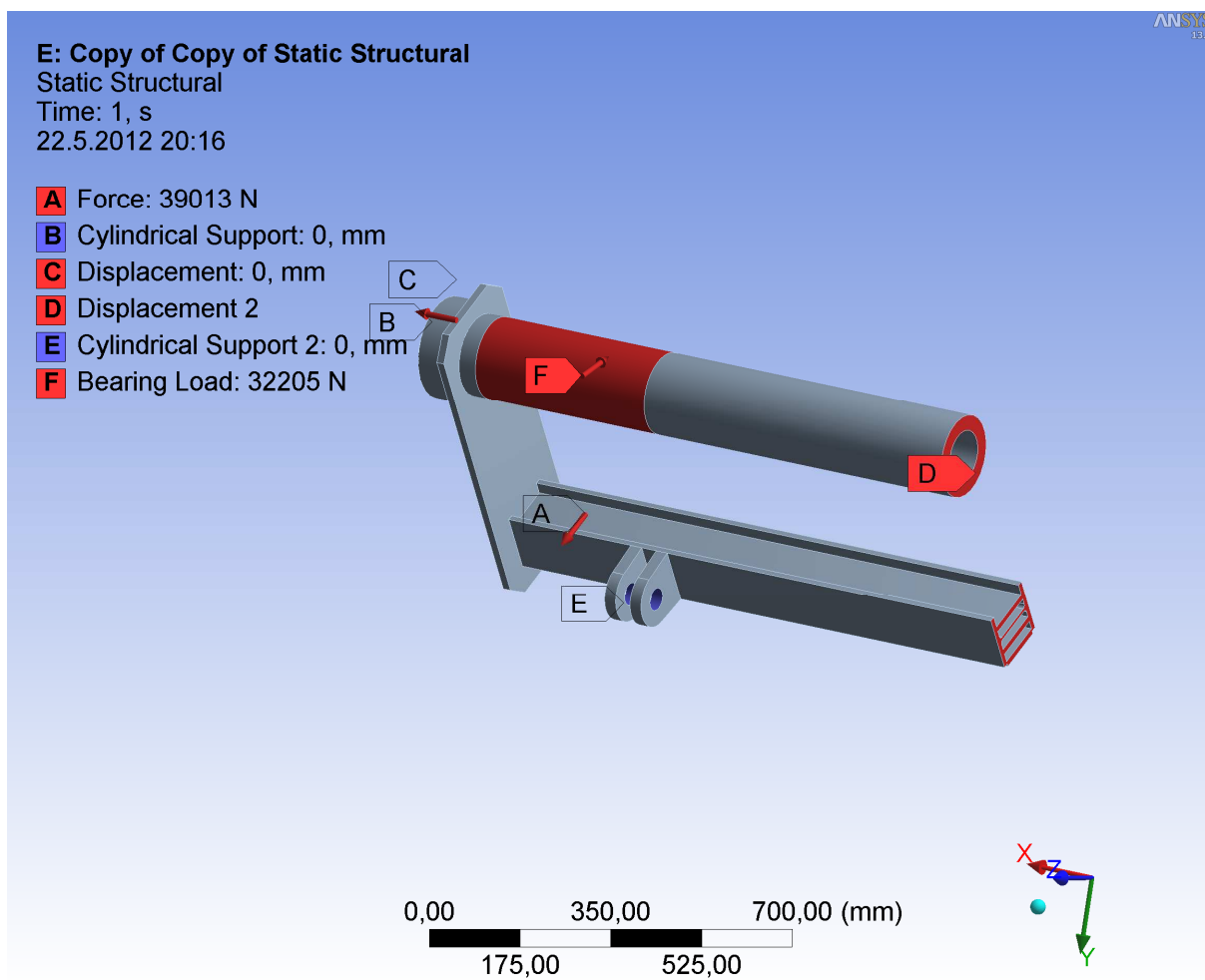
Obr. 27 Základní a modifikované tvary prvku SOLID 185 [10]



Je žádoucí, aby síť konečných prvků byla co nejjemnější a dostatečně rovnoměrná. Nevýhodou hustých sítí je však vysoká náročnost na výpočetní čas a použití hardware. Jeví se tedy jako výhodné použít prvky v základním tvaru - krychle. Důvodem je nižší přesnost tetraedrické modifikace prvku SOLID185. Zároveň je třeba větší počet prvků pro dosažení stejné hustoty sítě. V neposlední řadě – pravidelná, mapovaná síť tvořená hexaedry zvyšuje rychlost konvergence řešení a značně tím zkracuje výpočetní čas. [11]

6.3 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ VAHADLA

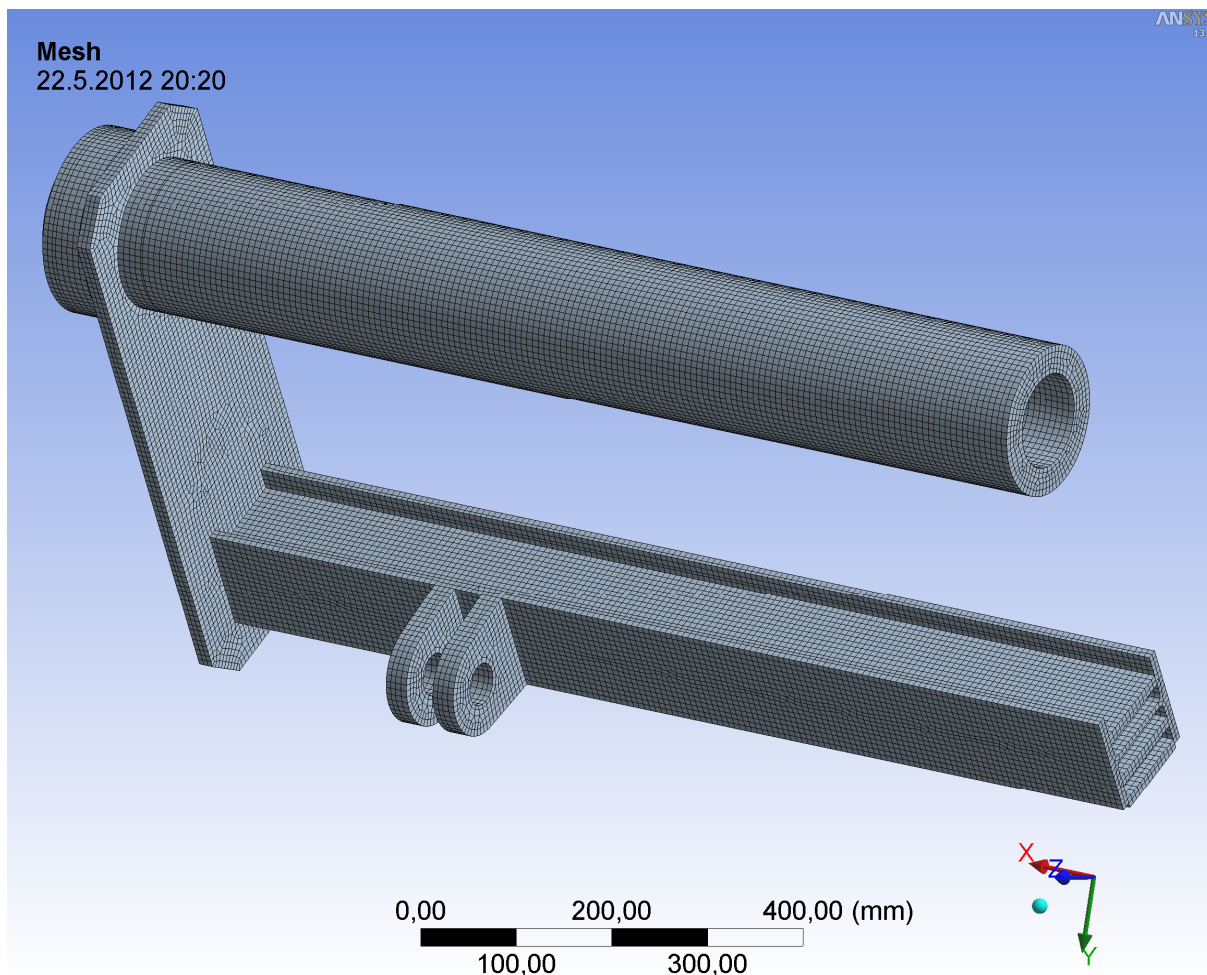
6.3.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY VAHADLA



Obr. 28 Okrajové podmínky

Pro numerický výpočet vahadla byly stanoveny v programu ANSYS 13 následující okrajové podmínky. A – Force, zatížení od ramene, B – Cylindrical support, cylindrická vazba – podpora, podpora, pro podmínky C a D je podmínka zábránění posuvu ve směru naznačeném v obr.28. E – Cylindrical support, cylindrická vazba, F – je doslova zatížení válcem, zatížení je znázorněno červenou barvou u písmene F.

6.3.2 KONEČNOPRVKOVÁ SÍŤ VAHADLA

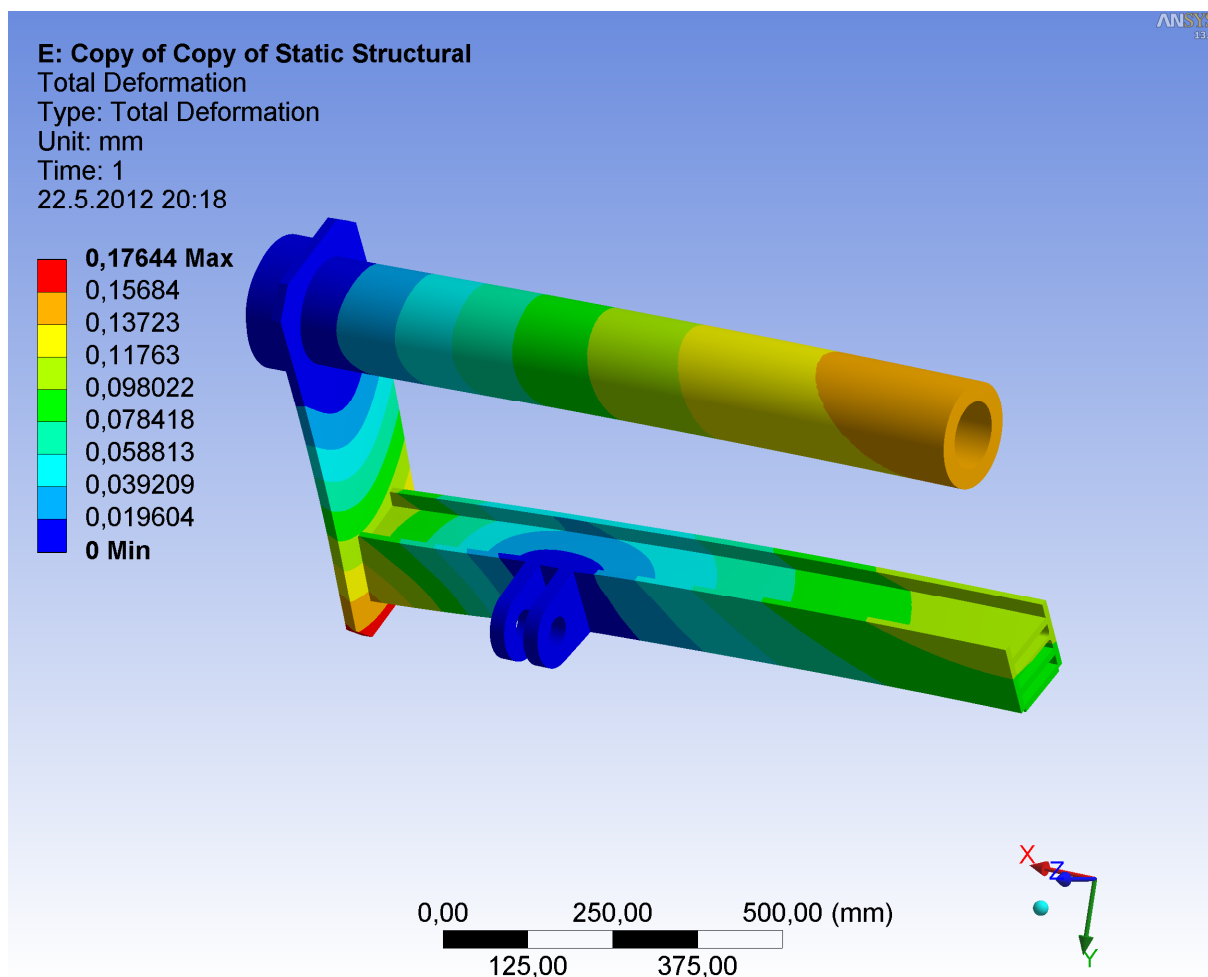


Obr. 29 Konečnoprvková síť vahadla

Při tvorbě konečnoprvkové sítě vahadla byla využita značná zjednodušení modelu. V případě vahadla byla zjednodušení následující. Zaslepení trubky bylo odstraněno, dále byla odstraněna sraženina na náboji, který je přivařen k desce a byl odstraněn také na desce vahadla, který slouží k přivaření držáku hydromotoru. Počet uzlů sítě vahadla je 470000.



6.3.3 DEFORMACE VAHADLA

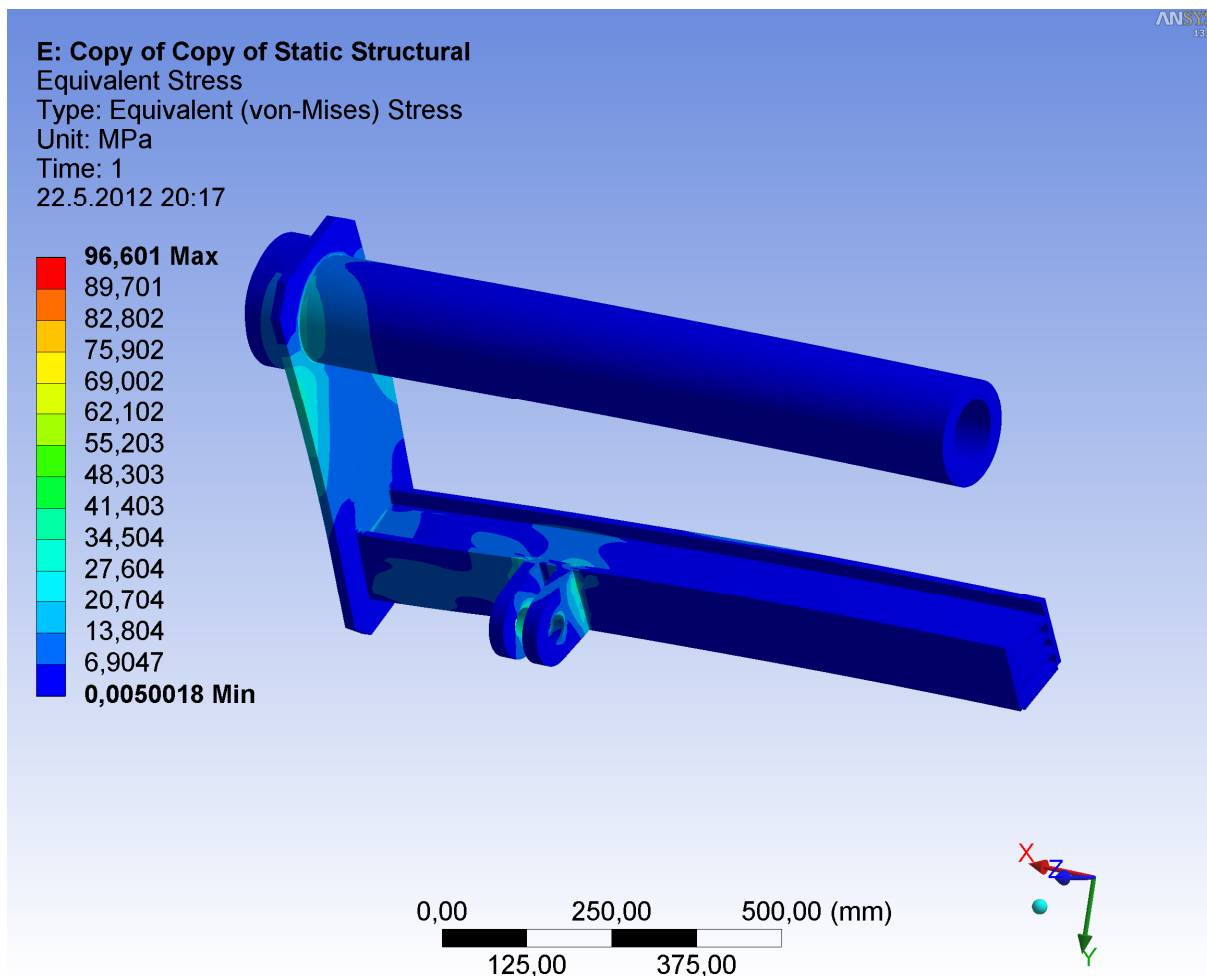


Obr. 30 Deformace vahadla

Při výpočtu deformace nám vyšla největší hodnota pro střed trubky, který byl uvažován i v analytickém výpočtu, asi 0,14 mm. Pro spodní nosník nosník byla vyhodnocena nejvyšší hodnota kolem 0,10 mm. V tomto případě ANSYS dané deformace nesčítá, tzn. že celková deformace spodního nosníku je tvořena deformací u uchycení na desce a deformací uprostřed nosníku, tzn. v našem případě je to kolem 0,22 mm.



6.3.4 NAPĚTÍ VE VAHADLE



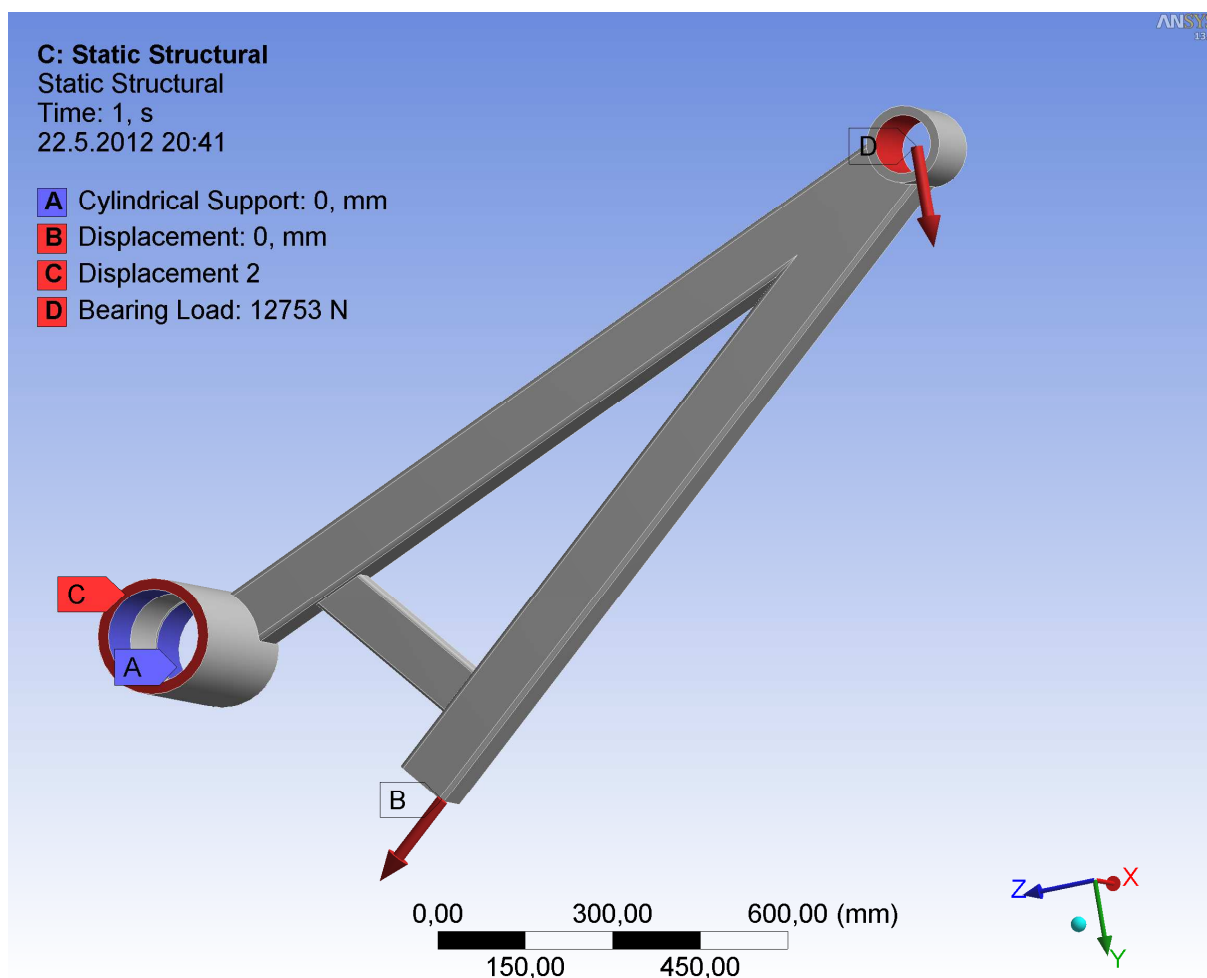
Obr. 31 Napětí dle podmínky HMM

Bylo vypočteno největší napětí o velikosti 96,601 MPa. Největší koncentrace napětí se nachází u spodního levého ucha úchytu hydromotoru. Vzhledem k použitému materiálu dle ČSN 11373 (S235JRG1), který má mez kluzu $R_e = 250$ MPa konstrukce vahadla vyhovuje a lze říci, že vyhovuje téměř s bezpečností $k = 3$.



6.4 NUMERICKÝ VÝPOČET RAMENE

6.4.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY RAMENE

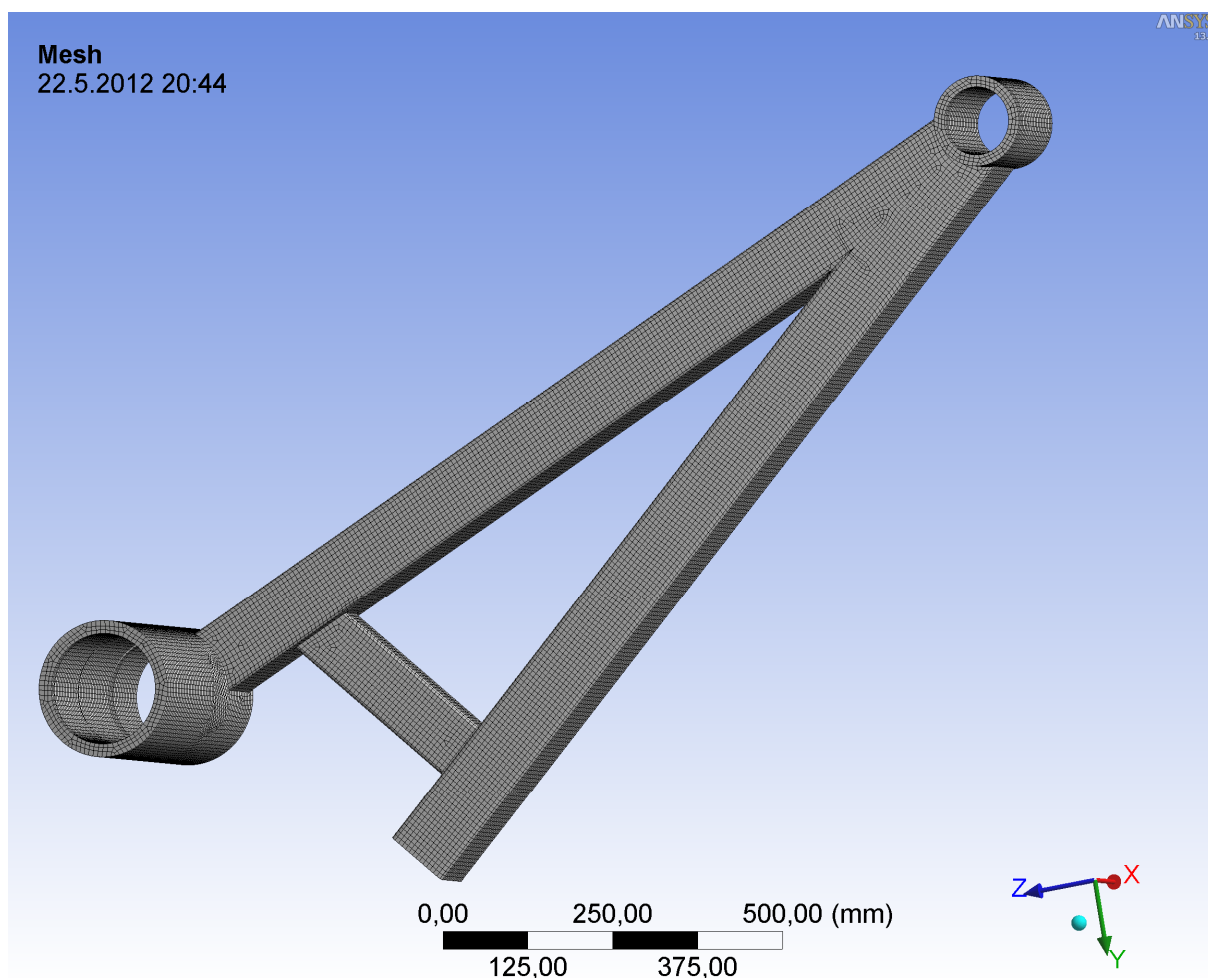


Obr. 32 Okrajové podmínky

Pro numerický výpočet ramene byly stanoveny v programu ANSYS 13 následující okrajové podmínky. A – Cylindrical Support je cylindrická vazba, nebo – li spíše podpora, pro podmínky B a C je podmínka zábránění posuvu ve směru naznačeném v obr.32. D – Bearing load – zatížení válcem. Zatížení je znázorněno červenou barvou u písmene D.



6.4.2 KONEČNOPRVKOVÁ SÍŤ RAMENE

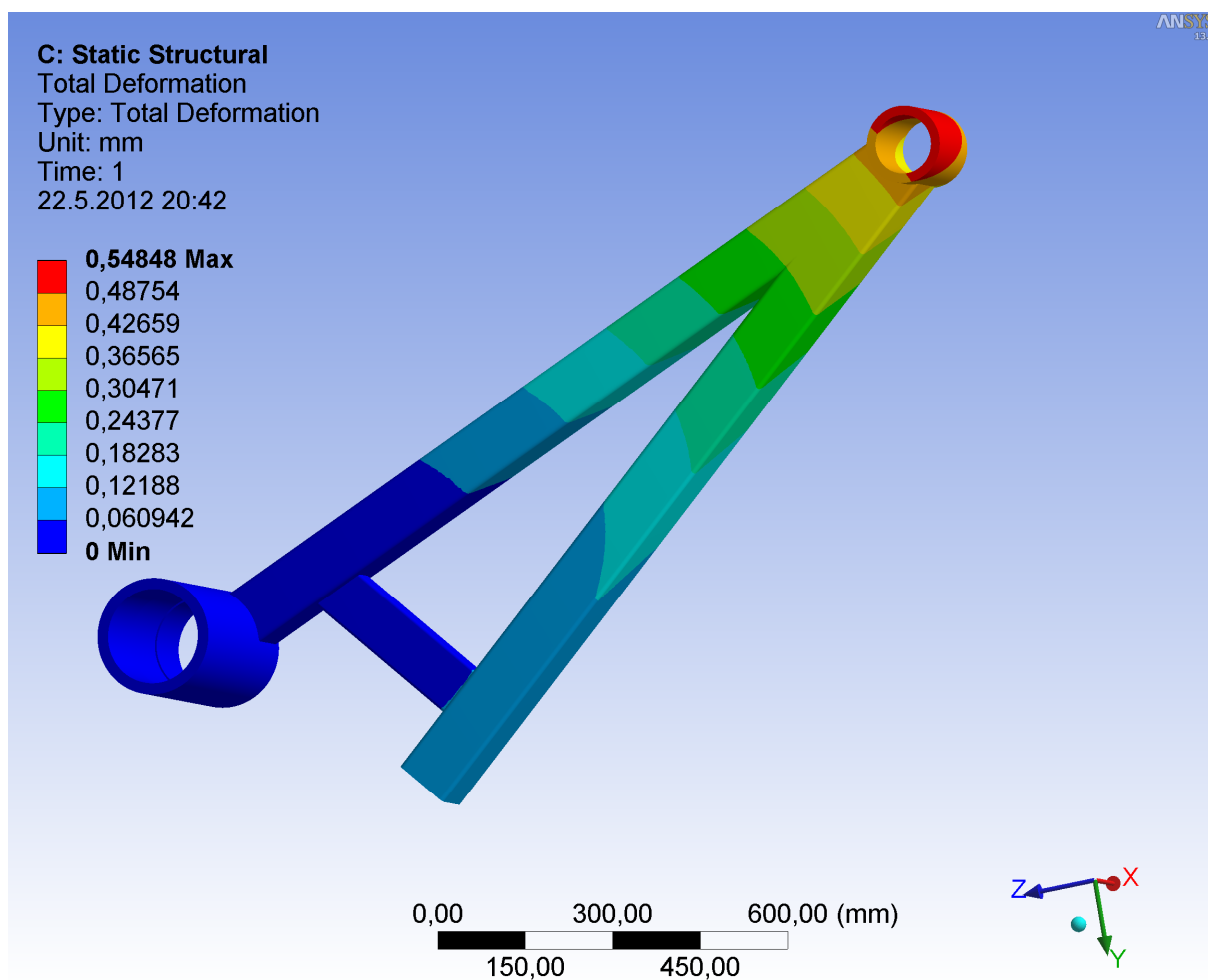


Obr. 33 Konečnoprvková síť ramene

Při tvorbě konečnoprvkové sítě u ramene byla model zjednodušen odebráním otvorů na horní ramenu, dále odebráním sražení jak u náboje tak u trubky, ve které je uchycen hřídel pro upnutí cívek. Počet uzlů je roven 280000.



6.4.3 DEFORMACE RAMENE

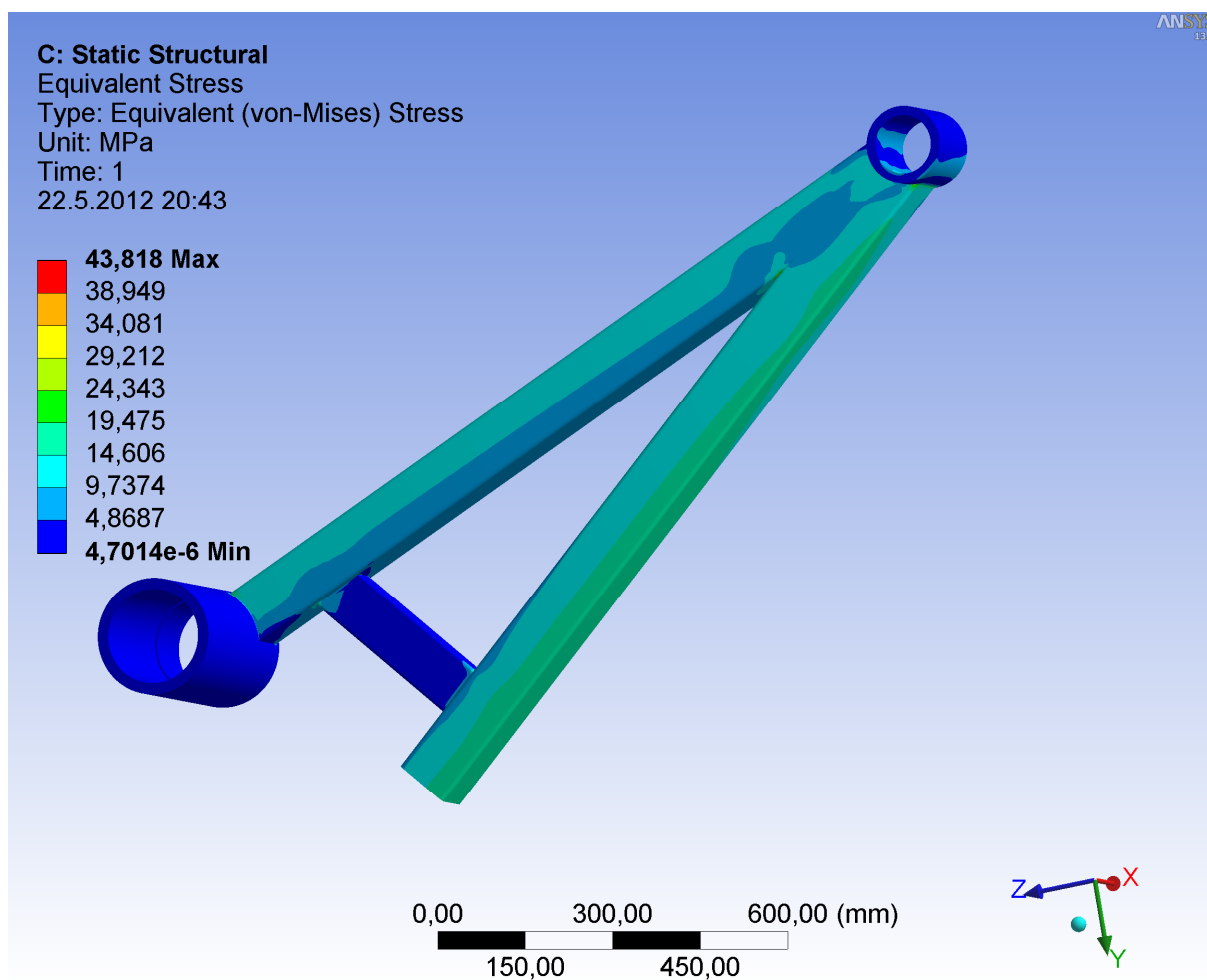


Obr. 34 Deformace ramene

Při výpočtu deformace na ramenu byla vypočtena největší deformace 0,54 mm, která se nachází na vnitřní části trubky, ve které je uchycena cívka. Deformace byla předpokládána na vnitřní díky přesazenosti trubky do vnitřní strany ramene.



6.4.4 NAPĚTÍ V RAMENI



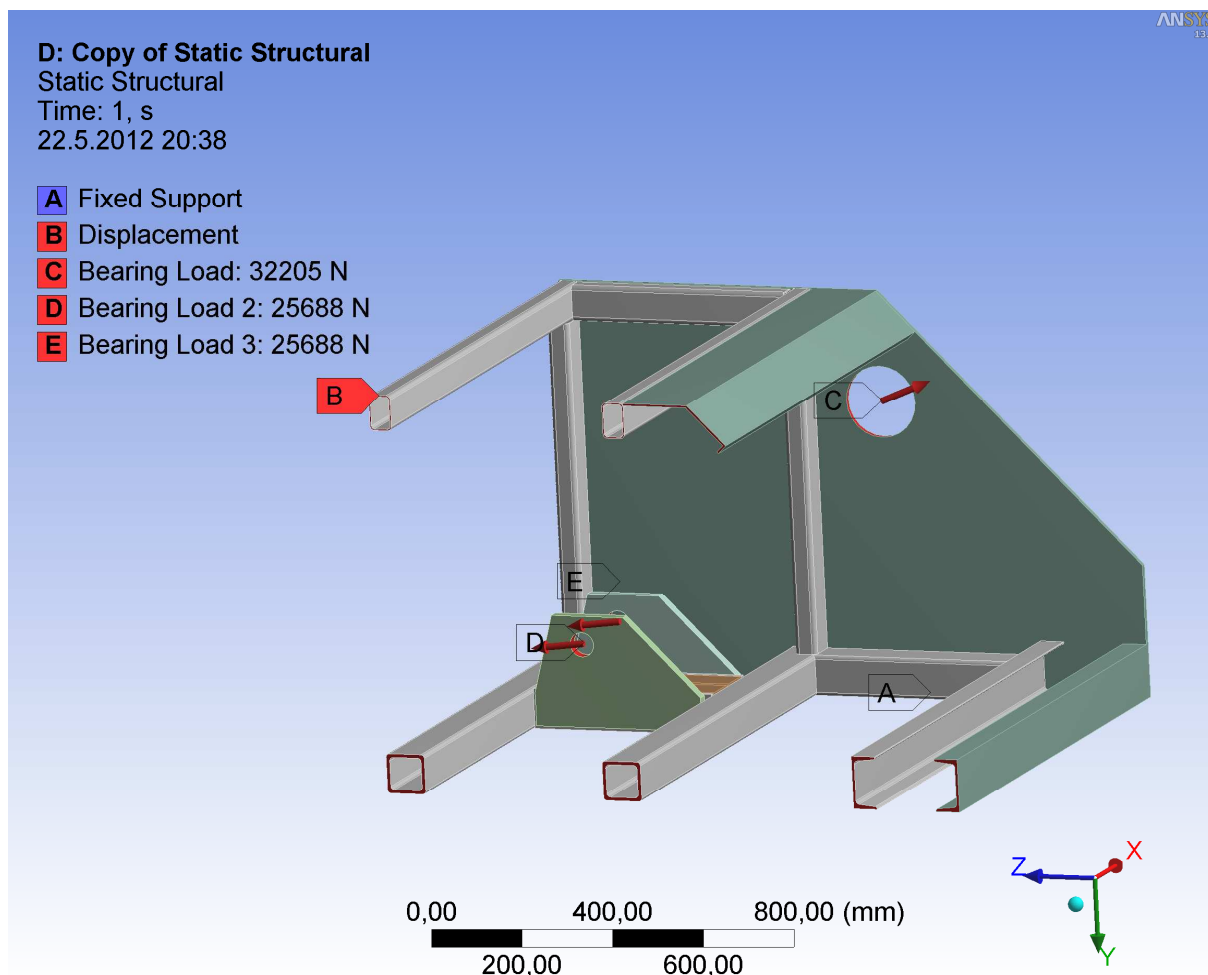
Obr. 35 Napětí dle podmínky HMM

Napětí v ramenu bylo počítáno i analyticky. Z hlediska zatížení bylo předpokládáno, že horní část ramene bude zatížena tahem a spodní část tlakem. Výsledné hodnoty vycházely pro horní část ramene kolem 11 MPa a spodní část ramene kolem 13 MPa. Při analýze pomocí MKP bylo vyhodnoceno napětí pro horní část kolem 10 MPa a spodní část kolem 13 MPa. Největší napětí bylo vypočteno o velikosti 43,818 MPa. Vzhledem k použitému materiálu dle ČSN 11373 (S235JRG1), který má mez kluzu $R_e = 250$ MPa konstrukce vahadla vyhovuje a lze říci, že vyhovuje téměř s bezpečností $k = 6-7$.



6.5 NUMERICKÝ VÝPOČET RÁMU

6.5.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY RÁMU

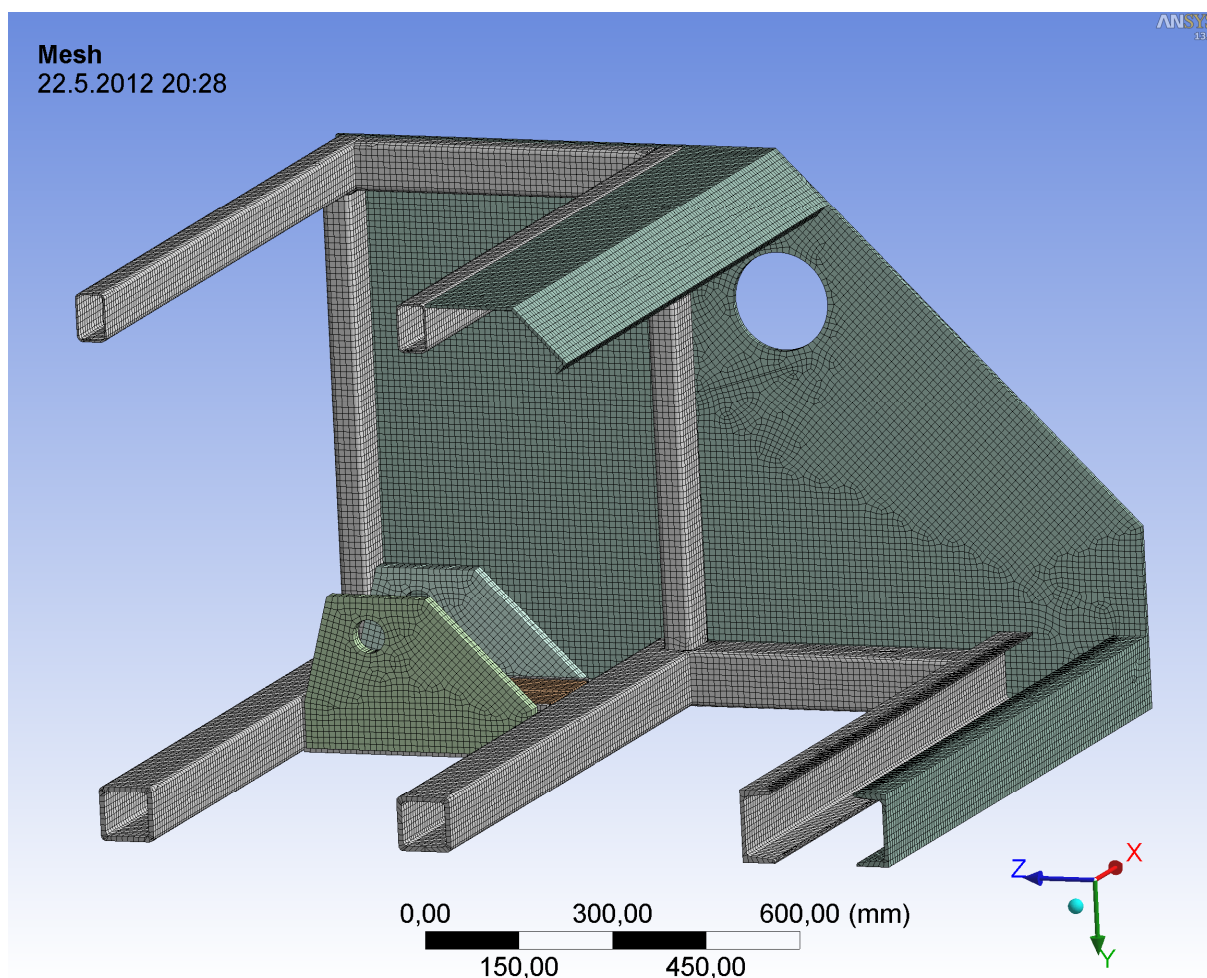


Obr. 36 Okrajové podmínky

Pro numerický výpočet rámu byly stanoveny v programu ANSYS 13 následující okrajové podmínky. A – Fixed Support je vetknutí, nesmí se pohybovat ve směru normály, pro podmínku B je zábránění posuvu ve směru naznačeném v obr.36. D – Bearing load – zatížení válcem. Zatížení je znázorněno červenou barvou u písmene D,E.



6.5.2 KONEČNOPRVKOVÁ SÍŤ RÁMU

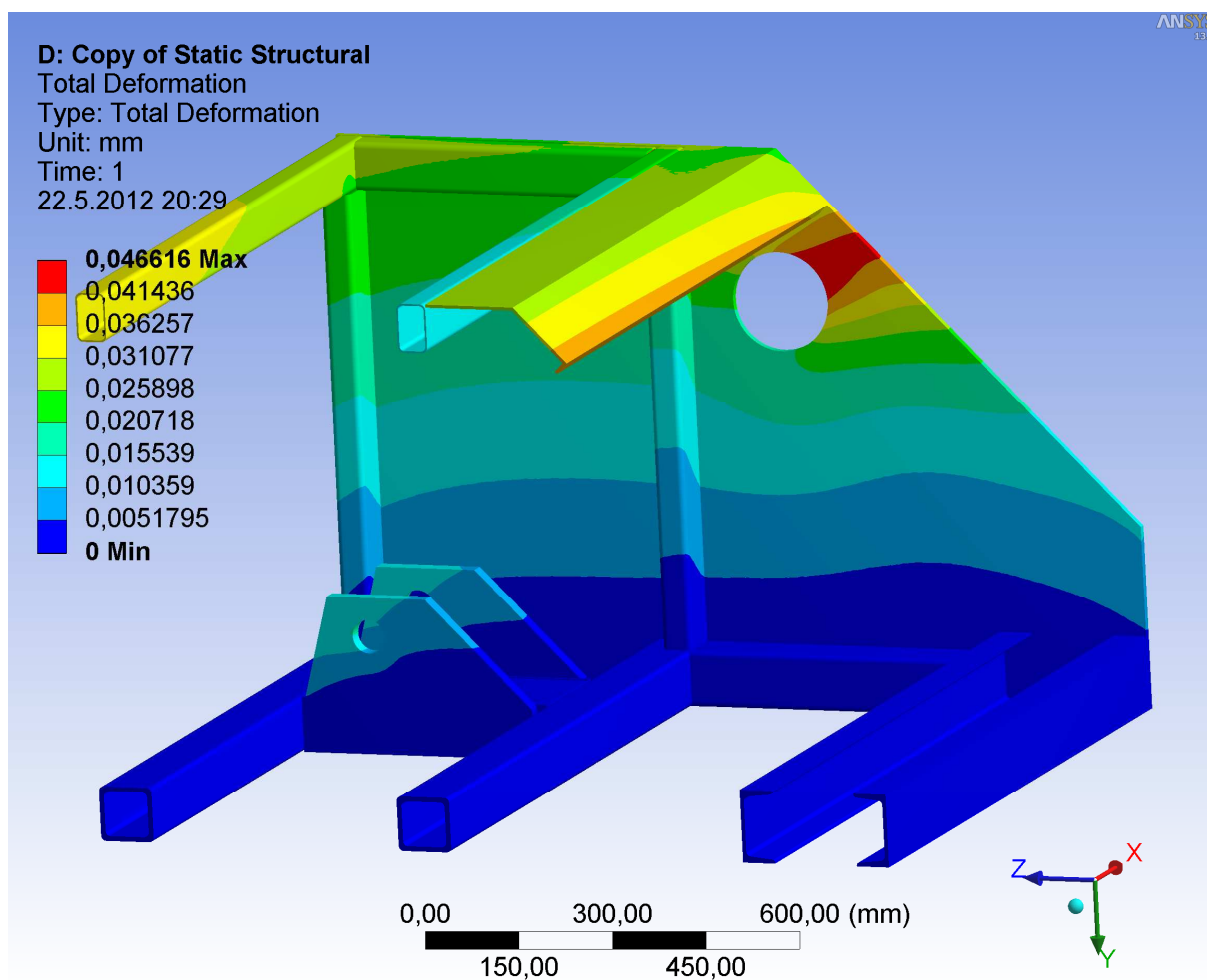


Obr. 37 Konečnoprvková síť

Při zjednodušení modelu pro tvorbu konečnoprvkové sítě rámu byly odebrány otvory u bočnic, ve kterých je zachycen hydromotor, sloužící pro zdvih vahadla. Byly upravovány i přechody mezi jednotlivými profily tak, aby konečnoprvková síť v těchto místech byla co nejsouvislejší a by bylo vypočteno co nejpřesněji napětí a a možná deformace. Počet uzlů ráme je 427000.



6.5.3 DEFORMACE RÁMU

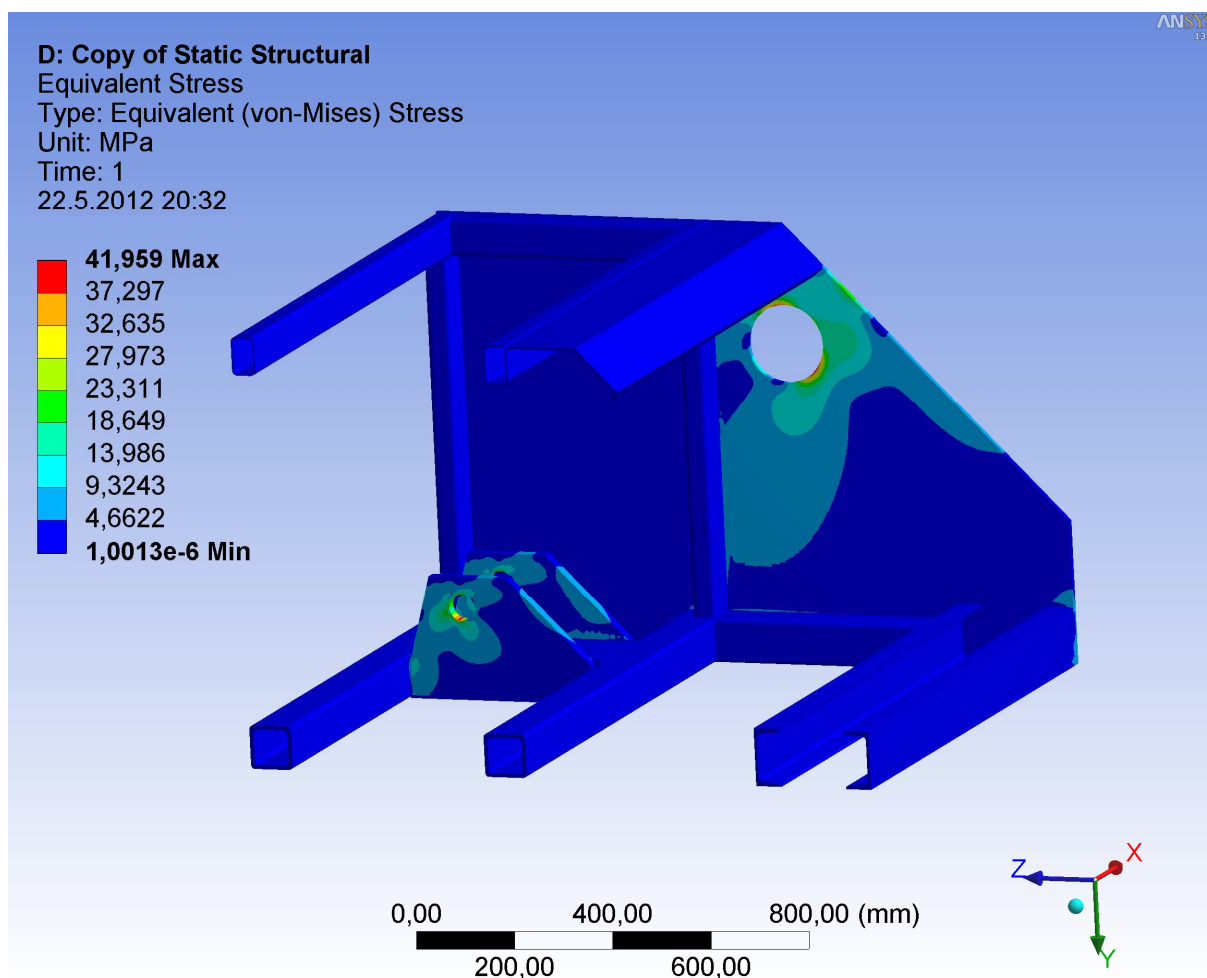


Obr. 38 Deformace rámu

Při výpočtu deformace v rámu byla vypočtena deformace o velikosti 0,0466mm. Tato deformace se nachází na vnější straně bočnice rámu, u otvoru pro trubku vahadla, jak je znázorněno na obr. 38.



6.5.4 NAPĚTÍ V RÁMU



Obr. 39 Napětí dle podmínky HMM

Největší napětí v rámu bylo spočteno 41, 959MPa. Jako nekritičtější místa rámu byly analýzou určeny místa uchycení pístu v bočnicích a další kritické místo byl určen otvor bočnice rámu, ve kterém je uchycena trubka vahadla. Z hlediska velikosti tohoto napětí bylo konstatováno, že daná konstrukce, vzhledem k použitému materiálu, oceli ČSN 11373 (S235JRG1), která má mez kluzu $R_e = 250$ MPa konstrukce rámu vyhovuje a lze říci, že vyhovuje téměř s bezpečností $k = 6$.



ZÁVĚR

Úkolem diplomové práce bylo provést pevnostní kontrolu rámu převíjecího zařízení elektrických kabelů. Při tvorbě této práce bylo prvotním úkolem vytvořit přesný 3D model rámu převíjecího zařízení dle dodané výkresové dokumentace. Model byl tvořen v prostředí programu SolidWorks 2010. Po vyřešení modelové části bylo počítáno analytické řešení, kde pro hrubé řešení byla zvolena tři kritická místa, a to rameno, vahadlo s trubkou a vahadlo s nosníkem. Po zjištění všech potřebných parametrů byly tyto parametry použity jako vstupy do pevnostní analýzy. Ještě před samotnou pevnostní analýzou byl model upraven pro tvorbu konečnoprvkové sítě a nastavení ramen, tzn. jejich vyložení a rozteč, bylo upraveno pro nejtěžší možnou kabelovou cívku, kterou dané zařízení dokáže převíjet a následně exportován do formátu vhodného pro analýzu.

Veškeré pevnostní výpočty byly provedeny v numerické části této práce metodou konečných prvků v programu ANSYS Workbench 13. Sestava byla v rámci zjednodušení rozdělena do pevnostního výpočtu jednotlivých částí převíjecího zařízení. U ramene, vahadla a rámu byla vypočítána deformace a napětí. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny u obrazové dokumentace. Hodnoty jsou stanoveny pro extrémní stav. Nebyly modelovány svary, tzn. že výsledné napětí poklesne. Jako kritickým místem bylo označeno místo u oka uchycení pístu na vahadle a dalším místem byla boční deska vahadla, resp. její otvor pro trubku, která ve spojení s vahadlem umožňuje uchycení vahadla v rámu konstrukce. I přes tato napětí v kritických místech můžeme říci, že konstrukce vyhovuje ve všech směrech pevnostní analýzy. Daná vypočtená napětí při materiálu, který byl při konstrukci zařízení použit, nezpůsobují výraznou deformační a napěťovou nestabilitu rámu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Webové stránky

- [1] Kabelové bubny. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: http://www.kabelovebubny.cz/ir/images/Gallery2Module/_standalone/kbb-7-.igallery.image0000043--700x500.jpg
- [2] Dřevěný buben. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: [http://www.poziadavka.sk/img_users/ponuky/full/57175_2.gif\(2\)](http://www.poziadavka.sk/img_users/ponuky/full/57175_2.gif(2))
- [3] Kabelové bubny. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: http://www.kabelovebubny.cz/ir/images/Gallery2Module/_standalone/kbb-14-001.igallery.image0000050--700x500.jpg
- [4] Kogel. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: http://www.koegel-trailer.com/cztechnologie/images/images_zoom/zajisteni_kabelovych_bubnu.jpg&w=600&h=450&ei=2YKdT5_oDNcVswadzMV8&zoom=1&iact=rc&dur=317&sig=105061595523758776689&page=1&tbnh=141&tbnw=200&start=0&ndsp=28&ved=1t:429,r:0,s:0,i:64&tx=85&ty=94
- [5] Moram. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: <http://files.moram.eu/200001143-7201472fb0/Katalog%20pro%20previjeni%20a%20uskladneni%20kabelu.pdf>
- [6] Lehecek. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: <http://files.moram.eu/200001143-7201472fb0/Katalog%20pro%20previjeni%20a%20uskladneni%20kabelu.pdf>
- [7] Moram. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: <http://www.moram.eu/dalsi-vyrobky/>
- [8] Kamat. In. [online], [cit 2012-04-15] Dostupné z WWW: http://www.kamat.cz/images/stories/data/produkty/vyroba_kam/P2.pdf



Literatura

[10] MÁŠA, B. *Numerické modelovní částicového kompozitu se sesíťovanou polymerní maticí* [pdf]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 54 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Luboš Náhlík, Ph.D., str. 35. Dostupné z WWW: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=41269

[12] JURÁŠEK, O.: *Nosné konstrukce stavebních strojů*, skripta VUT v Brně, 1986

[13] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Zatěžující síla
F_a	[N]	Reakční síla v horním ramenu
F_b	[N]	Reakční síla ve spodním ramenu
F_d	[N]	Doplňková síla
F_p	[N]	Síla od pístu
F_{dp}	[N]	Doplňková síla od pístu
J_{pn}	[mm ⁴]	polární moment průřezu
J_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
M_d	[N.mm]	Doplňkový moment
Mo_1	[N.mm]	Ohybové momenty v jednotlivých intervalech
Mo_2	[N.mm]	Ohybové momenty v jednotlivých intervalech
Mo_3	[N.mm]	Ohybové momenty v jednotlivých intervalech
Mo_{1b}	[N.mm]	ohybové momenty v jednotlivých intervalech při zavedení F_d
Mo_{2b}	[N.mm]	ohybové momenty v jednotlivých intervalech při zavedení F_d
Mo_{3b}	[N.mm]	ohybové momenty v jednotlivých intervalech při zavedení F_d
Mo_{1n}	[N.mm]	ohybové momenty v jednotlivých intervalech nosníku při zavedení F_d
Mo_{2n}	[N.mm]	ohybové momenty v jednotlivých intervalech nosníku při zavedení F_d
Mo_{3n}	[N.mm]	ohybové momenty v jednotlivých intervalech nosníku při zavedení F_d
q	[N/mm]	Spojité zatížení
S	[Nmm ²]	Plochy průřezů
σ_{tah}	[MPa]	Napětí v tahu
σ_{tlah}	[MPa]	Napětí v tlaku
τ_k	[MPa]	Napětí v krutu
u_n	[mm]	Průhyb střednice nosníku
u_t	[mm]	Průhyb střednice trubky
w	[mm]	Rameno kroutícího momentu
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
y	[mm]	Vzdálenost ke krajnímu vláknu průřezu



SEZNAM PŘÍLOH

P1 – výkres RÁMU č. 1 – 132 – 00 – 011

P2 – výkres BOČNICE č – 4 – 132 – 00 - 012

P3 – výkres DESKY č – 4 – 132 – 00 - 007.