



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

ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ PRO FORMULOVÝ VŮZ

LIFTING UNIT FOR FORMULA CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN HAVEL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK

BRNO 2010

Anotace

Bc. Jan Havel

Zdvihací zařízení pro formulový vůz

DP, ÚADI, 2010, str. 69

V diplomové práci se autor zabývá konstrukčním návrhem zdvihacího zařízení pro formulový vůz. Nejprve je provedena rešerše v současné době používaných řešení. Poté následuje volba vhodného příslušenství, předběžný analytický výpočet a napětíová analýza modelu. V poslední části je provedena hmotnostní a ekonomická bilance.

Klíčová slova

Formule Student, SAE, Metoda konečných prvků, ANSYS, Zdvihací zařízení, Pro engineer

Annotation

Bc. Jan Havel

Zdvihací zařízení pro formulový vůz

DT, IAE, 2010, 69 p.

In this thesis, the author deals with structural design of lifting unit for the formula car. First, he searches in the currently used solutions, followed by selection of appropriate accessories, a preliminary analytical calculation and stress analysis model. In the last part, there is made economic and weight balance.

Klíčová slova

Formula Student, SAE, Finite element method, ANSYS, Lifting unit, Pro engineer

Bibliografická citace:

HAVEL, J. *Zvedací zařízení pro formulový vůz*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci Zvedací zařízení pro formulový vůz vypracoval samostatně. Vycházel jsem z pokynů vedoucího diplomové práce, svých znalostí, odborných konzultací a literárních zdrojů.

Proclamation

I proclaim, that this thesis Lifting Unit for Formula Car was worked out by me. I use my knowledge, advices of the project leader, tuitions and literal sources.

V Brně dne 25.5.2010

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří mi byli nápomocní při zhotovování diplomové práce. Především děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Ondřeji Blaťákovi za cenné rady a připomínky. Dále můj dík patří Ing. Petru Marciánovi a Ing. Martinu Stodolovi za přínosné konzultace.

Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům a partnerce za všestrannou podporu po celou dobu mého studia

Obsah

1. ÚVOD.....	10
2. FORMULE STUDENT.....	11
2.1. Soutěžní třídy.....	11
2.1.1. Třída 1	11
2.1.2. Třída 2	11
2.1.3. Třída 3	12
2.2. Disciplíny	12
2.2.1. Statické disciplíny (<i>Static Events</i>)	12
2.2.2. Bezpečnostní testy pro připuštění k dynamickým disciplínám	13
2.2.3. Dynamické disciplíny	14
3. PŘEHLED POUŽÍVANÝCH ŘEŠENÍ.....	15
3.1. Portálový jeřáb Kaiser+Kraft	15
3.2. Portálový jeřáb PKR.....	16
3.3. Brenner Race Car Lift.....	17
3.4. A-Frame lift MK Technologies	18
3.5. Vzduchové zdviháky Jansen.....	19
4. POUŽITÉ PROFILY NOSNÍKŮ.....	20
4.1. I-profil.....	20
4.2. Uzavřený tenkostěnný profil	21
5. PODMÍNKA PLASTICITY.....	21
5.1. Podmínka plasticity HMM	21
5.2. Podmínka plasticity $\max \tau$	23
6. ZÁKLADNÍ INFORMACE O SYSTÉMU ANSYS.....	24
6.1. Metoda MKP	24

6.2.	Program Ansys	25
7.	TVORBA MODELU V PROGRAMU ANSYS.....	27
7.1.	Volba typu elementů.....	28
7.1.1.	Beam 189.....	28
7.1.2.	Shell 93.....	29
7.1.3.	Solid 186.....	30
8.	NÁVRH ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ.....	31
8.1.	Měření polohy těžiště	32
8.2.	volba příslušenství	33
8.2.1.	Elektrický naviják.....	33
8.2.2.	Ramsey Badger 2500.....	34
8.2.3.	Pojezdová kola.....	37
8.3.	Předběžný výpočet a volba materiálu	38
8.3.1.	Výpočet horního příčného nosníku	38
8.3.2.	Výpočet spodních nosníků	43
8.4.	Napětíová analýza rámu zdvihacího zařízení.....	45
8.5.	Optimalizace kritického místa	49
8.6.	Napětíová analýza horní příčky	55
8.6.1.	Konečnoprvková síť	55
9.	NÁVRH OKA PRO UCHYCENÍ LANA	59
9.1.	Napětíová analýza oka pro uchycení lana.....	59
10.	NÁVRH SERVISNÍCH PODPĚR.....	60
10.1.	Napětíová analýza servisních podpěr.....	61
11.	HMOTNOSTNÍ A EKONOMICKÁ BILANCE	64
12.	ZÁVĚR	66
13.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	68
13.1.	Internetové odkazy:	69

14.	SEZNAM ZKRATEK	70
------------	-----------------------------	-----------

15.	SEZNAM ELEKTRONICKÝCH PŘÍLOH.....	71
------------	--	-----------

1. ÚVOD

Formule SAE je v poslední době čím dál víc rozšířený projekt, počet univerzit, které chtějí zapojit svůj tým do tohoto konceptu, každým rokem stoupá. I v České republice vznikají nové týmy, konkurence v prostředí studentské formule se zvyšuje a s tím i prestiž celého podniku. Protože prioritní je návrh samotného vozu, který je natolik komplexním problémem, že se mu intenzivně musí věnovat téměř celý tým, zůstávají některé úkoly poněkud stranou hlavního zájmu. Přitom zajištění kvalitního technického zázemí a servisní podpory je jedním z klíčů k úspěchu v současné tvrdé konkurenci. Jedním z důležitých problémů souvisejících se servisními úkony je vertikální manipulace s vozidlem. Proto se ve svojí práci zabývám problémem zdvihu formulového vozidla do výšky dostačující pro provádění servisních prací. K tomu je třeba nejen zdvihacího zařízení, ale také vhodně navržených servisních podpěr, které by kromě stabilní podpory měly umožnit i manipulaci s vozidlem v nepojízdném stavu, například při úpravách uchycení kol. V práci je možno najít detailní rozbor používaných řešení, na tomto základě je po zhodnocení zkušeností jiných uživatelů proveden návrh vhodného zdvihacího zařízení. Nedílnou součástí je dimenzování všech důležitých prvků konstrukce.

2. FORMULE STUDENT

Formule student je konstrukční projekt pro studenty technických univerzit z celého světa, na kterém studenti pracují během svého řádného studia. Cílem je navrhnout, sestavit a soutěžit jako tým s malým vozidlem formulového typu. Jako studentský projekt nemůže být srovnáván s technickým vývoje a úrovní Formule 1, což je zakotveno i v pravidlech, která projekt patřičně omezují (například co se finančních prostředků týče), ale zase definují rovné příležitosti pro všechny týmy. Projekt je definován jako návrh levného soutěžního vozidla široké rozpětí zákazníků, proto návrh musí obsahovat i ekonomické hodnocení a měl by být designově na výši.

V USA byl projekt Formule Student spuštěn v roce 1981. Původní název projektu je Formula SAE, podle organizace *Society of Automotive Engineers*, která je původcem této myšlenky a projekt odstartovala. V evropských podmínkách běží projekt od roku 1998, kdy poprvé soutěžila vozidla z USA a Velké Británie. Záštitu nad evropskou variantou soutěže převzal *Institute of Mechanical Engineers* (IMechE), který se zaručil za pořádání evropské odnože programu. Evropská část je ještě více koncipována jako součást několikaletého studia. Cíl projektu je v obou odnožích totožný, drobné odchylky jsou pouze v pravidlech, měly být ale takového druhu, aby neznevýhodňovaly ani jednu stranu a bylo možno obě odnože porovnat.

2.1. Soutěžní třídy

Rozdělení do třech tříd napomáhá vyrovnat velké rozdíly, které panují v úrovni týmů a jejich pokroku v práci na projektu. Nevítězí ten, kdo se nejrychleji dostane do cíle, hodnoceny jsou i další prvky jako bezpečnost, cena, spolehlivost, ovladatelnost atd. Rozdělení do tříd je následující [11]:

2.1.1. Třída 1

Třída 1 je nejvyšší soutěžní třídou Formule Student. Soutěžící se musí zúčastnit všech sedmi soutěžních disciplín a projít požadovanými bezpečnostními testy (brzdy, opuštění vozu, hluk, náklonový test).

2.1.2. Třída 2

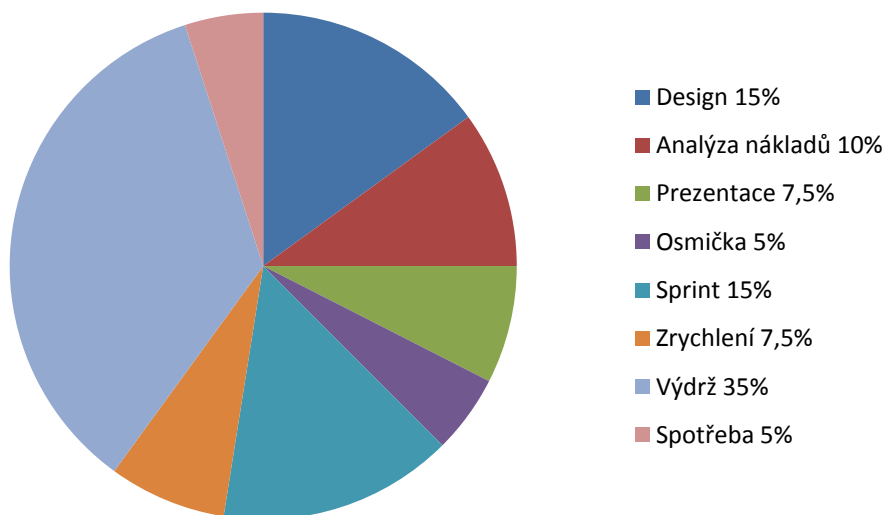
Tato třída je kompromisem mezi Třídou 1 a 3. Je zamýšlena pro týmy, kterým se nepodaří sestavit plně funkční vůz. Týmy soutěží pouze ve statických disciplínách.

2.1.3. Třída 3

Třída 3 je zamýšlena jako třída pro nové týmy. Hlavní cíl této třídy je v oblasti designu. Není třeba mít dokončené jakékoliv součástky, aby se tým mohl zúčastnit této třídy soutěže.

2.2. Disciplíny

Uvedené disciplíny platí pro nejvyšší třídu 1. V této kategorii musí vozidlo projít osmi bodovanými disciplínami a třemi nebodovanými, které slouží jako bezpečnostní test před připuštěním vozidla k dynamickým disciplínám. Každá disciplína se boduje zvlášť. Maximální počet bodů je 1000 a vzniká součtem hodnocení v jednotlivých disciplínách. Celkový vítěz je tým s největším součtem bodů. V každé disciplíně se ale vyhlašují ještě dílčí vítězové.



Obr. 2.1: Soutěžní disciplíny

2.2.1. Statické disciplíny (Static Events)

Design

- odborná porota posuzuje nejen vzhled vozidla, ale i použitá technická řešení a zvolené prostředky pro konstrukci vozidla.

Analýza nákladů

- Jak bylo výše zmíněno, zadání definuje projekt jako návrh lehkého závodního vozidla, z ekonomického hlediska dostupného širší veřejnosti. Je tedy nutno doložit pečlivou kalkulaci výrobních nákladů. Čím vyšší cena, tím nižší bodové hodnocení.

Prezentace

- Hodnotí se schopnost týmu prezentovat svůj produkt.

2.2.2. Bezpečnostní testy pro připuštění k dynamickým disciplínám

Technika a bezpečnost

- Tým zkušených inženýrů prohlédne vozidlo, a pokud najdou jakoukoliv skutečnost ohrožující bezpečnost, vůz není připuštěn k další části závodu.

Náklonová zkouška

- Vůz se na speciální rampě (viz obr. 2.2) naklání o 45° na boku. Nesmí se převrátit, ani z něj nesmí vytékat žádné kapaliny.
- Vůz se naklání o úhel 60° od horizontální roviny v obou směrech, čímž je simulováno přetížení 1,7 G. Jde o test proti převrácení, provádí se proto s nejvyšším řidičem sedícím v normální poloze.



Obr. 2.2: Náklonová zkouška (Tilt test)

Zkouška brzd a hluku

- Vozidlo musí být schopno zablokovat všechna čtyři kola naráz a nesmí překročit stanovené limity hluku.

2.2.3. Dynamické disciplíny

Skid-pad

- Osmička, tato disciplína slouží k testu obratnosti vozu a řidičových schopností.



Obr. 2.3: Skid-pad - osmička¹

Sprint

- Měří se čas, za který vozidlo projede vytyčený okruh. Jede se jeden okruh s letným startem (počáteční rychlost tedy není nulová). Výsledný čas je do značné míry ovlivněn kvalitou a zkušenostmi řidiče.

Zrychlení

- Měří se čas, za který vůz překoná vzdálenost 75 m se startem z nulové rychlosti.

Výdrž a spotřeba

- Tyto dvě disciplíny probíhají souběžně. Na stejném okruhu jako při sprintu musí vozidlo ujet 20 kol, v polovině se musí vyměnit pilot. Měří se zaprvé rychlost (=výsledný čas), zadruhé spotřeba paliva

Na odkazu uvedeném pod čarou je možno najít simulace jízdy formule během jednotlivých disciplín, které mohou poskytnout dobrou představu o průběhu jednotlivých disciplín.

¹ Formula SAE Examples. [online]. [citováno 25.3.2010]. Dostupné na internetu:

http://www.carsim.com/applications/formula_sae/animations_FSAE.php

3. PŘEHLED POUŽÍVANÝCH ŘEŠENÍ

Dříve než jsem začal navrhovat jakékoliv řešení, musel jsem vyhledat způsoby, jak se s danou problematikou vypořádaly ostatní týmy. Nejběžnějším způsobem, jak zdvihat formuli na servisní podpěry je spojení lidské síly několika lidí, kteří ji prostě uchopí a zdvihnou na podpěry. Málomocný tým investuje úsilí, čas a finance do zdvihacího zařízení. Mohou si to dovolit, pokud je v daném týmu na daném místě vždy dostatečný počet spolupracovníků.

Zavrhneme-li výše uvedené řešení, zbývá několik málo variant. První a zdaleka nejběžnější varianta je malý portálový jeřáb, jednoduchá svařovaná ocelová nebo hliníková konstrukce tvaru obráceného písmene U. I na českém trhu je poměrně slušná nabídka malých portálových jeřábů a dva zástupce této skupiny uvádím níže. Tyto portálové jeřáby jsou však konstruovány jako víceúčelové a široké paletě jejich možného použití odpovídá i vysoká cena. Jednoúčelové portálové jeřáby konstruované speciálně pro použití s lehkými formulami na českém trhu nejsou, ale v zahraničí několik výrobců existuje a dva typické zástupce také uvádím níže. Dalším možným řešením jsou jednoúčelové pneumatické zdviháky, ale jejich vysoké technologické úrovni odpovídá i vysoká cena, navíc i lehký portálový jeřáb navržený v této práci je použitelný pro jiné aplikace, než pouze zdvih formule, například manipulace s motorem a další dílenská manipulace. Pneumatické zdviháky jsou oproti tomu použitelné pouze jednoúčelově.

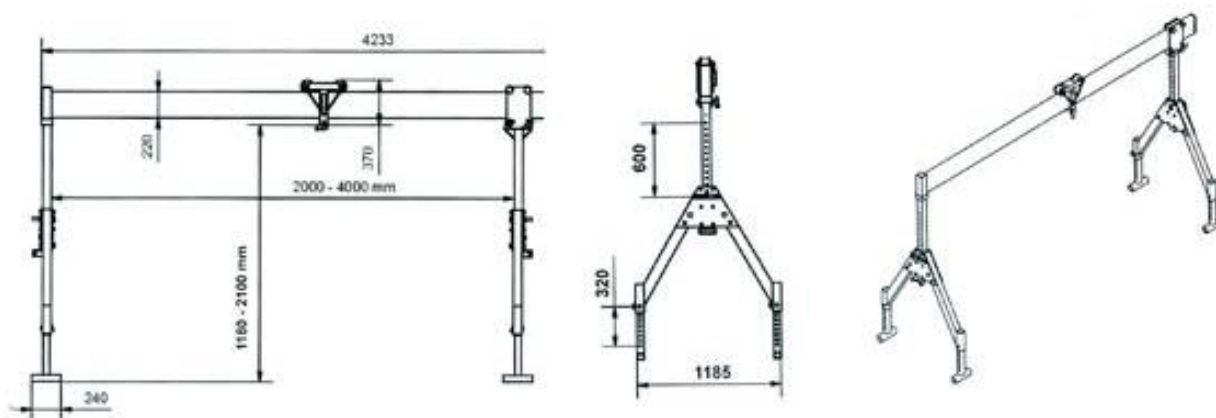
3.1. Portálový jeřáb Kaiser+Kraft

Jeřáb je dodáván s "kočkou" a je vhodný pro provozy, kde je nutné zvedat a převážet předměty na různých místech. Díky jeho hliníkové konstrukci a podvozku se čtyřmi polyamidovými výkyvnými koly, (přičemž dvě kola jsou s aretací směru pojezdu a s brzdami) je lehce pojízdný a snadno demontovatelný. Technická data jsou v *tab. 3.1*, konstrukce jeřábu je vyobrazena na *obr. 3.1*.

Jeřáb má sice díky sofistikované konstrukci řadu výborných vlastností, které ale pro naše použití nejsou třeba a zbytečně zvyšují cenu i hmotnost, například stavitelné rozpětí, nebo polohovatelný kladkostroj. Další velkou nevýhodou je vysoká cena, která se podle provedení pohybuje od 108 000 Kč.

Technická data	
Nosnost [kg]	1000
Kola	4 otočná s brzdou
Závěsná výška [mm]	2090 – 3040
Rozvor kol	1840
Hmotnost	135 kg
Zdvih [m/min]	4 (hlavní) 1 (jemný)

Tab. 3.1: Technická data portálového jeřábu Kaiser+Kraft²



Obr. 3.1: konstrukce portálového jeřábu Kaiser+Kraft³

3.2. Portálový jeřáb PKR

Pro využití v halách a ve volném prostoru. Pro montáže a opravy, k nakládání a vykládání. Stabilní čtyřhranné provedení. Jednoduché rozkládání pro rychlou montáž a demontáž. Snadno pojízdný na hladké podlaze. Otočná pojezdová kola z umělé hmoty s brzdou – odpovídají: DIN, UVV, VDE. Technická data jsou v tab 3.2, konstrukce jeřábu je vyobrazena na obr. 3.2.

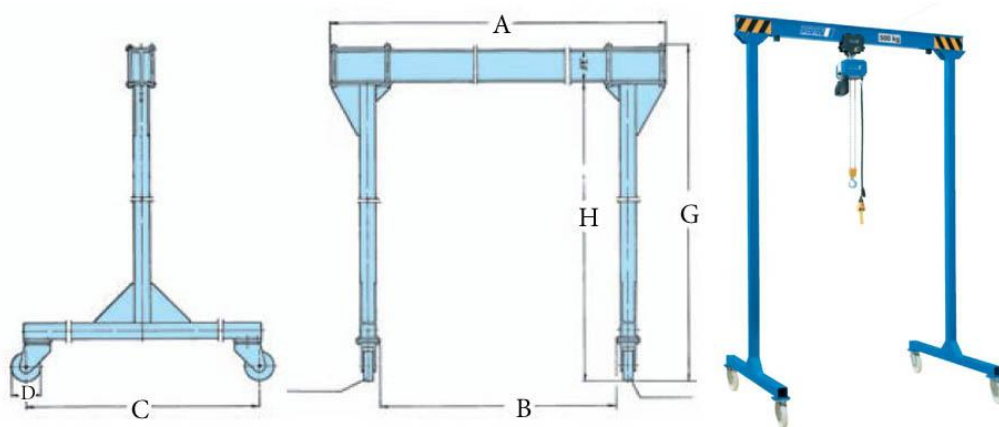
² Hliníkový portálový jeřáb. [online]. [citováno 27.3.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.kaiserkraft.cz>

³ tamtéž

⁴ Brenner Race Car Stand and lift. [online]. [citováno 25.4.2010]. Dostupné na internetu: Brno 2010

Technická data			
nosnost		kg	500
celk. výška	G	mm	3660
světlná výška	H	mm	3500
celk. šířka	A	mm	3500
světlná šířka	B	mm	3045
délka traverzy	C	mm	1750
průměr kol	D	mm	200
velikost nosníku		IPE	160
šířka příruby		mm	82
hmotnost		kg	199

Tab. 3.2: Technická data portálového jeřábu PKR



Obr. 3.2: konstrukce portálového jeřábu PKR

3.3. Brenner Race Car Lift

Toto zdvihací zařízení je na rozdíl od předchozích primárně určeno pro zdvih vozidel s ochranným rámem za řidičem. Oproti výše uvedeným typům se vyznačuje podstatně nižší vahou, rychlejší montáží a demontáží a nižší cenou. Montáž se provádí pouhým zasunutím profilu do pouzdra, bez dalšího jištění šroubem apod. Nosnost je přibližně 900 kg, hmotnost samotného zdviháku přibližně 80 kg. Zdvihák je demontovatelný na pět dílů, nejtěžším dílem je horní nosník s navijákem, který váží 35 kg.

Pojezdová kola mají 6“ v průměru a každé z nich má nosnost 550 kg. Elektrický naviják je poháněn běžnou autobaterií, kterou je možno umístit do volitelného držáku, připojitelného k rámu. Horní hlavní nosník je také možno dobře využít pro logo sportovního týmu. Cena je 1629 dolarů plus náklady na dopravu od výrobce a je tedy podstatně příznivější než u výše uvedených typů portálových jeřábů.



Obr 3.3: Brenner Race Car Lift⁴

3.4. A-Frame lift MK Technologies

Zdvihací zařízení společnosti MK Technologies (obr. 3.4) je hliníková skládací konstrukce určená pro zdvih závodních vozů, výměnu motoru a další dílenské práce. Je použitelný i pro náklad materiálu například na vůz či korbu patřičného vozidla (pick-up), případně pro přesouvání těžkého zařízení a materiálu po dílně. Skladnost je zajištěna skládací koncepcí, která umožňuje sestavit i rozložit zdvihák během několika minut bez použití jakýchkoliv nástrojů.



Obr 3.4 A-Frame lift MK Technologies⁵

⁴ Brenner Race Car Stand and lift. [online]. [citováno 25.4.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.brennerfabrication.com/id4.html>

⁵ A-frame lift. [online]. [citováno 25.4.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.mktechnologies.com/products/mkt-aframe.htm>

Použitý elektrický zdvihák je v tomto případě Warn DC1200 s maximální nosností 545 kg. Únosnost celého zdvihacího zařízení je násobena zdvihem přes kladku, takže MK technologies uvádí nosnost jejich zdviháku 2000 lb (907kg). Provozní napětí je 12V, zdrojem napětí je běžná autobaterie. Odběr proudu při maximálním zatížení je 153A



Obr3.5: Postup demontáže zdvihacího zařízení MK Technologies

Velkou výhodou tohoto produktu je především skladnost a snadná montáž a demontáž. Stejně tak použití hliníku má příznivý vliv na výslednou hmotnost, poněkud nepříznivý vliv potom na únosnost a především cenu, která je 2195 dolarů plus doprava od výrobce. Stále však jde o podstatně nižší náklady, než při použití u nás běžně dostupných portálových jeřábů.

3.5. Vzduchové zdviháky Jansen

Profesionální vzduchové zdvihací zařízení společnosti Jansen získává v motosportu čím dál větší popularitu, protože nabízí komfort pohodlného a rychlého zdvihu. Zdviháky jsou vhodné pro většinu formulových vozů. Zdroje stlačeného vzduchu je tlaková láhev. Jedinou nevýhodou je cena, která se pohybuje okolo 66000 Kč za jeden.



Obr. 3.6: Vzduchové zdvihací zařízení Jansen

4. POUŽITÉ PROFILY NOSNÍKŮ

Pro výrobu portálových jeřábů se standardně především používá I-profilu a uzavřeného tenkostěnného profilu, méně často jsou použity U-profilu. Na trhu je široká nabídka rozměrů i materiálů, ve kterých jsou dodavatelé schopni příslušné profily dodat. Jedním z nejběžnějších materiálů je S235JR dle EN 10025-2 (11 373 dle ČSN 42 0002), který je použit i v následujícím návrhu, především z důvodu zaručené svařitelnosti. V případě svařovaných konstrukcí je vhodné po jejich sestavení (svaření) použít technologické operace pro snížení vnitřního pnutí ve svarech (žihání).

4.1.I-profil

I-profil je nejpoužívanějším profilem u portálových jeřábů vysoké nosnosti. Uplatňuje se především pro hlavní nosník jako nosič kladkostroje (zdviháku) z důvodu jeho výhodných vlastností z hlediska pevnosti, ceny a geometrických vlastností, které umožňují spodní pásnici použít jako pojezdovou plochu pro kladkostroj. V praxi se používá normalizovaných profilů válcovaných za tepla nebo profilů svařených z plechů.



Obr, 4.1: Jeřábová traverza portálového jeřábu NOPO Slatiňany⁶

⁶ Jeřábové příslušenství [online]. [citováno 8.4.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.nopo.eu/vyrobní-program/jerabove-prislusenstvi/>

U toho to profilu se dosahuje především vysoké tuhosti v podélném směru, pro zvýšení tuhosti v příčném směru, která je u tohoto profilu nízká, je možno přivařit pomocná žebra. Toto řešení se u portálových jeřábů nevyužívá především z výše uvedeného důvodu použití spodní pásovice jako pojezdové plochy pro kladkostroj.

4.2. Uzavřený tenkostěnný profil

Tento profil se u menších portálových jeřábů (mobilní dílenské jeřáby) používá především pro konstrukci podpůrného rámu jako nosič hlavního příčného nosníku. V konstrukci uvedené v této práci je použito uzavřeného tenkostěnného profilu pro celou konstrukci, neboť je uvažována pevná pozice elektrického zdviháku na hlavním nosníku a z důvodu jeho snadnější montáže.

Uzavřené tenkostěnné profily se vyrábí jako válcované za tepla nebo složené z ohýbaných U-profilů, které jsou svařené na příslušný rozměr. Výjimečně je možno vytvořit tento profilu z U-profilu, ke kterému se v místě otevření profilu pro jeho uzavření přivaří plechová deska, ale mechanické vlastnosti takto vytvořeného profilu budou horší.



Obr 4.2: Použití uzavřených tenkostěnných a I-profilů na dílenském portálovém jeřábu ABUS

5. PODMÍNKA PLASTICITY

5.1. Podmínka plasticity HMM

Mezní stav pružnosti podle podmínky plasticity HMM (Hencky, Mises, Huber; von Mises) nastane při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezátíženého

stavu, když oktaedrické napětí dosáhne mezní hodnoty τ_{0k} , která je materiálovou charakteristikou.

$$\tau_{0k} = \tau_{MS}$$

Redukované napětí vyjádřené pomocí hlavních napětí $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (1)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3}$$

Redukované napětí vyjádřené pomocí všech složek napětí $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$:

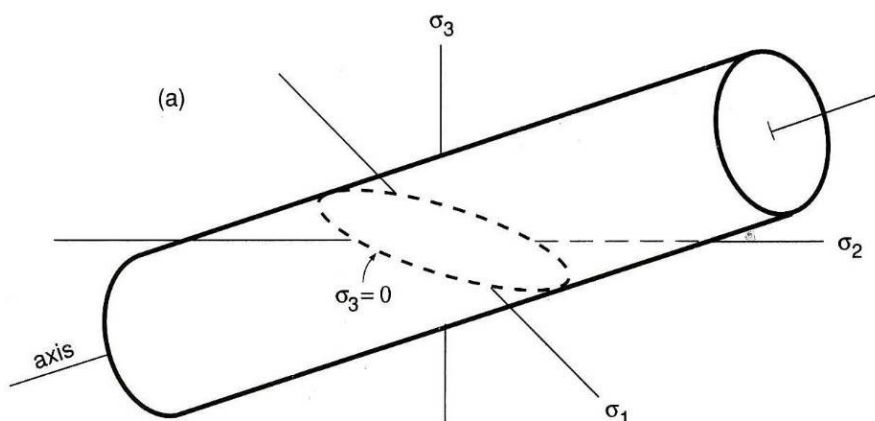
$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (2)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

Podmínka plasticity HMM:

$$\sigma_0 = \sigma_{red}$$

Podmínka plasticity HMM vyjádřená pomocí hlavních napětí některou z těchto rovnic je plochou plasticity v Haighově prostoru (obr. 5.1). Je možno dokázat, že tyto rovnice jsou rovnicemi válcové plochy, která má osu $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$. Povrchové přímky jsou rovnoběžné s osou a oktaedrickou rovinu protínají v kružnici. Válec je opsán šestibokému hranolu se společnou osou, který je vyjádřen podmínkou plasticity max. τ .



Obr. 5.1: Plocha plasticity HMM v Haighově prostoru⁷

⁷ DOWLING, E. N. *Mechanical behavior of materials*. New Jersey: Simon & Schuster Comp, 1999. s.830

5.2. Podmínka plasticity max τ

Mezní stav pružnosti podle podmínky plasticity max τ nastane při monotónním zatěžování materiálu v základním strukturním stavu z nezatíženého stavu, když maximální smykové napětí dosáhne mezní hodnoty:

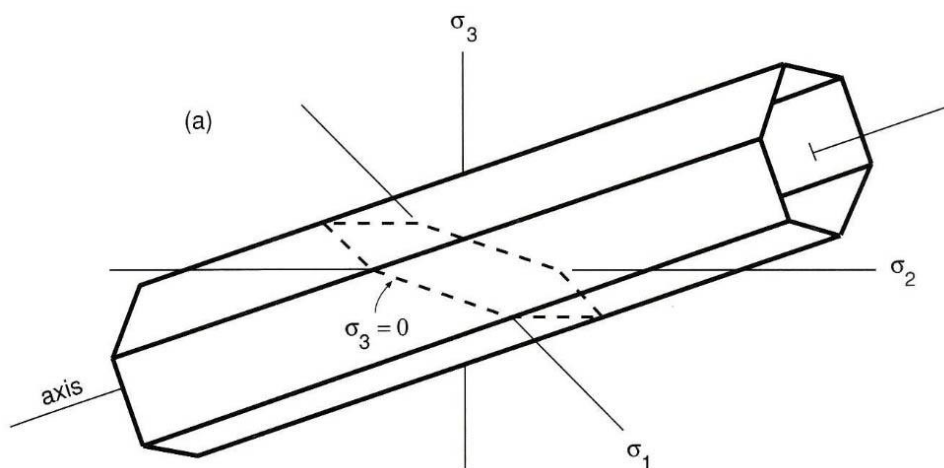
$$\tau_{max} = \tau_{MK}$$

Redukované napětí vyjádřené pomocí hlavních napětí $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$:

$$\sigma_{red} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|) \quad (3)$$

Podmínka plasticity max τ :

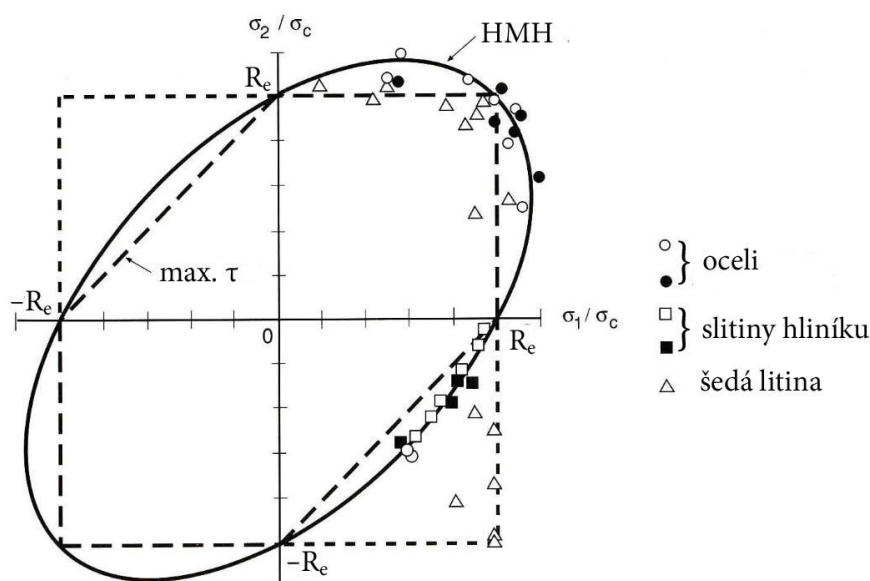
$$\sigma_0 = \sigma_{red}$$



Obr. 5.2: Plocha plasticity max τ v Haighově prostoru⁸

Na obr 5.3, kde je porovnána podmínka plasticity HMH a max. τ , je vidět, že podmínka plasticity HMH je vhodná pro houževnaté materiály jako je ocel nebo slitiny hliníku, pro šedou litinu naopak vhodná není. Vzhledem k tomu, že zvoleným materiálem je běžná konstrukční ocel, jsou redukovaná napětí určována podle podmínky HMH (von Mises) [3]

⁸ DOWLING, E. N. *Mechanical behavior of materials*. New Jersey: Simon & Schuster Comp, 1999. s.830



Obr 4.3: Porovnání podmínek plasticity $\max \tau$ a HMH^9

6. ZÁKLADNÍ INFORMACE O SYSTÉMU ANSYS

6.1. Metoda MKP

Metoda konečných prvků vzešla z potřeby řešení komplexních úloh statické mechaniky ve stavebním a leteckém inženýrství. Její vývoj může být vysledován až k práci A. Hrennikoffova (1941) a R. Couranta (1942). Ačkoliv byly přístupy použité těmito průkopníky zásadně odlišné, mají jednu společnou charakteristiku: rozšířování spojitě oblasti do množiny samostatných podoblastí. Vývoj metody konečných prvků započal na začátku 50-tých let 20. století při řešení konstrukce letadla a úloh statické mechaniky. Hnací motorem bylo v letech 60-tých středisko v Berkeley zaměřené na úlohy stavebního inženýrství. Metoda byla propracována spolu s precizním matematickým aparátem v roce 1973 v publikaci Stranga a Fixe „Analysis of The Finite Element Method“ (Analýza metody konečných prvků), kdy již byla zobecněna do samostatného oboru Aplikované matematiky pro numerické řešení fyzikálních soustav. Z matematického hlediska je metoda konečných prvků (MKP) používána pro nalezení aproximovaného řešení parciálních diferenciálních rovnic (PDR) i integrálních rovnic např. rovnice vedení tepla. Postup řešení je založen jednak na úplné eliminaci diferenciálních rovnic (stacionární úlohy), nebo na převedení PDR na ekvivalentní obyčejnou

⁹ DOWLING, E. N. *Mechanical behavior of materials*. New Jersey: Simon & Schuster Comp, 1999. s.830

diferenciální rovnici, jež je následně řešena standardními postupy jako např. metodou konečných diferencí a další.

6.2. Program Ansys

ANSYS Multiphysics je profesionální software pro řešení problémů z oblasti mechaniky, elektromagnetismu, tepla, akustiky a jejich kombinací ve 2D a 3D. Úlohy řešene v programovém prostředí ANSYS lze rozdělit na tyto základní typy:

- Statické - nezahrnují vliv setrvačných sil
- Dynamické - zahrnují vliv setrvačných sil

Další možné dělení:

- Lineární úlohy – lineárně elastický materiál s lineární odezvou
 - Vazby jsou definovány pouze lineárními rovnicemi
 - Rovnováha se vyjadřuje v nedeformovaném stavu
- Nelineární úlohy – zdrojem nelinearity je kinematika, mechanická soustava
 - musí dosáhnout rovnováhy ve zdeformovaném stavu, model respektuje velké posuvy a rotace

Při vytváření sítě modelu (dělení celku na jednotlivé elementy) jsou používány různé typy elementů:

- kontinuální elementy diskretizující klasické kontinuum (*solid*)
 - 1D elementy
 - 2D elementy (aplikace v rovinných úlohách)
 - 3D elementy (aplikace v prostorových úlohách)
- strukturální elementy diskretizující kontinuum s ohybovou i membránovou tuhostí
 - nosníky (*beam, link*) , skořepiny (*shell*)
- strukturální elementy diskretizující kontinuum pouze s membránovou tuhostí
 - lana
- speciální elementy
 - trubky (*pipes*)
 - hmoty (*mass*)
 - pružiny (*spring*)
 - kontakty (*contact*)

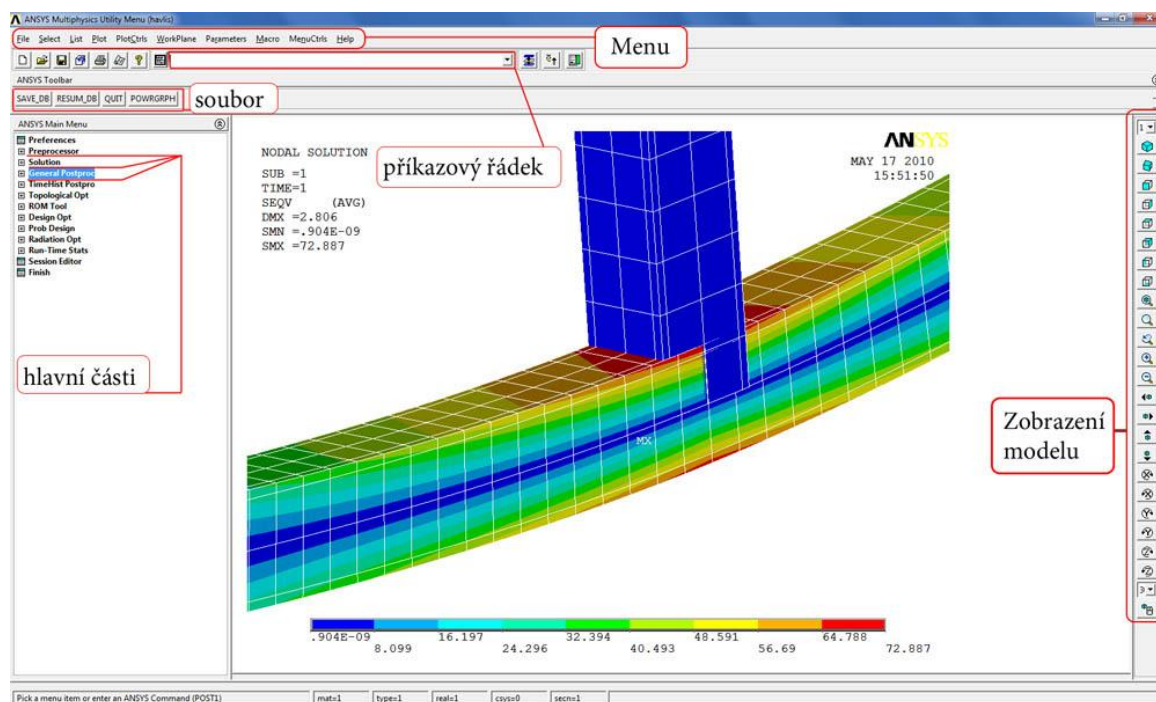
V základním okně (obr. 6.1) se nachází vpravo nahoře *Menu*, které slouží pro podrobnou práci se souborem a pracovním adresářem, k selekci určitých částí modelu, k nastavení pracovní roviny, k zobrazení *Help*, a k celé řadě dalších nastavení. *Příkazový řádek* slouží k přímému zadávání příkazu bez nutnosti vyhledávání těchto příkazů v submenu. Příkazový řádek také umožňuje práci s tzv. makrem, to znamená, že umožňuje automatizovat určité dílčí úkony (tvorba geometrie, síťování apod.), případně celý výpočet. Výhod tohoto postupu je využito i v této práci. Další část je určena pro práci se souborem, především pro načtení a uložení souboru a ukončení programu. Po levé straně hlavního okna se nachází stromové menu, ve kterém jsou tři hlavní (a jediné použité v této práci) části softwaru ANSYS.

První se nazývá *Preprocessor* a slouží k přípravě modelu a jeho atributů pro řešení. Jedná se o položku *Element type*, kde definujeme element použití pro síťování součásti. Dále *Material props*, kde je možno vybrat materiál z knihovny materiálů, případně nadefinovat příslušný model zadáním patřičných veličin (pro ocel poissonovo číslo μ a modul pružnosti v tahu E). V sekci *modelling* je možno vytvořit celou geometrii součásti, počínaje vytvářením uzlů (keypoint), přes čáry (line), plochy (area), objemy (volume), uzlové body (node) až k elementům (element). Část *sections* může posloužit při převoru geometrie z jiných programů, kdy je nutno definovat některé údaje (tloušťka, průměr apod.). Po vytvoření modelu, případně načtení geometrie vytvořené v jiném programu je nutno tento model vysíťovat (tzv. meshing), k čemuž slouží sekce *Meshing*. V této sekci je možno nastavovat celou řadu parametrů tvořené sítě a pomocí *meshtool* se provádí samotné síťování. Nastavení v této sekci mají bezprostřední vliv na kvalitu vytvořené sítě a následnou přesnost a věrohodnost výpočtu. Další sekci je *numbering ctrls*, kde se napravují chyby vzniklé při převodu geometrie z externího programu, pomocí příkazu *merge*.

Další částí hlavního menu je sekce *Solution*. V části *Define loads* zadáváme okrajové podmínky, upevnění modelu, vazby, zamezení posuvů či rotací, silová zatížení apod. dále můžeme v *Analysis type* nastavit typ analýzy z několika přednastavených možností jako je statická, modální, harmonická apod.

Poslední z hlavních částí je *General postproc*, ze které jsou nejvíc využívanými položkami *Read result*, *Plot reset* a *List reset*. V první sekci volíme výpočet, který bude použit při vykreslování výsledků, zda aktuální, předchozí nebo jiný výpočet. V další sekci *Plot Results* je možno graficky zobrazit výsledky výpočtu přímo na modelu, v našem případě především deformovaný tvar (s nastavitelným měřítkem zobrazení deformace) a napětí (redukované,

hlavní atd.). Z toho grafického výstupu je možno určit nebezpečná místa vznikající zatěžováním. Pod položkou *List result* lze nalézt výpis daných vypočtených veličin.



Obr. 6.1: Základní okno programu ANSYS

7. TVORBA MODELU V PROGRAMU ANSYS

Při tvorbě výpočtového modelu pro analýzu napětí a deformací v součásti byly použity dva přístupy. První bylo modelování rámu jako prutové soustavy, kdy byla vytvořena geometrie pomocí střednic profilů a následná tvorba sítě elementů probíhala pomocí prvků typu *Beam* a *Shell*. Druhý přístup je objemový, kdy byl importován 3D model vytvořený v programu Pro/E, následně proběhla tvorba sítě elementů (typu *Solid*) a snaha určit stav napjatosti přímo v kritických místech. První přístup se ukázal jako efektivnější, protože je podstatně rychlejší, jednodušší a výsledky jsou přitom v některých místech zcela dostačující pro posouzení bezpečnosti a vhodnosti konstrukce. Navíc jsem vytvořil programovou pomůcku, která automatizuje tvorbu geometrie, sítě elementů, zatížení i výpočet, takže výsledkem je plná parametrizace návrhu. To umožňuje snadno měnit vstupní hodnoty zatížení, geometrie průřezu i základní rozměry celého rámu a sledovat vliv těchto změn na deformace a napětí.

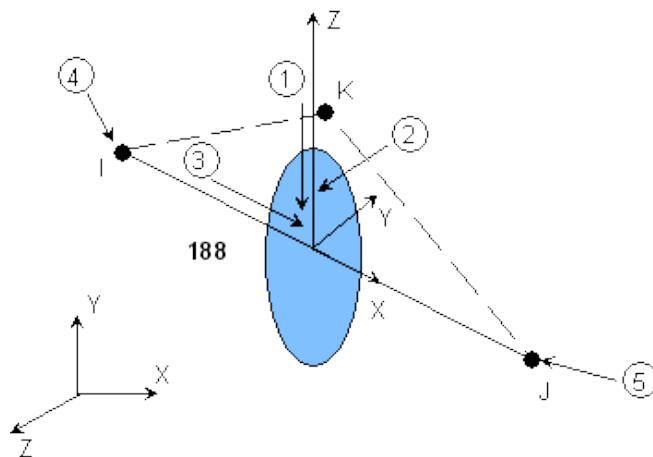
7.1. Volba typu elementů

Při vytváření sítě elementů v programovém prostředí Ansys byly použity tři typy prvků. Prvky typu *Beam* a *Shell* byly použity při síťování prutového modelu a prvky typu *Brick* při síťování pro objemový typ výpočtu.

7.1.1. Beam 189

Po vytvoření geometrie v podobě drátového modelu bylo třeba najít vhodný prvek, který by nejlépe odpovídal našemu případu konstrukce svařované z štíhlých tenkostěnných profilů. Při podrobnějším zkoumání bylo nalezeno více prvků, které by bylo možno použít při tvorbě sítě, ne všechny ale dobře vyjadřují tento konkrétní případ a jejich použití při výpočtu by mohlo vést k nepřesnostem ve výsledcích. Konečným výběrem se tak stal prvek typu *Beam 189*, který je ideální pro náhradu štíhlého prutu s tenkou stěnou. Základem pro použití tohoto prvku je Timošenkova prutová teorie, která zahrnuje i vliv stříhových deformací.

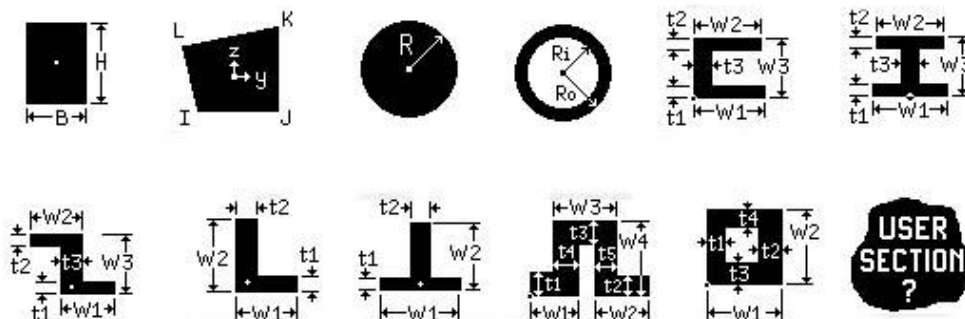
Beam 189 je kvadratický, 3-uzlový prvek v 3D prostoru. V základním nastavení má šest stupňů volnosti na každém uzlu, tzn. posuvy ve směru os x , y , z a rotace kolem os x , y , z . Volitelně je možný ještě sedmý stupeň volnosti (závisí na nastavení hodnoty KEYOPT(1)=?).



Obr. 7.1 Prvek Beam 189

Prvek *Beam 189* je určen třemi uzly I, J, K v globálním souřadném systému, viz Obr. 7.1. Uzel K určuje orientaci prvku a může být vytvořen automaticky. Uzel K může být i vypuštěn, v tom případě je orientace osy y defaultně vypočtena tak, aby byla paralelní s globální rovinou X - Y . Průřezové charakteristiky se nastavují v sekci *SECTIONS* → *beam* → *common sections*, nejprve nezávislý parametr *section ID*, dále pro lepší orientaci název průřezu. Po vybrání předdefinovaného typu v menu *sub-type*, se definují přímo geometrické

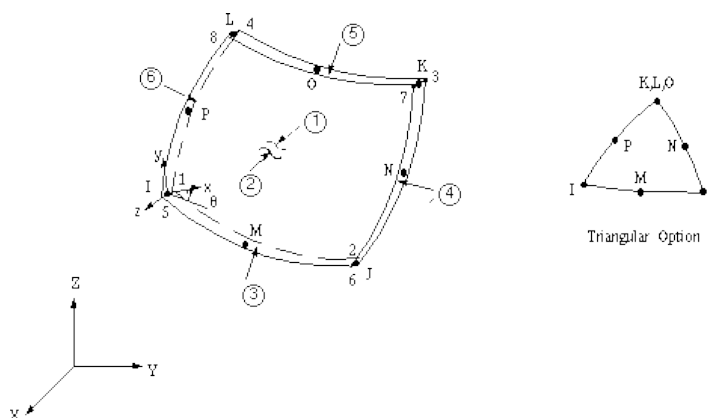
charakteristické vlastnosti průřezu. Na obr 7.2 jsou znázorněny předdefinované typy průřezu a zadávané rozměry.



Obr. 7.2: Typy průřezu pro prvek Beam 189

7.1.2. Shell 93

Prvek typu shell je použit při síťování trojúhelníkové výztuhy pro zpevnění kritického místa v dolní části navržené konstrukce. Prvek má šest stupňů volnosti v každém uzlu – posuvy ve směru os x , y , z a rotace kolem os x , y , z . Geometrie, umístění uzlů a souřadného systému je zřejmé z obr 7.3. Element je definován osmi uzly, čtyřikrát tloušťkou a vlastnostmi ortotropického materiálu. Prostřední uzly (M, N, O, P) nemohou být odstraněny z tohoto elementu. Trojúhelníkový tvar vznikne nadefinováním stejného čísla uzlu pro uzly K, L, O. Směr ortotropičnosti materiálu je totožný se směry souřadného systému elementu. Osy x a y leží v rovině elementu, osa x může být radiálně posunuta o úhel θ směrem k ose y .



Obr.7.3: prvek Shell 93

Tloušťka prvku se může po ploše měnit (plynulá změna mezi dvěma sousedními rohovými elementy). Tloušťka v prostředních uzlech M, N, O, P je průměr tloušťky v sousedních rohových uzlech. Pokud má mít element konstantní tloušťku, pak stačí definovat pouze

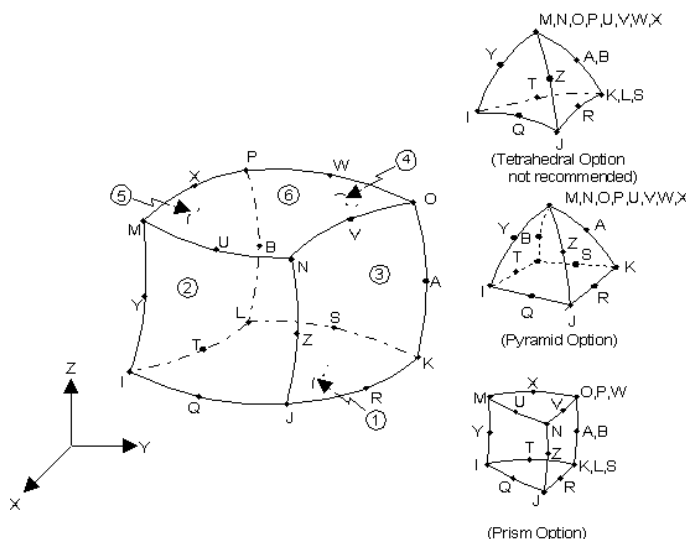
hodnotu $TK(I)$, pokud nemá být konstantní, musí být definována tloušťka ve všech čtyřech rohových uzlech. Celková tloušťka každého elementu musí být méně než dvojnásobek poloměru zakřivení a měla by být menší než jedna pětina tohoto poloměru

7.1.3. Solid 186

Solid 186 je 20-ti uzlový 3D prvek vyššího řádu, který dobře popisuje geometrie, které vykazují kvadraticky definované posuvy, takže se dobře hodí pro síťování modelů s nepravidelnou geometrií (např. součástí importované z různých CAD/CAM systémů). Prvek má tři stupně volnosti v každém úhlu – posuvy ve směru os x , y , z , a může být libovolně orientovaný v prostoru. Prvek podporuje plastické a hyperplastické chování, creep, velké deformace i posuvy. Prvek je dostupný ve dvou variantách:

- *Structural Solid* ($KEYOPT(3) = 0$, defaultní hodnota)
- *Layered Solid* ($KEYOPT(3) = 1$)

Geometrie prvků, umístění uzlů i souřadného systému je patrné z *obr 7.4*. Prismatického tvaru lze dosáhnout definováním stejného čísla uzlu pro uzly K, L, S, pro uzly A, B a pro uzly O, P, W. Pyramidový tvar vznikne definováním stejného čísla uzlu pro uzly M, N, O, P, U, V, W, X a tvar třístěnu vznikne definováním stejného čísla uzlu pro uzly M, N, O, P, U, V, W, X, pro uzly K, L, S a pro uzly A, B.



Obr.7.4 Prvek Solid 186

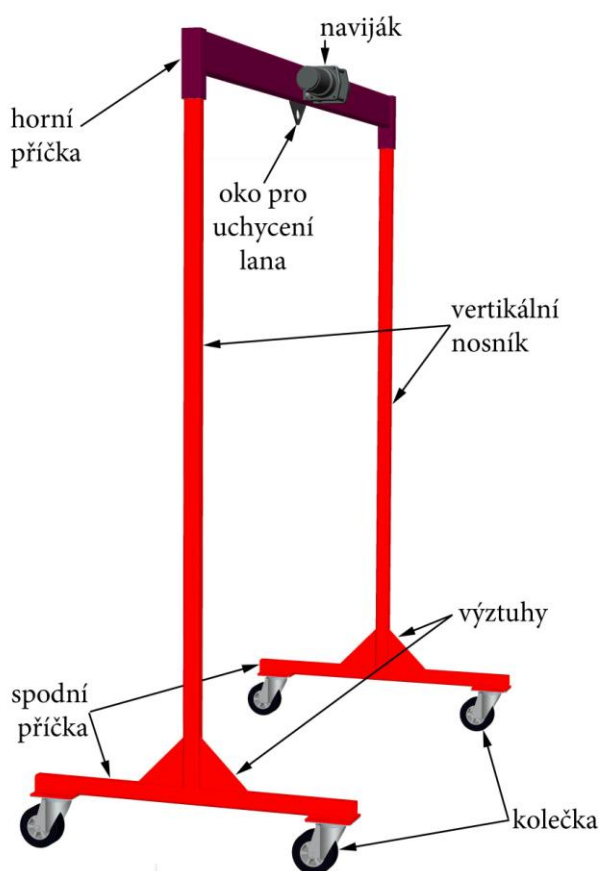
Vstupní data prvku zahrnují anizotropní vlastnosti materiálu. Směry anizotropního materiálu odpovídají souřadnému systému prvku. Prvek nesmí mít nulový objem a ani nesmí být geometrie překroucena tak, aby vznikly dva oddělené objemy (to nejčastěji vznikne špatným

číslováním prvku). Odstranění uzlu ve středu hrany znamená, že posuvy se podél této hrany budou měnit lineárně.

8. NÁVRH ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ

Po prostudování dostupných řešení a zhodnocení ekonomických a provozních možností jsem se rozhodl zdvihací zařízení koncipovat jako rozložitelný rám tvaru obráceného písmene U pro zdvih za ochranný rám za řidičem. Prvním krokem je zhodnocení, zda je vůbec zdvih za ochranný rám za řidičem možný. Za tímto účelem byla změřena a vypočtena poloha těžiště a posouzena poloha těžiště vůči ochrannému rámu. Následně bylo vybráno vhodné příslušenství splňující patřičné podmínky. Dalším krokem je předběžný analytický výpočet, který pomáhá zvolit vhodné rozměry uzavřených tenkostěnných profilů pro 3D model vytvořený v software Proengineer. Tento model po převodu do programu pro MKP výpočty slouží k určení maximálních napětí a deformací a následné posouzení bezpečnosti a mezních stavů.

Pro ujasnění používaných termínů je na obr. 8.1 uveden finální návrh zdvihacího zařízení.



Obr. 8.1: Popis zdvihacího zařízení

8.1. Měření polohy těžiště

Při výpočtu polohy těžiště a následném posouzení jeho polohy k ochrannému rámu za řidičem vycházím z hodnot zatížení na jednotlivých kolech, které byly naměřeny. Měření bylo provedeno s plnou nádrží (29 l) v konfiguraci bez řidiče. Vzhledem k tomu, že pro posouzení vhodnosti zdvihu za ochranný rám není důležitá vertikální souřadnice těžiště, výpočtem je určena pouze poloha těžiště v rovině vozovky. Jednotlivé reakce pod koly vozidla byly změřeny pomocí tenzometrických vah Computerscales a poloha těžiště je následně vypočtena z momentové rovnováhy.



Obr 8.2: Měření silových reakcí po koly

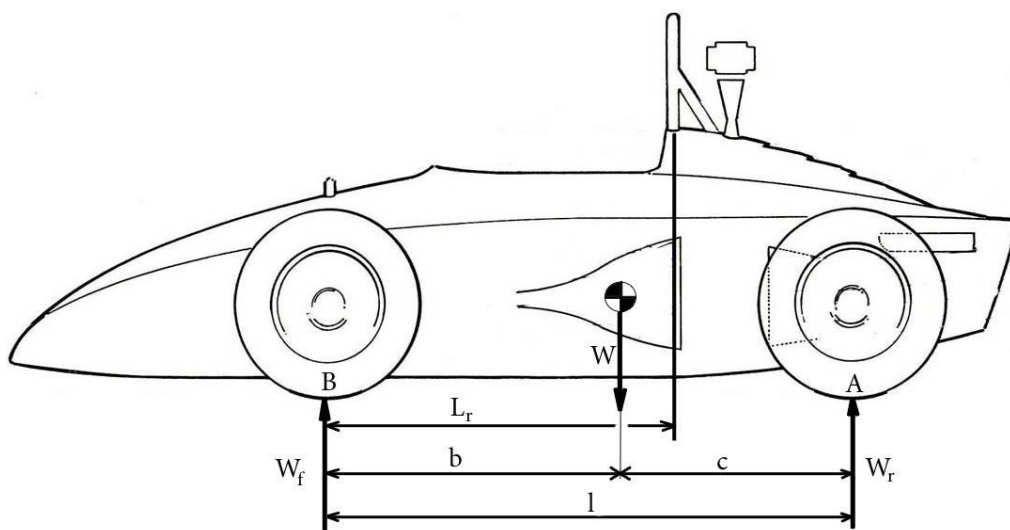
Longacre Matrix (obr. 8.2) jsou tenzometrické váhy pro měření silových reakcí pod jednotlivými koly s přesností 1kg. Současně se zátěží jednotlivého kola se propočítá a ukáže celková a částečná zátěž kol, včetně procentuálního podílu. Váhy se vyznačují velice jednoduchou obsluhou, každé požadované rozdělení je přímo nastavitelné vlastní klávesou. Až 8 měření může být uloženo v paměti. Dodává se s přenosným boxem, baterií a nabíječkou. Rozměr měřicí desky je 381x381 mm, výška měřicí desky je 64 mm.

	Levé kolo [N]	Pravé kolo [N]	Součet [N]
Přední náprava	853	873	1726
Zadní náprava	1294,92	1304,73	2599
Součet	2148	2177	4326

Tab. 8.1: Velikost sil, kterými působí kola na podložku

Naměřené hodnoty jsou vyobrazeny v *tab. 8.1*. Následně jsem sestavil podmínku momentové rovnováhy k bodu A (*Obr. 8.3*). Z této podmínky je následně vyjádřena vzdálenost těžiště od přední nápravy b:

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0: \\ -W_r \times l + (W_r + W_l) \times b &= 0 \\ b &= \frac{W_r \times l}{W_f + W_r} = \frac{2599 \text{ N} \times 2400 \text{ mm}}{1726 \text{ N} + 2599 \text{ N}} \doteq 1442 \text{ mm}\end{aligned}\quad (4)$$



Obr 8.3: Silová rovnováha tíhy vozidla a reakcí v podporách

Vzdálenost ochranného rámu za řidičem od přední nápravy je 1460 mm, takže vzdálenost těžiště od ochranného rámu je cca 18 mm, což je hodnota s přehledem vyhovující pro zdvih za ochranný rám. Pro vyrovnaní vozidla do vodorovné polohy stačí moment přibližně 80 Nm, takže stačí působit silou cca 55N v místě přední nápravy.

8.2.volba příslušenství

Ještě před samotným návrhem konstrukce je třeba vybrat vhodné příslušenství, které bude ve finálním provedení použito. Jde o otočná kola a elektrický naviják. Obojí musí především s dostatečnou rezervou odpovídat provoznímu zatížení, ale také musí být vhodné po stránce dostupnosti, finančních nákladů a například i servisu.

8.2.1. Elektrický naviják

Na elektrický naviják je kladeno několik požadavků. Především musí mít odpovídající výkon a tahovou sílu. Z důvodu snadnějšího splnění tohoto požadavku od začátku uvažuji zdvih

formule přes volnou kladku. Sníží se síla, kterou musí pro zdvižení vyvinout naviják a také se sníží odběr proudu ze zdroje (jak ukazují tabulky u konkrétních navijáků).

Dalším požadavkem je napájecí napětí, které jsem při návrhu zvolil 12V, neboť umožňuje napájení z běžného automobilového akumulátoru a umožňuje tedy provoz zdvihacího zařízení nezávisle na dostupnosti elektrické sítě, nebo na velikosti napětí v síti. Dalším požadavkem je to, že naviják by měl být určen pro svislý tah. Na trhu je totiž dostupné velké množství různých navijáků s napájecím napětím 12V, které jsou ale především určeny pro provoz jako vyprošťovací zařízení na terénních automobilech a výrobci je tedy nedoporučují pro vertikální tah, byť tahová síla, kterou takový naviják vyvodí, s dostatečnou rezervou přesahuje požadavky. Našel jsem sice výrobce, kteří garantují použití jejich navijáku pro svislý tah, ale šlo o zahraniční firmy, kde by mohl nastat problém se zárukou a případným servisem. Obrátil jsem se tedy na místní výrobce a distributory s dotazem na použitelnost jejich navijáků. Z kladných odpovědí jsem vybral nejvhodnější typ, uvedeny níže.

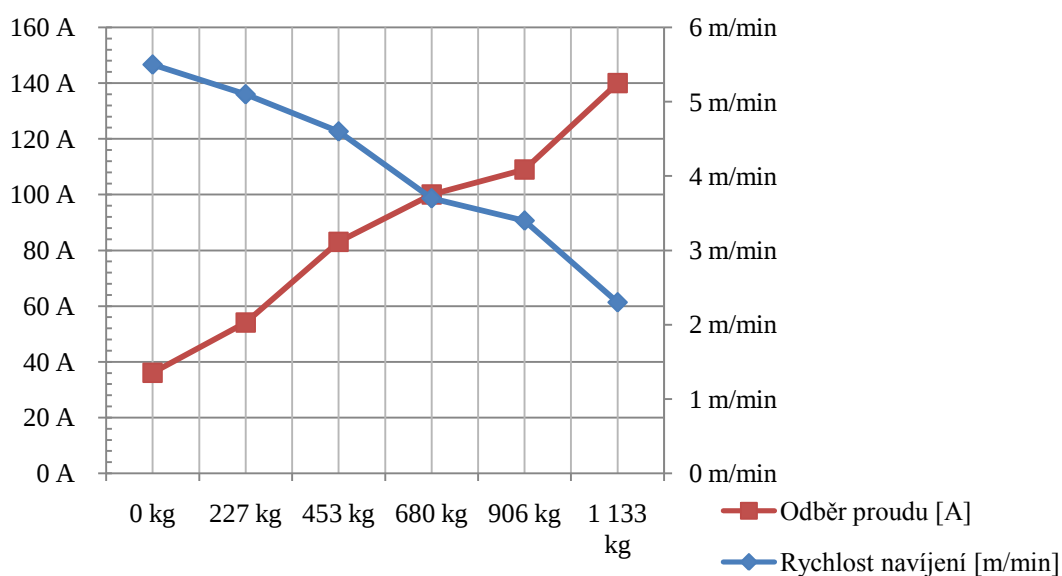
8.2.2. Ramsey Badger 2500

Společnost Ramsey vznikla v roce 1944 jako výrobce nástrojů, odlitků a součástí letadel pro firmu Douglas Aircraft company. Už o rok později vyrobili první naviják pro terénní vozidla a o pět let později se už plně profilovali jako výrobce navijáků všech typů.

Zvolený typ navijáku Badger 2500 je jeden z nejméně výkonných (ale také nejlevnějších) modelů ve výrobní řadě společnosti. Naviják využívá 12V DC motor s permanentními magnety pro minimální odběr proudu o výkonu 0,75 kW, osvědčenou tří stupňovou planetovou převodovku a automatickou mechanickou brzdu. Tab 8.2 a obr. 8.3 ukazuje závislost rychlosti navíjení lana a proudového odběru při první vrstvě lana na bubnu

zatížení	[kg]	0	227	453	680	906	1133
Rychlost navíjení	[m.min ⁻¹]	5.5	5.1	4.6	3.7	3.4	2.3
Odběr proudu	[A]	36	54	83	100	109	140

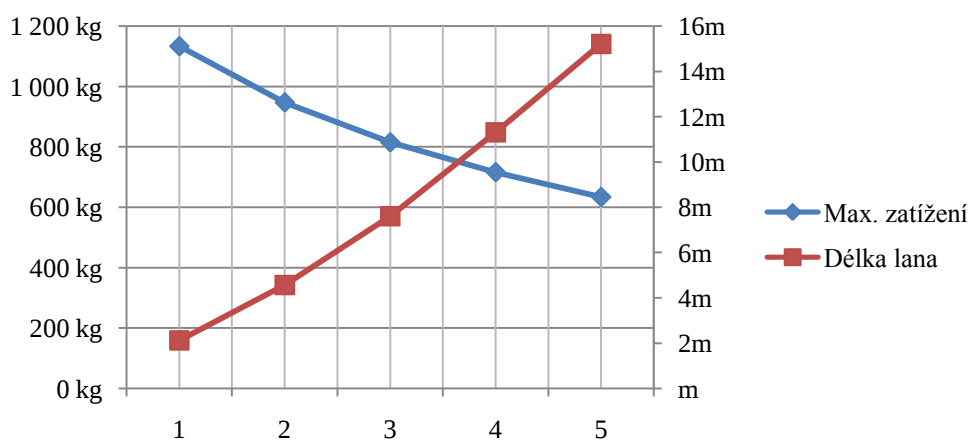
Tab. 8.2: Rychlost navíjení lana a odběr proudu v závislosti na zatěžující síle



Obr. 8.4: Průběh odběru proudu a rychlosti navíjení lana v závislosti na zatížení

vrstva		1	2	3	4	5
Max. zatížení	[kg]	1133	947	815	716	634
Délka lana	[m]	2,12	4,56	7,6	11,3	15,2

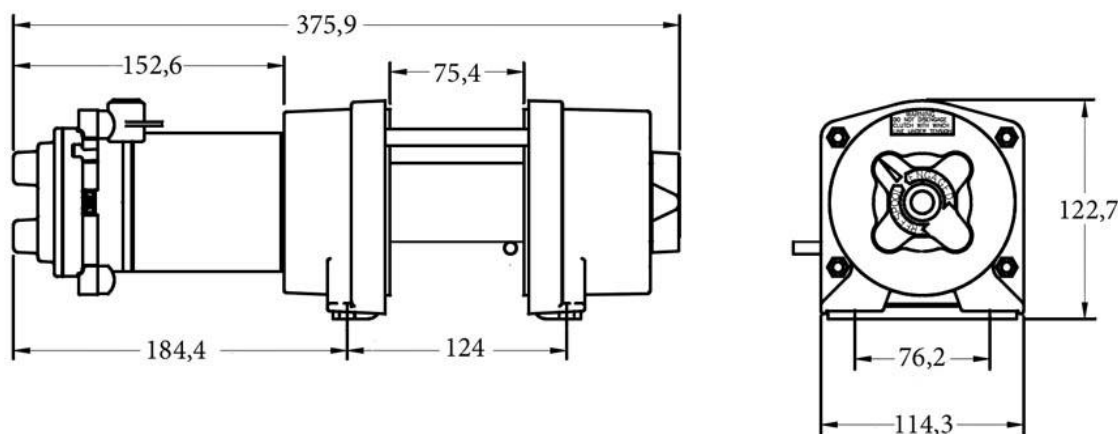
Tab. 8.3: maximální zatížení a délka navinutého kabelu v závislosti počtu vrstev lana na bubnu navijáku



Obr. 8.5: Průběh maximálního zatížení a délky lana v závislosti počtu vrstev lana

Se vzrůstajícím zatížením tedy klesá rychlost zdvihu a zvyšuje se proudový odběr. Zdvih přes volnou kladku zlepší obě tyto veličiny, protože zatížení navijáku se sníží přibližně na polovinu. Maximální dovolené zatížení je závislé na počtu vrstev lana na bubnu (viz *obr. 8.5*), protože s přírůstkem vrstev se zvětšuje rameno, na kterém působí síla v laně. Přitom délka lana v první a druhé vrstvě je dostatečná pro zdvih do maximální výšky, kterou dovolí navržená konstrukce. Lano proto bude zkráceno tak, aby na bubnu ani při maximálním navinutí nebyly více než dvě vrstvy.

Na *obr. 8.6* jsou vyobrazeny základní rozměry a rozteče montážních otvorů, na *obr. 8.7* pak samotný naviják.



Obr. 8.6: Základní rozměry a rozteče montážních otvorů



Obr. 8.7: Ramsey Badger 2500

8.2.3. Pojezdová kola

Požadavky na kolečka jsou následující – nejdůležitější je především dostatečná únosnost. Druhým požadavkem je provozní brzda, která umožní zafixovat kola a zamezit tím nežádoucím posuvům rámu. Další požadavky už nejsou tak důležité, ale patří mezi ně například dostatečný průměr kola (větší průměr znamená snadnější překonávání překážek). Vhodné uložení kola (ve vybraném případě na kuličkových ložiscích) zase zlepšuje odvalování a snadnost jízdy. Důležitý je i materiál běhounu, zde je volba odvislá od povrchů, na kterých bude zdvihací zařízení běžně používáno.

Výrobci a dodavatelů je na našem trhu celá řada, v tomto návrhu jsou po pečlivém zvážení použita pojezdová kola vyrobená firmou Cone Zlín. Z širokého výrobního portfolia byly vybrány kola řady 37xxx. Tato řada zahrnuje 8 variant koleček:

- Samostatná
- s přírubou brzděná/nebrzděná
- s hladkým čepem brzděná/nebrzděná
- s trubkovým čepem brzděná/nebrzděná
- pevná

Společnými vlastnostmi jsou kolečkové ložisko, běhoun z elastické pryže a hliníkový střed. Z důvodu snadné montáže byly vybrány kolečka otočná s přírubou a brzdou. V této variantě se vyrábí čtyři typy lišící se únosností, průměrem kola, velikostí předsazení osy kola a samozřejmě hmotností. Velikost příruby a montážní rozměry jsou ale stejné, což umožňuje záměnu za jiný typ. V mém návrhu uvažuji použití typu 37180.09 s únosností 350kg, která by měl být s dostatečnou rezervou vyhovující pro uvažované zatížení.



Obr. 8.7: Otočná brzděná kolečka řady 37xxx Cone

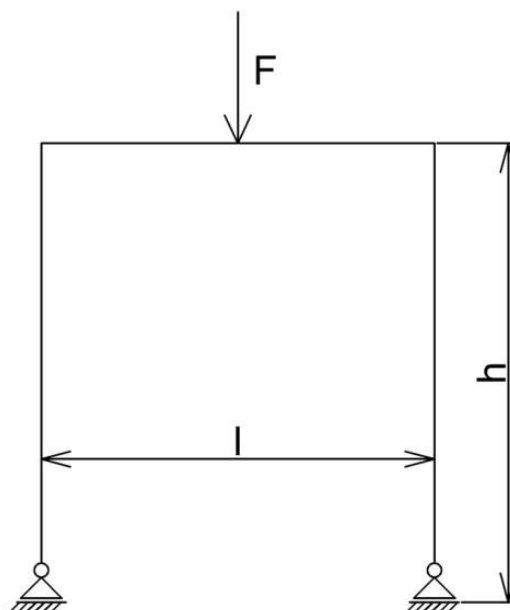
 typ	 mm	 mm	 GL	 mm	 mm	 mm	 mm	 mm	 kg	 kg	Cena [Kč]
37125.09	125	50	GL	165	53	135x110	105x80/75	11	2,30	250	762,-
37160.09	160	50	GL	199	49	135x110	105x80/75	11	2,90	300	871,-
37180.09	180	50	GL	230	55	135x110	105x80/75	11	3,30	350	1077,-
37200.09	200	50	GL	238	55	135x110	105x80/75	11	3,70	400	1125,-

Tab. 8.4: Parametry vybraných pojzdových koleček řady 37xxx

8.3. Předběžný výpočet a volba materiálu

8.3.1. Výpočet horního příčného nosníku

Smyslem předběžného výpočtu je získání základní představy o zatížení, napětí a průběhu zatěžujících sil. Tyto základní informace mi následně pomáhají s volbou správných komerčně dostupných ocelových profilů, které použiji při tvorbě modelu v programu Pro/Engineer. Prvním krokem je náhrada zdvihacího zařízení prutovou soustavou, respektive dvojnásobně zalomeným prutem, jak ukazuje obr. 8.8:



Obr. 8.8: Nahrazení rámu dvakrát zalomeným prutem

Zvolené rozměry, bezpečnost (pro potřeby předběžného výpočtu) a zatěžující síla jsou:

$$l=1,9 \text{ m}$$

$$h=2,2 \text{ m}$$

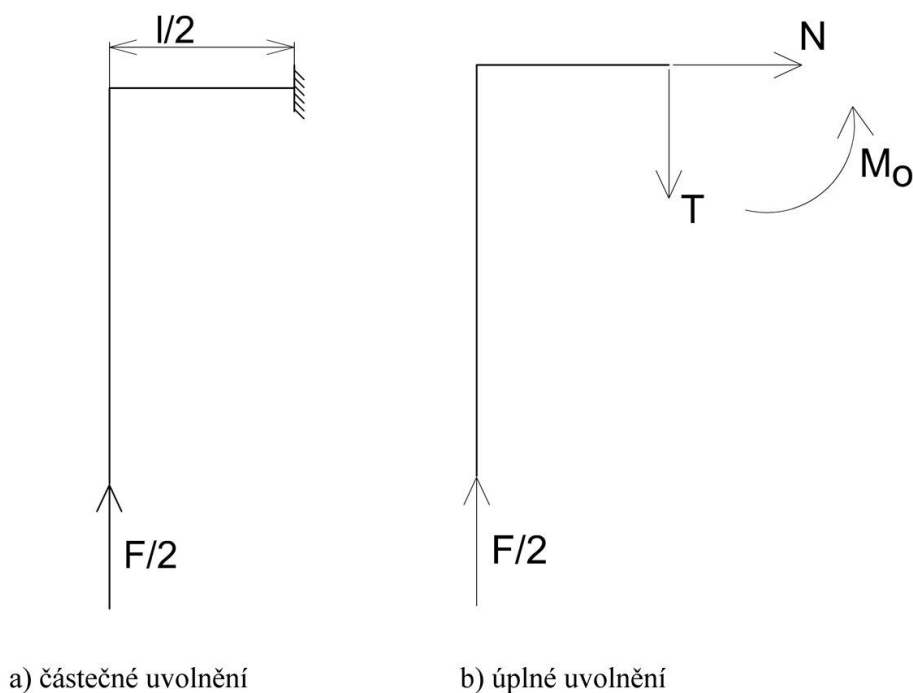
$$k=3$$

$$F= 5000 \text{ N}$$

Materiál jsem zvolil běžnou konstrukční ocel S235JRH, ekvivalent 11375. Tento materiál je nejčastější volbou pro tenkostěnné profily. Základní parametry tohoto materiálu jsou v tab. 8.5:

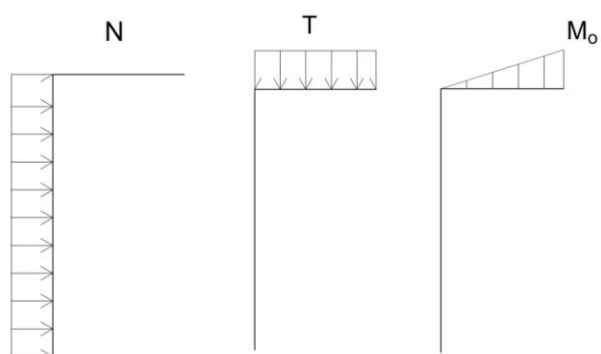
Značka oceli EN 10210	Min. mez kluzu v MPa		Pevnost v tahu v MPa		Min. tažnost v %		Min. nárazová práce KV*		Druh atestu EN 10204
	tloušťka v mm		tloušťka v mm		podél	napříč	teplota	hodnota	
Nelegované oceli	16	16 40	3	3 65	40	40	°C	J	
S235JRH	235	225	360 - 510	340 - 470	26	24	+ 20	27	- 2.2

Tab. 8.5: Základní parametry oceli S235JRH¹⁰

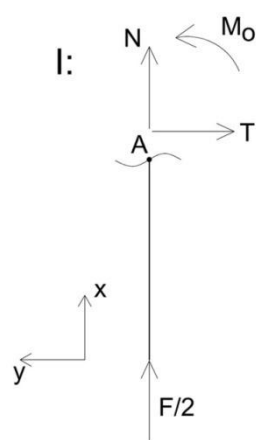


Obr. 8.9 Částečné a úplné uvolnění

¹⁰ Čtyřboké duté profily EN 10210/EN 10219 . [online]. [citováno 2.3.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=46>

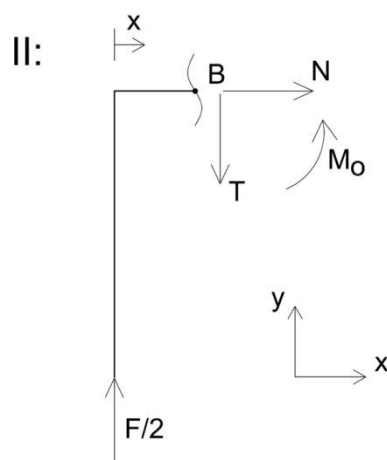


Obr. 8.10: Průběhy normálové síly, tečné a ohybového momentu



Obr. 8.11: silové a momentové působení v řezu 1

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0: & T &= 0 \\ \sum F_y &= 0: & \frac{F}{2} + N &= 0 \Rightarrow N = -\frac{F}{2} \\ \sum M_{o_A} &= 0: & M_o &= 0\end{aligned}$$



Obr. 8.12: silové a momentové působení v řezu 2

$$\sum F_x = 0: \quad N = 0$$

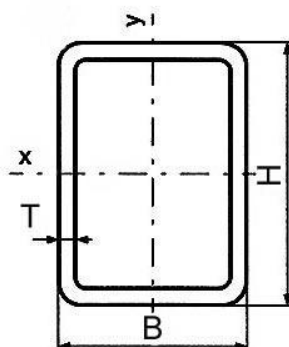
$$\sum F_y = 0: \quad \frac{F}{2} - T = 0 \Rightarrow T = \frac{F}{2}$$

$$\sum M_{oA} = 0: \quad \frac{F}{2} \times x - M_o = 0 \Rightarrow M_o = \frac{F}{2} \times x$$

Pro zjednodušení výpočtu na dané rozlišovací úrovni neuvažují smykové napětí, neboť dominantní bude namáhání od ohybového momentu. Mez kluzu pro ocel S235JRH jsem odečetl z Tab. 3.1 a je to $R_e = 235 \text{ MPa}$. Maximální dovolené napětí při zvolené bezpečnosti $k = 3$ je vypočítáno podle vztahu:

$$\sigma_{dov} = \frac{\sigma_k}{k_k} = \frac{235}{3} \doteq 78.3 \text{ Mpa} \quad (6)$$

Hledanou veličinou je pružný modul průřezu k ose x (průřez a jeho orientace k osám jsou naznačeny na obr. 3.5).



Obr 8.13: průřez nosníku a jeho orientace k osám¹¹

Minimální modul průřezu, nutný k nedosažení překročení dovoleného napětí, jsem vypočítal podle následujícího vztahu:

$$W_o \geq \frac{M_{o\max}}{\sigma_{dov}} = \frac{\frac{F}{2} \times \frac{l}{2}}{\sigma_{dov}} = \frac{2500 \text{ N} \times 950 \text{ mm}}{78.3 \text{ Mpa}} \doteq 30332 \text{ mm}^3 = 30.332 \text{ cm}^3 \quad (7)$$

¹¹ Specifikace výrobku . [online]. [citováno 2.3.2010]. Dostupné na internetu: http://www.feron.cz/cze/katalog/img.php?id=112&id_product=24998

Následně jsem z nabídky společnosti Feron a.s. vybral vhodný svařovaný profil obdélníkového průřezu, splňující požadavek na minimální hodnotu W_o . Ze dvou variant přicházejících v úvahu jsem nakonec vybral Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 120x40x4 mm (viz tab. 8.6)

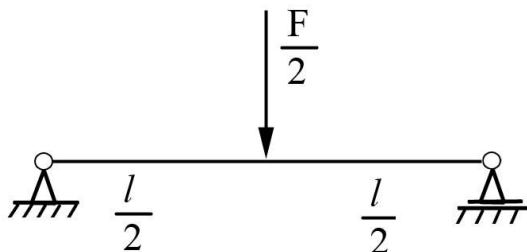
Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 120x40x4		
Výška profilu	H	120 mm
Šířka profilu	B	40 mm
Tloušťka profilu	T	4,0 mm
Hmotnost	M	9,22 kg/m
Plocha průřezu	A	11,75 cm ²
Kvadratický moment průřezu	I_{xx}	186,89 cm ⁴
Kvadratický moment průřezu	I_{yy}	31,92 cm ⁴
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i_{xx}	3,99 cm
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i_{yy}	1,65 cm
Pružný modul průřezu	W_{elxx}	31,15 cm ³
Plastický modul průřezu	W_{plxx}	41,21 cm ³
Plastický modul průřezu	W_{plyy}	18,54 cm ³
Pružný modul průřezu	W_{elyy}	15,96 cm ³
Polární moment průřezu	I_t	94,23 cm ⁴
Polární modul průřezu	C_t	29,24 cm ³
Plocha povrchu na 1 m délky	A_s	0,306 m ² /m
Jmenovitá délka na 1 t		108,43 m
Mezní úchylka H		±0,8 %
Mezní úchylka B		±1 %, nejméně ±0,5 mm
Mezní úchylka T		±10 %
Vydatost strany	x_1	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Vypuklost strany	x_2	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Kolmost stran		90° ±1°
Tvar vnějšího zaoblení	C_1, C_2	1,6T až 2,4T
Zkroucení	V	2 mm plus 0,5 mm/m délky
Mezní úchylka přímosti na 1 m délky		max. 3 mm/m

Tab. 8.6: Vlastnosti zvoleného ocelového profilu¹²

¹² Specifikace výrobku [online]. [citováno 16.3.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27880>

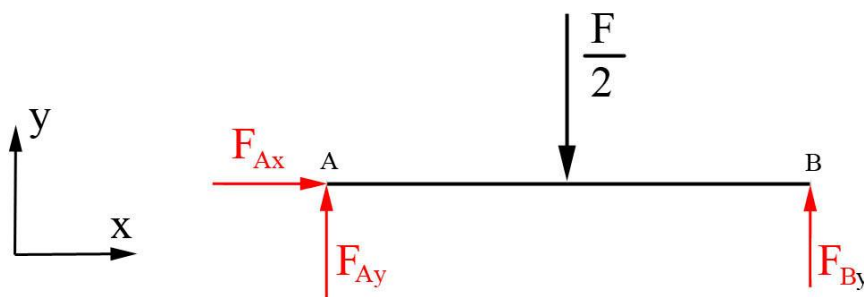
8.3.2. Výpočet spodních nosníků

V prvním kroku je spodní nosník nahrazen jednoduchým přímým prutem:



Obr. 8.14: Náhrada nosníku přímým prutem

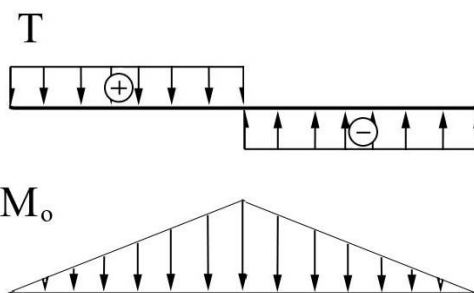
Následně je provedeno úplné uvolnění:



Obr. 8.13: Úplné uvolnění

Následně jsou sestaveny rovnice momentové a silové rovnováhy:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0: & F_{Ax} &= 0 \\ \sum F_y &= 0: & F_{Ay} + F_{By} - \frac{F}{2} &= 0 \\ \sum M_{o_A} &= 0: & F_{By} \times l - \frac{F}{2} \times \frac{l}{2} &= 0 \\ N &= 0\end{aligned}$$



Obr. 8.14: Průběh normálové a tečné síly a ohybového momentu

Maximální dovolené napětí při zvolené bezpečnosti je opět dle vztahu (6):

$$\sigma_{dov} = \frac{\sigma_k}{k_k} = \frac{235}{3} \doteq 78.3 \text{ Mpa}$$

Minimální modul průřezu, nutný k nedosažení překročení dovoleného napětí, jsem vypočítal dle stejného vztahu (7) jako v předchozím případě:

$$W_o \geq \frac{M_{omax}}{\sigma_{dov}} = \frac{\frac{F}{2} \times \frac{l}{2}}{\sigma_{dov}} = \frac{1250 \text{ N} \times 500 \text{ mm}}{78,3 \text{ Mpa}} \doteq 7982 \text{ mm}^3 = 7,982 \text{ cm}^3$$

Vybraný profil je ze sortimentu Feron a.s., rozměr 50x40x4 mm, parametry jsou v tab. 8.7:

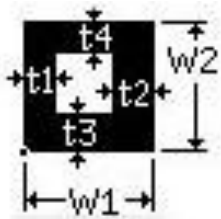
Profil uzavřený svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 50x40x4		
Výška profilu	H	50 mm
Šířka profilu	B	40 mm
Tloušťka profilu	T	4,0 mm
Hmotnost	M	4,83 kg/m
Plocha průřezu	A	6,15 cm ²
Kvadratický moment průřezu	I _{xx}	19,49 cm ⁴
Kvadratický moment průřezu	I _{yy}	13,71 cm ⁴
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i _{xx}	1,78 cm
Poloměr kvadratického momentu průřezu	i _{yy}	1,49 cm
Pružný modul průřezu	W _{ebx}	7,80 cm ³
Plastický modul průřezu	W _{pbx}	9,89 cm ³
Plastický modul průřezu	W _{plyy}	8,46 cm ³
Pružný modul průřezu	W _{elyy}	6,85 cm ³
Polární moment průřezu	I _t	27,82 cm ⁴
Polární modul průřezu	C _t	11,06 cm ³
Plocha povrchu na 1 m délky	A _s	0,166 m ² /m
Jmenovitá délka na 1 t		207,20 m
Mezní úchylka H		±1 %, nejméně ±0,5 mm
Mezní úchylka B		±1 %, nejméně ±0,5 mm
Mezní úchylka T		±10 %
Vydutost strany	x ₁	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Vypuklost strany	x ₂	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm
Kolmost stran		90° ±1°
Tvar vnějšího zaoblení	C ₁ , C ₂	1,6T až 2,4T
Zkroucení	V	2 mm plus 0,5 mm/m délky
Mezní úchylka přímosti na 1 m délky		max. 3 mm/m

Obr. 8.7: Vlastnosti zvoleného ocelového profilu¹³

¹³ Specifikace výrobku [online]. [citováno 16.3.2010]. Dostupné na internetu: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27880>

8.4. Napěťová analýza rámu zdvihacího zařízení

Rám zdvihacího zařízení byl modelován jako prutovou soustavu. Prvním krokem bylo definování použitých prvků, v tomto případě byl použit pouze prvek *Beam* 189, protože v prvním výpočtu nebyla zanesena výztuha, kterou by bylo nutno síťovat pomocí prvku typu *Shell*. Dalším krokem bylo nadefinování průřezů pro prvek *Beam*. Rozměry průřezu byly už dříve určeny analytickým výpočtem a jsou vypsány v tabulce *tab 8.8*.

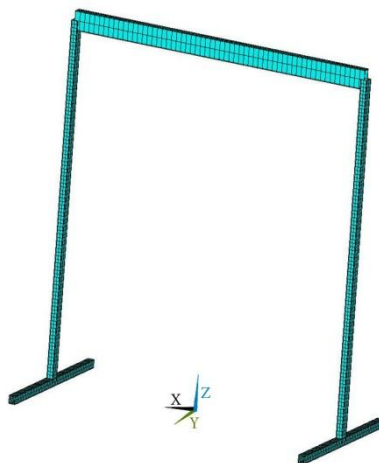
Section ID	W_1 [mm]	W_2 [mm]	$t_1 = t_2 = t_3 = t_4$ [mm]	
1	40	50	4	
2	40	120	4	
3	50	40	4	

Tab. 8.8: Rozměry průřezů pro prvek *Beam 189*

Následně byly definovány vlastnosti materiálu, použitý model je materiálu: *Structural* → *Linear* → *Elastic* → *Isotropic*. Zadané vlastnosti materiálu rámu:

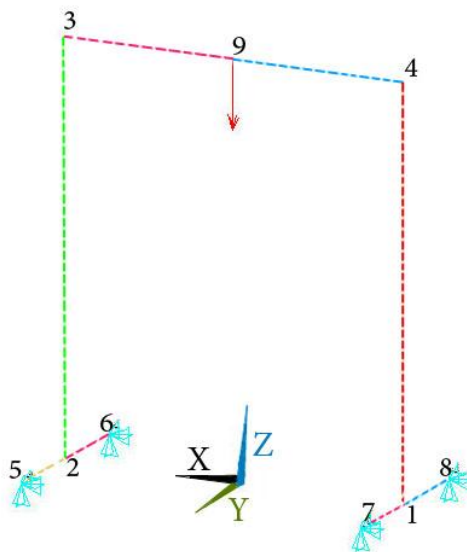
- Model pružnosti v tahu → $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonova konstanta → $\mu = 0,3$

Geometrie byla vytvořena přímo v prostředí ANSYSu. Prvním krokem bylo nadefinování vhodných klíčových bodů - k vystižení základního tvaru rámu stačí 9 klíčových bodů. Následně byly příčné klíčové body spojeny čarami, na kterých byla vytvořena síť prvků.



Obr.8.15 Síť prvků na modelu rámu

Dalším krokem je upevnění (tzv. zavazbení) modelu v prostoru tak, aby nemohlo dojít k jeho samovolnému posunutí, což by mělo za následek havarování výpočtu. Vzhledem k použití brzděných koleček byly okrajové podmínky definovány jako zamezení posuvů v klíčových bodech, které se nacházejí v místě uchycení koleček. Zatěžující síla byla definována jako osamělá síla o velikosti 5000 N, působící v klíčovém bodě ve středu horního hlavního nosníku. Situaci ukazuje *obr. 8.16*.



Obr. 8.16: Zatížení a uchycení rámu

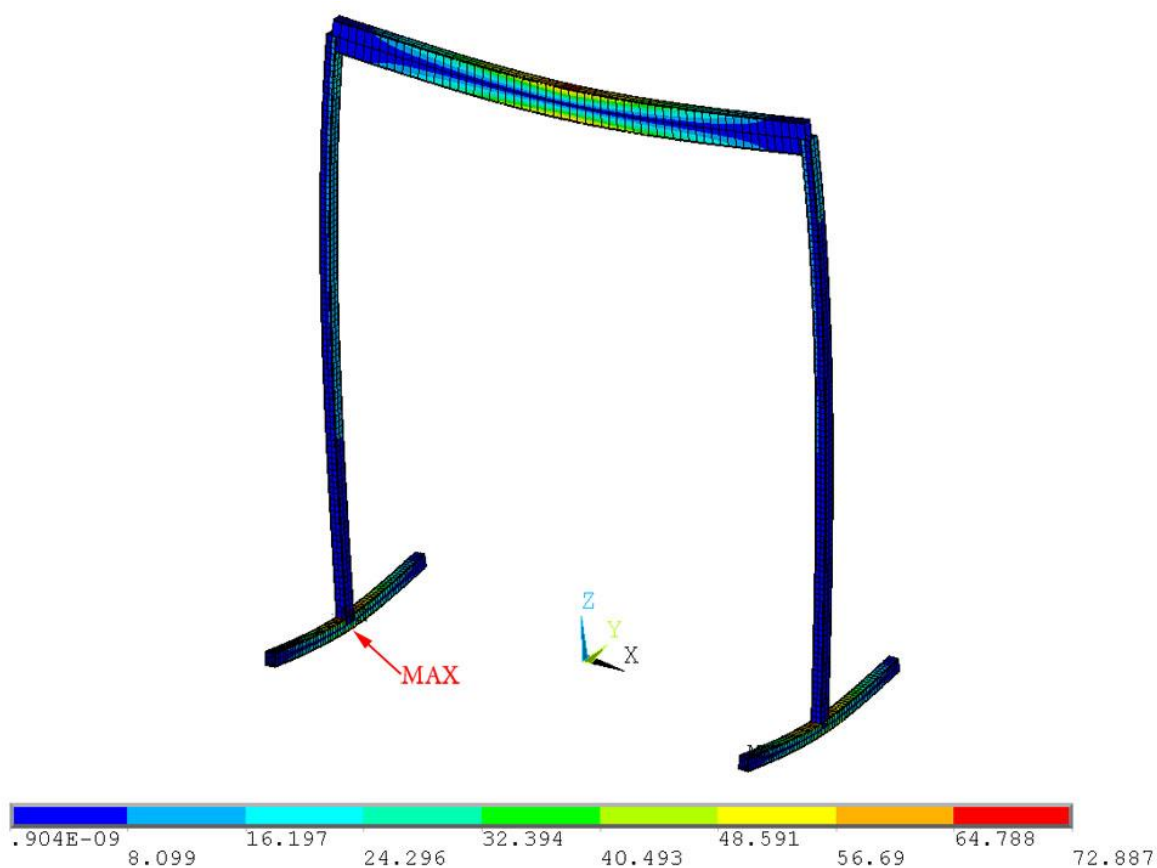
Nyní bylo možno spustit výpočet. Výsledné napětí, zobrazované na modelu, je redukované napětí podle podmínky plasticity HMH (*von Mises*). Maximální hodnota redukovaného napětí je ve spodní části spodního nosníku (který nese pojezdová kolečka, viz *orb. 8.19*) a dosahuje hodnoty:

$$\sigma_{\text{red}} = 72,9 \text{ MPa}$$

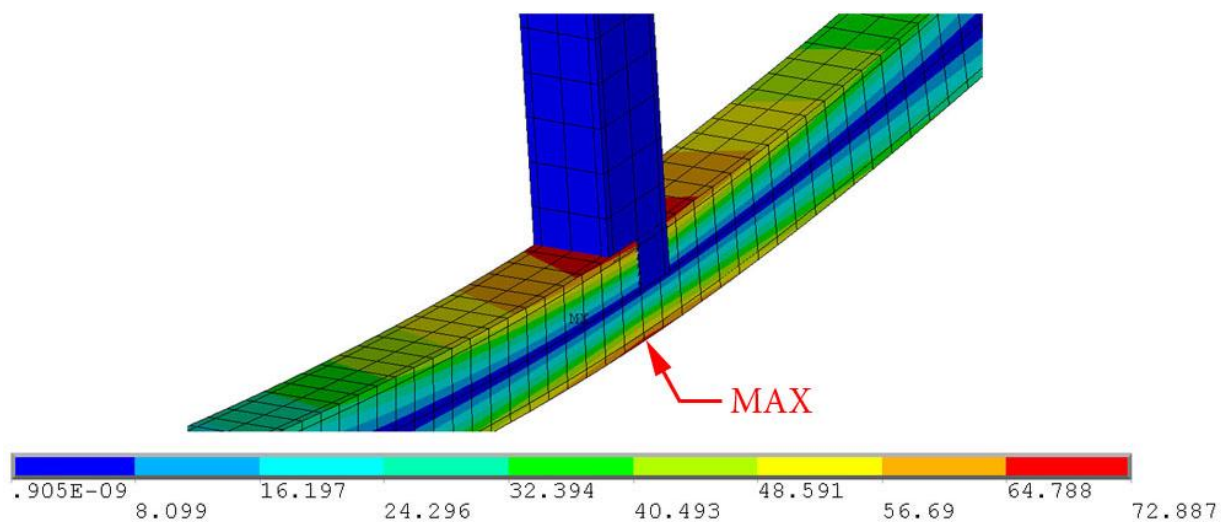
Výsledné napětí určené analytickým výpočtem se liší a dosahuje vyšší hodnoty:

$$\sigma_{\text{max}} \geq \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \times \frac{l}{2}}{W_o} = \frac{1250 \text{ N} \times 500 \text{ mm}}{7800 \text{ mm}^3} \doteq 80,1 \text{ MPa}$$

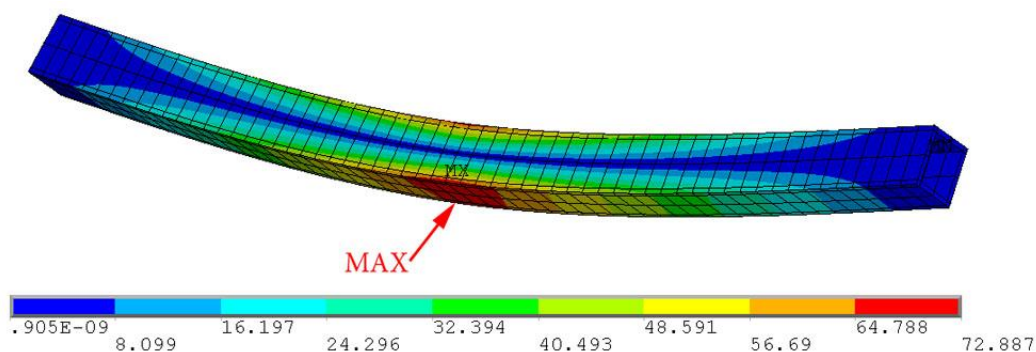
Rozdíl je z důvodu drobných odchylek v pružném modulu průřezu skutečného profilu a profilu definovaného v sekci *sections* pro prvek *Beam 189*. Přesto je to rozdíl malý a MKP výpočet dobře odpovídá analytickému. Z důvodu maximálního napětí v místě svaření dvou profilů ve tvaru T je v daném místě navržena konstrukční úprava. Výztuha má tvar trojúhelníku a její optimalizace je v další části práce.



Obr.8.17: Rozložení redukovaného napětí (HMH) v rámu



Obr. 8.18: Rozložení redukovaného napětí (HMH) v rámu, detail spodní příčky



Obr. 8.19: Rozložení redukovaného napětí (HMH) v rámu, detail spodní příčky

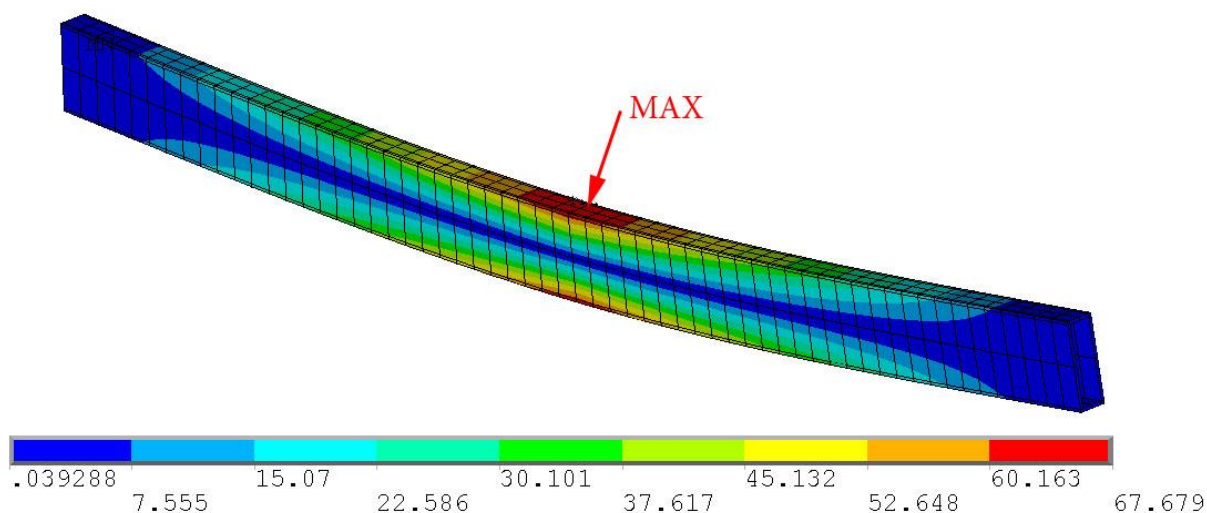
Redukované napětí v horním hlavním nosníku je zobrazeno na obr. 8.20. Jeho maximální hodnota leží ve středu a má velikost:

$$\sigma_{\text{red}} = 72,9 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí určené analytickým výpočtem se liší a dosahuje dokonce vyšší hodnoty:

$$\sigma_{\text{max}} \geq \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} + \frac{l}{2}}{W_o} = \frac{2500 \text{ N} \times 950 \text{ mm}}{31150 \text{ mm}^3} \doteq 76,2 \text{ Mpa}$$

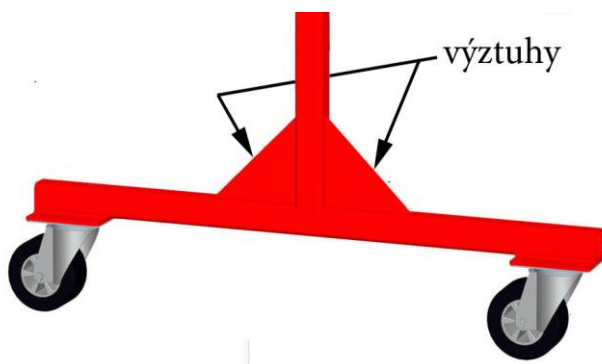
Důvod rozdílu mezi MKP výpočtem a analytickým výpočtem je stejný jako v předchozím případě. V tomto nosníku je ovšem hodnota pouze orientační, protože profil je narušen čtyřmi otvory pro montáž navijáku, které jsou významnou koncentrací napětí. Nosník je tedy v další části práce namodelován jako 3D objemový model v Pro/E, převeden do ANSYSu a je určeno napětí zahrnující koncentraci napětí v otvorech pro šrouby.



Obr. 8.20: Rozložení redukovaného napětí (HMH) v rámu, detail horní příčky

8.5. Optimalizace kritického místa

Maximální redukované napětí je ve spodní příčce rámu, jako opatření pro zvýšení bezpečnosti v tomto kritickém místě jsem navrhl zpevnění kritického místa výztuhami trojúhelníkového tvaru, přivařenými do rohu spoje spodní a vertikální příčky (Obr 7.10). Aby se zbytečně neplýtvalo materiálem, rozhodl jsem se velikost výztuh optimalizovat z hlediska jejich vlivu na výsledné napětí v dolním nosníku. Abych nemusel vždy znova zadávat celou geometrii (která je navíc po zavedení výztuh o poznání složitější, než ve výše uvedeném výpočtu), definovat elementy, vytvářet síť elementů atd. rozhodl jsem se využít možnosti vytvořit si vlastní program pro automatizaci výpočtu.



Obr. 8.21 Výztuhy pro zpevnění kritického místa

Programování takového makro příkazu se vyznačuje poměrně jednoduchou syntaxí, z důvodu jednoúčelového použití pro programové prostředí ANSYS. Nejprve jsou definovány vstupní hodnoty, které uživatel může libovolně měnit, následně jsou vypsány příkazy pro tvorbu klíčových bodů, čar a ploch. V dalším kroku jsou definovány materiálové charakteristiky a parametry průřezu podle zadaných hodnot. V další části programu je provedena tvorba MKP sítě pomocí selekce příslušných entit a následné aplikace patričních prvků. V předposlední části jsou definovány okrajové podmínky prostřednictvím omezení posuvů v daných klíčových bodech a definováním zatěžující síly v patričním klíčovém bodě. V poslední části je už pouze spuštěn výpočet.

Celý program je zapsán v souboru formátu *.txt a jeho aplikace se provádí tak, že uživatel přepíše defaultní hodnoty (pokud je chce měnit) svými vlastními, následně celý text programu zkopíruje do příkazového řádku ANSYSu a stiskem klávesy Enter potvrdí spuštění programu.

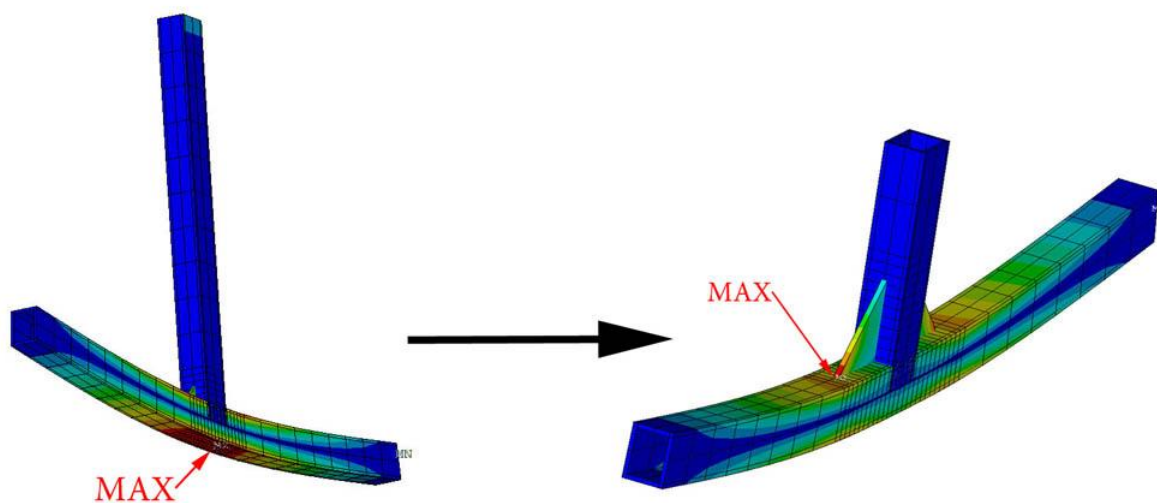
Uživatel může měnit hlavní rozměry rámu, rozměry průřezů, velikost zatěžující síly a hustotu sítě pro dvě oblasti – jemnější síť pro přesnější výpočet v oblasti výztuhy a hrubší pro zrychlení výpočtu v oblastech nepodstatných z hlediska optimalizace výztuhy.

Při optimalizaci velikosti výztuhy jsem měnil velikost a po kroku $\Delta a = 25 \text{ mm}$ od nejmenší hodnoty $a_1 = 50 \text{ mm}$ po maximální hodnotu $a_{18} = 475 \text{ mm}$. Tloušťka výztuhy je vždy 5 mm, ale i tuto hodnotu je možno změnit tak, že ve výpisu programu se přepíše šedivou barvou zvýrazněná hodnota v řádku:

*!*Realne konstanty*

$R, 1, \underline{5}$

Sledovanou hodnotou je maximální redukované napětí v dolní části rámu. Záměrně nezmiňuji konkrétní místo, protože se změnou velikosti výztuhy se měnila i pozice kritického místa – bez výztuhy a s malou výztuhou se místo maximálního napětí nachází ve spodní části spodní příčky. Se zvětšující se výztuhou se místo nejvyššího napětí přesunuje na přechod mezi výztuhou a spodním nosníkem, jak ukazuje obr 7.11.



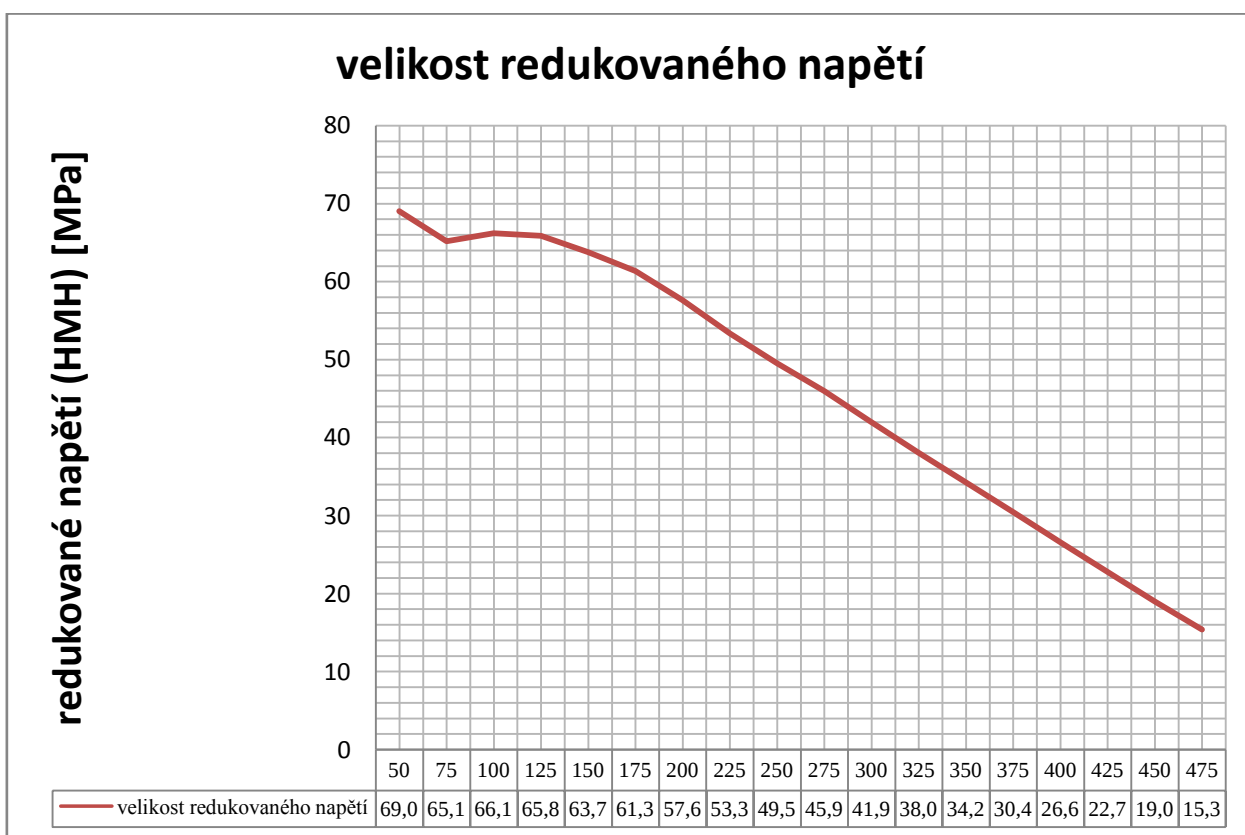
Obr. 8.22: Změna pozice místa největšího redukovaného napětí se změnou velikosti výztuhy

Závislost mezi velikostí výztuhy a velikostí redukovaného napětí je téměř lineární, respektive jediná odchylka od linearity je v grafu dobře patrné lokální minimum této závislosti při $a = 75 \text{ mm}$. Toto lokální minimum vznikne právě při přesunu maximálního napětí na výztuhu, respektive na přechod výztuha-spodní příčka.

Z výsledných hodnot jsem vybral velikost příčky $a=150 \text{ mm}$, neboť velikost redukovaného napětí podle podmínky plasticity HMM je v takovém případě $\sigma_{\text{red}} = 63,7 \text{ MPa}$, bezpečnost je potom:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{235}{63,7} \doteq 3,69$$

Výsledná hodnota bezpečnosti je zcela postačující pro toto kritické místo a výztuha je přitom ještě stále kompaktních rozměrů, takže není použito nadbytečné množství materiálu



Obr. 8.23: Závislost maximálního redukovaného napětí v dolní části rámu na velikosti výztuhy

Níže je vypsán program, který byl pro optimalizaci použit, který je ale možno použít i pro rychlé posouzení dalších vlivů na napjatost v konstrukci, například vliv šířky rámu, nebo vliv změny rozměrů použitých profilů. Program je v elektronické podobě uložen v přílohách pro případné pozdější použití.

/PREP7

!*****

!* Vstupní geometrie [mm]

a=150

Delka=1900

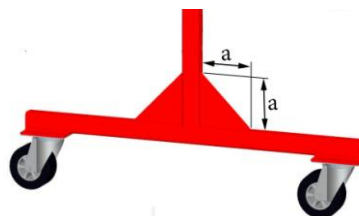
Vyska=2200

Delka2=1000

!* Zatěžující síla [N]

F=5000

zadání základních rozměrů rámu – výška, šířka, délka spodní podpěry a velikost zatěžující síly



!* Parametry průřezu

!* nosníků [mm]

horniy=120

horniz=40

hornit=4

spodniy=50

spodnix=40

spodnit=4

vertikalz=50

vertikalx=40

vertikalt=4

zadání rozměrů průřezů jednotlivých profilů – horni=hlavní příčný nosník, spodni = spodní příčka nesoucí kolečka, vertikal = vertikální nosník spojující spodní příčku s hlavním nosníkem

!* Nastavení site

Global=50

Detail=10

!*****

!* Tvorba Keypointu

K,1,Delka/2,0

K,2,-Delka/2,0--

K,3,Delka/2,Vyska

K,4,-Delka/2,Vyska

K,5,Delka/2,a

K,6,-Delka/2,a

K,7,Delka/2,0,a

K,8,Delka/2,0,-a

K,9,-Delka/2,0,a

K,10,-Delka/2,0,-a

K,11,0,Vyska

K,12,Delka/2,0,Delka2/2

K,13,Delka/2,0,-Delka2/2

K,14,-Delka/2,0,Delka2/2

K,15,-Delka/2,0,-Delka2/2

!*****

!* Tvorba čar

L,1,5

L,5,3

L,2,6

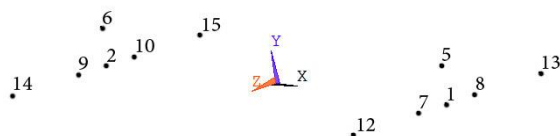
L,6,4

L,1,7

4

11

3



```

L,1,8
L,2,9
L,2,10
L,11,4
L,11,3
L,7,12
L,8,13
L,9,14
L,10,15
L,7,5
L,8,5
L,9,6
L,10,6

```

```

!*****

```

```

!* Tvorba ploch

```

```

AL,17,3,7
AL,3,18,8
AL,1,5,15
AL,1,6,16

```

```

!*****

```

```

!* Definice Elementů, Materiálu

```

```

ET,1,BEAM189

```

```

ET,2,SHELL93

```

```

MP,EX,1,2.1e5

```

```

MP,PRXY,1,.3

```

```

!*****

```

```

!* Průřezové charakteristiky

```

```

SECTYPE,1,BEAM,HREC, ,0

```

```

SECOFFSET,CENT

```

```

SECDATA,vertikalx,vertikalz,vertikalt,
          vertikalt,vertikalt,vertikalt,0,0,0,0

```

```

SECTYPE,2,BEAM,HREC, ,0

```

```

SECOFFSET,CENT

```

```

SECDATA,horniy,horniz,hornit,hornit,
          hornit,hornit,0,0,0,0

```

```

SECTYPE,3,BEAM,HREC, ,0

```

```

SECOFFSET,CENT

```

```

SECDATA,spodniy,spodnix,spodnit,spodnit,
          spodnit,spodnit,0,0,0,0

```

```

!*****

```

```

!* Realne konstanty

```

```

R,1,5

```

```

!*****

```

```

!* MKP sit

```

```

/ESHAPE,1.0

```

```

LSEL,S,,,1,4

```

```

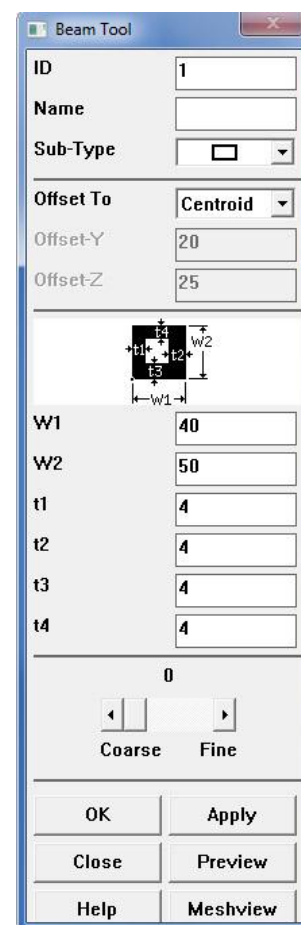
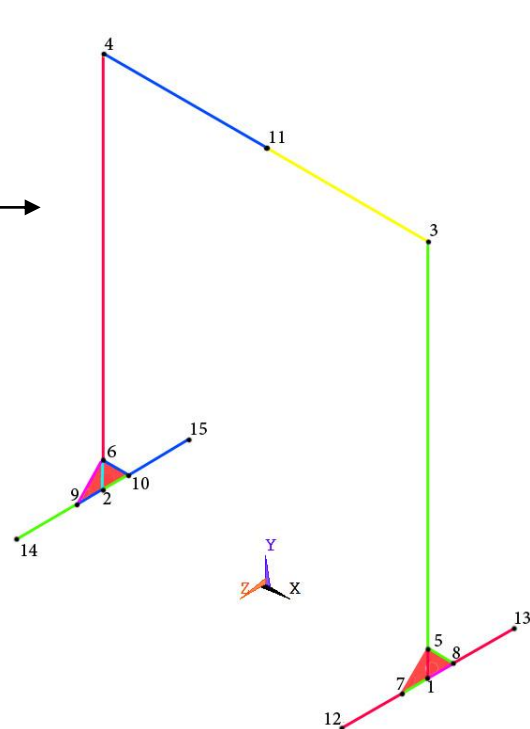
LATT,1,1,1, , , ,1

```

```

ALLSEL,ALL

```



```
LSEL,S,,,9,10
LATT,1,1,1,, , ,2
```

```
ALLSEL,ALL
```

```
LSEL,S,,,5,8
LSEL,A,,,11,14
LATT,1,1,1,, , ,3
```

```
ALLSEL,ALL
```

```
LSEL,S,,,9,14
LSEL,A,,,2
LSEL,A,,,4
```

```
LESIZE,ALL,Global, , , , , ,1
```

```
LSEL,S,,,5,8
LSEL,A,,,15,18
LSEL,A,,,1
LSEL,A,,,3
```

```
LESIZE,ALL,Detail, , , , , ,1
```

```
ALLSEL,ALL
```

```
AESIZE,ALL,Detail
```

```
LSEL,U,,,15,18
```

```
LMESH,ALL
AMESH,ALL
```

```
!*****
!* Okrajové podmínky
```

```
KSEL,S,,,12
KSEL,A,,,14
DK,ALL, , , ,0,UX,UY,UZ,
```

```
ALLSEL,ALL
```

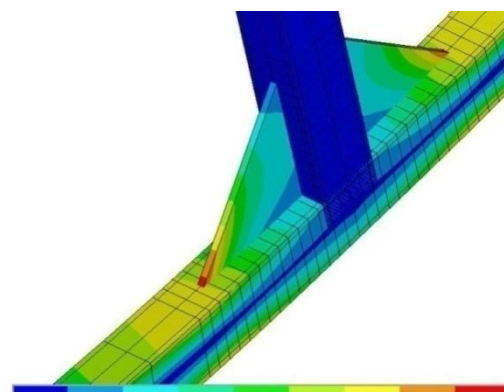
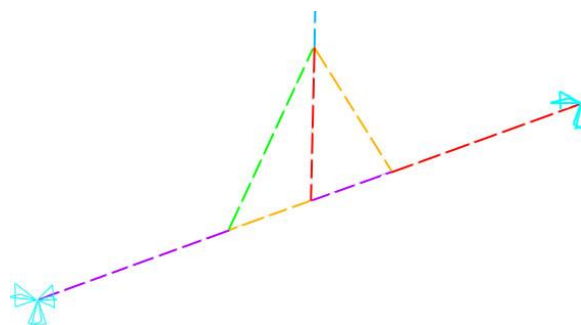
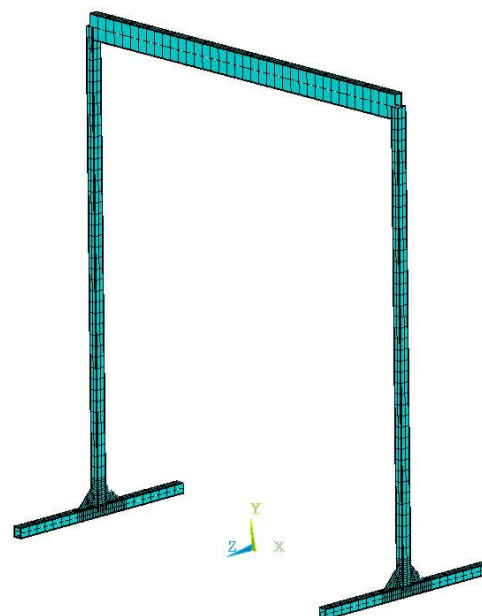
```
KSEL,S,,,13
KSEL,A,,,15
DK,ALL, , , ,0,UX,UY,,
```

```
ALLSEL,ALL
```

```
KSEL,S,,,11
FK,ALL,FY,-F
```

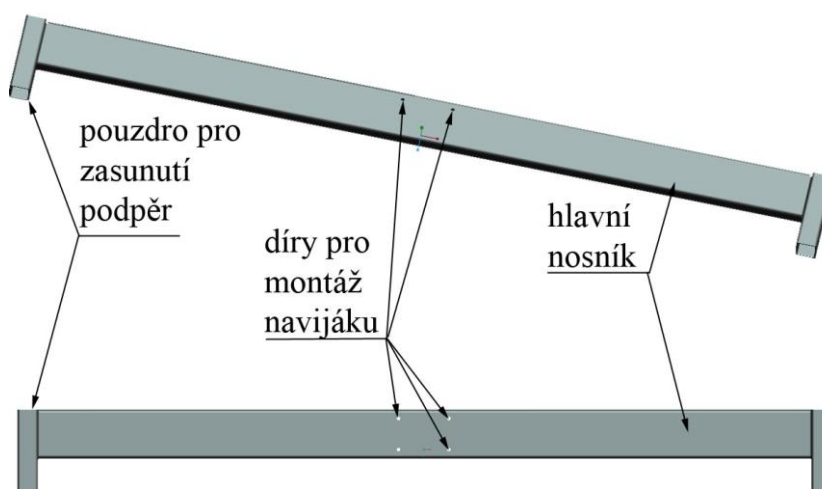
```
ALLSEL,ALL
```

```
!*****
!* Řešení
/SOLU
SOLVE
```



8.6. Napěťová analýza horní příčky

Jak už bylo zmíněno, pro posouzení bezpečnosti v oblasti spodních příček postačuje výpočet prutové soustavy s využitím prvků typu *Beam* a *Shell*. V horním nosníku (obr 8.25) jsou ale vyvrtány otvory z důvodu montáže elektrického navijáku a oka pro uchycení lana při zdvihu přes pomocnou kladku. Tyto otvory za prvé snižují plochu průřezu v daném místě (a tím mění i hodnotu pružného modulu průřezu), za druhé působí jako koncentrace napětí. Tohoto důvodu byl vytvořen objemový model v programu pro/E.



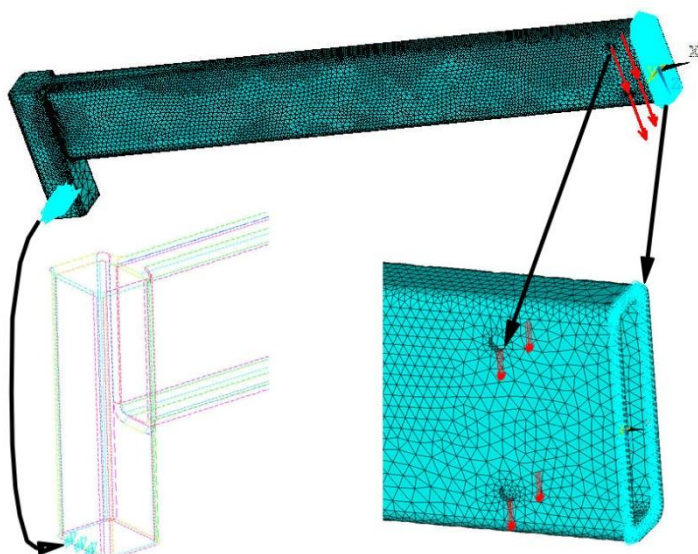
Obr. 8.25: hlavní příčný nosník

8.6.1. Konečnoprvková síť

Protože tvar horní příčky, včetně pouzdra pro zasunutí podpěr má poměrně komplexní tvar, jedinou možností, jak vytvořit síť elementů je volná síť. Z důvodu snížení počtu elementů byla modelována pouze čtvrtina celé součásti. Potřebné symetrie bylo dosaženo aplikací vhodných okrajových podmínek na plochy geometrické symetrie: *Preprocessor* → *Loads* → *Define Loads* → *Apply* → *Structural* → *Displacement* → *Symmetry B.C.* → *On Areas*.

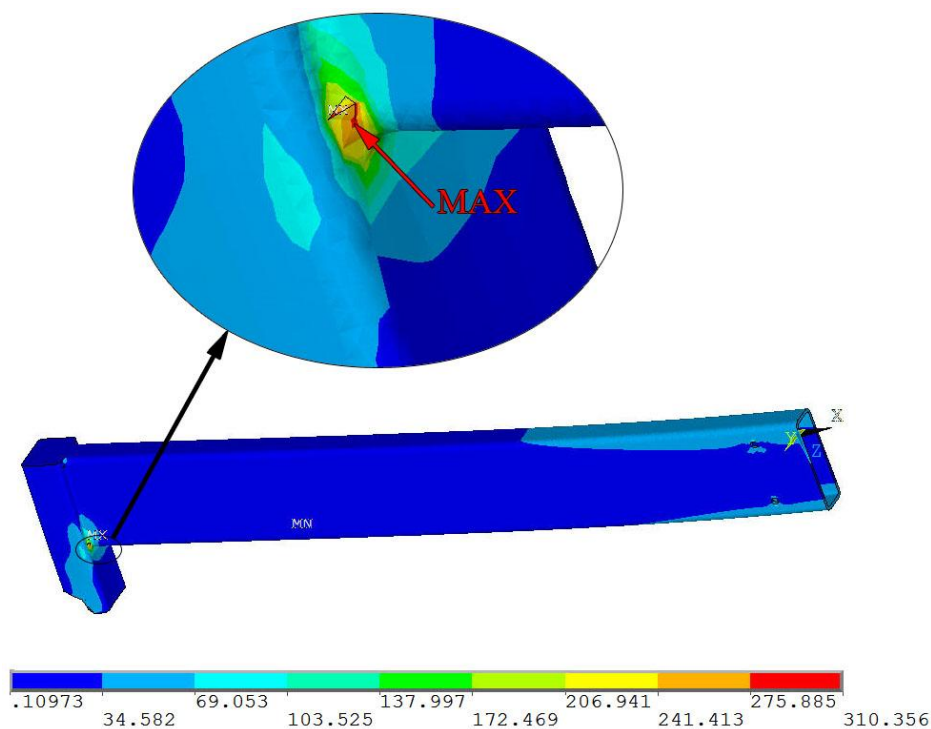
Použitý prvek je ve všech případech *Solid 186*, podmínka plasticity je *HMH*.

První návrh je pouze svarek ze dvou tenkostěnných profilů, hlavní nosník tvoří výše zmíněný profil 120 x 40 x 4 a pouzdro pro podpěry tvoří nosník 70 x 50 x 3. Na obr. 8.26 je vidět způsob definování zatěžujících sil – síla je aplikována na uzly vybrané uzly v dírách pro simulaci kontaktu se šroubem.



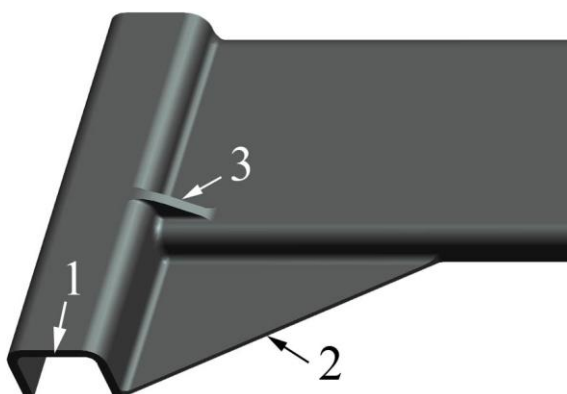
Obr. 8.26: Zatěžující síly, symetrické okrajové podmínky a vazby na horní příčce

Jak je vidět na obr. 8.27, redukované napětí má nejvyšší hodnotu místě svaru příčky s pouzdem. Hodnota převyšuje mez kluzu pro zvolený materiál. Je tedy nutno navrhnout konstrukční úpravy, které sníží napětí v součásti na přijatelnou mez. Pouzdro pro zasunutí podpěr je také jediná část celého rámu, kde nesmí dojít ani k mále trvalé deformaci, neboť musí být zachovány vůle pro demontáž rámu.



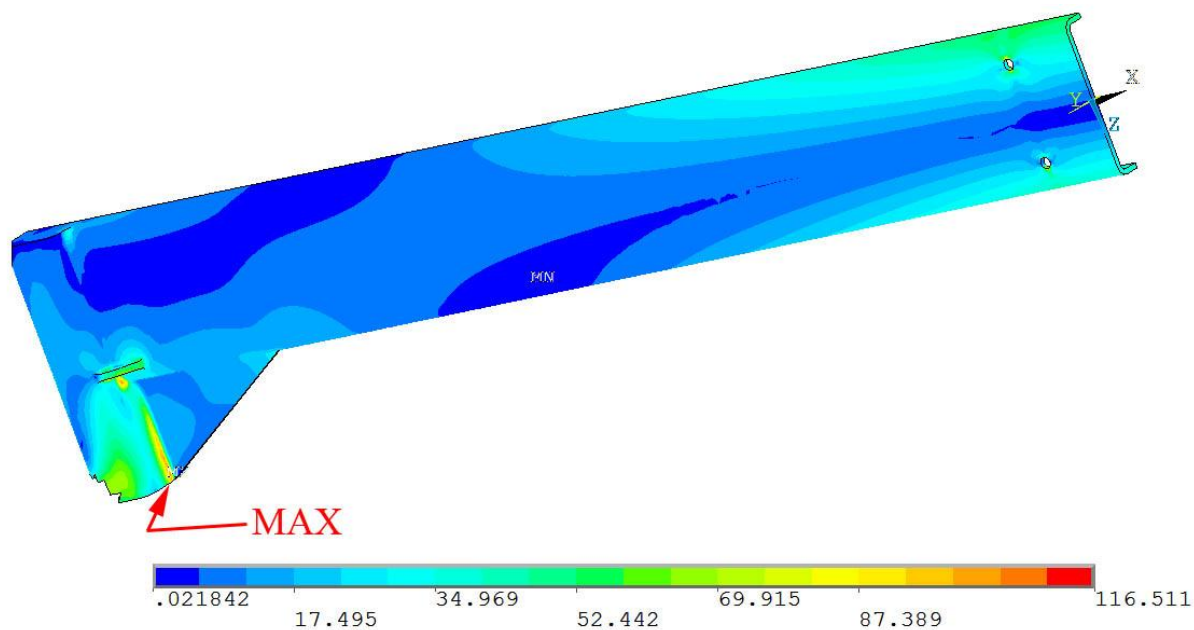
Obr. 8.27: Redukované napětí na horní příčce bez konstrukčních úprav.

Bylo tedy navrženo několik konstrukčních úprav, které vedly k dostatečnému zesílení konstrukce a zajištění bezpečnosti součástí. Nejprve byla zvětšena síla stěny profilu na 4 mm, poté na 5 mm (vyznačeno na obr. 8.28 pozicí 1). Ani tyto úpravy nepomohly k dostatečnému snížení maximálního napětí. Přidal jsem proto nejprve jednu výztuhu (pozice 2), poté ještě další malou výztuhu v místě, kde v původním návrhu bylo maximální napětí (pozice 3).



Obr. 8.28: Konstrukční úpravy horní příčky

Všechny konstrukční úpravy byly ověřeny výpočtem v ANSYSu, zde uvedená je pouze finální varianta:



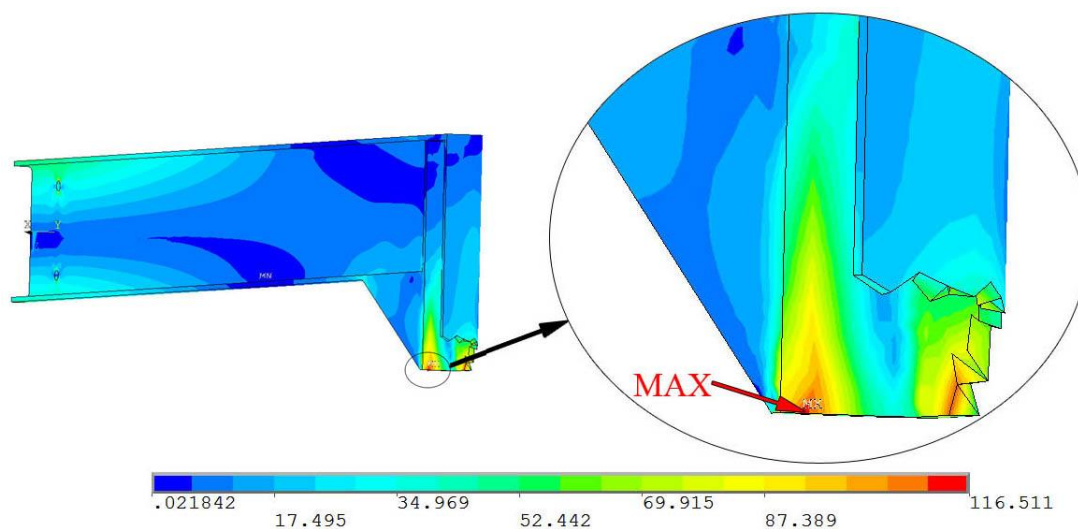
Obr. 8.29: Redukované napětí (HMH)

Výsledná maximální hodnota redukovaného napětí má po úpravách velikost $\sigma_{red}=116,5 \text{ MPa}$.

Bezpečnost je vypočítána ze vztahu:

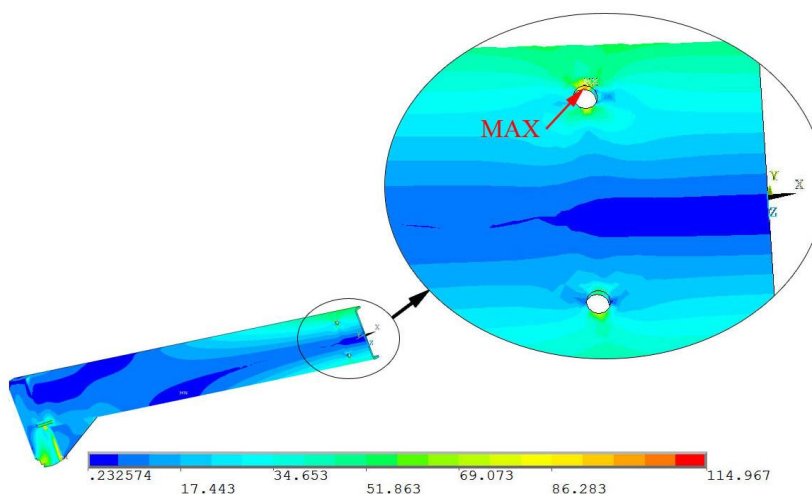
$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{235}{116,5} \doteq 2,03$$

Což je hodnot dostatečná s přihlédnutím k rezervám v zatížení a k tomu, že při zatížení hlavní příčky dojde k jejímu prohnutí a spodní hrana pouzdra (kde je maximální napětí) se „opře“ o spojku vertikálního nosníku a horní příčky.



Obr. 8.30: Redukované napětí – detail kritického místa (HMH)

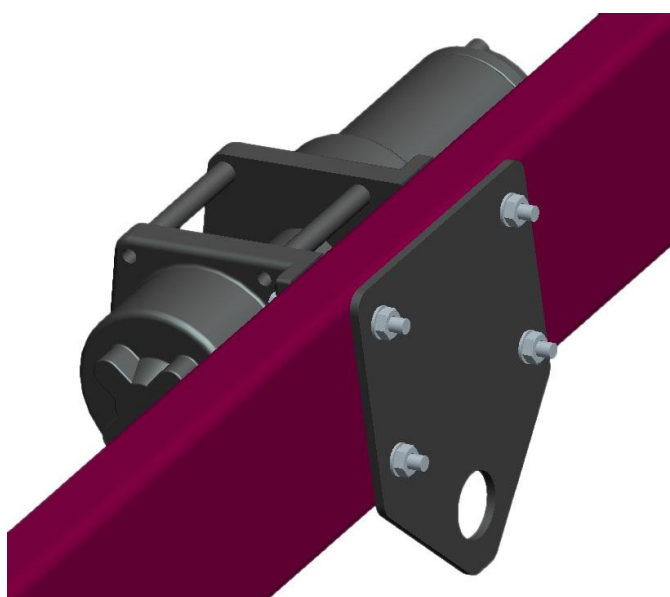
Kromě zjištění maximální hodnoty napětí byla ještě provedena kontrola koncentrace napětí v dírách pro montáž navijáku.



Obr. 8.31: Lokální maximum redukovaného napětí v místě montážních otvorů

9. NÁVRH OKA PRO UCHYCENÍ LANA

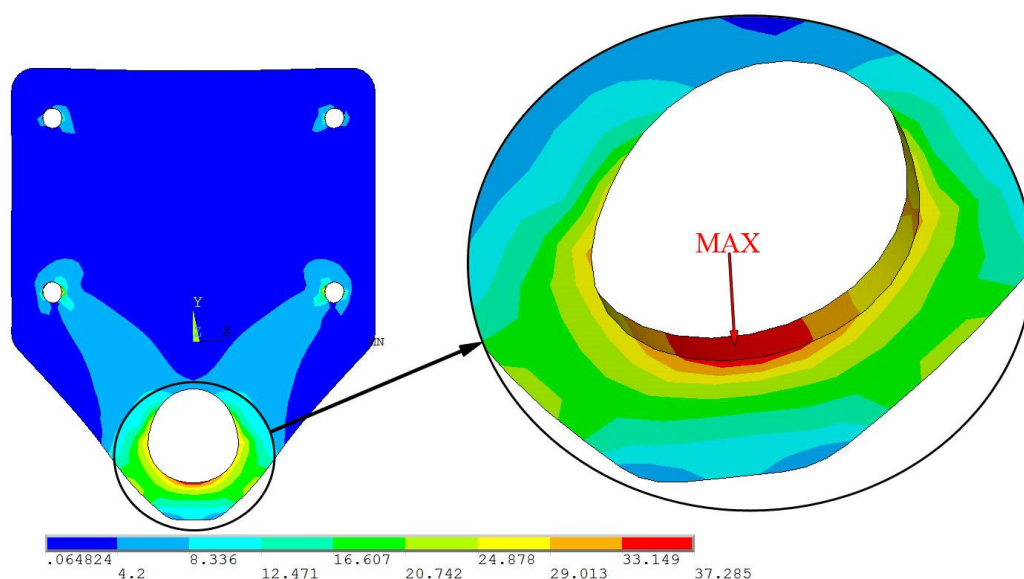
Oko pro uchycení lana slouží především pro uchycení háku tažného lana pro zdvih přes kladku a snížení zátěže vyvíjené na elektrický naviják. Druhotným účelem je to, že oko zároveň slouží jako určitá „podložka“ pro montážní šrouby elektrického navijáku, takže rozkládá tlak na horní příčku na větší plochu. Tento rozklad zatížení na větší plochu zabraňuje možné deformaci při montáži navijáku a následném zatížení. Oko je vyrobeno z ocelového plechu tloušťky 5 mm, stejně jako všechny výztuhy zdviháku a servisních podpěr. Montáž navijáku, použité šrouby a utahovací momenty jsou uvedeny v manuálu k navijáku.



Obr. 9.1: Oko pro uchycení lana

9.1. Napěťová analýza oka pro uchycení lana

3D model byl vytvořen v programu Pro Engineer a následně převeden do softwarového prostředí ANSYS. Okrajové podmínky byly definovány jako zamezení posuvů i rotací plochám v dírách pro montážní šrouby (pouze horní poloviny válcové plochy – simulace nejhoršího montážního stavu, kdy veškeré zatížení je přenášeno pouze kontaktem se šrouby a nikoliv kontaktem s nosníkem). Silové zatížení je rozloženo do uzlových bodů ve spodní části oka. Výsledné redukované napětí je na obr 9.2.



Obr. 9.2: Redukované napětí (HMH) v oku pro uchycení lana

Výsledná hodnota $\sigma_{red}=37,285 \text{ MPa}$ s velkou rezervou splňuje požadované hodnoty a není tudíž třeba dalších konstrukčních úprav.

10. NÁVRH SERVISNÍCH PODPĚR

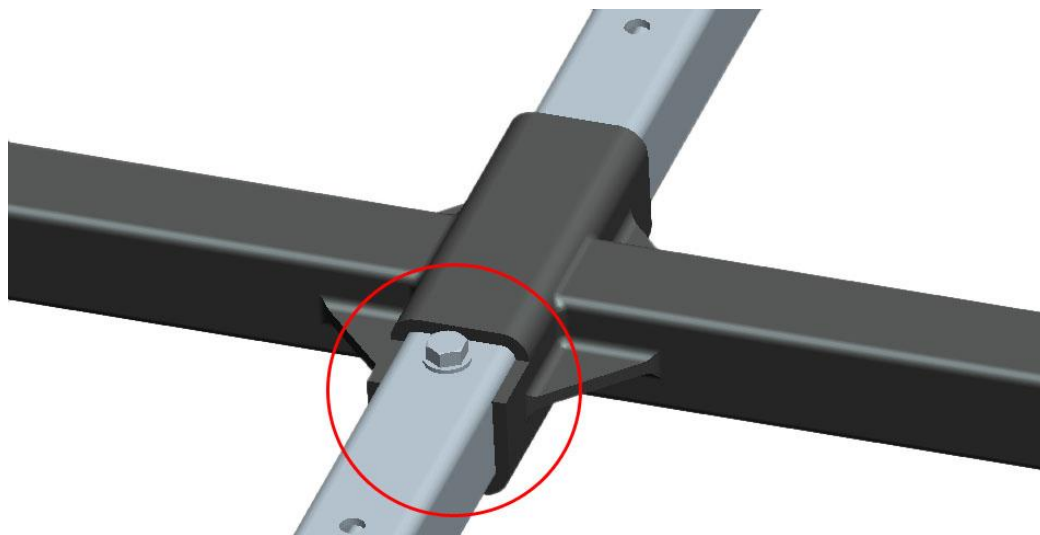
Podpěry slouží pro usnadnění k usnadnění servisních prací v depu při závodech, stejně tak pro usnadnění designových a vývojových úprav a opravárenských úkonů v dílně. Základním požadavkem je opět dostatečná únosnost, rozložitelnost pro snadnější přepravu a pojezdová kola pro mobilitu. Podpěry jsou tudíž navrženy jakou dva totožné lichoběžníkové rámy, spojené distanční tyčí, zasouvanou do vodících pouzder. Distanční tyč je z ocelového profilu z nabídky společnosti Feron 40x40x3 mm, rám z profilu 40x40x2 mm a vodící pouzdra z profilu 50x50x5 mm.



Obr. 10.1: Servisní podpěry

Na obr. 9.1 je červeně vyznačena konstrukční úprava, která umožňuje volitelně na servisní podpěry šrouby připevnit desku z vhodného materiálu a servisní podpěry tak mohou nouzově sloužit jako pracovní stůl (nouzově především z dlouhodobě nevhodné výšky cca 800 mm).

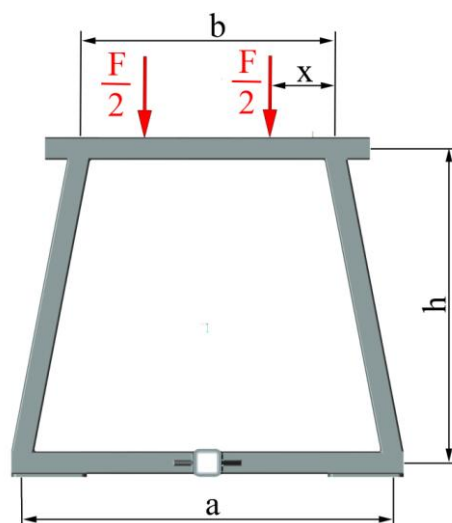
Pro aretaci rozpětí podpěr jsou v tyči vyvrtány díry pro šrouby s rozestupy 100 mm, stejné otvory jsou i ve vodících pouzdrech distanční tyče. Ve vodícím pouzdru je vybrání (viz obr. 9.2), které umožňuje šroubem dotáhnout vodící tyč k pouzdru pro vymezení vůlí. Profily jsou vyráběny z pásky s poměrně velkou zápornou tolerancí, takže je ověřeno, že do sebe půjdou zasunout. Je ovšem nutné předtím odstranit vnitřní výronek, který vzniká jako důsledek svařování a může mít výšku až 1 mm.



Obr. 10.2: Detail vodícího pouzdra pro distanční tyč

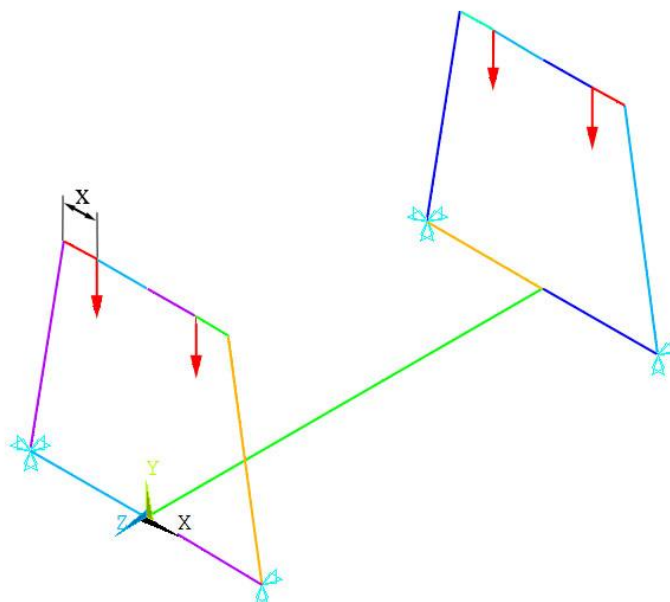
10.1. Napět'ová analýza servisních podpěr

Při určování napětí v součásti jsem využil stejného postupu jako při analýze rámu zdviháku, tedy modelování pomocí klíčových bodů, čar a tvorba mkp sítě s využitím prvku typu *Beam*. Pro urychlení výpočtu a optimalizace vhodných profilů jsem opět vytvořil krátký program, který automatizuje tvorbu geometrie, mkp sítě atd. Program je opět uveden v elektronické podobě v přílohách pro případně další použití. Na obr. 10.3 jsou uvedeny základní dimenze rámu, které je možno měnit přepsáním příslušných hodnot v programu.



Obr. 10.3: Proměnné v programu pro automatizaci výpočtu servisních podpěr

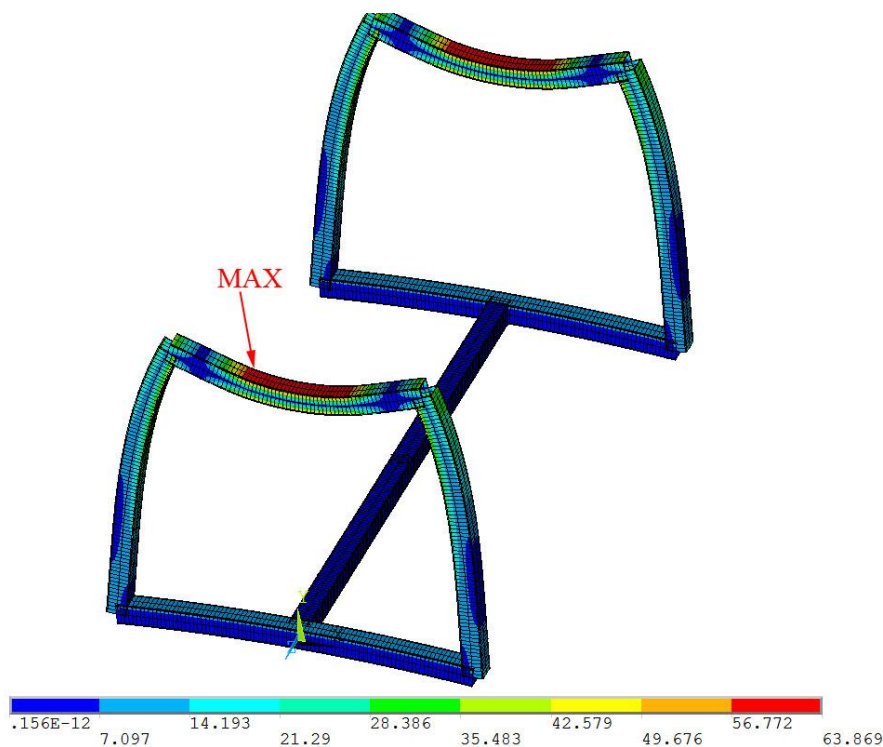
Kromě těchto uvedených rozměrů a sil (zvláště F_1 pro přední nápravu a F_2 pro zadní nápravu) lze ještě měnit rozpětí podpěr (parametr l), rozměry průřezu profilu a hustotu sítě. Při výpočtu bylo počítáno se silovým zatížením 5000 N, což s rezervou odpovídá zátěži celé hmotnosti formule na jednu podpěru. Silové zatížení je aplikováno ve vybraných klíčových bodech a okrajové podmínky jsou definovány zamezením posuvu ve vybraných klíčových bodech, jak ukazuje obr. 10.4.



Obr. 10.4: Zátěžné síly a okrajové podmínky

Po optimalizaci pomocí tohoto programu jsem provedl 8 výpočtů (kombinace čtyř zátěžných stavů a dvou tloušťek stěn profilu). Variovanou hodnotou je x , která definuje vzdálenost

zatěžujících sil od hrany rámu, tzn. simuluje různou šířku spodní části konstrukce formule (předpoklad je, že formule má s podpěrami kontakt spodními okrajovými trubkami příhradového rámu). Výsledná napětí pro všech šest stavů jsou v přílohách. S tím, jak se zvětšuje hodnota x se zvětšuje i napětí a mění se i poloha maximálního redukovaného napětí. Na obr 10.5 je vykresleno redukované napětí pro $x = 150 \text{ mm}$, což odpovídá stavu, kdy vzdálenost trubek rámu formule, kterými je přenášeno zatížení je pouze 300 mm. I tak je napětí dostatečně nízké a dosažená bezpečnost dostatečná (obzvláště s přihlédnutím ke zvolenému zatížení, které podstatně převyšuje skutečnost)



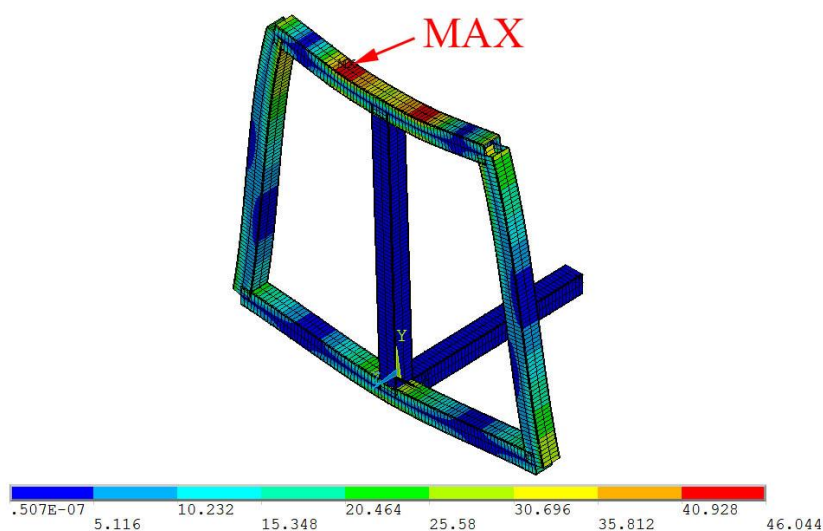
Obr. 10.5: Redukované napětí (HMH) pro $x = 150 \text{ mm}$, $t = 2 \text{ mm}$

Výsledná hodnota $\sigma_{\text{red}}=63,869 \text{ MPa}$ s dostatečnou rezervou splňuje nároky na bezpečnost. Bylo by možno zvážit ještě zpevnění rámu jednou trubkou, přivařenou svisle mezi pouzdro pro distanční tyč a horní nosník. Taková úprava by únosnost zvýšila únosnost a výhodou je možnost použít v podstatě libovolného odpadního materiálu. I tato možnost je zanesena v programu pro automatizaci výpočtu, stačí pouze upravit dva řádky v sekci tvorby čar:

!*L,1,21 —————> L,1,21

!*L,8,22 —————> L,8,22

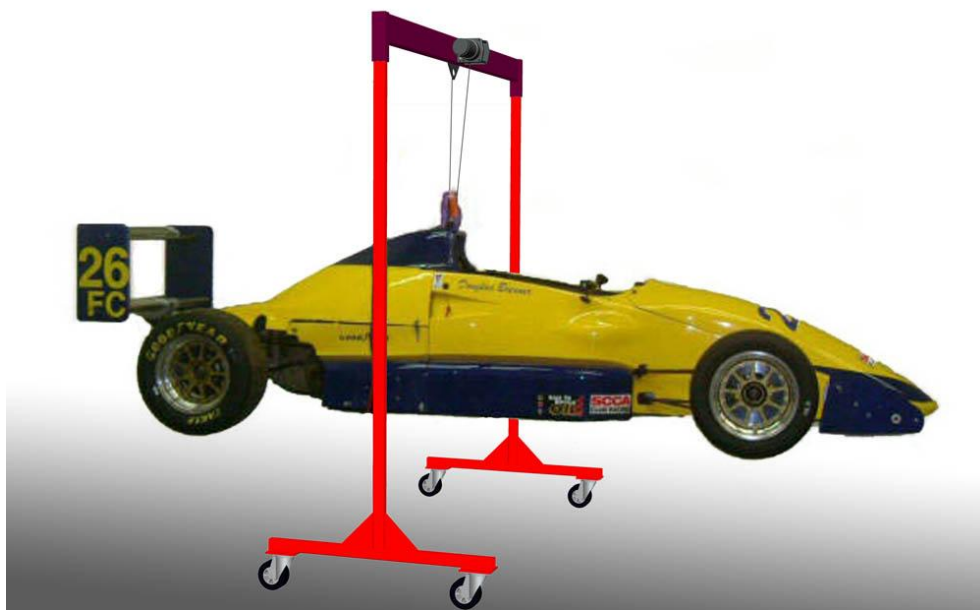
Vliv na hodnotu maximálního napětí je na obr. 10.6



Obr. 10.6: Vliv výztuhy na redukované napětí (HMH) pro $x = 150 \text{ mm}$, $t = 2 \text{ mm}$

11. HMOTNOSTNÍ A EKONOMICKÁ BILANCE

Na obr. 11.1 je orientační vizualizace rámu v provozu. Důležitou částí návrhu je rozhodnutí, jakým způsobem jsou spojeny vertikální nosník s horní příčkou. Po konzultaci s vedoucím práce jsem se rozhodl použít přesně obrobenu spojku z hranolu plného materiálu, která je zasunuta a přivařena do podpěr. Její rozměry jsou přesně upraveny podle dodaného tenkostěnného profilu pro zajištění co nejmenší vůle.



Obr. Vizualizace navrženého zdvihacího zařízení v provozu.

Při určování hmotnostních parametrů jsem vycházel z objemové analýzy 3D modelů v programu ProE. Po nadefinování hustoty materiálu a navolení správného systému jednotek je možno pomocí příkazu *Analysis → Model → Mass Properties* vypsat některé parametry modelu. Hustota se zadává v tunách na kubický milimetr, výsledná hmotnost je v tunách

Součást	Hmotnost [kg]
Horní příčka včetně navijáku	33
Podpěry horní příčky (včetně koleček)	23
Kompletně sestavené zdvihací zařízení	80
Distanční tyč	6
Jeden lichoběžníkový rám (včetně koleček)	14
Kompletně sestavené servisní podpěry	35

Tab. 11.1: Hmotnostní bilance

Při ekonomické bilanci jsem vycházel z maloobchodních cen za metr zvolených profilů a maloobchodních cen zvoleného příslušenství. Finální cena je tedy pouze součtem nákladů na materiál. Vzhledem k předpokládané výrobě svépomocí jsem nezapočítával cenu práce.

Náklady jsou poměrně vysoké, především z důvodu poměrně drahého elektrického navijáku. Stálo by za zvážení přepracování návrhu pro použití kupříkladu ručního kladkostroje, případně pokus o nalezení levnějšího vyhovujícího navijáku

	cena [kč]
Hutní materiál (zdvihací zařízení)	2 900
Elektrický naviják Badger 2500	19 400
Kolečka	4 308
Zdvihací zařízení celkem	26608
Hutní materiál na servisní podpěry	500
Kolečka	4308
Servisní podpěry celkem	4808

Tab. 11.2: Bilance nákladů

12. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navržení vhodného typu zdvihacího zařízení a servisních podpor. Po prostudování používaných řešení a dostupných možností jsem usoudil, že návrh vlastního zařízení je nejlepší variantou už z ekonomických důvodů, protože pořízení komerčního zdvihacího zařízení je otázka řádově sedmdesáti tisíc korun a víc. Prvním krokem tedy bylo zhodnocení současného stavu, na základě čehož jsem rozhodl o navržené koncepci. Navržené zdvihací zařízení je tvořeno jako svařenec z normalizovaných tenkostěnných ocelových profilů. To umožňuje jednoduchou konstrukci a výrobu. Poněkud problematickým se ukázala volba vhodného příslušenství, konkrétně elektrického navijáku. Z typů běžně importovaných do ČR se většina, alespoň dle doporučení v manuálech, nemá používat pro svislý tah. Tento problém se podařilo vyřešit až kontaktováním distributora, který potvrdil použitelnost určitých typů i pro svislý zdvih (za podmínky vyloučení zdvihu břemene nad lidmi). Po navržení vhodného rámu byly provedeny výpočty dvojím způsobem. První bylo modelování rámu jako prutové soustavy pomocí prvků typu *Beam* a *Shell*, druhým bylo modelování rámu nebo jeho část objemově pomocí prvku typu *Solid*.

První varianta se ukázala být velice efektivní metodou pro základní dimenzování, což se nejlépe ukázalo při optimalizaci velikosti výztuhy. Pro tento účel jsem sestavil krátký program pro použití v programovém prostředí ANSYS, pomocí kterého jsem plně parametrizoval prutový model rámu. Následně byla vytvořena závislost napětí v součásti na velikosti výztuhy. Po zhodnocení výsledků této závislosti byla vybrána velikost výztuhy 150 x 150 mm. Tato metoda stejně dobře posloužila při napěťové analýze servisních podpěr, kdy jsem pro usnadnění a zefektivnění výpočtu opět napsal krátký program pro jeho automatizaci. Výsledkem jsou snadno demontovatelné servisní podpěry, které díky variabilním rozměrům, pojezdovým kolečkům s brzdou a volitelné pracovní ploše budou přínosem pro práci i image týmu.

Druhou variantu, tzn. objemové modelování, bylo nutno použít tam, kde buď nešlo aplikovat náhradu pruty (oko pro uchycení lana), nebo v místech, kde nahrazení pruty neposkytovalo hodnověrné výsledky. Tímto způsobem jsem zkontroloval napětí v hlavním příčném nosníku. Výsledná hodnota redukovaného napětí 310,356 MPa ukázala na nevhodně zvolený profil pro pouzdro pro zasunutí podpěr. V několika krocích jsem provedl patřičné úpravy dimenzování, které snížily maximální hodnotu napětí na 116,511 MPa, což je přijatelná hodnota. Kde se

však tato metoda neuplatnila, bylo spojení spodní příčky s vertikálním nosníkem – svařené dva profily do tvaru písmene T. Přestože jsem tomuto místu věnoval poměrně hodně času a snažil jsem se odladit vhodně síť tak, aby výpočty byly relevantní, výsledek není uspokojivý, proto jsem v toto místo raději dimenzoval rám pomocí optimalizované výztuhy. Výsledkem diplomové práce je tedy komplexní návrh zdvihacího zařízení, který může sloužit jako podklad pro výrobu skutečného zařízení, případně (třeba díky vyhotoveným programům pro automatizaci výpočtů) pro další úpravy podle požadavků a konkrétního vozidla. Práci by dále bylo možno rozvinout například tvorbou vhodného barevného designu tak, aby ladil se stájovými barvami a přispíval k image moderního, technicky pokročilého a perspektivního týmu.

Z ekonomického hlediska není cena přibližně 27 000 Kč pouze za materiál a příslušenství úplně nejnižší, přesto představuje přibližně polovinu nejlevnějšího u nás dostupného komerčního produktu. Ušetřit by bylo možno na elektrickém navijáku, pokud by se našel vhodný typ z levnější produkce.

13. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] JANÍČEK P. a kol. *Mechanika těles :pružnost a pevnost.I. / 3. přeprac. vyd.* Brno : CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X
- [2] DOWLING, NORMAN E. *Mechanical behavior of materials :engineering methods for deformation, fracture, and fatigue / 3rd ed.* Upper Saddle River : Prentice Hall, 2007. 912 s. : il., čb. fot., grafy. ISBN 0-13-186312-6
- [3] FLORIAN, Z. *Mechanika těles :statika / 1. vyd.* Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. 182 s. ISBN 80-214-2491-5
- [4] VLK,F. *Dynamika motorových vozidel.* Brno : Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 432 s. ISBN 80-239-0024-2
- [5] VLK,F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel.* Brno : Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2001. 576 s. : il. ISBN 80-239-3717-0
- [6] ProEngineer Wildfire 4.0, *Help Center*, 2009
- [7] ANSYS Tutorials, HTML Online Tutorials University of Alberta, University of Alberta, 2001, [online]. [Poslední návštěva 2010 - 05].. Dostupné na internetu: <http://www.mece.ualberta.ca/Tutorials/ansys/>
- [8] Release 12.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA 2009
- [9] *Čtyřboké duté profily EN 10210/EN 10219* . [online]. [Poslední návštěva 2010 - 05]. Dostupné na internetu: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=46>
- [10] *Specifikace výrobku* . [online]. [Poslední návštěva 2010 - 05]. Dostupné na internetu: http://www.ferona.cz/cze/katalog/img.php?id=112&id_product=24998
- [11] *Formule Student SAE*. [online]. [Poslední návštěva 2010 - 05]. Dostupné na internetu: <http://www.carttech.cvut.cz/formula-student-sae>
- [12] *Brenner Fabrication LLC*. [online]. [Poslední návštěva 2010 - 05]. <http://www.brennerfabrication.com/id2.html>
- [13] *SAE international* [online]. [Poslední návštěva 2010 - 05]. <http://en.wikipedia.org/w/index.php?title=SAE+International&oldid=330993170>

13.1. Internetové odkazy:

<http://www.ramsey.com/>

<http://www.formulastudent.com/>

www.ferona.cz

<http://www.seal-navijaky.cz/>

<http://www.conezlin.cz/>

<http://www.iteco.cz>

<http://www.cadforum.cz/>

www.kaiserkraft.cz

<http://www.abuscranes.co.uk/>

<http://www.ptc.com/>

<http://www.ansys.com/>

14. SEZNAM ZKRATEK

Označení	Jednotka	Název
W_r	[N]	zatížení zadní nápravy
W_f	[N]	zatížení přední nápravy
W	[N]	tíhová síla
l	[mm]	rozvor náprav
b	[mm]	vzdálenost přední nápravy od těžiště
c	[mm]	vzdálenost zadní nápravy od těžiště
L_t	[mm]	vzdálenost ochranného rámu od řidiče
R_m	[Mpa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[Mpa]	Smluvní mez kluzu
σ_{dov}	[Mpa]	Dovolené napětí
σ_{max}	[Mpa]	Maximální napětí
k		Bezpečnost
M_o	[N.m]	Ohybový moment
F_x	[N]	Síla působící ve směru osy x
F_y	[N]	Síla působící ve směru osy y
W_o	[m ³]	Pružný modul průřezu
N	[N]	Normálová síla
T	[N]	Tečná síla
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
μ		Poissonova konstanta

15. SEZNAM ELEKTRONICKÝCH PŘÍLOH

Příloha 1: Redukované napětí v servisních podpěrách

Příloha 2: Redukované napětí v podpěrách hlavní příčky

Příloha 3: Výkresová dokumentace

Příloha 4: Program pro automatizaci výpočtu rámu zdvihacího zařízení a servisních podpěr